МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ПРАЦІ
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 15. Том 3

Наукове фахове видання

Технічні науки

Мелітополь – 2015

УДК 631.3
Т.3
Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15, т. 3. – 360 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 8 від 28.04.2015 р.

У збірнику наукових праць опубліковано матеріали за результатами досліджень у галузі механізації сільського господарства.

Видання призначене для наукових працівників, викладачів, аспірантів, інженерно-технічного персоналу і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. - д.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор); Надикто В.Т. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф. (заступник головного редактора); Діордієв В.Т. - д.т.н., проф. (відповідальний секретар); Гнатушенко В.В. - д.т.н., проф.; Дідур В.А. - д.т.н., проф.; Єремєєв В.С. - д.т.н., проф.; Кушнарьов А.С. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф.; Куценко Ю.М. – д.т.н., доц.; Леженкін О. М. - д.т.н., проф.; Малкіна В.М. – д.т.н., проф.; Овчаров В.В. - д.т.н., проф.; Панченко А.І. - д.т.н., проф.; Скляр О.Г. - к.т.н., доц.; Тарасенко В.В. - д.т.н., проф.; Шацький В.В. - д.т.н., с.н.с.; Федюшко Ю.М. – д.т.н., проф.; Фурман І.О.- д.т.н., проф.;Ялпачик Ф.Ю. - к.т.н., проф.

Відповідальний за випуск - д.т.н., проф. Панченко А.І.

Адреса редакції: ТДАТУ
просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь Запорізька обл.
72312 Україна

ISSN 2078-0877

© Таврійський державний агротехнологічний університет, 2015

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.644:621.833.15

ТРЕХМЕРНОЕ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОПТИМАЛЬНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Лурье З.Я., д.т.н.,
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
Панченко А.И., д.т.н.,
Таврический государственный агротехнологический университет
Соловьев В.М., к.т.н.,
Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова»
Гасюк А.И., к.т.н.
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
Тел. (057) 707-66-46

Аннотация **– в статье обсуждается вопрос формирования научного направления в области проектирования шестеренных насосов внешнего зацепления, основанного на сочетании многокритериальной оптимизации параметров зубчатой передачи качающего узла и трехмерного численного моделирования гидродинамических процессов. Предложена математическая модель с использованием в исходных данных бокового зазора и коэффициента высоты ножки зуба, на основе которой выполняется многокритериальная оптимизация. Применительно к насосу с рабочим объемом 32 см^3 и максимальным давлением 16 МПа, приведены результаты оптимизации геометрических параметров зубчатого зацепления, результаты численного моделирования движения рабочей жидкости, зафиксированы и проанализированы пульсации скорости на выходе из насоса.**

Ключевые слова **– шестеренный насос внешнего зацепления, многокритериальная оптимизация, критерии оптимизации; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; численное моделирование, пульсация мгновенной подачи**.

© Лурье З.Я., Панченко А.И., Соловьев В.М., Гасюк А.И.

Постановка проблемы. Нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления (НШ), несмотря на развитие и снижение потерь регулируемых объемных насосов различного принципа действия и конструктивных схем, остаются широко используемыми источниками энергии в гидравлических системах. В перспективе у НШ имеется большая область применения, где требуются низкие давления (как системы смазки), так и давления 16…25 МПа для гидроприводов различных технологических машин. НШ объединяют производственную простоту и низкие затраты на изготовление, высокий КПД и невысокие требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости (РЖ) как в схемах замкнутого, так и разомкнутого контуров циркуляции. С другой стороны, пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни, создаёт переменную во времени геометрию проточной части, что накладывает определенные трудности при построении математической модели для определения оптимальных параметров качающего узла, включающей зубчатую передачу (ЗП) и насос в целом. Кроме того, рабочий процесс включает много сложных явлений, исследование которых может быть выполнено на основе законов механики твердого тела и механики жидкости и газа. Поэтому эти насосы более 50 лет представляют научный интерес для многих исследователей различных стран [1], который сохранился и в настоящее время.

Невзирая на долгую историю развития НШ, проблемам многокритериальной оптимизации параметров и исследования внутренней гидродинамики не уделено должного внимания. В данном формирующемся научном направлении имеется сравнительно небольшое число публикаций, хотя в настоящий момент теория оптимальных систем располагает обширной методологией, а вычислительная техника – широким спектром высокоинтеллектуальных программных средств. Настоящая статья является продолжением работы авторов [2] в этом актуальном научном направлении.

Анализ последних исследований. Начнем с публикаций по оптимизации. Работа [3] посвящена рассмотрению вопросов, направленных на улучшение показателей качества НШ: рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и др., значения которых зависят от параметров ЗП. Поиск оптимальных параметров предлагается выполнять на основе решения задачи многокритериальной оптимизации методом исследования пространства параметров [4, 5]. Однако статья содержит лишь постановку задачи многокритериальной оптимизации, в математическую модель которой теперь следует ввести ряд результатов последующих исследований, изложенных в работах [6, 7].

В работе [8] приведены результаты оптимизации насоса внутреннего эвольвентного зацепления (НШВ), где в качестве варьируемых переменных использованы параметры ЗП и принят единственный критерий – уровень шума работающего насоса. Были заданы параметрические и функциональные ограничения, рассмотрены вопросы связи пульсации подачи и пульсации давления с величиной шума при работе насоса.

В статье [9], на основе использования метода исследования пространства параметров, рассмотрена задача многокритериальной оптимизации НШВ, с заданием 21 варьируемой переменной, 15 функциональных ограничений и 9 критериев оптимальности.

Новым инструментом, позволяющим проводить моделирование гидродинамических течений в НШ, НШВ и других гидравлических (и не только) машинах, являются программные средства, основанные на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса: средства вычислительной гидродинамики (далее CFD). Ввиду сложности и трудоемкости процесса получения отдельного численного решения, оптимизация с использованием CFD программ даже путем существенного сокращения варьируемых параметров, параметрических и функциональных ограничений, на сегодняшний день является достаточно трудной задачей.

В статье [10], на основе использования CFD программы OpenFoam получены данные, показывающие влияние изменения величины радиуса скругления (45 и 100 мкм) на торцевой поверхности зуба НШ на величину утечек и потери мощности. Было установлено, что благодаря введению скругления наблюдается снижение утечек как на низких / высоких частотах вращениях, так и при низких / высоких величинах давления, а потери мощности имеют тенденцию к снижению с уменьшением радиуса скругления.

В статье [11] рассмотрены результаты численного моделирования (с использованием подвижной расчетной сетки) работы насоса для пищевой промышленности. В частности были получены зоны высоких скоростей и кавитационные области, необходимость уменьшения (локализации) которых возможна, в том числе конструктивными способами.

В статье [12] рассмотрена постановка и решение двухмерной CFD задачи в программе Fluent (с использованием подвижной расчетной сетки) по моделированию течения в НШ с целью изучения влияния величины зазора между шестернями на выходные характеристики насоса. В качестве объекта исследования использовался НШ марки PGP компании Parker Hannifin Corp. При моделировании были приняты следующие допущения: РЖ является ньютоновской и несжимаемой; РЖ изначально неподвижна; поток рассматривается двумерным; РЖ

изотермичная, параметры постоянны. С учетом принятых допущений математическая модель НШ в декартовых координатах представлена:

уравнением неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . \rho V = 0; \qquad (1)$$

двумя скалярными уравнениями Навье–Стокса:

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right), \qquad (2.a)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right), \qquad (2.b)$$

начальным условием – при $t \le 0$, $\mathrm{V} = 0$;

граничными условиями: на граничной стенке $\mathrm{V} = 0$; на поверхностях шестерен $\mathrm{V} = \mathrm{Vs}$; на впускном отверстии $\mathrm{P} = \mathrm{Pi}$; на выпускном отверстии $\mathrm{P} = \mathrm{Po}$.

Стандартная модель $\kappa - \varepsilon$ является полуэмпирической моделью, основанной на уравнении переноса кинетической энергии турбулентности (к) со скоростью рассеяния ε. Уравнения переноса основаны на допущениях, что поток является полностью турбулентным, а влияние молекулярной вязкости не учитывается:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \nabla(\rho\kappa V) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k, \qquad (3.a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \nabla(\rho\varepsilon V) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla\varepsilon\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\left(G_k + C_{3\varepsilon}G_b\right) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \qquad (3.b)$$

где турбулентная вязкость $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$.

Значения параметров $\kappa - \varepsilon$ модели равны:
$C_\mu = 0{,}09$, $\sigma_K - 0{,}3$, $\sigma_\varepsilon = 1{,}3$, $C_{1\varepsilon} = 1{,}44$, $C_{2\varepsilon} = 1{,}92$.

Для выбранных значений величины зазора между шестернями (15, 22 и 30 мкм) при частотах вращения 2000, 2500, 3000 и 3500 мин$^{-1}$ были получены кривые пульсации мгновенной подачи в кг/с (следовательно скорости) и давления в psi (рис. 1).

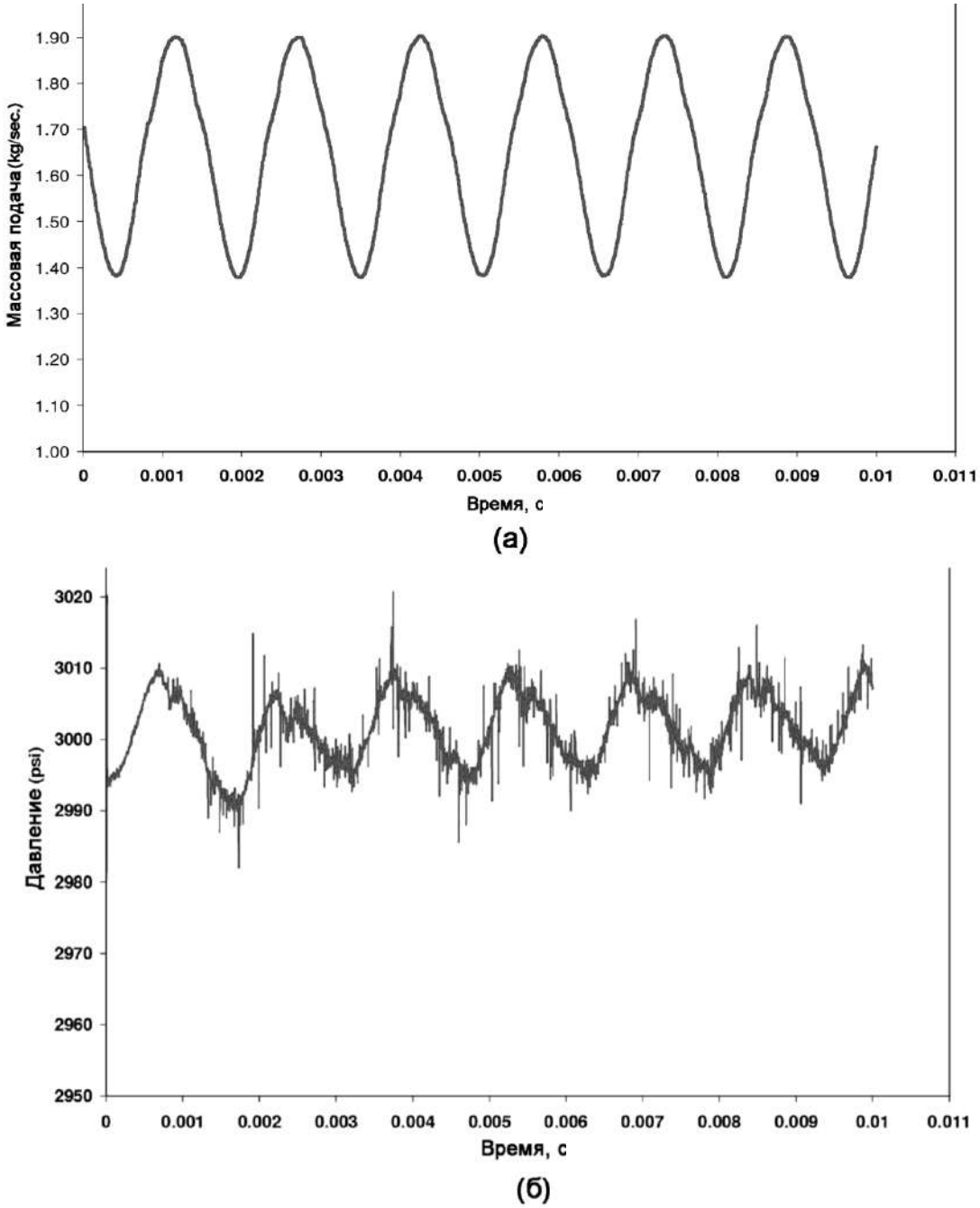


Рис.1. Результат численного исследования течения в НШ с величиной зазора между шестернями 30 мкм при частоте вращения 3000 мин$^{-1}$, давлении 3000 psi: (а) – пульсация массового расхода; (б) – пульсация давления в точке области нагнетания

В таблице 1 показаны максимальные, минимальные и средние значения массовой подачи при частотах вращения от 3500 до 2000 мин$^{-1}$ и давлениях на выходе от 24,13 до 17,237 МПа.

Данные в табл. 1 подтверждают наличие пульсаций подачи на разных частотах вращения и давлениях.

Таблица 1 – Величина массовой подачи в зависимости от частоты вращения и давления на выходе НШ

№	n, мин$^{-1}$	$P_{выхода}$, МПа	Массовая подача, кг/с		
			max	min	средн.
1	3500	24,13	2,22	1,63	1,92
2	3500	20,684	2,24	1,68	1,96
3	3500	17,237	2,25	1,74	2
4	3000	24,13	1,88	1,34	1,61
5	3000	20,684	1,9	1,38	1,64
6	3000	17,237	1,92	1,44	1,68
7	2500	24,13	1,55	1,04	1,3
8	2500	20,684	1,57	1,09	1,33
9	2500	17,237	1,58	1,14	1,36
10	2000	24,13	1,21	0,75	0,98
11	2000	20,684	1,24	0,8	1,02
12	2000	17,237	1,25	0,85	1,05

Анализ полученных данных показал, что коэффициент неравномерности (пульсации) давления составляет порядка 0,67%, что значительно меньше коэффициента неравномерности массовой подачи, значение которого ~27,4%. Течение РЖ – турбулентное, что принималось авторами при постановке и решении данной гидродинамической задачи; временной шаг 10^{-6} с; число итераций, при которых получены кривые рис. 1, равно 10^4.

В работе [1] рассмотрены результаты математического и экспериментального исследования НШ компании Casappa (Италия). Численная модель НШ построена следующим образом. Насос подразделен на многие объемы, в которых свойства жидкости считаются постоянными, и зависят только от времени. Рассматривается изменение объема (CV) пространства между зубьями обоих зубчатых колес. Это позволяет определять при вращении вала насоса как межзубное пространство V1i ведущей шестерни входит в зацепление с соответствующим объемом V2i ведомой шестерни. Модель учитывает связи между каждым межзубным объемом с его средой и изменения объема в зоне зацепления. Уравнение (4)

$$\frac{dp_{CV}}{dt} = \frac{1}{V_{CV}} \frac{dp}{d\rho} \left[\sum \dot{m}_{in.CV} - \sum \dot{m}_{out.CV} - \rho_{CV} \frac{dV_{CV}}{d\vartheta} \omega \right] \quad (4)$$

позволяет определить изменение давления в функции времени внутри общего CV в зависимости от свойств жидкости, геометрического изменения объема и теоретической передачи массы в соседние объемы.

Области потока, соединяющие каждое пространство между зубьями с его окружением и фактическое значение объемов, рассчитываются в зависимости от угла ϑ положения вала. Во время вращения вала зубья входят в зацепление и фактическое значение каждого CV изменяется. Кроме того, при вращении шестерни, он может быть соединен с несколькими другими камерами с помощью переменных отверстий. Расход между соседними объемами рассчитывается с учетом несжимаемого стационарного ламинарного потока для отверстия; утечки потока аппроксимируются с помощью модифицированного уравнения Пуазейля для полностью установившегося условия ламинарного течения с учетом относительного движения граничных поверхностей.

Коэффициент неравномерности давления на выходе НШ составляет 2,47%, а неравномерность подачи – 30,7% (рис. 2 и 3), что сопоставимо с результатами неравномерности давления (0,67%) и подачи 27,4% ранее рассмотренной работы [12]. Здесь следует еще раз отметить, что пульсация давления существенно меньше пульсации подачи, когда моделируется собственно НШ при замере давления внутри камеры нагнетания, а подача в выходном отверстии. При этом вся нагнетательная магистраль гидросистемы заменена граничным условием давления на выходе НШ.

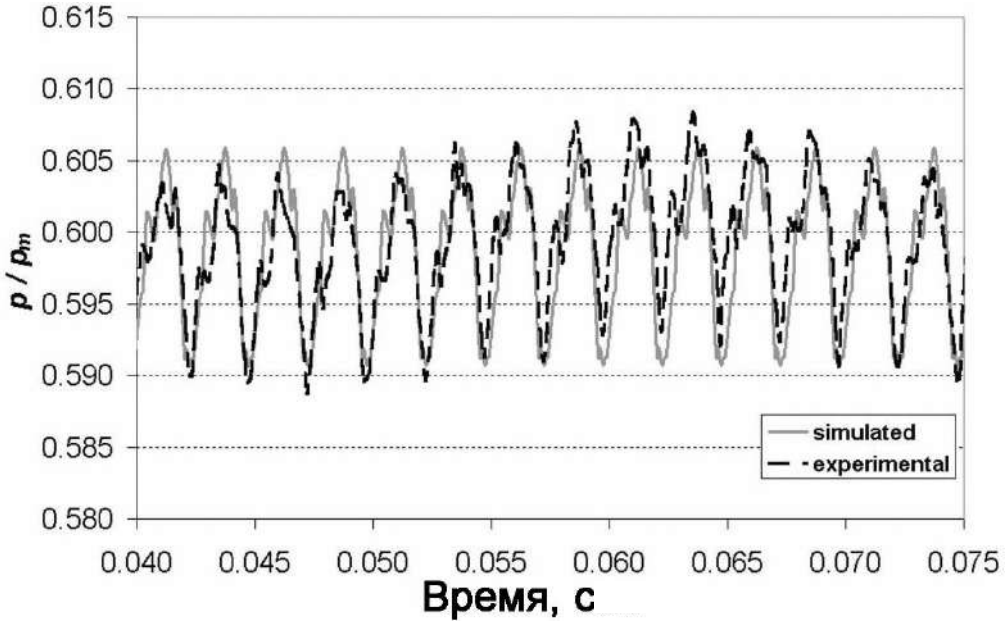


Рис. 2. Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания в функции времени при частоте вращения n = 2000 мин$^{-1}$

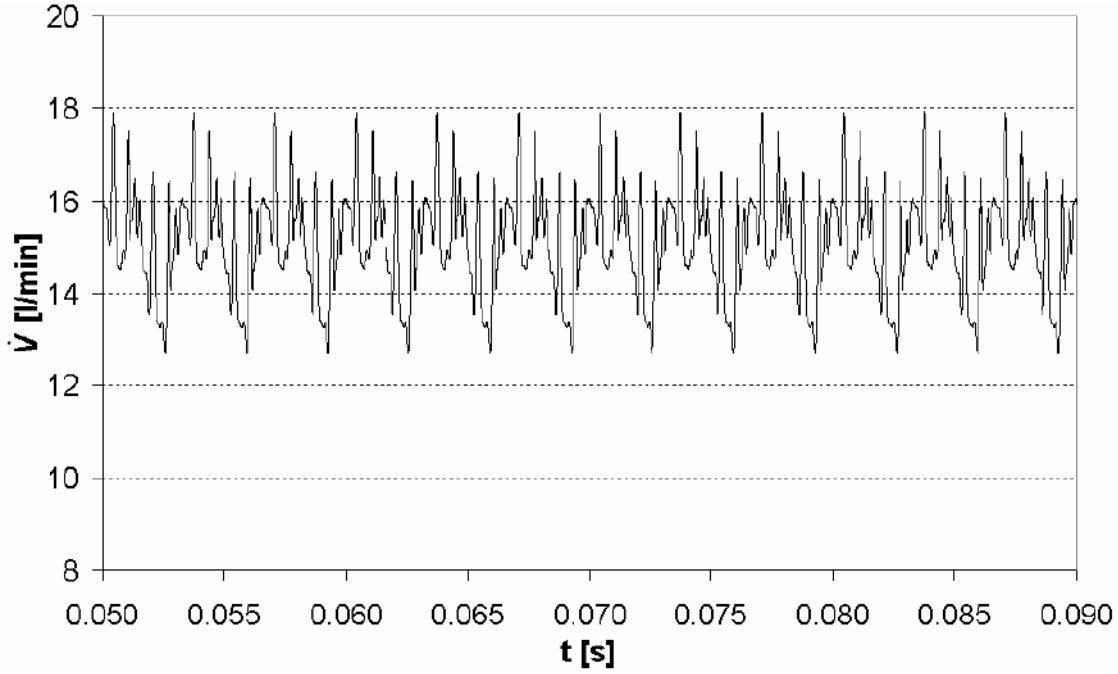


Рис. 3. Кривая мгновенной подачи (в л/мин) при численном моделировании НШ компании Casapra при частоте вращения n = 1500 мин$^{-1}$ и давлении p = 200 бар

Продолжая анализировать результаты работы [12] можно отметить, что наибольшее значение скорости течения жидкости было зафиксировано в зазоре между зубьями и составило порядка 388 м/с. Результаты численного исследования модели с зазором 15 мкм, характер изменения величины массовой подачи в функции времени аналогичен модели с зазором 30 мкм. Но при частоте вращения n = 3000 мин$^{-1}$ и давлении на выходе P = 20,7 МПа коэффициент неравномерности меньше и равен 25,9%. Авторы утверждают, что величина зазора между шестернями является существенным фактором, влияющим на значение подачи НШ. Следует заметить, что термин «зазор между шестернями» является аналогом отечественного термина«боковой зазор» [13, 14]. Термины [15], обозначающие основные зазоры зубчатого зацепления на английском и немецком языках, приведены в таблице 2.

Работы [16, 17] посвящены экспериментальным исследованиям специально сконструированного НШ с прозрачным корпусом на стенде (рис. 5), с помощью которого возможно проводить измерения не только характеристик, но и визуализацию потока в рабочей части насоса.

Таблица 2 – Обозначение основных зазоров зубчатого зацепления на английском и немецком языках

Термин	**Обозна-чение**	**Язык**	
		Английский	**Немецкий**
Боковой зазор	j	Backlash	Flankenspiel
Нормальный боковой зазор	j_n	Normal backlash	Normalflankenspiel
Радиальный зазор (c^*)	j_r	Clearance, bottom clearance	Radialspiel (Kopfgrundspiel, Radialluft, Zahngrundspiel, Kopfspiel, Radialflankenspiel)
Окружной боковой зазор	j_t	Circumferential backlash	Drehflankenspiel (Verdrehflankenspiel, Verdrehspiel)

Рис. 4. Конструкция экспериментального насоса

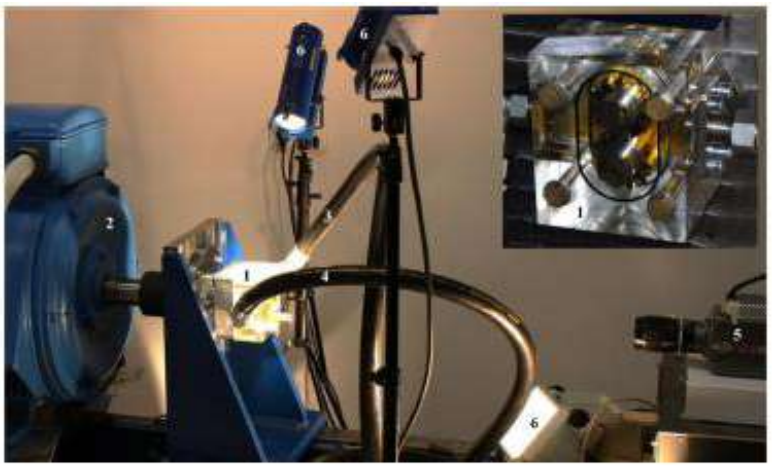


Рис. 5. Фото стенда для испытаний экспериментального насоса

Экспериментальные исследования проводились с РЖ марки HLP-68 с кинематической вязкостью, равной 68 мм^2/с при 40°С. Были получены кривые пульсаций давления на линиях всасывания и нагнетания (рис. 6), а видеосъемка зафиксировала моменты появления кавитационных пузырьков и их схлопывание.

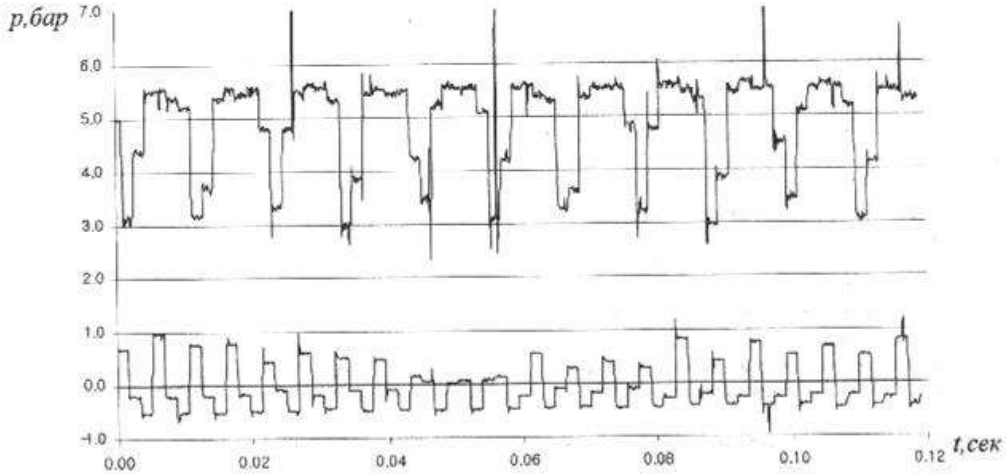


Рис. 6. Пульсации давления на входе и выходе насоса за один оборот, при давлении в линии всасывания p = 0 бар, давление в линии нагнетания p = 5 бар, частота вращения 500 мин$^{-1}$, число зубьев шестерен Z = 11

Кроме того, в работе [17] анализируется ламинарное движение вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса. Авторы отмечают, что теоретически и экспериментально подтверждается наличие зон кавитации и пульсация давления в потоке за насосом, из-за пульсирующего характера движения рабочей жидкости.

Завершая обзор, можно сделать общий вывод: пульсации потока и давления в НШ существуют; применение оптимизационных методов для определения параметров НШ целесообразно совмещать в комбинации с CFD программами.

*Формулирование целей статьи (постановка задания).*Результаты анализа показали, что разработка НШ с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением конструктивных решений, но и с переходом на этапе проектирования к расчету и выбору параметров зубчатого зацепления на основе методов оптимизации математических моделей с последующими исследованиями по изучению влияния геометрических параметров на гидродинамику движущейся жидкости с помощью CFD программ.

Основная часть. Рассматривая на первом этапе НШ как объект многокритериальной оптимизации, в математическую модель следует включить:

- функциональные уравнения и функциональные ограничения;
- варьируемые параметры и их ограничения;
- критерии оптимальности и критериальные ограничения.

Уравнения, определяющие диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев, с учетом DIN (Германия) [18], включены в математическую модель в следующем виде:

$$d_a = 2a_\omega - d + 2m(h_a^* - x), \tag{5}$$

$$d_f = d + 2m(x - h_f^*), \tag{6}$$

где d – диаметр делительной окружности.

Значения бокового зазора по дуге начальной окружности и по контактной нормали вычисляются по формулам [14]:

$$j_\omega = (P\omega - 2 \cdot S_a) \cdot cos\alpha_\omega, \tag{7}$$

$$j = \frac{2 \cdot j_\omega}{d_b}. \tag{8}$$

В качестве метода многокритериальной оптимизации принят метод исследования пространства параметров (ИПП), алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется этапами, подробно изложенными в работе [2]. Здесь отметим, что поиск на втором этапе идентификационной математической модели НШ, в части построения геометрии, ранее был реализован на основе программы «Компас» российской компании АСКОН, функциональные возможности которой не позволяют проводить задание значений бокового зазора и коэффициента высоты ножки зуба.

В настоящей работе построение зубчатого зацепления было выполнено с использованием одной из наиболее современных программ KISSsoft.

На третьем этапе выполняется многокритериальная оптимизация НШ.

Для условия равенства числа зубьев $Z_1 = Z_2$ математическая модель НШ включает в себя 13 уравнений геометрических параметров ЗП [2, 13, 14]. Также в математическую модель входят 5 уравнений, которые позволяют вычислять: шаг и длину зацепления, высоту зуба ше-

стерни, толщину зуба шестерни у вершины и коэффициент перекрытия.

Важной составляющей являются формулы кинематических параметров, определяющие скорость перемещения контактной точки по профилю, взаимные скорости относительного скольжения профилей зубьев шестерни и колеса, удельные скольжения шестерен в нижних точках активных профилей зубьев.

В качестве варьируемых параметров выбраны: число зубьев Z, угол исходного контура α, коэффициент высоты головки зуба h_a^*, коэффициент радиального зазора c^*, модуль m, боковой зазор j_ω, коэффициент высоты ножки зуба h_f^*, межосевое расстояние a_ω, коэффициент радиуса переходной кривой ρ и ширина зубчатого венца b (десять параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазонами их изменения составляют параметрические ограничения. Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность НШ, изложены в работах [13, 14] и в данной статье не приводятся. В качестве критериев Fi приняты следующие показатели качества: $F1 = \varepsilon_\alpha$ – коэффициент перекрытия, $F2 = V_0$ – рабочий объем, $F3 = S_a$ – толщина зуба на диаметре вершин, $F4 = \vartheta_P$ – удельное скольжение, $F8 = K$зи – коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

За пятый критерий на основе теории НШ [13, 19], в которой использованы только законы механики твердого тела, принят коэффициент неравномерности подачи РЖ, уравнение которого приведено в работе [19]

$$F5 = K_H = \frac{\left(4 - 6\cdot\varepsilon_\alpha + 3\cdot\varepsilon_\alpha^2\right)\cdot t_0^2}{4\cdot\left(d_a - d_\omega\right)\cdot\left(d_a + d_\omega\right)} = \frac{\left(4 - 6\cdot\varepsilon_\alpha + 3\cdot\varepsilon_\alpha^2\right)\cdot t_0^2}{4\cdot\left(d_a^2 - d_\omega^2\right)}. \qquad (9)$$

За шестой критерий принят габаритный размер НШ [6] $F6 = G + a_\omega + d_a$. Седьмой критерий – безразмерный коэффициент, определяющий величину объема, занятого телом венцов шестерен [6], составляющих рабочий объем

$$F7 = K_{V_0} = \frac{V_0}{b\cdot\left(0{,}25\cdot\pi\cdot d_a^2 + d_a\cdot a_\omega\right)}. \qquad (10)$$

Задача оптимизации в многокритериальной постановке решалась применительно к НШ на номинальное давление 16 МПа, рабочий объем 32 см^3, прототипом которого является насос НШ-32УК ПАО «Гид-

росила» (г. Кировоград, Украина). На первом этапе оценивалась линейная зависимость между принятыми критериями путем определения коэффициентов корреляции, подробно изложенная в работе [2].

При выполнении второго этапа были приняты следующие константы и интервалы варьируемых параметров: число зубьев шестерен $Z_1 = Z_2 = 8$; межосевое расстояние a_ω = 45 мм; угол исходного контура α = 20°; модуль m = 5 мм; коэффициент высоты головки зуба исходного контура $h_a^* = 1{,}15\ldots1{,}19$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}15\ldots0{,}45$; коэффициент высоты ножки зуба исходного контура $h_f^* = 1{,}15\ldots1{,}5$; боковой зазор 0,03 мм; коэффициент радиуса переходной кривой $\rho = 0{,}38$; ширина зубчатого венца b = 22 мм. В процессе решения было рассмотрено 495 вариантов зубчатого зацепления, из которых заданным условиям и ограничениям удовлетворило 62.

Завершающий этап связан с анализом полученной таблицы испытаний, выбором лучшего решения. На основе диалога с программной системой многокритериальной оптимизации «ОРТ» [20] была выбрана точка 9 для проведения процедуры локальной оптимизации (когда улучшение может быть достигнуто путем поиска решения, при котором варьируется один выбранный параметр при неизменных остальных). При локальной оптимизации этого решения (точка 9) были получены значения критериев и геометрических параметров оптимального варианта, приведенные в табл. 3 и 4 соответственно.

Таблица 3 – Значения критериев при оптимизации НШ

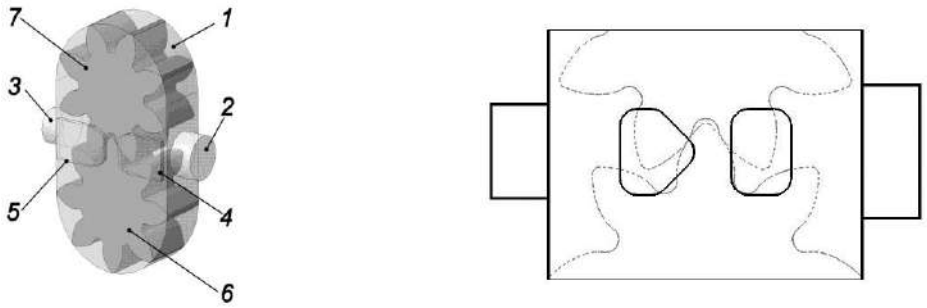
Критерии							
F1 (ε_α)	**F2 (V_0),** см^3	**F3 (S_a),** мм	**F4 (ϑ_P)**	**F5 ($K_н$),** %	**F6 (G),** мм	**F7 (K_{V0})**	**F8 ($K_{зи}$)**
1,045	32,09	1,213	-3,31	21,89	100	0,3	4,05

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение по определению параметров НШ было использовано для последующего построения 3D модели и численного моделирования (рис. 5).

Для построения 3D модели была использована программа KISSsoft, которая является частью программного комплекса KissSys. Программа разработана компанией KISSsoftAG (сайт www.kisssoft.ch), расположенной в коммуне Бубикон кантона Цюрих округа Хинвиль, Швейцария.KISSsoft позволяет учитывать при расчете / построении зубчатого зацепления коэффициенты высоты головки / ножки зуба и нормальный боковой зазор.

Таблица 4 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a, мм	55,01	h_a^*	1,17
d_b, мм	37,89	m, мм	5
d_f, мм	33,24	d_ω, мм	45
d ,мм	40	j_ω, мм	0,03
a_ω, мм	45	c^*	0,25
α_ω, °	33°20′	Z	8
X	0,6688	α, °	20
$X_{\min}$	0,627	h_f^*	1,345



(а) (б)

Рис. 5. Проточная часть шестеренного насоса:
а – основные элементы 3D модели шестеренного насоса:
(1 – рабочая полость корпуса шестеренного насоса; 2 – элемент подвода рабочей жидкости в полость всасывания; 3 – элемент отвода рабочей жидкости из полости нагнетания; 4, 5 – разгрузочные канавки; 6, 7 – ведущая и ведомая шестерни соответственно);
б – конфигурация разгрузочных канавок

Отличительными особенностями комплекса являются: оптимизация с изменением исходного контура; оптимизация долговечности, ширины зубчатого колеса, шума, массы, вибрации, скольжения, передаточного числа и др.; возможность расчета или моделирования формы зуба при его производстве с помощью инструмента, импортированного из CAD; учет технологии изготовления шестерен; расчет рас-

пределения масляной пленки и общего КПД передачи; расчет пятна контакта и др.

Помимо прямого получения 3D модели, программа KISSsoft позволяет осуществлять вывод геометрии зубчатого зацепления в 2D для последующего построения модели в одной из CAD программ: SolidWorks, Pro-Engineer, AutoCADInventor, CreoParametric, Компас и др.

Для рассматриваемого НШ диаметр входного отверстия на рис. 5 равен 23 мм, диаметр выходного отверстия 16 мм, радиальные и торцевые зазоры 15 мкм на сторону (30 мкм на диаметр), боковой зазор симметричен и равен 15 мкм на сторону (30 мкм суммарно), глубина разгрузочных канавок 1 мм, относительная конфигурация канавок представлена на рис. 5б. Были предложены два конструктивных исполнения НШ: с разгрузочными канавками и без разгрузочных канавок.

Полученные 3D модели (рис. 5) сохраняются в нейтральном формате *.stl, *.wrl, *.stp или другом, и экспортируются в CFD программу: CFX, Fluent, STAR-CD, NUMECA, OpenFOAM, ANSYS, FlowVision, FlowER, MTFS и др., которые, применительно к модели вязкой несжимаемой жидкости, основаны на итерационном решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса [21, 22]

$$\rho \frac{\partial \overline{V}}{\partial t} = \mathrm{div}(\overline{P} - \rho \overline{VV} - \rho \overline{V'V'}). \qquad (11)$$

Уравнение неразрывности

$$\mathrm{div}\,\overline{V} = 0. \qquad (12)$$

Для замыкания уравнений Навье–Стокса и неразрывности была выбрана $\kappa - \varepsilon$ модель турбулентности.

Для разбиения расчетной сетки могут использоваться как встроенные модули, так и специализированные программы, к примеру:GAMBIT, ICEMCFDHexa, CFX-Mesh, TurboGrid, HexPress и др.

В программе вычислительной гидродинамики для двух моделей НШ были заданы следующие начальные и граничные условия:математическая модель расчета– модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах; в качестве рабочей жидкости выбран керосин.

Задание граничных условий для поверхностей расчетной модели НШ показано на рис. 6: **СТЕНКА** – стенка с ламинарным пограничным

слоем; **СТЕНКА С ЗАЗОРОМ** – стенка с ламинарным пограничным слоем и вычислением течения в зазорах; **ВХОД** – задано численное значение давления Рвх = 101000 Па; **ВЫХОД** – задано численное значение давления Рвых = 16 МПа. Для шестерен задана частота вращения 2400 мин $^{-1}$ (251,33 с$^{-1}$) с соответствующим направлением вращения.

Рис. 6. Задание граничных условий

Первичное разбиение расчетной сетки выполнено на 373248 ячеек с дополнительным измельчением ячеек в области зубьев шестерен до 8 раз, что обеспечило общее количество расчетных ячеек модели равное 650…700 тыс. шт. Явный шаг по времени между расчетными итерациями был задан $\Delta T = 10^{-5}$ сек. Полученные предварительные результаты изменения значений проекции вектора абсолютной скоростиVx представлены на рис. 7 и отмечают равноскоростной поток во входном отверстии полости всасывания для двух вариантов исполнения НШ.

На рис. 8 выделенные штриховой линией контрольные области соответствуют контрольным областям распределения давления и скорости.

Для обеспечения лучшей точности фиксирование результатов расчета осуществлялось после предварительного проведения подготовительного расчета (~200 итераций). На рис. 9 и 10 также показаны результаты численного моделирования. Представленные на рис. 7 и 10 результаты, показывают корреляцию между положением зубьев шестерен и изменениями проекции вектора абсолютной скорости V на ось X и на поверхность XY соответственно. Изменение направления вектора скорости V вызвано сложным течением, как в камере всасывания, так и в камере нагнетания, которое связано с вращением шестерен и изменением положения зубьев. На показанных результатах поток жидкости движется справа налево, из камеры всасывания, через

впадины вращающихся шестерен – в камеру нагнетания. При этом есть обширная зона в камере нагнетания, в которой наблюдается отрицательные значения Vx.

Расчет осуществлялся с целью проведения численного моделирования сложного движения жидкости и определения скорости Vx, в том числе на выходе НШ.

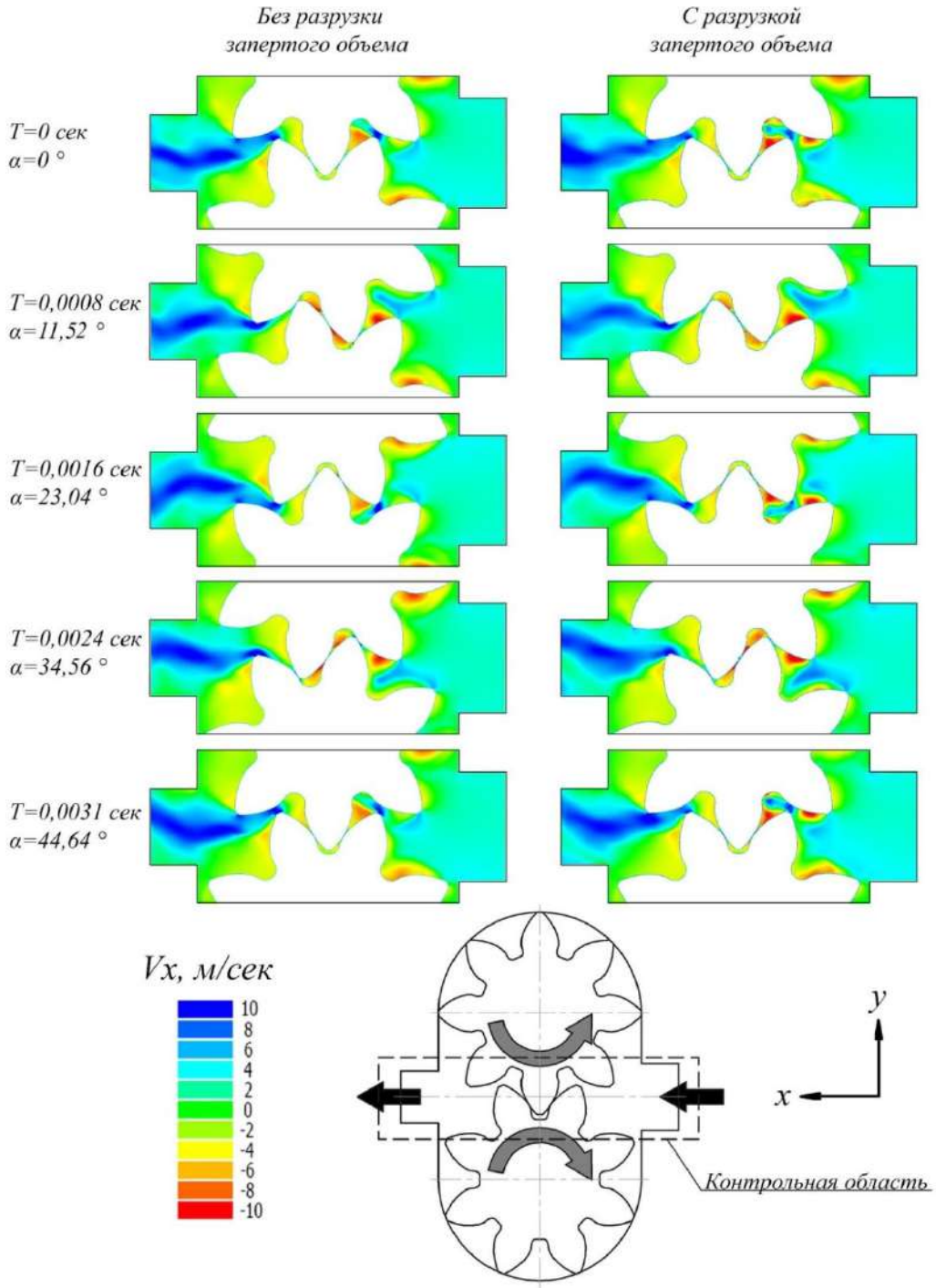


Рис. 7. Изменение проекции вектора абсолютной скорости Vx для секущей продольной плоскости в зависимости от времени *T*

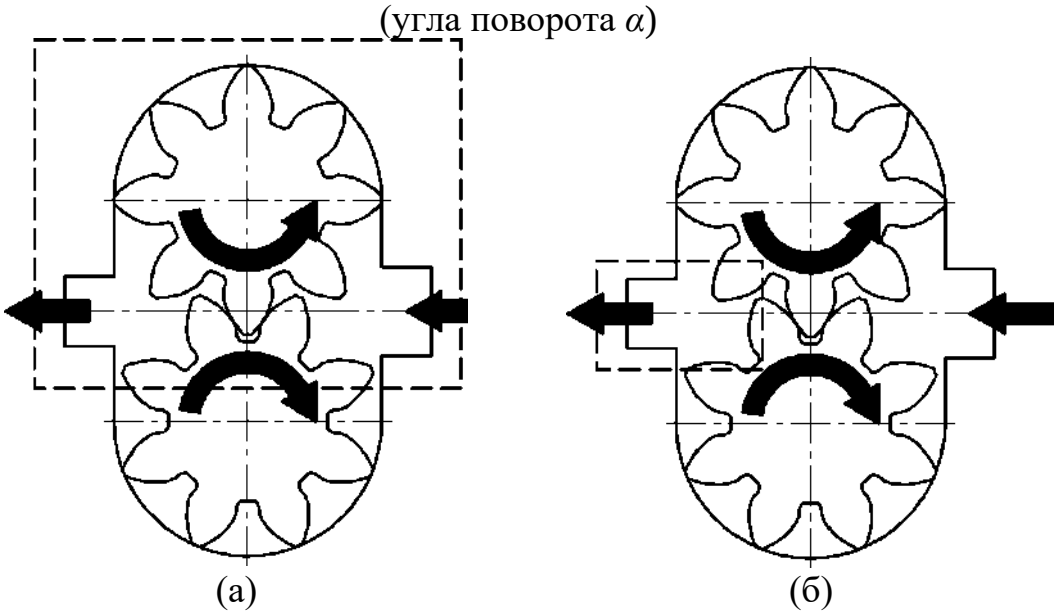


Рис. 8. Контрольные области:
а – для фиксирования распределения давления;
б – для фиксирования векторов скорости, в проекции
на секущую продольную плоскость XY

Как на рис. 7, так и на рис. 10 четко видна неравномерность скорости потока в полости нагнетания. Отметим, что на рис. 7 величина скорости Vx для варианта НШ без разгрузочных канавок выше, чем для варианта с разгрузкой запертого объема. Анализ представленных на рис. 9 результатов для вариантов исполнения НШ как с разгрузкой запертого объема, так и без разгрузки, показывает постепенное нарастание давления от полости всасывания к полости нагнетания при переходе отдельных объемов жидкости, расположенных во впадинах зубьев, в области сближения шестерен с корпусом. Также отмечено повышение давления в запертом объеме и его понижение при раскрытии объема в полости всасывания.

Представленные на рис. 10 результаты дают наглядное представление о численном значении величины скорости и направлении (характере) движения РЖ. Также можно отметить, что в камере нагнетания наблюдается значительное изменение направления вектора абсолютной скорости: имеются области как положительного, так и отрицательного значений проекции скорости V_{XY}. Полученные результаты свидетельствуют о неравномерности / пульсации скорости на выходе из НШ, что в свою очередь вызовет прямо пропорциональное изменение расхода.

Можно констатировать, что имеют место пульсации скорости на выходе из НШ для двух вариантов рассмотренной конструкции, что совпадает с теоретическим обоснованием пульсации подачи на выходе НШ [13].

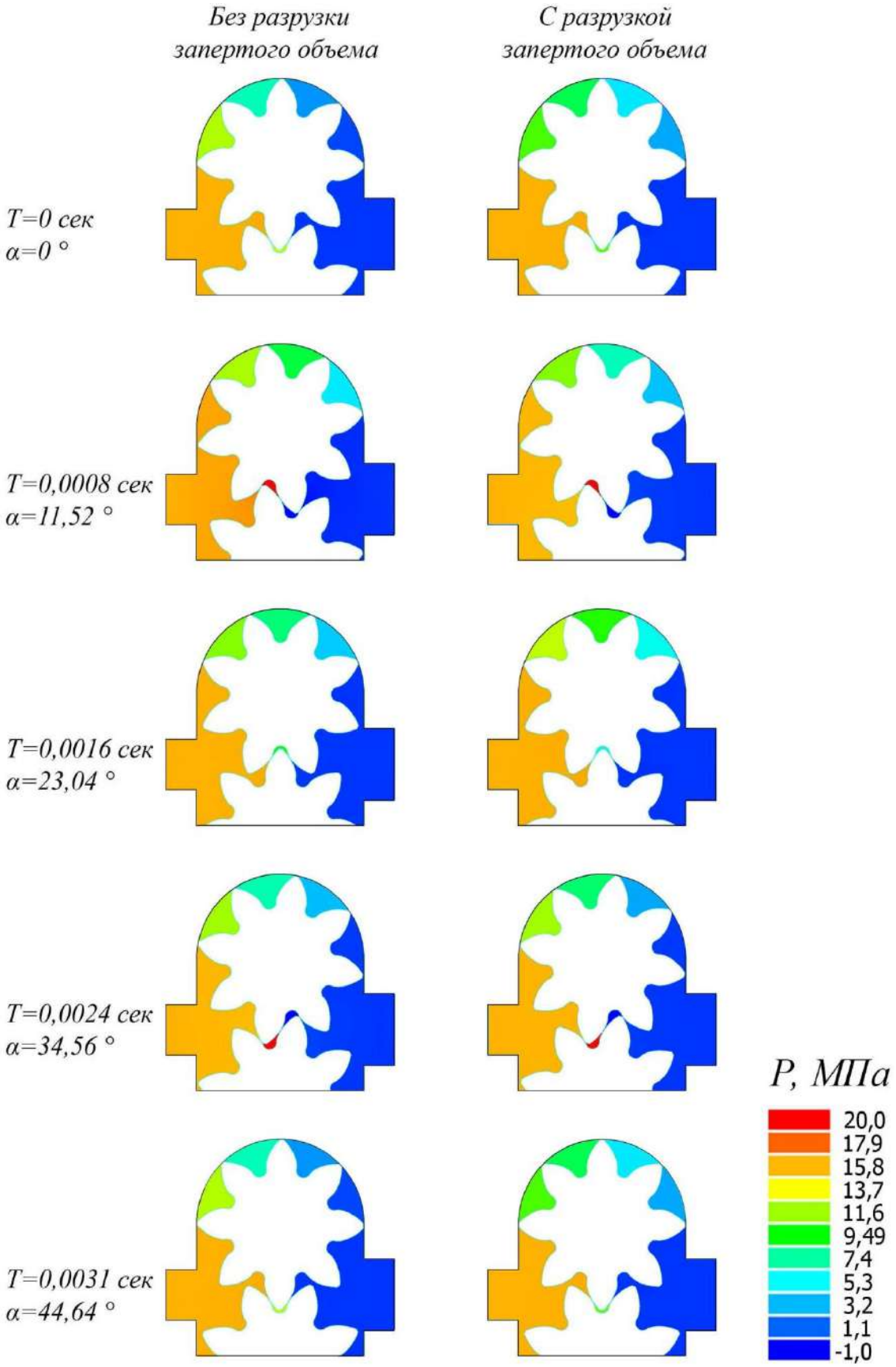


Рис. 9. Изменение давления в НШ в зависимости от времени *T* (угла поворота *α*)

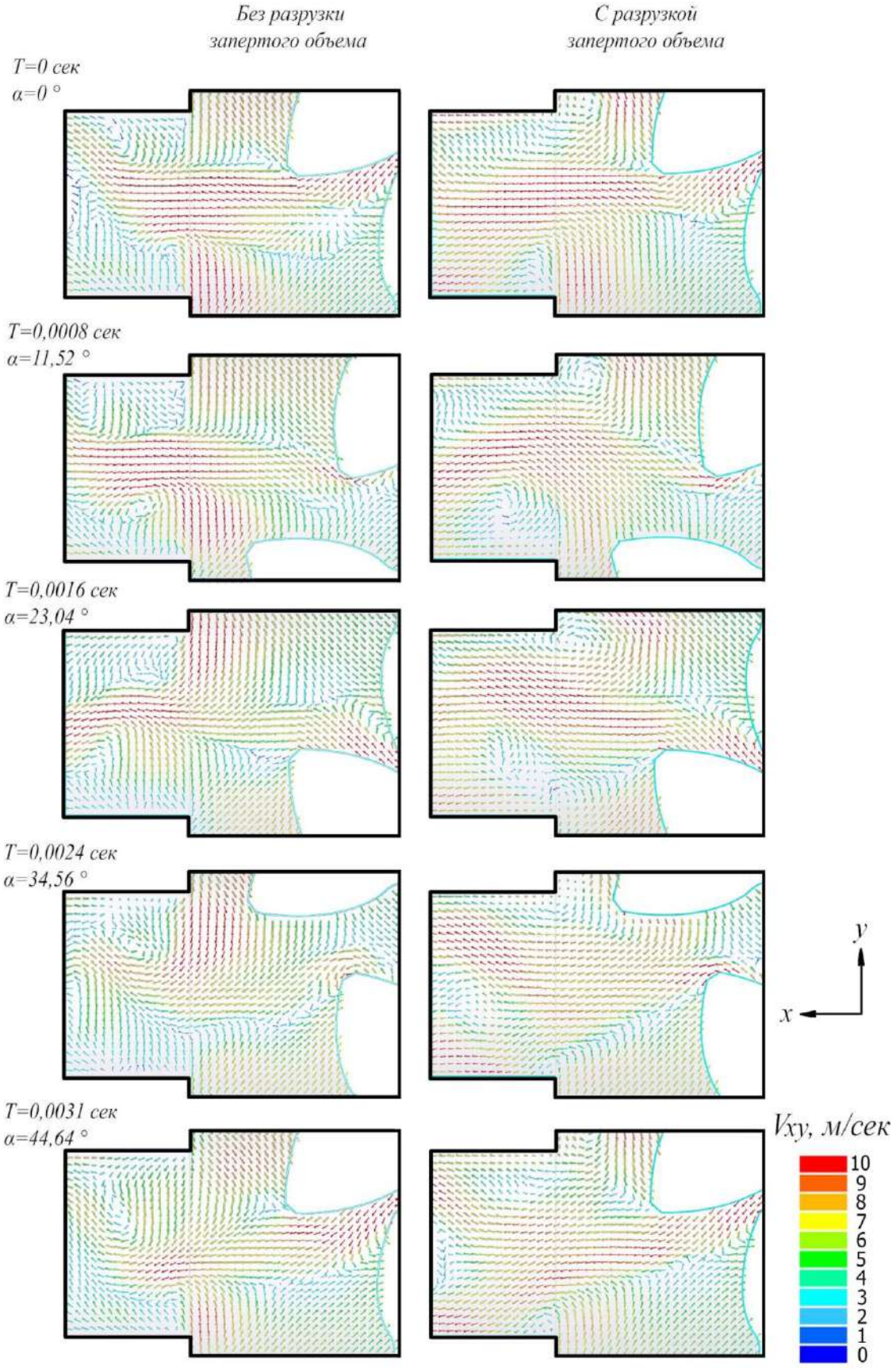


Рис. 10. Изменение проекции вектора абсолютной скорости V_{XY} в зависимости от времени T (угла поворота α)

При получении более точных численных значений дополнительно, для двух вариантов НШ, были определены значения скорости Vx_2 на поверхности выхода в зависимости от угла поворота шестерен (рис. 11).

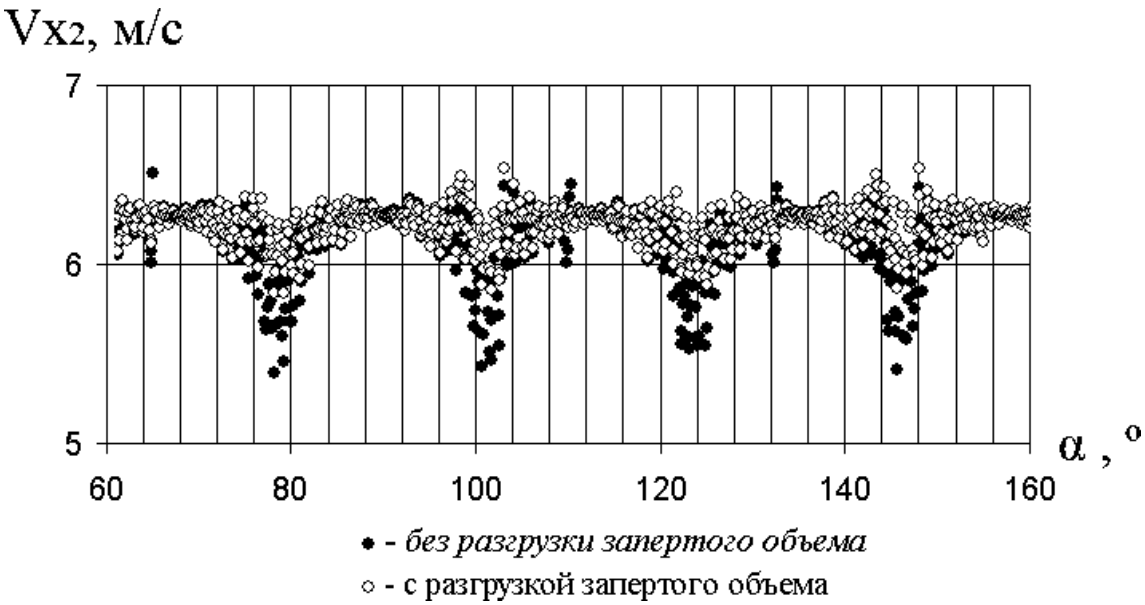


Рис. 11. Изменение численного значения скорости Vx_2 на поверхности выхода в зависимости от угла поворота шестерен

Для представленных на рис. 11 результатов был использован алгоритм осреднения на основе формулы

$$Vx_{2средн} = \sum_{i=1}^{69} \frac{Vx_{2,i}\min + Vx_{2,i}\max}{2}, \qquad (13)$$

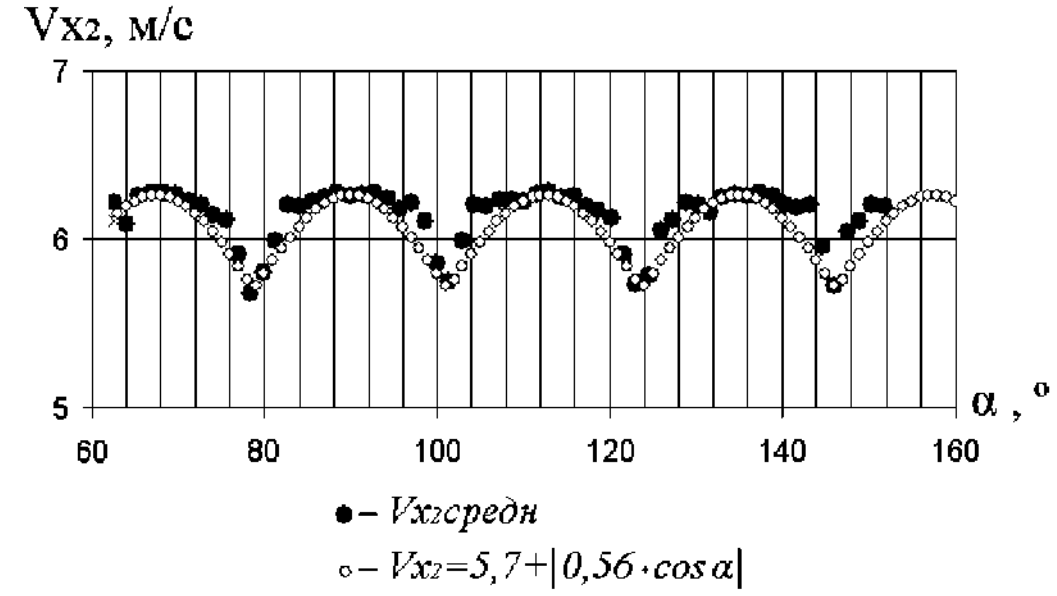
где i – номер точки, полученной путем выборки из каждой десятой итерации. Десяти итерациям соответствует промежуток времени $T = 0{,}0001$ с и поворот шестерен на угол $\alpha = 1{,}44°$. Также, ввиду явно повторяющегося периода колебаний, для аппроксимации полученных осредненных данных удобно использовать зависимость

$$Vx_2 = a + \left| b \cdot cos\,\alpha \right|, \qquad (14)$$

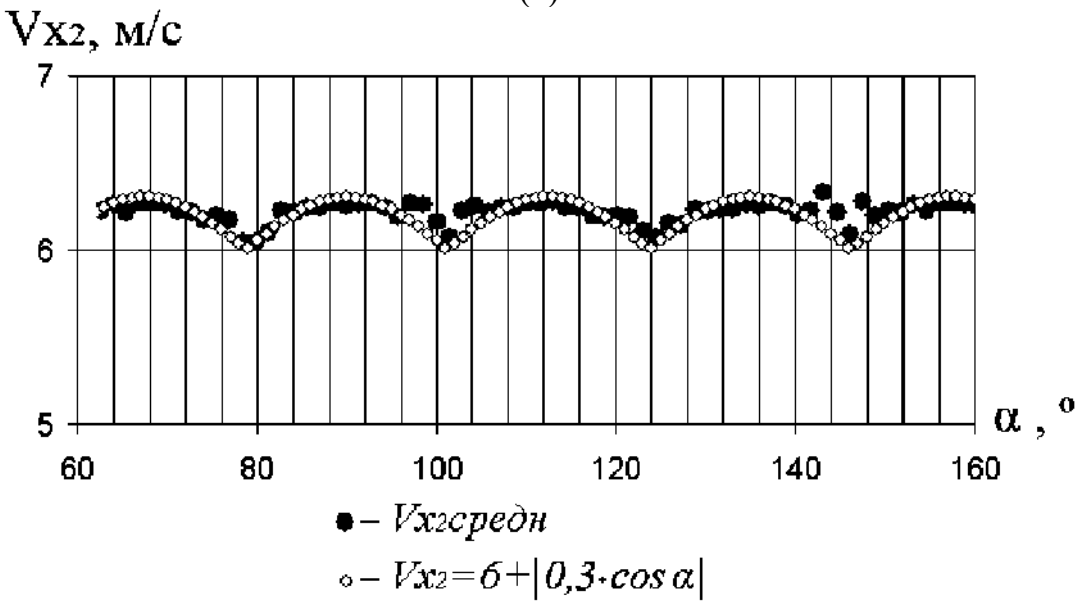
где a, b – коэффициенты, зависящие от геометрии и режима работы НШ. Полученные результаты осреднения и аппроксимации представлены на рис. 12.

Анализ результатов, представленных на рис. 12, показывает снижение величины амплитуды пульсаций Vx_2 от 0,59 м/с для вариан-

та НШ без разгрузочных канавок до 0,3 м/с для варианта НШ с разгрузочными канавками, т.е. на 50,8%. При этом осредненная максимальная скорость для двух вариантов составила Vx_{2max} = 6,3 м/с. В процентном отношении величина пульсации скорости для варианта НШ без разгрузочных канавок составила 9,4%, с разгрузочными канавками 4,76%.



(а)



(б)

Рис. 12. Результат осреднения и аппроксимации скорости Vx_2 для НШ: а – без разгрузки запертого объема; б – с разгрузкой запертого объема

Также можно отметить, что при повороте шестерен на один

период

$$T = \frac{2\pi}{Z} = 45°$$

имеется два пика падения скорости.

Проведем анализ изменения геометрических площадей условно разделенных объемов НШ, для чего удобно использовать схему, представленную на рис. 13.

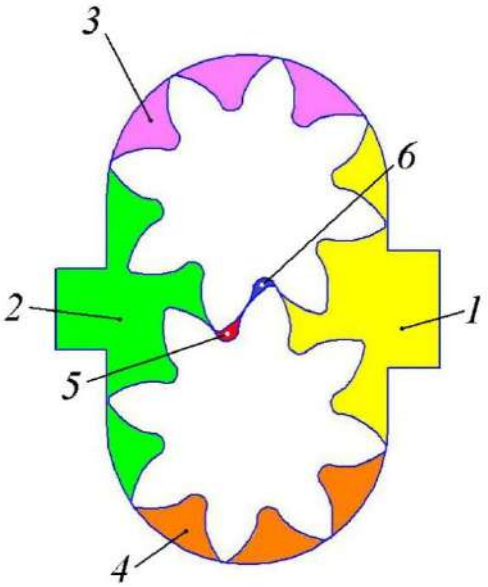


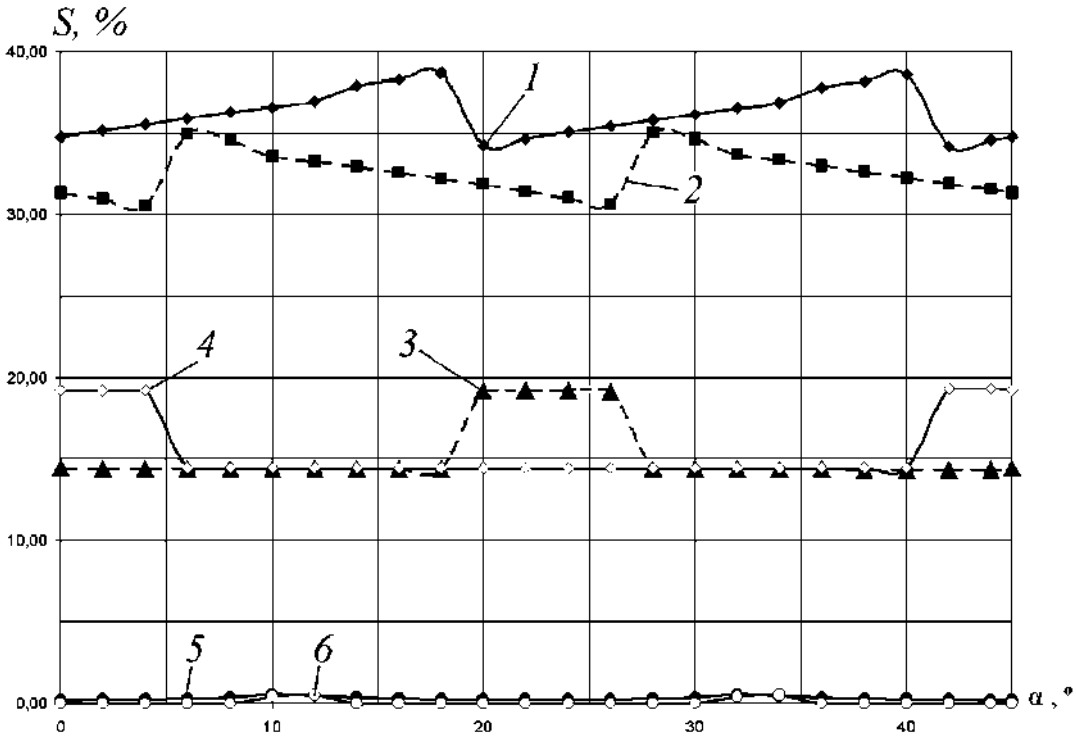
Рис. 13. Разделенные площади продольной плоскости сечения НШ:
1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – верхний объем;
4 – нижний объем; 5 – запертый объем; 6 – раскрывающийся объем

Результат изменения геометрических площадей *S* на продольной плоскости сечения НШ для каждого условно изолированного объема представлен на рис. 14.

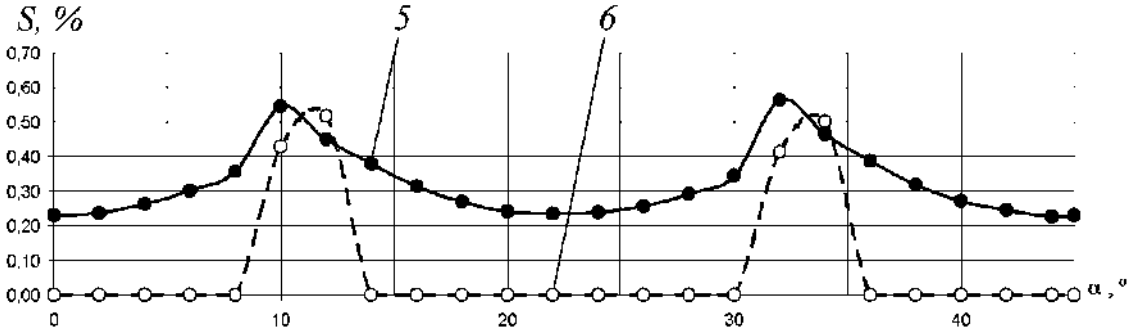
Было установлено, что между периодом изменения скоростей Vx_2 на выходе из НШ (как с разгрузочными канавками, так и без них) и характером изменения геометрической площади S_2 (объема) на выходе из НШ прослеживается определенная корреляция, визуализация которой представлена на рис. 15.

Анализ представленных на рис. 15 данных показывает, что на участке, равном углу поворота на один период, равный 45°, величина изменения площади S_2 (объема) на выходе из НШ имеет два пика, а изменение скорости Vx_2 имеет два соответствующих снижения. Таким образом, с увеличением объема полости нагнетания происходит соответствующее уменьшение величины проекции Vx_2 вектора скорости V, что физически объяснимо.

В угловом выражении отставание падений скорости от пиков максимальных объемов составляет порядка $\alpha \approx 5^{o}$, что соответствует 1/9 периода $\Delta\alpha = \frac{1}{9} \cdot \frac{2\pi}{Z}$.



(а)



(б)

Рис. 14 Характер изменения геометрических площадей S на продольной плоскости сечения НШ в зависимости от угла поворота шестерен: (а) – для каждого условно изолированного объема; (б) – укрупненное изображение характера изменения площадей S_5 и S_6: 1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – верхний объем; 4 – нижний объем; 5 – запертый объем; 6 – раскрывающийся объем

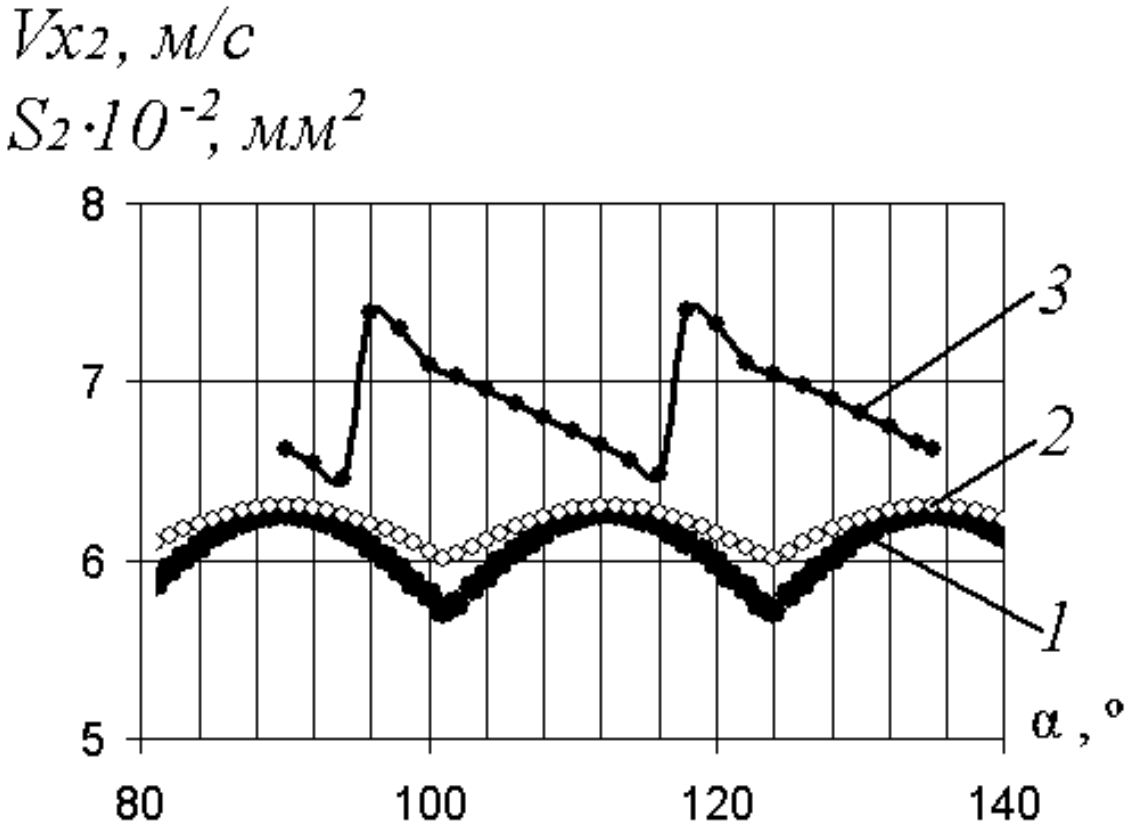


Рис. 15. Визуализированное представление корреляции характера изменения площади (объема) и пульсации скорости на выходе из НШ:
1 – аппроксимация Vx_2 для НШ без разгрузки запертого объема;
2 – аппроксимация Vx_2 для НШ с разгрузкой запертого объема;
3 – изменение площади S_2 (объема) на выходе из НШ

Выводы.

1. Проведенный обзор работ показывает, что решение задач многокритериального проектирования и численного исследования гидродинамических характеристик потока вязкой несжимаемой жидкости в шестеренных насосах является одним из актуальных научных направлений в теории и практике разработки современных шестеренных насосов.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32 см^3 и давлением 16 МПа) с вводом в исходные данные значений бокового зазора и коэффициента высоты ножки поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений.

3. Результат численного моделирования изменения проекции вектора абсолютной скорости Vx, показал наличие пульсации скорости (подачи) на выходе насоса, которая составила для варианта НШ без разгрузочных канавок 9,4%, с разгрузочными канавками – 4,76%. Ре-

зультат моделирования показал, что для варианта конструкции НШ без разгрузочных канавок величина пульсации скорости составила 0,59 м/с, а для варианта НШ с предложенной конфигурацией разгрузочных канавок – 0,3 м/с. Следует предположить, что форма разгрузочной канавки оказывает влияние на неравномерность подачи НШ.

4. Определен характер величин изменения отдельных, условно изолированных геометрических площадей S (а следовательно, и объемов) в НШ (для полостей всасывания и нагнетания, верхнего и нижнего объемов, запертого и раскрывающегося объемов), в зависимости от угла поворота шестерен. Это позволило выявить наличие двух пиков увеличения площади (объема) при повороте шестерен на один период (45º) для полости нагнетания.

5. Теоретически установлена и обоснована связь изменения объема и величиной пульсации скорости в полости нагнетания НШ. В угловом отношении сдвиг пиков роста объема и уменьшения величины скорости составила порядка 5º или 1/9 периода.

Литература:

1. *Casoli P.* A numerical model for the simulation of external gear pumps / *P. Casoli, A. Vacca, G. Franzoni* ; Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma. – Parma, Italy. – Б.г.

2. *Лурье З.Я.* Многокритериальная оптимизация и численное моделирование рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления / *З.Я. Лурье, А.И. Панченко, В.М. Соловьев, А.И. Гасюк* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2014. – Вип. 14, Т. 4. – С. 103–127.

3. *Лурье З.Я.* Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как объекта многокритериальной оптимизации / *З.Я. Лурье, И.В. Коваленко* // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – №3 (29). – С. 9–13.

4. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников*. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.

5. *Статников Р.Б.* Многокритериальное проектирование машин / *Р.Б. Статников, И.Б. Матусов*. – М.: Знание (Новое в жизни, науке, технике. Серия: Математика, кибернетика). – 1989. – №5. – 48 с.

6. Шестеренные насосы с ассиметричной линией зацепления шестерен. Теория конструкция и расчет / *Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов*. – Кировоград: Код, 2009. – 243 с.

7. *Кулешков Ю.В.* Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ / *Ю.В. Кулешков* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодер-

жавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кировоград, 2004. – №34. – С. 178–186.

8. *Jianshou Z.* Optimizing technique of design parameters for quied internal pump / *Z. Jianshou, D. Xingen, X. Weixian* // Shanghai Univiversity. – 1990.– No.3. – P. 70–76.

9. *Лурье З.Я.* Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления / *З.Я. Лурье, А.И. Жерняк* // Вестник машиностроения. – 1995. – №8. – С. 3–8.

10. *Magnusson J.* Numerical analysis the lubricant gap in external gear pumps considering microsurface features : Masters thesis / *J. Magnusson* ; Department of Applied Mechanics Chalmers University of Technology. - Gothenburg, Sweden, 2011. – 69 p.

11. *Vierendeels J.* Simulation of flow through complex shaped moving / *J. Vierendeels, K. Riemslagh* // Mechanical and Thermal Eng. Fluid Dynamics. – Universiteit Gent, Belgium, 1996. – P. 499–504.

12. *Hyun K.* Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / *K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh* // American Society Eng. – 2007. – 18 p.

13. *Юдин Е.М.* Шестеренные насосы / *Е.М. Юдин*. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

14. *Болотовский И.А.* Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: Справочное пособие / *И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей*. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.

15. *Старжинский В.Е.*Словарь-справочник по зубчатым передачам: русско-англо-немецко-французский / *В.Е. Старжинский, В.Е. Антонюк, М.М. Кане* [и др.]. – Гомель; Минск: БелГИСС, 2005. – 99 с.

16. *Stryczek J.* Visualition research of the flow processes in the outlet chamber – outlet bridge – inlet chamber zone of gear pumps / *J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jakhno* [et al.] // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – P. 1–14.

17. *Стричек Я.*Математическое моделирование ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса / *Я. Стричек, Д.В. Костюк, Н.В. Ногин, О.М. Яхно* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №3 (41). – С. 37–43.

18. DIN 3960. Begriffe und Bestimmungsgroben für Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. – 1987. – 59 S.

19. *Кулагин А.В.* Основы теории и конструирования гидропередач / *А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков*; под ред. *В.Н. Прокофьева* // М.: Высшая школа, 1968. – 400 с.

20. *Оксененко А.Я.* Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации / *А.Я. Оксененко, З.Я. Лурье,*

Г.С. Левитин // Управляющие системы и машины. – К.: Тэхника, 1988. – Вып. 33. – С. 101–103.

21. *Соловьев В.М.* Численное моделирование потока в решетке реактора гидротрансформатора / *В.М. Соловьев, П.С. Завьялов, Ю.А. Подвойский* // Проблемы машиностроения. – Харків, 2009. – Т. 12, №3. – С. 11–20.

22. Руководство пользователя FlowVision, версия 2.2.

ТРИВИМІРНЕ ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ОПТИМАЛЬНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Соловйов В.М., Гасюк О.І.

***Анотація* – в статті обговорюється питання формування наукового напрямку в області проектування шестеренних насосів зовнішнього зачеплення, заснованого на сполученні багатокритеріальної оптимізації параметрів зубчастої передачі (вузла, котрий качає) та тривимірного чисельного моделювання гідродинамічних процесів. Запропоновано математичну модель із використанням у якості вхідних даних бічного зазору та коефіцієнту висоти ніжки зуба, на основі якої виконується багатокритеріальна оптимізація. Для насоса з робочим об'ємом 32 см^3 та з максимальним тиском 16 МПа наведені результати оптимізації геометричних параметрів зубчастого зачеплення та чисельного моделювання руху робочої рідини, зафіксовані та проаналізовані пульсації швидкості на виході з насоса.**

THREE-DIMENSIONAL NUMERICAL MODELING OF THE OPERATION OF AN OPTIMUM GEAR PUMP

Z. Lourier, A. Panchenko, V. Solovyov, A. Garsyuk

Summary

The formation of scientific trend in the field of external gear pump design based on a combination of multi-criteria optimization of gear pump parameters and three-dimensional numerical modeling of hydrodynamic processes are described. Multi-criteria optimization based on the mathematical model with backlash and addendum coefficients is provided. Results of the gear geometrical parameter optimization, numerical modeling the working fluid motion are presented for a gear pump with working volume of 32 cm^3 and maximum pressure of 16 MPa are presented.Velocity fluctuations at the pump outlet are observed and analyzed.

УДК 532.528

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ КАВІТАЦІЇ

Анісімов В.В., к.т.н.,
Єрмаков П.П., д.т.н.
ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»
Тел. (066) 632-06-70

***Анотація* – виконано порівняльний аналіз найбільш відомих математичних моделей кавітації. Виділено обмеження та припущення, які стосуються кожної моделі, а також їх переваги. Описано моделі: Релея, Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Джилмора та ін. Окрему увагу приділено кінцево-елементному моделюванню кавітації на прикладі однорідної рівноважної моделі.**

***Ключові слова* – математична модель кавітації, рівняння Релея-Плессета, рівняння Нолтінга-Нейпараса, однорідна рівноважна модель кавітації.**

Постановка проблеми. На даний момент існує багато математичних моделей, що описують кавітацію в рідині. Більшість з них описує поведінку поодинокої сферичної бульбашки, зокрема зміну її розмірів під дією зниженого тиску. Ці моделі базуються на теорії пульсацій поодинокої сферичної бульбашки [1].

Припущення, що накладуються теорією пульсацій поодинокої сферичної бульбашки:

1) бульбашка розташована так далеко від інших бульбашок, що взаємодією між ними можна знехтувати;
2) бульбашка розташована так далеко від наявних в рідині мікрочасток, що взаємодією між ними можна знехтувати;
3) бульбашка розташована так далеко від стінок ємності, що взаємодією між ними можна знехтувати;
4) бульбашка розташована так далеко від поверхні розділу фаз, що взаємодією між ними можна знехтувати;
5) форма бульбашки є сферичною;
6) теплообміном на границі фаз при схлопуванні можна знехтувати.

© Анісімов В.В., Єрмаков П.П.

Аналіз останніх досліджень. Основні математичні моделі кавітації.

Вперше математичне описання процесу стискання кавітаційної бульбашки отримано Релеєм. Ця модель описує стискання вакуумної, тобто пустої бульбашки. При цьому модель враховує тільки інерціальні сили і нехтує в'язкістю, поверхневим натягом та тиском парогазової суміші в бульбашці (розглядається стискання пустої бульбашки).

Нижче наведено загальний вигляд рівняння Релея

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = -\frac{P_0}{\rho}, \qquad (1)$$

де R – функція радіуса бульбашки від часу t; P_0 – статичний тиск в рідині; ρ – густина рідини.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Навідміну від інших математичних моделей, рівняння Релея має загальний розв'язок. Але при цьому воно нехтує важливими параметрами, такими як тиск газу та пари в бульбашці, зовнішнім змінним тиском та ін. Тому рівняння Релея має вузьку область застосування і фактично застосовується тільки як основа для більш складних моделей та для визначення часу схлопування бульбашки за допомогою безпосереднього розв'язання цього рівняння.

Фактично модифікацією рівняння Релея є рівняння Релея-Плессета

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{1}{\rho}\left(P_g - P_0 - P(t) - \frac{2\sigma}{R} - \frac{4\mu\dot{R}}{R}\right), \qquad (2)$$

де P_g – тиск парогазової суміші в бульбашці;

P_0 - статичний тиск в рідині; $P(t)$ – зовнішній змінний тиск;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини.

Рівняння Релея-Плессета (2) дозволяє додатково врахувати тиск газової суміші в бульбашці, змінний зовнішній тиск, в'язкість та поверхневий натяг рідини.

Незважаючи на те, що рівняння Релея-Плессета не має загального розв'язку, його чисельний розв'язок не являє собою значної проблеми. Для цього необхідно визначити граничні умови та значення тиску парогазової суміші та функції зовнішнього змінного тиску від часу.

Тиск парогазової суміші в бульбашці складається з тисків газів та пари. Тиск пари, як правило приймають постійним та рівним тиску насиченої пари при даній температурі. Тиск газової суміші залежить від виду термодинамічного процесу, який в свою чергу приймається в кожній конкретній моделі бульбашки. Як правило, процес стискання бульбашки вважається адіабатичним, що гарно корелюється з результатами експериментальних досліджень (рис. 1).

В вищеописаному випадку тиск парогазової суміші визначається за формулою

$$P_g = P_s + \left(P_0 + \frac{2\sigma}{R} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma}, \qquad (3)$$

де P_s – тиск пари в бульбашці;

γ – показник адіабати.

Основна частина. Зовнішній змінний тиск може бути функцією від часу будь-якого виду. Для акустичної кавітації це буде періодична функція, наприклад синусоїда. Для гідродинамічної кавітації вигляд функції зовнішнього змінного тиску визначається умовами руху рідини. При однократних ударних навантаженнях фронт та спад ударного імпульсу описується експоненціальними функціями.

Рівняння Релея-Плессета є порівняно простим, але в той же час воно досить точно описує процес росту та схлопування бульбашки. Це підтверджується дослідженнями розсіювання світла від кавітаційної бульбашки.

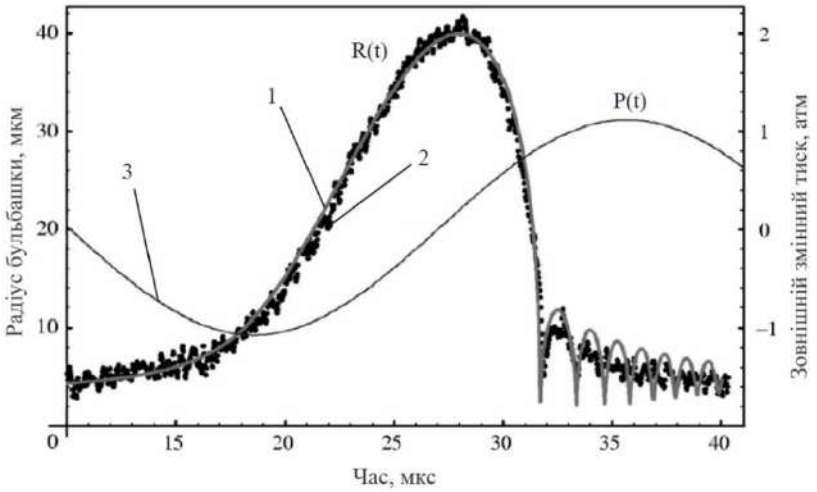


Рис. 1. Порівняння розрахунку пульсації парогазової бульбашки за допомогою рівняння Релея-Плессета та експериментальних даних:

1 – за рівнянням Релея-Плессета;

2 – за експериментальними даними;

3 – графік зовнішньої змінної сили

Як видно з графіків на рис. 1, результати розрахунку за рівнянням Релея-Плессета практично співпадають з експериментальними даними. Виключенням є проміжок часу після закінчення першого періоду стискання. Цей недолік не є принциповим, оскільки значний фізичний інтерес представляють тільки процеси під час першого періоду стискання.

Також часто використовується для розрахунків рівняння Нолтінга-Нейпараса [2], призначене для описання пульсації та схлопування кавітаційної бульбашки в акустичному полі

$$R\ddot{R}+\frac{3}{2}\dot{R}^2+\frac{1}{\rho}\left[P_0+P_{\max}\sin\omega t+\frac{2\sigma}{R}-P_s-\left(P_g+\frac{2\sigma}{R_0}\right)\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma}\right]=0, \qquad (4)$$

де P_{max} – амплітуда зовнішньої змінної сили;

ω – кутова частота зовнішньої змінної сили.

Рівняння Нолтінга-Нейпараса призначене тільки для моделювання акустичної кавітації та кавітаційних процесів, що зводяться до циклічних. Це виражено тим, що в самому рівнянні вже закладено дію змінної зовнішньої сили у вигляді $P_{max}\sin(\omega t)$. Проте необхідно відмітити, що при заміні цього виразу на функцію $P(t)$ в загальному вигляді можна застосовувати рівняння Нолтінга-Нейпараса для будь-якого виду кавітації. Те саме стосується і багатьох інших математичних моделей кавітації.

Рівняння Нолтінга-Нейпараса не враховує стискуваність рідини, тому погано описує процес стискання бульбашки на кінцевих стадіях.

Існують більш складні моделі, що описують процес кавітації. В рівнянні Херінга-Фліна додатково враховано стискуваність та в'язкість рідини

$$\begin{aligned}&R\ddot{R}\left(1+\frac{2\dot{R}}{c_0}\right)+\frac{3}{2}\dot{R}^2\left(1-\frac{4}{3}\frac{\dot{R}}{c_0}\right)+\frac{R\dot{R}}{\rho\cdot c_0}\left(1-\frac{\dot{R}}{c_0}\right)\frac{dP(r,t)}{dr}+\\&+\frac{1}{\rho}\left(P_0-P_{\max}\sin\omega t+\frac{2\sigma}{R}+\frac{4\mu\dot{R}}{R}-P_s-\left(P_g+\frac{2\sigma}{R_0}\right)\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma}\right)=0,\end{aligned} \qquad (5)$$

де c_0 – швидкість звуку в рідині.

Рівняння Херінга-Фліна добре описує процес стискання бульбашки тільки при швидкостях руху стінки значно менше швидкості звуку c_0. При наближенні швидкості руху стінки бульбашки до швид-

кості звуку рівняння Херінга-Фліна дає лише якісну оцінку цього процесу. Як і рівняння Нолтінга-Нейпараса, рівняння Херінга-Фліна призначено для моделювання процесів акустичної кавітації.

Недоліки рівняння Херінга-Фліна, пов'язані з швидкістю руху стінки бульбашки, враховані у методі Кірквуда-Бете та відповідно у рівнянні Кірквуда-Бете

$$R\ddot{R}\left(1-\frac{\dot{R}}{c_0}\right)+\frac{3}{2}\dot{R}^2\left(1-\frac{\dot{R}}{3c_0}\right)-\frac{R\dot{R}}{c_0}\frac{H}{dR}\left(1-\frac{\dot{R}}{c_0}\right)-H\left(1+\frac{\dot{R}}{c_0}\right)=0, \qquad (6)$$

де H – вільна ентальпія на поверхні бульбашки.

В рівняння Кірквуда-Бете входить вільна ентальпія на поверхні бульбашки, яка визначається за формулою

$$H=\int_{P_0}^{P(r,t)}\frac{dp}{\rho}. \qquad (7)$$

При малих швидкостях переміщення стінки бульбашки, коли $\dot{R} \ll c_0$ або $c_0 \to \infty$ (випадок нестискуваної рідини) рівняння (6) зводиться до рівняння Релея.

Таким чином, існує декілька математичних моделей кавітаційної бульбашки. Незважаючи на значну різницю в складності, загальному вигляді та врахованих факторах, всі моделі мають спільну частину, виражену функцією радіусів (спільне математичне походження). Інакше кажучи, будь-яке вищеописане рівняння, що описує стискання кавітаційної бульбашки, можна представити у вигляді

$$R\ddot{R}\cdot a+\frac{3}{2}\dot{R}^2\cdot b=\frac{1}{\rho}\sum_i P_i, \qquad (8)$$

де a, b – коефіцієнти, що залежать від області призначення та способу отримання рівняння.

В рівнянні (8) ліва частина представляє собою кінематичні параметри руху стінки кавітаційної бульбашки, а права частина представляє собою суму всіх врахованих в моделі факторів, виражених в одиницях вимірювання тиску, віднесених до густини рідини. Саме з виразу (8) видно важливість рівняння Релея для моделювання кавітаційних процесів.

Існує багато ускладнених моделей, які базуються на рівняннях Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Кірквуда-Бете. Проте ускладнення математичної моделі не завжди сприяє її точності. Це пов'язано зі

збільшенням кількості припущень та напівемпіричних залежностей, які не завжди достатньо точно описують процеси стискання кавітаційної бульбашки або мають дуже вузьку область застосування.

Врахування додаткових факторів при моделюванні процесів кавітації. Рівняння Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Херінга-Фліна, Кірквуда-Бете можна назвати класичними, ґрунтуючись на широті їх застосування. Проте вони не при всіх умовах якісно описують поведінку кавітаційної бульбашки. Тому актуальною проблемою стало врахування додаткових факторів при побудові моделі.

Одним з найважливіших таких факторів є теплообмін з оточуючим середовищем.

Динаміка парогазової порожнини з врахуванням теплообміну і, частково, динаміки газу в бульбашці розроблена в роботах Р. І. Нігматуліна та М. А. Маргуліса [2,3,4].

Для описання руху стінки бульбашки застосовано рівняння Релея. Швидкість газу в бульбашці визначалась з рівняння нерозривності. Маса газу в бульбашці вважалась незмінною. Тоді тиск в бульбашці визначається з формули [2]

$$P(t) = \frac{R_{\max}^3 P_0}{3T_0}\left(\int_0^{R_{\max}} \frac{R^2}{T(R\ ,t)}\,dR\right)^{-1}, \qquad (9)$$

де $P(t)$ – тиск газу в бульбашці;

T_0 – температура в початковий момент часу;

$T(R, t)$ – функція температури;

R і R_{max} – поточний і максимальний радіуси бульбашки.

Нижче представлено рівняння теплопровідності для газу всередині кавітаційної бульбашки [2]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{\text{г}} c_p}\operatorname{div}(\lambda_{\text{г}}\operatorname{grad}T) - \overline{V}_{\text{г}}\operatorname{grad}T + \frac{1}{\rho_{\text{г}} c_{\text{р}}}\frac{dP}{dt}, \qquad (10)$$

де $\rho_{\text{г}}$ – густина газу;

$c_{\text{р}}$ – теплоємність газу при постійному тиску;

$\lambda_{\text{г}}$ - коефіцієнт теплопровідності газу;

T – температура;

$V_{\text{г}}$ – швидкість газу в бульбашці та P – тиск в бульбашці.

При цьому зміна коефіцієнта температуропровідності враховувалася за допомогою наступного співвідношення [2]

$$\rho_{\text{ã}} c_{\text{p}} = \frac{P(t)}{T(R\ ,t)}\ \frac{\gamma}{\gamma - 1}. \qquad (11)$$

За результатами чисельного розв'язання рівняння (9) разом з рівнянням Релея зроблено висновок, що теплообмін в процесі схлопування бульбашки є досить важливим фактором. Врахування теплообміну значно знижує максимальні параметри парогазової суміші в середині кавітаційної бульбашки: температуру – більше ніж в 2 рази, тиск – більше ніж на порядок в порівнянні з адіабатичним схлопуванням. Час схлопування з врахуванням теплообміну мало відрізняється від часу адіабатичного схлопування та від часу релеєвського схлопування пустої бульбашки.

Іншим важливим фактором є взаємодія кавітаційних бульбашок. В більшості випадків, особливо це стосується теоретичних досліджень, розглядають поведінку поодинокої кавітаційної бульбашки. В реальних умовах досить важко отримати таку бульбашку. Крім того, на практиці застосовують саме багатобульбашкову кавітацію. Причина виникнення саме багатобульбашкової кавітації в тому, що в об'ємі, до якого прикладається змінний тиск, вже існує багато кавітаційних зародків та мікронеоднорідностей. Навіть при прикладенні тиску, який лише трохи перевищує поріг кавітації, в рідині одразу ж утворюється певна кількість кавітаційних бульбашок, що займають певну частину простору, яку називають кавітаційною областю [5] або зоною. При виникненні розтягуючих напружень в рідині всі зародки кавітації починають зростати майже одночасно, утворюючи кавітаційний кластер. Якщо всі зародки досягають максимального розміру одночасно, то середовище може вважатися практично монодисперсним, тобтотакою, що складається з бульбашок одного розміру [6].

Якщо відстань між кавітаційними бульбашками в кластері мала, то бульбашки взаємодіють одна з одною під час їх пульсацій. В такому випадку є необхідність врахування взаємодії кавітаційних бульбашок. Як правило, для цього в рівняння динаміки кавітаційної бульбашки додається складова, що виражає тиск, який генерується сусідніми кавітаційними бульбашками. Наприклад, рівняння Релея-Плессета при цьому отримає наступний вигляд [6]

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 + \frac{1}{\rho}\left[P_\infty - P_{\text{ï}} - P_{\text{à}} + P_{\text{êàâ}} + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\mu}{R}\frac{dR}{dt} - \left(P_\infty + \frac{2\sigma}{R_0}\right)\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma}\right] = 0, \qquad (12)$$

де $P_{\text{кав}}$ – тиск, створений сусідніми кавітаційними бульбашками.

Як вже зазначалося, не завжди ускладнення математичної моделі призводить до уточнення отриманого розв'язку. Позбуваючись од-

ного тільки спрощення про те, що кавітаційна бульбашка не взаємодіє з іншими, необхідно вводити спрощення про те, що:

1) Всі бульбашки мають однаковий розмір;
2) Зовнішні умови однакові для всіх бульбашок.

Як наслідок цих умов:

1) Всі бульбашки кластера схлопуються одночасно;
2) Всі бульбашки генерують однакові хвилі тиску.

В реальному досліді досягти виконання цих умов значно важче, ніж виділити одну пульсуючу бульбашку.

Крім того, для моделювання кавітаційного кластера необхідно розв'язати систему рівнянь виду (12), з кількістю рівнянь рівній кількості бульбашок в кластері. Ця задача є складною навіть з чисто технічної точки зору.

Математичні моделі ударної хвилі при схлопуванні. Всі вищеописані математичні моделі призначені для опису руху стінки кавітаційної бульбашки. Проте окремий інтерес представляє собою силова сторона процесу схлопування. При схлопуванні кавітаційної бульбашки в середовище випромінюється сферична хвиля. Рівняння цієї хвилі носить назву рівняння Джилмора і має наступний вигляд [7]

$$\Pi(r,t) = \frac{P(r,t) - P_0}{P_0 - P_g} = \frac{R}{3r}\left[\frac{R_0^3}{R^3} - 4\right] - \frac{R^4}{3r^4}\left[\frac{R_0^3}{R^3} - 1\right], \qquad (13)$$

де П(r,t) – функція поля безрозмірного тиску;
r – відстань до центру бульбашки.

При великій швидкості схлопування кавітаційної бульбашки вищеописана хвиля може перейти в ударну.

Метод кінцевих елементів при моделюванні кавітації. В останній час отримали розвиток методи кінцево-елементного моделювання, які застосовують для опису самих різноманітних процесів, в тому числі і гідродинамічних. Яскравим прикладом даного виду моделей є однорідна рівноважна модель кавітації [8].

В рамках даної моделі рідина вважається однорідною газорідинною сумішшю з постійними в об'ємі параметрами та з газовою фазою, що містить водяну пару та розчинений газ. Кількість водяної пари по відношенню до кількості газу обумовлено місцевими рівноважними термодинамічними умовами. При розрахунках масова доля несконденсованого газу у відповідності до [8] дорівнює 10^{-5}. Це типове

значення при нормальних умовах для більшості розрахункових випадків.

Однорідна рівноважна кавітаційна модель не описує структури кавітаційної області, руху окремих парогазових бульбашок. Швидкості та температури парогазової та рідинної фаз вважаються однаковими. Основні рівняння моделі описані в [8]. Зупинимось лише на рівняннях, які безпосередньо описують кавітацію.

Густина парогазової суміші розраховується за формулою[8]

$$V = y_g \frac{R_{univ}T}{P\mu_g} + (1 - y_g - y_V)V_1(T,P) + y_V \frac{R_{univ}Tz_V(T,P)}{P\mu_V},$$
$$\rho = \frac{1}{V}, \qquad (14)$$

де V – питомий об’єм газорідинної суміші;

V_1 – питомий об’єм рідини;

$z_V(T,P)$ – стискуваність пари;

P – локальний статичний тиск і T – локальна температура;

y_V – масова доля пари;

y_g – масова доля розчиненого газу;

μ_V – молярна маса пари;

R_{univ} – універсальна газова постійна.

Масова доля пари y_V обчислюється чисельно з наступного нелінійного рівняння для повної ентальпії газорідинної суміші [8]

$$H = y_g h_g(T,P) + (1 - y_g - y_V)h_1(T,P) + y_V h_V(T,P) + \frac{I_C V^2}{2}, \qquad (15)$$

де h_g, h_I, h_V, - ентальпії нерозчиненого газу, рідини та пари, відповідно; $I_C = \rho v_x)^2 + (\rho v_y)^2 + (\rho v_z)^2$ – квадратичний імпульс.

Описана модель має наступні обмеження та припущення [8].

1. Кавітація виникає у нестискуваній рідині, для інших рідин та сумішей розрахунок неможливий.
2. Властивості несконденсованого газу однакові з властивостями газу з повітря.
3. Температура та тиск в зоні фазового переходу повинні знаходитися в межах T = 277,15…583,15 K; P = 800… 10^7 Па.
4. Модель не описує детальну структуру кавітаційної області, тобто параметри кавітаційних бульбашок.
5. Кавітаційна область має бути добре заповнена розрахунковою сіткою.

6. Параметри течії на вхідних граничних умовах мають бути такими, щоб об'ємна доля рідкої фази на вході в розрахункову область була не менше 0,1.

Висновки. На даний час існують розвинені математичні моделі кавітаційних процесів. Домінуючі позиції серед них займають моделі, що описують рух окремої бульбашки на основі теорії пульсації поодинокої сферичної бульбашки. До них відносять рівняння Релея, Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Херінга-Фіка, Кірквуда-Бете. Ці рівняння, за виключенням рівняння Релея, не мають загального розв'язку, проте досить легко розв'язуються чисельними методами для умов кожної конкретної наукової або інженерно-технічної задачі.

Серед вищеописаних рівнянь слід виділити рівняння Релея-Плессета, яке з однієї сторони враховує значну кількість факторів, а з іншої сторони записується в лаконічній математичній формі. Через це рівняння Релея-Плессета вважається оптимальною серединою між простотою і точністю і рекомендоване до широкого використання в розрахунках [9].

Крім вищеописаних моделей, існують ускладнені, які враховують теплообмін або взаємодію бульбашок. Проте вони є порівняно складними та приймають велику кількість припущень, тому використовуються тільки в окремих випадках. Для повного описання процесу кавітації необхідно врахування наступних факторів: взаємодія бульбашок, деформація бульбашок, розщеплення бульбашок, утворення кумулятивних струменів, тепло-масообмін та фазові переходи, неідеальність парогазової суміші та зміна іі складу та ін.

На даний момент не існує такої математичної моделі, яка б одночасно враховувала всі фактори, що впливають на процес кавітації.

Література:

1. *Смородов Е.А.* Физика и химия кавитации / *Смородов Е.А., Галиахметов Р.Н., Ильгамов М.А.* – М.: Наука, 2008. – 228 с.

2. *Маргуліс М. А.* Звукохимические реакции и сонолюминисценция / *М. А. Маргуліс*. – М. : Химия, 1986. – 288 с.

3. *Маргулис М.А.* Основы звукохимии (химические реакции в акустических полях): Учеб. пособие для хим. и хим.-технол. спец. вузов / *М. А. Маргуліс*. – М.: Высш. шк., 1984. – 272 с.

4. *Маргулис М. А., Дмитриева А. Ф.*// ЖФХ. – 1981. –Т. 55. - С. 159; 323.

5. *Розенберг Л.Д.* Кавитационная область / *Л.Д.Розенберг* // Мощные ультразвуковые поля / Под ред. Л.Д. Розенберга. – М.: Наука, 1968. – Ч. 6. – С. 221–266.

6. *Новицкий Б.Г.* Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах / *Б.Г.Новицкий*. – М.: Химия, 1983. – 192 с.

7. *Franc Jean-Pierre*. Fundamentals of cavitation / *Jean-Pierre Franc, Jean-Marie Michel*. – Cluwer Academic Publishments, 2005. – 321 p.

8. COSMOS FloWorks Fundamentals / COSMOS Analysis Products. – 2008. – 238 p.

9. *d'Agostino Luca*. Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps / *Luca d'Agostino, Maria Vittoria Salvetti*. – Springer, 2007. – 354 p.

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КАВИТАЦИИ

Анисимов В. В., Ермаков П. П.

***Аннотация* – выполнен сравнительный анализ наиболее известных математических моделей кавитации. Выделены ограничения и предположения, касающиеся каждой модели, а также их преимущества. Описаны модели: Рэлея, Рэлея-Плессета, Нолтинга-Нейпараса, Джилмора и др. Особое внимание уделено конечно-элементному моделированию кавитации на примере однородной равновесной модели.**

ANALYSIS OF BASIC MATHEMATICAL MODELS OF THE CAVITATION

V. Arnissimmov, P. Ermarkov

Summary

Comparative analysis of the most well-known mathematical models of the cavitation is done. Limitations and assumptions related to each model as well as their benefits are highlighted. Models by Rayleigh, Rayleigh-Plesset, Nolting-Neyparas, Gilmor and others are described. Special attention is given to the finite-element modeling of the cavitation on an example of the homogeneous equilibrium model.

УДК 621.9

ПОБУДОВА СТОХАСТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ РУХУ

Андренко П.М., д.т.н.,
Дмитрієнко О.В., к.т.н.
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут"
Тел. (057) 707-61-28

Анотація **– в статті наведена розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогідравлічного мехатронного модуля лінійного переміщення. Запропоновані рівняння, що описують зміну випадковим чином параметрів робочої рідини гідравлічної системи. Встановлені закони розподілення та межі відхилення випадкових характеристик та параметрів структурних елементів мехатронного модуля руху, їх математичне очікування і дисперсія.**

Ключові слова **– мехатронний модуль, стохастична модель, випадкові відхилення, математичне очікування, дисперсія.**

Постановка проблеми. Однією з основних тенденцій розвитку сучасних гідроприводів є інтенсивне зрощування гідроприводів з електронними системами керування, застосування "інтелектуальних" гідроапаратів з вбудованою електронікою та стандартними комунікаційними засобами з відкритою структурою [1]. Використання блочно-модульного принципу побудови гідроприводів з електронними системами керування свідчить про високий технічних рівень останніх. Для сучасних гідроприводів такими модулями є мехатронні модулі руху (ММР). В роботі [2] встановлено, що перспективний електрогідравлічний ММР, крім електричного блоку керування і гідравлічного виконавчого механізму, містить гідророзподільник (ГР) з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям, встановлений у першому каскаді безпосередньо біля виконавчого механізму. Розробка досконалих моделей робочого процесу ММР, які є базою їх аналізу та синтезу, є актуальним науково-технічним завданням.

*Аналіз останніх досліджень.*Розробці математичних моделей мехатронних систем та їх структурних елементів присвячена робота

© Андренко П.М., Дмитрієнко О.В.

[3]. В ній наведені математичні моделі окремих елементів та методики синтезу систем. Однак, в цій роботі розглядаються виключно ММР, побудовані на електричних елементах. В роботах [4, 5] описані принципи побудови та тенденції розвитку мехатронних систем, наведено схеми ММР. Досить докладно розглянуті математичні моделі робочих процесів гідравлічних елементів мехатронних систем у роботі [6]. В статті [7] наведена математична модель робочого процесу ММР з регулятором витрат та дроселем. В роботі [8] описано нову концепцію моделювання і проектування мехатронних систем з пристроями гідроавтоматики, які розкривають механізм формування системи та їх моделей, що відображає закономірності процесу функціонування, будови і властивості об'єкта. Слід зазначити, що існує два основних підходи до побудови математичних моделей елементів та пристроїв: ймовірнісний і детерміністській. Більш загальним є ймовірнісний підхід, який припускає статистичний (ймовірнісний) характер їх характеристик. В роботах, розглянутих вище, не розглядаються стохастичні математичні моделі ММР та їх елементів.

При описі та досліджені складних технічних систем ефективно застосовувати ієрархічний підхід, який передбачає розкладання системи на вертикальні супідрядні підсистеми різних рівнів, розробку модульних моделей кожної з підсистем, введення пріоритетів для підсистем старших рівнів по відношенню до підсистем молодших рівнів, певну автономність кожної з підсистем [9]. Оскільки кожну з підсистем можна в свою чергу розбити на нові підсистеми, внаслідок цього отримують багаторівневу ієрархічну систему моделей. Застосування ієрархічного підходу дозволяє використовувати аналітичні, стохастичні та моделі ідентифікації, що підвищує точність моделей реальному процесу. В роботі [10] наведено основи декомпозиції багаторівневих ієрархічних моделей. Однак в цій роботі не розглядаються ієрархічні моделі електрогідравлічних та гідравлічних систем та пристроїв. Розробці ієрархічної моделі аксіально-поршневої гідромашини, на базі якої розроблена методологія її проектування, присвячена робота [11]. Наведені в ній загальні принципи та підходи жорстко прив'язані до конструкції аксіально-поршневої гідромашини, а отже також не можуть бути цілком використані при побудові ієрархічних моделей гідравлічних систем та пристроїв.

Методика динамічного синтезу сучасного електрогідравлічного ММР з ГР з нульовим перекриттям та пропорційним електричним керуванням розглядається в статті [2]. В ній наведено принципову схему такого модуля та детерміністську математичну модель його робочого процесу. Ієрархічна математична модель такого ММР наведена в [12]. Однак у всіх розглянутих вище роботах не розглядаються стохастичні математичні моделі ММР.

Розгляду стохастичних процесів у гідроприводах присвячені роботи [13–16] й інші. В роботі [13] розглядаються стохастичні процеси у гідроприводах верстатів, а у статті [14] гідравлічного регулювання швидкості виконавчого механізму з регулюванням на вході. Причому у роботі [13] розглядаються лінеарізовані рівняння, які описують динамічні процеси у гідроприводах з використання трансформуючих функцій при малих відхиленнях параметрів, що значно звужує область використання отриманих результатів. В роботі [15] розглянуті математичні моделі випадкових коливальних процесів динамічної системи верстатів. У роботі [16] встановлено, що випадкові зміни характеристик регулюючої гідроапаратури лежать в межах смуги, ширина якої становить 5...15 % від їх номінальних значень, та в межах цієї смуги випадкові змінні характеристик, зазвичай, відповідають нормальному закону розподілення. Нормальний закон розподілення описує більшість процесів, що відбуваються у гідроприводі [17]. Отже цілком обґрунтовано можна прийняти, що зміна випадкових характеристик гідроприводів та їх елементів відповідає нормальному розподіленню. За аналітичним оглядом літературних джерел, проведеним нами встановлено, що стохастичні математичні моделі електрогідравлічного ММР з пропорційним ГР з нульовим перекриттям, встановленим у першому каскаді, в них не розглядаються. Отже розробка стохастичної математичної моделі такого модуля руху є актуальним науковим завданням.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).*Розробка стохастичної математичної моделі робочого процесу електрогідравлічного ММР.

Основна частина. Стохастичну математичну модель електрогідравлічного ММР проводили за його схемою, рис. 1. При її розробці, враховуючи його блочно модульне компонування ММР, приймали наступні припущення:

- ГР – ідеальний: його перекриття нульове; гідравлічні провідності G_1 і G_2, а також G_3 і G_4 утворені дроселюючими кромками, при рівних значеннях переміщення запірно-регулюючого елемента (ЗРЕ) однакові; радіальний зазор, перетоки робочої рідини (РР) і опір внутрішніх каналів настільки малий, що ними можна знехтувати;

- пружини ГР мають малу жорсткість та працюють у межах, де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту, це дозволяє знехтувати силою від їх дії на ЗРЕ;

- корпуса гідроциліндра (ГЦ), ГР, каналів та трубопроводів – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об’ємної пружності РР;

- довжина трубопроводів мала, а їх діаметр у порівнянні з довжиною великий, це дозволяє знехтувати хвильовими процесами, що

відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками трубопроводів;

- у ММР відсутні: кавітація – $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху РР;

- розглядаємо моделі у зосереджених параметрах, процес зміни випадкових величин відбувається згідно нормального закону, є марківським та задовольняє умові стаціонарності і ергодичності.

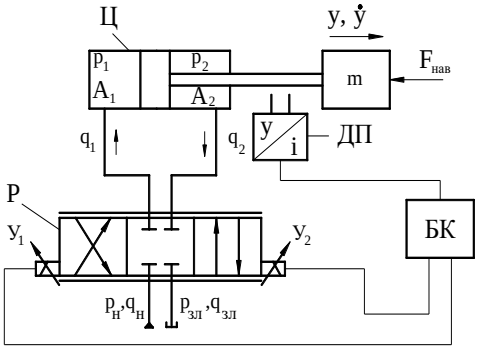


Рис. 1. Схема електрогідравлічного мехатронного модуля руху:
Р – пропорційний гідророзподільник; Ц – гідроциліндр;
ДП – датчик переміщень; БК – блок керування

Стохастична математична модель електрогідравлічного ММР

Зміна стану РР. Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних пристроях і системах, в тому числі і ММР, залежить від правильного визначення параметрів РР. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності які в свою чергу залежать від її температури. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур гідросистем значущість параметрів РР зростає [18]. Так, при збільшенні температури РР на кожні 10 ^{0}С в діапазоні 30...70 ^{0}С відбувається зменшення енергоспоживання гідросистеми на величину від 1,7 до 6 %, а рівень навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу її на сталий режим теплового балансу [19]. Температура РР у гідросистемах з водяним охолодженням знаходиться в межах 50...60 ºС, а з повітряним – 70... 80 ºС [20]. Тому на першому етапі моделювання робочих процесів у гідросистемах приймають значення температури РР постійною – рівною її середньому значенню у даному температурному діапазоні.

Значний вплив на параметри РР має нерозчинене повітря, що міститься в ній. У роботі [13] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об'єму РР, їх випадкові радіуси стано-

влять 0,065...0,075 мм, середньоквадратичне відхилення яких складає 0,032...0,037 мм, та в одному кубічному міліметрі РР знаходиться в середньому 7...8 бульбашок повітря. Це відповідає концентрації газоповітряної фази 1,4...1,6 % та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1...2 %), наведеними в різних літературних джерелах, наприклад [20]. Таким чином, далі розглядаємо бульбашкову, згідно до класифікації [21], течію рідини, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним. Зазначимо, що при зміні тиску у гідросистемі нерозчинене повітря переходить у розчинене і навпаки. Зміну об'єму розчиненого повітря у РР на окремих ділянках гідросистеми,приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю

$$W_{\text{г}\,0}(t) = \alpha_{\text{р}}\, W_{\text{р}}\, p(t) / p_0 \ , \tag{1}$$

де $\alpha_{\text{р}}$ – коефіцієнт розчинності повітря у робочій рідині; $W_{\text{р}}$ – об'єм рідинної фази РР, см^3; $p(t)$ – тиск у гідросистемі, кПа; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, кПа.

З урахуванням формули (1), об'єм нерозчиненого повітря у РР визначають за залежністю

$$W_{\text{г}}\ (t) = W_{\text{г}\,\Sigma} - W_{\text{г}\,0}(t), \tag{2}$$

де $W_{\text{г}\,\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря у РР.

Для визначення характеристик двофазної рідини використовуємо аналітичні залежності з роботи [22], які наведені у такому вигляді:

• модуль об'ємної пружності

$$E_{\text{с}}(t) = k[p(t)+1]\frac{[Ap(t)+B]\left[(1-m_0)\sqrt[A]{\dfrac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0\sqrt[k]{\dfrac{p_0+1}{p(t)+1}}\right]}{k[p(t)+1](1-m_0)\sqrt[A]{\dfrac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0[Ap(t)+B]\sqrt[k]{\dfrac{p_0+1}{p(t)+1}}}; \tag{3}$$

• густина

$$\rho_{\text{с}}(t) = \rho_{\text{р}0}\left\{(1-m_0)\left\{1+\frac{p(t)-p_0}{E_{\text{с}}(t)}\right\}\frac{1}{1+\alpha[T(t)-T_0]}\right\} + \rho_{\text{г}0} m_0 \frac{p(t)T_0}{p_0 T(t)}; \tag{4}$$

• коефіцієнт динамічної в'язкості

$$\mu_{\text{с}}(t) = \mu_0(1+1{,}5m_0)\{1+a[p(t)-p_0]/p_0\}\, e^{-\lambda_{\text{T}}(T(t)-T_0)}; \tag{5}$$

• коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\nu_{t\,\text{с}}(t) = \mu_{\text{с}}(t)/\rho_{\text{с}}(t). \tag{6}$$

У наведених вище формулах позначено: t – час; k – показник політропи; p_0, $p(t)$ – відповідно початковий і робочий абсолютні тиски РР у гідросистемі; *A, B* – параметри рідини залежно від її температури і марки, визначені з статті [23]; $m_0 = W_{г0}/W_{с0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря $W_{г0}$ до повного об'єму суміші $W_{с0}$; $\rho_{р0}$ і $\rho_{г0}$ – густина РР і газової складової при нормальних умовах відповідно; α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення РР; μ_0 – коефіцієнт динамічної в'язкості РР при нормальних умовах; T_0 і $T(t)$ – абсолютна початкова і змінна температура РР в гідросистемі відповідно; a, λ_T – коефіцієнти ($a = 0{,}003$; λ_T залежить від типу РР та для мастил гідросистем знаходиться в межах $0{,}023 \ldots 0{,}028$).

Модуль пружності РР у гідросистемі з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю

$$E_{пр}(t) = E_с(t) \Big/ \left\{1 + \left[d_{тр}\, E_с(t)\right] \Big/ \left(\delta_{тр}\, E_{тр}\right)\right\}, \tag{7}$$

де $E_{пр}(t)$ – приведений модуль пружності РР; $d_{тр}$ і $\delta_{тр}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{тр}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Витрата на виході з насоса. Використовували зміну випадкової степеневої функції виду [24]

$$Z_j(t) = B_{с_j} t^{\beta_j} + \Delta Z_{е_j} + \Delta П_{Z_j}, \tag{8}$$

де Z_j – структурний параметр насоса; $B_{с_j}$ – швидкість зміни *j*-го функціонального параметра від часу; β_j – показник ступеня; $\Delta Z_{е_j}$ – випадкове відхилення фактичної зміни параметра від теоретичної реалізації під впливом варіації зовнішніх експлуатаційних факторів; $\Delta П_{Z_j}$ – значення параметра, який залежить від припрацювання.

Застосовували метод, оснований на середній статистичній зміні подачі групи однотипних насосів. Подача $q_н$ є основним параметром насоса, який визначає його ресурс до першого капітального ремонту і міжремонтний ресурс. Зменшення подачі насоса $\Delta q_н$ при експлуатації є наслідком зміни структурних параметрів його вузлів та окремих деталей внаслідок зношення. Встановлено, що основними причинами зниження подачі насоса $\Delta q_н$ є збільшення внутрішніх витоків у ньому $\Delta q_{вит}$ та зміна початкових кінематичних співвідношень $\Delta q_к$, тобто

$$\Delta q_н = \Delta q_{вит} + \Delta q_к. \tag{9}$$

Сумарну зміну подачі насоса у залежності від його конструкції розбивали на ряд складових

$$\Delta q_н = \Delta q_{н_1} + \Delta q_{н_2} + \Delta q_{н_3} + \ldots + \Delta q_{н_i} + \ldots + \Delta q_к, \tag{10}$$

де $\Delta q_{\text{н}_i}$ – складові зменшення подачі насоса внаслідок зміни його структурних параметрів його окремих вузлів (1 – вузол, який качає; 2 – вузол регулятора подачі; 3 – вузол розподілення тощо).

Використовували випадкову степеневу функцію (8) та отримали аналітичний вираз для зміни подачі насоса

$$q_{\text{н}}^{*}(t) = q_{\text{н}0}^{*}(t_0) + B_q t^{\beta}, \tag{11}$$

де $q_{\text{н}0}^{*}(t_0)$ – подача насоса після завершення процесу припрацювання який визначається з паспорта насоса; B_q – коефіцієнт, що характеризує середню швидкість зміни подачі насоса; β – показник ступеня, який визначають за даними експериментів.

Зазначимо, що тут і далі зірочкою * позначено величини, які змінюються випадковим чином. Тому що тиск у гідросистемі визначається залежно від витрати за відомими залежностями, то він, як і витрата, змінюється випадковим чином. Таким чином, параметри РР, розраховані за формулами (1), (3)–(7), які залежать від тиску в гідросистеми, також змінюються випадковим чином. Це ми будемо мати на увазі та далі зірочку біля них для скорочення запису опускаємо.

На підставі аналізу статистичних даних про зміну подачі насосів визначаємо експериментальну залежність зміни подачі насоса від часу $q_{\text{н}_i}^{*} = f(t)$, крива 1 на рис. 2 (індекс *i* означає практичну реалізацію). Використовуючи стандартний пакет підпрограм наближення функцій методом найменших квадратів, на комп'ютері визначаємо значення параметрів B_q і β виразу (11). Отримана таким шляхом математична модель $q_{\text{н}}^{*}(t)$ є математичним очікуванням зміни подачі насосів даного типу, які знаходяться у експлуатації (крива 2, рис. 2).

Для розрахунку показників розподілення експериментальних реалізацій подачі насоса розбиваємо експериментальні дані на (N+1) групу залежно від *t*. Нульову групу становіть значення подачі насоса при *t* = 0. Для кожної з груп розраховуємо значення математичного очікування $m_{q_{\text{н}}}$, дисперсії $D_{q_{\text{н}}^{*}}$ і середнього квадратичного відхилення $\sigma_{q_{\text{н}}^{*}}$

$$m_{q_{\text{н}}} = \frac{1}{K}\sum_{i=1}^{K} q_{\text{н}}^{*};\ D_{q_{\text{н}}^{*}} = \frac{1}{K}\sum_{i=1}^{K}\left(q_{\text{н}}^{*} - q_{\text{н}_i}^{*}\right)^2;\ \sigma_{q_{\text{н}}^{*}} = \sqrt{D_{q_{\text{н}}^{*}}}, \tag{12}$$

де *K* – кількість насосів у групі, яка розглядається.

Приймаємо, що експериментальна реалізація подачі насоса всередині окремих груп відбувається за нормальним законом розподілен-

ня, визначаємо верхню і нижню границі статистичного розподілення, яке розглядається.

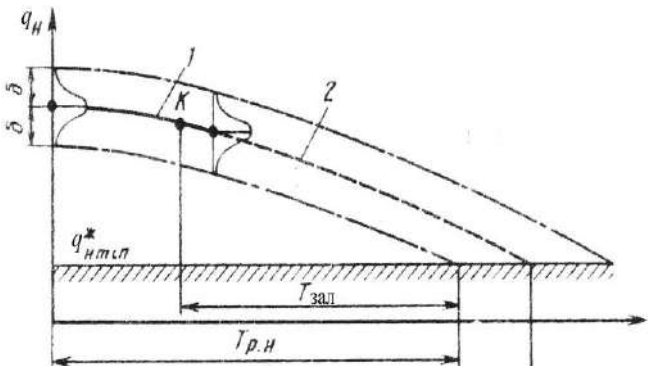


Рис. 2. Залежність подачі насоса від часу:
1 – за даними експлуатації; 2 – за даними прогнозування
($T_{зал}$ і $T_{р.н}$ – залишковий і призначений ресурс)

Довірче відхилення δ отриманої математичної моделі статистичного розподілення у вигляді (11) визначається як

$$\delta = \sigma_{q'} k_q,$$

де $\sigma_{q'} = \frac{1}{N+1}\sum_{j=0}^{N}\sigma_{q'_j}$; k_q – параметр, який знаходять з таблиць функції Лапласа.

На графік $q^*_н(t)$ наносять верхню та нижню довірчі границі. По мірі накопичення статистичних даних значення коефіцієнтів B_q і β які входять до формули (5), та довірче відхилення прогнозованої кривої можуть уточнюватися.

Рух РР у трубопроводах і каналах. Він описуєтьсярівняннями, які базуються на зосередження параметрів каналу чи трубопроводу за Т- і Г-подібними схемами, наприклад Т-подібною

$$\left.\begin{aligned} d\,q^*_{i\,вх}(t)/d\,t &= \left[p^*_{i\,вх}(t) - p^*_{i\,ср}(t)\right]/L^*_i(t) - q^*_{i\,вх}(t)R^*_i(t)/L^*_i(t), \\ d\,p^*_{i\,ср}(t)/d\,t &= q^*_{i\,ст}(t)/C^*_i(t) = \left[q^*_{i\,вх}(t) - q^*_{i\,вих}(t)\right]/C^*_i(t), \\ d\,q^*_{i\,вих}(t)/d\,t &= \left[p^*_{i\,ср}(t) - p^*_{i\,вих}(t)\right]/L^*_i(t) - q^*_{i\,вих}(t)R^*_i(t)/L^*_i(t) \end{aligned}\right\}, \quad (13)$$

де $q^*_{i\,вх}$ $q^*_{i\,вих}$ і $q^*_{i\,ст}$ – відповідно витрати на вході, виході і стискання *i*-го каналу; $p^*_{i\,вх}$, $p^*_{i\,вих}$ і $p^*_{i\,ср}$ – відповідно тиски на вході, виході і середній *i*-го каналу; $L^*_i(t) = \rho_{ic}(t)\,l_i/2A_i$ – відіграє роль індуктивного опору *i*-го каналу; $R^*_i(t) = 8\nu_{t\,c}(t)\rho_{i\,c}(t)\,l_i/2A_i r_i^2$ – роль активного опору *i*-го

каналу; $C_i^*(t) = A_i l_i / E_{\text{пр}}(t)$– роль ємності *i*-го каналу, A_i і r_i – відповідно площа і гідравлічний радіус каналу (трубопроводу), $A_i = \pi r_i^2$.

Зазначимо, що випадкові збурення тиску ініціюють виникнення резонансних автоколивань у гідросистемі, які є однією із причин виникнення випадкових вібраційних процесів у гідросистемі [13]. У загальному випадку зміна вихідних параметрів каналу може бути представлена у вигляді суми постійної та випадкової складової, причому випадкова складова складає 1...2 % від номінальної, тобто нею у першому наближенні можна знехтувати. Дисперсія вихідних параметрів каналу мало змінна в часі. Таким чином, випадковий характер зміни тиску у каналі чи трубопроводі обумовлений випадковими пульсаціями витрати на виході із насоса.

Робочі процеси в пропорційному ГР. Вони описуються рівняннями:

- руху запірно-регулюючого елемента (ЗРЕ)

$$m_{\text{ЗРЕ}} \ddot{x}_{ЗРЕ} = F_{\text{ем ГР}}(t) - F_{\text{тер ЗРЕ}}(t) - F_{\text{гд ЗРЕ}}(t); \tag{14}$$

- витрати РР через дроселюючі щілини

$$\left.\begin{aligned} q^*_{\text{гр1}}(t) &= q^*_{\text{щ1}}(t) - q_{\text{ст1}}(t) + q_{\text{осц1}}(t), \\ q^*_{\text{гр2}}(t) &= q^*_{\text{щ2}}(t) - q_{\text{ст2}}(t) + q_{\text{осц2}}(t) \end{aligned}\right\}; \tag{15}$$

- обмеження переміщення ЗРЕ

$$x_{\text{ÇÐÅ}} < x_{\text{ÇÐÅ}}(t) \le x_{\text{ÇÐÅmax}}\cdot. \tag{16}$$

Стохастичні процеси у ГР обумовлені збуреннями, викликаними течією РР в ньому, які приводять до випадкових змін його характеристик. У реальному ГР всі параметри мають невеликі випадкові зміни. Це приводить до зміни витрати РР через дроселюючі отвори, внаслідок чого його змінні характеристики знаходяться в межах смуги, ширина якої сягає частки номінального значення характеристики, та являють собою сукупність математичних сподівань відповідних функціональних залежностей. Зазначимо, що за даними з роботи [13] випадкові зміни характеристик ГР і його коефіцієнта витрати не перевищують 5...10 %.

Випадкове значення витрати РР $q^*_{\text{щ}}(t)$ в формулі (15) розраховуємо за залежністю

$$q^*_{\text{щ}}(t) = \mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) A^*_{\text{щ}}(t) \sqrt{2\Delta p / \rho_{\text{с}}}\ , \tag{17}$$

де $\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}})$ – коефіцієнт витрати ГР; $A^*_{\text{щ}}(t)$ – випадкове значення площі щілини, які розраховуємо за залежностями:

$$\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) = \mu_{\text{с}} \sqrt{\text{Re}(t)} \Big/ \sqrt{\text{Re}_{\text{к}} + \text{Re}(t)}\ ; \tag{18}$$

$$A_{щ}^{*}(t)=\left(\sqrt{x_{ЗРЕ}^{2}+\Delta^{2}}\Big/x_{ЗРЕ}\right)\int_{0}^{2\pi}\left[d_{ЗРЕ}\left(\bar{x}_{ЗРЕ}-\bar{x}_{г}\right)/2\right]d\varphi. \qquad (19)$$

В формулах (14) – (19): $m_{ЗРЕ}$ – маса ЗРЕ ГР разом з приведеними до нього масами рухомих частин; $x_{ЗРЕ}$ – переміщення ЗРЕ ГР; $F_{ем\,ГР}(t)$, $F_{тер\,ЗРЕ}(t)$ і $F_{гд\,ЗРЕ}(t)$ – відповідно сили пропорційного електромагніта ГР, тертя ЗРЕ і гідродинамічна, що діє на ЗРЕ; $q_{щ1}^{*}(t)$ і $q_{щ2}^{*}(t)$, $q_{ст1}(t)$ і $q_{ст2}(t)$, $q_{осц1}(t)$ і $q_{осц2}(t)$ – відповідно витрати через 1 і 2 дроселюючи щілини, стиску РР в правій і лівій порожнинах ГР, осциляції; $\mu_{с}$ – коефіцієнт витрати у статичному режимі; Re(t) і $Re_{к}$ – відповідно число Рейнольдса і коефіцієнт корекції, [25]; Δ – зазор між гільзою і ЗРЕ; $d_{ЗРЕ}$ – діаметр ЗРЕ; $\bar{x}_{ЗРЕ}$ і $\bar{x}_{г}$ – відповідно осереднені значення координат країв ЗРЕ і гільзи.

Зазначимо, що сили $F_{тер\,ЗРЕ}(t)$ і $F_{гд\,ЗРЕ}(t)$ у загальному випадку є функціями $F_{тер\,ЗРЕ}(t)=F_{тер\,ЗРЕ}(x_{ЗРЕ},\dot{x}_{ЗРЕ})$ і $F_{гд\,ЗРЕ}(t)=F_{гд\,ЗРЕ}(x_{ЗРЕ},\dot{x}_{ЗРЕ})$, що треба мати на увазі при розв'язку рівняння (14). Сила пропорційного електромагніта ГР містить осциляційну складову, яка надає осциляцію ЗРЕ, мала у порівнянні з силою керування ЗРЕ і швидкість зміни якої в часі щонайменше на два порядки більша від першої. Розрахунок всіх сил, що діють на ЗРЕ, проводили за залежностями, наведеними у роботі [6]. Зазначимо, що витрати стиску та осциляції, які входять до рівняння (15), у порівнянні з витратою через дроселюючу щілину пропорційного ГР малі і при нехтуванні ними похибка не перевищить 1 %.

Робочий процес ГЦ. Він описується наступними рівняннями:

- витрати РР в правій і лівій порожнинах ГЦ

$$\left.\begin{aligned} q_{1}^{*}(t)&=A_{1}\dot{y}^{*}+\frac{W_{пор}+A_{1}\dot{y}^{*}}{E_{пр}}\frac{dp_{1}^{*}(t)}{dt},\\ q_{2}^{*}(t)&=A_{2}\dot{y}^{*}-\frac{W_{шт}-A_{2}\dot{y}^{*}}{E_{пр}}\frac{dp_{2}^{*}(t)}{dt}\end{aligned}\right\}; \qquad (20)$$

- руху штока ГЦ разом з приведеними до нього масами рухомих частин

$$m\ddot{y}^{*}=A_{1}p_{1}^{*}(t)-A_{2}p_{2}^{*}(t)-F_{тер}^{*}(t)-F_{нав}(t); \qquad (21)$$

- обмеження переміщення поршня ГЦ

$$y<y^{*}(t)\le y_{max}\ . \qquad (22)$$

У рівняннях (20)–(22): m – маса штока ГЦ разом з приведеними до нього масами рухомих частин; y – переміщення штока ГЦ; A_1 і A_2 –

відповідно площі безштокової і штокової порожнин ГЦ; $p_1^*(t)$ і $p_2^*(t)$ – відповідно випадковий тиск у безштоковій і штоковій порожнинах ГЦ; $F_{\text{тер}}^*(t)$ і $F_{\text{нав}}(t)$ – відповідно сили тертя, яку розраховуємо згідно залежності з роботи [6], і сила зовнішнього навантаження; $W_{\text{пор}}$ і $W_{\text{шт}}$ – відповідно об'єми безштокової і штокової порожнин ГЦ.

Слід зазначити, що максимальне значення тиску у штоковій порожнині ГЦ обмежене умовою $p_{2\,\max} \le p_{2\text{гр}}^*$, де $p_{2\text{гр}}^*$ визначають з умови міцності ГЦ. Приймають, що $p_{\text{зл}} = 0$.

Залежність переміщення штока ГЦ від тиску в його порожнині є суттєво нелінійною. Воно має яскраво виражені гістерезисні властивості [13]. Це обумовлено в першу чергу нелінійністю сили тертя та релаксаційними явищами, що мають місце при стисненні РР, а також втратами рідини в ущільненнях штока і поршня.

Зміна в часі сили навантаження $F_{\text{нав}}(t)$ залежить від технологічного процесу, який виконує ММР. На першому етапі визначення стохастичних характеристик модуля руху її можна прийняти постійною. Стохастичну силу тертя в рівнянні (21) записували у вигляді детермінованого значення, розрахованого за методикою з роботи [6], та випадкового відхилення. Стохастична сила тертя моделювалась у пакеті прикладних програм згідно методики наведеною у статті [26]. Випадкові значення коефіцієнта при силі сухого тертя задавалися генератором випадкових чисел з нормальним законом розподілення. Задавався часовий інтервал його зміни та середньоквадратичне відхилення.

Пропорційний електромагніт. Він відрізняється від звичайного наявністю керуючого конуса, виготовленого з немагнітного матеріалу, який змінює форму магнітного поля та забезпечує практично постійне зусилля на якорі, пропорційне струму керування, незалежно від його положення. Силу, що розвиває лінійний пропорційний електромагніт обчислюємо за залежністю [6]

$$F_{\text{ем}}(t) = \left[K_1 K_2 K_3 \mu_{\text{ем}} A_{\text{ем}} n_{\text{ем}}{}^2 i_{\text{ем}}(t)^2\right] \Big/ \left[2x_{\text{ем}}(t)^2\right], \tag{23}$$

де K_1 – постійний коефіцієнт, який враховує розмірність величин, що входять до формули (23); $\mu_{\text{ем}}$ – магнітна провідність середовища, Гн/м, (для повітря $\mu_{\text{ем}}$=1,26$*$10^{-6} Гн/м); $A_{\text{ем}}$ – площа торцевої поверхні якоря, м^2; $n_{\text{ем}}$ – кількість витків у котушці; $i_{\text{ем}}(t)$ – струм в обмотці електромагніту, А; $x_{\text{ем}}(t)$ – переміщення якоря, мм; K_2 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від переміщення якоря і його геометричних розмірів,

$$K_2 = \left(\text{th}x_{\text{ем}}\right)^2 e^{b_1\left(1-\left|\left(x_{\text{ем}\,\max} - x_{\text{ем}}\right)/x_{\text{ем}\,\max}\right|\right)}; \tag{24}$$

K_3 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від струму в котушці,

$$K_3 = e^{-\left[1-b_2\left(\left(i_{\text{ем max}}-i_{\text{ем}}\right)/i_{\text{ем max}}\right)\right]}; \tag{25}$$

b_1 та b_2 – сталі коефіцієнти, характерні для даної конструкції лінійного пропорційного електромагніту; $x_{\text{ем max}}$ та $i_{\text{ем max}}$ – максимальні значення відповідно переміщення якоря та струму в котушці.

Слід зазначити, що через залишковий магнетизм та сили тертя в електромагнітах наявний гістерезис, який формула (23) не враховує. Стохастичну силу пропорційного електромагніта розраховували за залежністю

$$F^*_{\text{ем}}(t) = F_{\text{ем}}(t) + \delta F_{\text{ем}}(t), \tag{26}$$

де $\delta F_{\text{ем}}(t)$ - випадкове відхилення сили пропорційного електромагніта.

Оцінку математичного очікування і дисперсії випадкових функцій $J^*_j(t)$ (де J_j – функції, які описують параметри модуля) при $t_{\text{к}}$ – фіксованому часі випадкового процесу, проводили за формулами [27]:

$$m_{J_j}(t_{\text{к}}) = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} J_{j_i}(t_{\text{к}}), \tag{27}$$

$$D_{J_j}(t_{\text{к}}) = \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left[J_{j_i}(t_{\text{к}}) - m_{J_i}(t_{\text{к}})\right]^2, \tag{28}$$

де $J^*_{j_i}(t_{\text{к}})$ – реалізація випадкової функції $J^*_j(t_{\text{к}})$; n – кількість експериментів.

Точність наближення оцінок $m_{J_j}(t_{\text{к}})$ і $D_{J_j}(t_{\text{к}})$ до дійсних значень математичного очікування $\tilde{m}_{J_j}(t_{\text{к}})$ і дисперсії $\tilde{D}_{J_j}(t_{\text{к}})$ оцінювали ймовірністю попадання їх значень в задані інтервали, які для нормального розподілення, чиблизького до нього, розраховували за формулами [27]:

$$\alpha_1 = P\left(\left|m_{J_j}(t_{\text{к}}) - \tilde{m}_{J_j}(t_{\text{к}})\right| < \varepsilon_1\right) = 2\,\Phi\left(\varepsilon_1 / \sigma_{m_{J_j}}\right), \tag{29}$$

$$\alpha_2 = P\left(\left|D_{J_j}(t_{\text{к}}) - \tilde{D}_{J_j}(t_{\text{к}})\right| < \varepsilon_2\right) = 2\,\Phi\left(\varepsilon_2 / \sigma_{D_{J_j}}\right), \tag{30}$$

де α_1 і α_2 – довірчі ймовірності; $\Phi\left(\varepsilon_1/\sigma_{m_{J_j}}\right)$ і $\Phi\left(\varepsilon_2/\sigma_{D_{J_j}}\right)$ – функції Лапласа, які визначали за таблицями з роботи [28]; $2\,\varepsilon_1$ і $2\,\varepsilon_2$ – задані (довірчі) інтервали.

Середні квадратичні відхилення оцінок, що входять до формул (29) і (30), визначали з залежностей

$$\sigma_{\tilde{m}_p} = \sqrt{\tilde{D}_{J_j}/n}\,, \quad \sigma_{\tilde{D}_p} = \sqrt{\tilde{D}_{J_j}/(n-1)}.$$

Задаваючися довірчими імовірностями α_1 і α_2 (0,9 чи 0,95), визначають довірчі інтервали ε_1 і ε_2 математичного очікування і дисперсії.

*Блок керування.*У загальному випадку він являє собою слідкуючу систему з зворотним зв'язком по відхиленню, реалізованою на мікропроцесорах, яка, незважаючи на випадковий характер зміни положення штока ГЦ та ЗРЕ ГР, подає на вхід пропорційного електромагніта струм керування відповідно до алгоритму функціонування модуля – закону руху штока ГЦ $y(t) = y_0 + f_y(t)$. При синтезі ММР, в першому наближенні, випадковими складовими зміни струму керування пропорційного електромагніта можна знехтувати.

Слід зазначити, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини ММР, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри ГЦ і маса його рухомих частин, номінальне значення тиску живлення й інші, вибирають з ряду відповідного ДСТУ. Крім того, стандартизованими є параметри блоку керування, пропорційного електромагніта та датчиків зворотного зв'язку.

При синтезі електрогідравлічного ММР приймають, що у початковий момент часу ЗРЕ ГР знаходиться у нейтральному положенні і швидкість поршня, тиск в порожнинах ГЦ та витрата РР дорівнюють нулю. Задають початкові умови: $y(0) = y_0$; $\dot{y}(0) = 0$; $\ddot{y}(0) = 0$; $x_{\text{ЗРЕ}}(0) = x_{\text{ЗРЕ}\,0}$; $\dot{x}_{\text{ЗРЕ}}(0) = 0$; $\ddot{x}_{\text{ЗРЕ}}(0) = 0$; $A_{\text{щ}}(x_{\text{ЗРЕ}\,0}) = 0$; $q_{\text{щ}1}(0) = 0$; $q_1(0) = 0$; $q_{\text{щ}2}(0) = 0$; $q_2(0) = 0$ та значення $\rho(t)$ і $\mu_{\text{щ}}(\text{Re})$ – які на попередньому етапі розрахунку приймали рівними їх середньому значенню підчас функціонування модуля руху.

*Висновки.*Вперше розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогідравлічного ММР, яка є підґрунтям його динамічного синтезу, дозволяє поліпшити його динамічні властивості та отримати бажані характеристики. Запропоновані рівняння, що описують випадкову зміну параметрів РР гідравлічної системи, робочі параметри та характеристики структурних елементів ММР. Встановлено, що зміна параметрів гідравлічної частини ММР може бути описана нормальним законом розподілення, причому випадкові зміни характеристик не перевищують 5...10 % від їх середнього значення. Наведені залежності для розрахунку математичного очікування і дисперсії даних параметрів та середні квадратичні їх відхилення.

Література:

1. *Андренко П.Н.*Тенденции развития объемных гидроприводов/ *П.Н. Андренко, З.Я. Лурье* // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2013. – № 3 (41). – С.3–12.

2. *Андренко П.М.* Динамічний синтез мехатронного модуля руху/ *П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко* // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044). – С. 157–163.

3. *Герман-Галкин С.В.* Matlab&Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК./ *С.В. Герман-Галкин.* – СПб. : КОРОНА; Век, 2008. – 368 с.

4. *Яхно О.М.* Введение в мехатронику: учеб. пособ./ *О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской* [и др.] – К. : НТУУ «КПИ», 2008. – 528 с.

5. *Подураев Ю.В.* Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем/ *Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов* // Мехатроника. – М. : Машиностроение, 2000. – № 1. - С. 5–10.

6. *Андренко П.М.* Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб./ *П.М. Андренко.* – Х. : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2014. – 188 с.

7. *Лурье З.Я.* Динамика дросельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем прямолинейного движения/ *З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова* // Вісник НТУ «ХПІ». – 2002. – № 9, Т. 12. – С. 129–135.

8. *Узунов О.В.* Розвиток теорії циклічно-модульного моделювання і проектування мехатронних систем та пристроїв : автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.102 / *О.В. Узунов.* – К., 2011. – 39 с.

9. *Месарович М.*Теория иерархических многоуровневых систем/ *М. Месарович, Д. Мако, И. Такараха* ; Пер. с англ. – М.: Мир, 1973. – 344 с.

10. *Чуян Р.К.* Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов: учеб. пособ./ *Р.К. Чуян.* – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.

11. *Ніколенко І.В.* Методологічні основи проектування аксіально-поршневих гідромашин високого технічного рівня : автореф. дис. докт. техн. наук : 05.02.102 / *І.В.Ніколенко.* – Одеса, 2006. – 36 с.

12. *Андренко П.М.,* Визначення параметрів мехатронного модуля руху за його ієрархічною моделлю / *П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко* // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2014. – № 4 (42). – С. 3–12.

13. *Струтинський В.Б.* Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів : монографія / *В.Б. Струтинський, В.М. Тіхенко.* – Одеса : Астопринт, 2009.– 456 с.

14. *Струтинський В.Б.* Стохастична математична модель гідравлічного приводу металорізального верстата / *В.Б. Струтинський, В.К. Даниленко* // Весник НТУУ «КПИ». – 1999. –Т. 1, Вып. 36. – С. 14–19.

15. *Струтинський В.Б.* Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах : монографія / *В.Б. Струтинський,*

Д.Ю. Федориненко. – Ніжин : ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2011. – 464 с.

16. *Колот О.В.* Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. докт. техн. наук : 05.02.03 / *О.В.Колот*. – Х., 2005. – 31 с.

17. *Сырицын Т.А.* Надежность гидро- и пневмопривода / *Т.А. Сырицын.* – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

18. *Трофимов В.А.*Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. Пособие / *В.А.Трофимов,О.М. Яхно* [и др.]– К.: НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.

19. *Губарев О.П.* Вплив температурного режиму роботи багатоприводних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / *О.П. Губарев*[і ін.]// Вісник НТУУ «КПІ». – 2009. – № 59. – С. 216–219.

20. *Свешников В.К.* Станочные гидроприводы : справочник/ *В.К. Свешников.* – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.

21. *Евтушенко А.А.* Турбомашины для перекачивания газожидкостных смесей / *А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко, С.В. Сапожников* // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49.

22. *Лурье З.Я.* Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости/ *З.Я. Лурье, И.М. Федоренко*// MOTROL. - 2012. – № 12. – С.10–25.

23. *Прокофьев В.Н.* Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / *В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова*[и др.]/ Известия ВУЗов. Машиностроение, 1968. – № 2. – С. 87–93.

24. *Алексеева Т.В.* Техническая диагностика гидравлических приводов / *Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта* [и др.]; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

25. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики/ *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

26. *Лур'є З.Я.* Дослідження впливу стохастичної сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією на характеристики гідроприводу / *З.Я. Лур'є, П.М. Андренко* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАУ, 2009. – Вип. 9, т. 5. – С. 38–46.

27. *Санковский Е.А.* Теория автоматического управления : учеб. / *Е.А. Санковский* [и др.]; под ред. А.С. Шаталова. – М.: Высшая школа, 1977. – 448 с.

28. *Пугачев В.С.* Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / *В.С. Пугачев.* – М.: Гос. изд. технико-теоретической лит., 1957. – 659 с.

ПОСТРОЕНИЕ СТОХАСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ДВИЖЕНИЯ

Андренко П.Н., Дмитриенко О.В.

***Анотация* – в статье приведена разработанная стохастическая математическая модель рабочего процесса электрогидравлического мехатронного модуля линейного перемещения. Приведены уравнения, описывающие изменение случайным образом параметров рабочей жидкости гидравлической системы. Установлены законы распределения и границы отклонения случайных характеристик и параметров структурных элементов мехатронного модуля движения, их математические ожидания и дисперсии.**

CONSTRUCTION OF A STOCHASTIC MODEL OF THE ELECTRO-HYDRAULIC MECHATRONIC MODULE OF MOTION

P. Andrenko, O. Dmitrienko

Summary

A stochastic mathematical model of working process of the electro-hydraulic mechatronic module of linear motionis presented in the article. Equations describing the random variation of parameters of the working fluid of the hydraulic system are proposed. Laws of distribution and borders of deviation of random characteristics and parameters of structural elements of the mechatronic module of motion, their mathematical expectations and dispersions are found.

УДК 621.891:631.361.02

МЕТОДИКА РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБУ ЗМІЦНЕННЯ ТОНКИХ РІЗАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ НА ПРИКЛАДІ БУРЯКОРІЗАЛЬНИХ НОЖІВ

Фабричнікова І.А., к.т.н.,
Коломієць В.В., д.т.н.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка
Тел. (057) 732-54-33

Анотація **– в цій роботі приведена методика розробки комплексних способів підвищення зносостійкості ножів із вуглецевої сталі для подрібнення цукрових буряків та порівняння їх характеристик на підставі результатів виробничих випробувань.**

Ключові слова **– зносостійкість, зміцнення, бурякорізальні ножі, лазерна обробка, твердість, термін експлуатації.**

Постановка проблеми. Процес зрізання коренеплоду цукрового буряку в стружку відбувається при великих коливаннях динамічного навантаження на ножі бурякорізок, при активному кавітаційному, абразивному зносу та корозії в клітинному соку що містить органічні кислоти [1]. Тому дослідження нових способів зміцнення різальної частини ножів має важливе народногосподарське значення.

Аналіз останніх досліджень. Форма різальної частини ножа має складну, чітко визначену конфігурацію та товщину леза 0,6…0,8 мм. Швидкість зрізання бурякової стружки від 4 до 8,3 м/с. Відповідно, якість таких ножів визначається, перш за все, зносостійкістю, корозійною стійкістю, ударною в’язкістю та шорсткістю поверхонь робочої частини, чітким дотриманням конфігурації, гостротою різальної кромки, малою схильністю до заїдань та ін. Для підвищення цих показників існує декілька методів [2…4]. Підвищення зносостійкості і роботоздатності ножів пов'язано з поліпшенням якості металу, забезпеченням підвищеного опору його руйнуванню та підвищенням фізико-механічних властивостей поверхневого шару.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мета роботи – показати методику розробки комбінованих способів підвищення зносостійкості різальної частини бурякорізальних ножів врахувавши переваги та недоліки існуючих способів зміцнення.

© Фабричнікова І.А., Коломієць В.В.

Основна частина. На сьогодні фрезеровані безреберні бурякорізальні ножі типу 1011В вітчизняного виробництва виготовляються з високовуглецевої інструментальної сталі марок У7, У7А, У8, У8А, згідно ОСТ 27-31-304-84. На машинобудівних заводах України при виробництві ножів широко використовують обробку їх робочих поверхонь струмом високої частоти (СВЧ) до 46…52 HRCэ.

Так, на Луганському виробничому підприємстві «Суперблок» ріжучі частини ножів загартовували на високочастотній установці та відпускали в камерній електричній печі, згідно до узгодженого технологічного процесу, до твердості 42…50 HRCэ (HV 412...542).

Загальновідоме поверхневе загартовування СВЧ високопродуктивне, швидке, легко автоматизується, підвищує механічні властивості ножа та має інші переваги, але допускає деформацію ріжучої частини ножа.Враховуючи складну конфігурацію ножа, цей недолік недопустимий, бо впливає на форму поперечного перерізу бурякової стружки та на відсоток браку.

Достатньо відомі способи підвищення зносостійкості різальних ножів із загартованих інструментальних сталей за рахунок застосування потужної лазерної обробки [5], особливо у випадках, коли загартовування іншими методами унеможливлене внаслідок складності конфігурації деталі і можливістю її значного короблення.

Перевагою такого способу підвищення стійкості є отримання ультра-дрібного зерна матеріалу інструмента. Недоліком – залишкові субмілкі тріщини на поверхні інструмента, які призводять до поступового підвищення швидкості зносу інструменту.

Відомі також способи підвищення стійкості різальних ножів із інструментальних сталей шляхом застосування хіміко-термічної їх обробки, плазмового напилення нітриду та карбонітриду титану [6].

Катодно-дугове осадження активно використовується для синтезу на поверхні різального інструменту твердих зносостійких і захисних покриттів, що значно подовжують термін його служби. За допомогою цієї технології може бути синтезований широкий спектр надтвердих і нанокомпозитних покриттів, включаючи TiN, TiAlN, CrN, ZrN, AlCrTiN і TiAlSiN.

Дифузійне насичення тугоплавкими металами з парів – спосіб нанесення поверхневого шару з простих та складних оксидів алюмінію, хрому та ін. на вироби з металів [7], розроблений науковцями ХНАЗТ під керівництвом проф. Тимофеєвої Л.А. При цьому методі виникає ефект «заліковування» мікротріщин і дефектів, одержаних при заточуванні ножів абразивними і кубонітовими кругами, підвищуються тріботехнічні та механічні властивості робочих поверхонь, але зберігається основа будови крупнозернистих інструментальних сталей, що призводить до підвищення зносу, особливо для тонких де-

талей.

Враховуючи недоліки термообробки ножів вітчизняних виробників, ми розробили декілька варіантів комплексних способів підвищення зносостійкості безреберних ножів, намагаючись поєднати переваги різних видів покриттів, що зміцнюють.

Обробку робочої зони ножа пучком потужного лазера проводили в лабораторії ННІ Технічного сервісу ХНТУСГ на лазерній CO_2 установці постійної дії «Комета-2» із технологічним модулем ЛТК-3 «Клімат». Обробці підлягала саме різальна частина ножа (20…22 мм). Охолодження – у повітрі.

Покриття нітриду та карбонітриду титану на бурякорізальні ножі наносили в Харківському національному науковому центрі «Український фізико-технічний інститут». Нанесення TiN робили в спеціальних камерах термодифузійним методом в три етапи: 1) імпульсне очищення шляхом іонного бомбардування протягом 5 хвилин при постійному контролі температури, щоб не допустити нагріву до температури відпущення; 2) нанесення шару чистого титану Ti товщиною близько 0,3 мкм при від'ємному потенціалі –200 V протягом 5 хвилин; 3) дифундування титану і азоту в саму структуру металу.

Для формування TiCN на третьому етапі до азоту додавали пропан-бутанову суміш у співвідношенні 1:1, які подавалися дозовано через два окремих клапана. Спочатку подавався азот під тиском $2 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст., а потім пропан-бутанова суміш, і тиск доводився до $4 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. в межах технологічно допустимих параметрів.

Дифузійне насичення проводили в лабораторії Харківської національної академії залізничного транспорту. Для виключення короблення ножа насичення проводили спочатку при кімнатній температурі, зануренням у ванну з 5…8% водним розчином алюмохромофосфатного зв’язуючого, далі нагрів в електричній печі та витримка при температурі 100 ± 20°C протягом 10 хвилин з наступним охолодженням у повітрі до кімнатної температури.

Для участі в експерименті ми підготували сім груп ножів моделі 1011В: 1) базові ножі, зміцнені СВЧ; 2) альтернативна термообробка «Булат»; 3) лазерна обробка + плазмове напилення нітриду титану; 4) лазерна обробка + плазмове напилення карбонітриду титану + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів; 5) лазерна обробка + плазмове напилення нітриду титану + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів; 6) лазерна обробка + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів; 7) СВЧ + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів. Для дотримання умов чистоти експерименту всі дослідні групи ножів повинні працювати одночасно на одній відцентровій бурякорізці, при однакових технологічних режимах та якості бурякової сировини. Оскільки для формування якісного перері-

зу стружки необхідно мінімум три послідовно закріплених ножових рами, то на 24-рамній бурякорізці маємо сім груп ножів, відповідно до рис. 1. Для заточування ножів використовували сучасні станки-напівавтомати – вся лінія фірми «Корунд». Геометрія заточки всіх ножів була однакова.

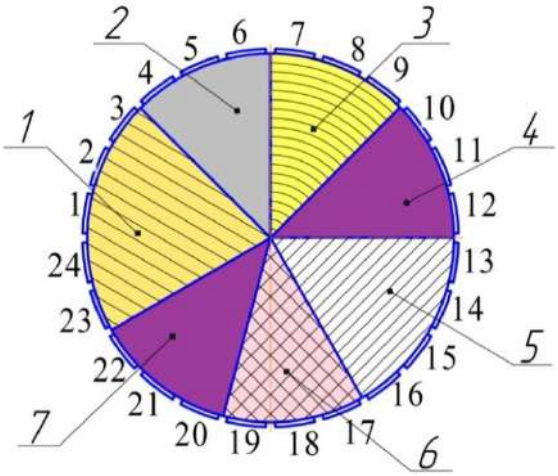


Рис. 1. Схема одночасної установки семи груп ножів

Контроль за якістю бурякової стружки проводився кожну годину за трьома основними параметрами, загально прийнятими на цукрових заводах: довжина 100г стружки в метрах, відсоток браку і шведський фактор. Тривалість експлуатації – це сумарна тривалість роботи бурякорізальних ножів між переточками при постійному контролю величини зносу. Результати наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики видів покриття ножів

№№ групи ножів	Тривалість експлуатації, години	Величина зносу, мм (без сколу)	Швидкість зносу (сер.), мкм/год	Середні показники якості стружки		
				Довжина, м	% браку	Швед. фактор
1	52,5	1,54-2,25	29,27-42,9	9,42	4,06	23,09
2	78,8	1,93-2,43	21,98-30,82	9,39	3,84	22,66
3	77,75	2,18-2,6	28,04-33,38	9,79	3,80	22,66
4	52,25	1,0-4,26	19,23-81,57	9,27	3,96	25,18
5	74,8	1,18-2,35	15,79-31,42	9,47	4,21	24,36
6	79,75	1,16-1,56	14,63-19,63	9,50	3,77	27,80
7	78,75	1,04-1,62	13,17-20,55	9,80	4,03	25,81

Для більшої наочності результати експериментальних дослі-

джень представлені на рис. 2 для всіх дослідних груп ножів: 1 – з вакуумно-плазмовим покриттям TiCN + дифузійне насичення; 2 – із серійним методом зміцнення СВЧ; 3 – лазерна обробка + плазмове напилення TiN; 4 – альтернативна термообробка «Булат»; 5 – лазерна обробка + плазмове напилення TiN + дифузійне насичення; 6 – лазерна обробка + дифузійне насичення; 7 – дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів.

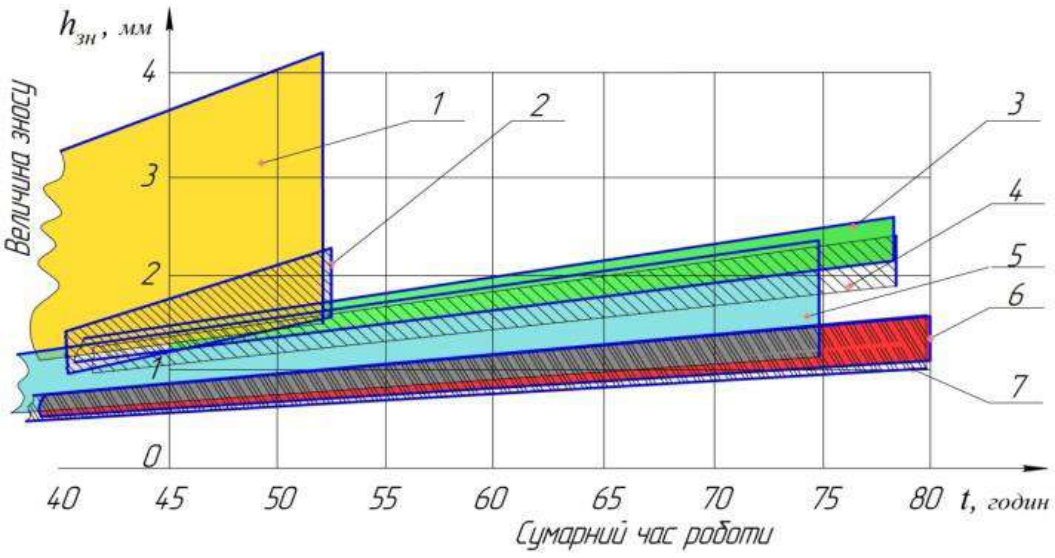


Рис. 2. Залежність лінійного зносу ножів від часу їх роботи

Звичайно ці залежності не носять такий прямолінійний характер, що обґрунтовано попередніми дослідженнями.

Таким чином, найбільш перспективним для подальших досліджень з метою вдосконалення і майбутнього практичного застосування є поєднання лазерної обробки з хіміко-термічною обробкою тугоплавкими металами із парів, що не пошкоджується під час переточок ножа. Запропоноване рішення прийнятне для промислового використання та захищене патентом [8], але у нього є суттєвий недолік – обробці підлягають усі поверхні.

В основу нового способу поставлена задача підвищення стійкості саме різальної частини бурякорізальних ножів за рахунок застосування комплексного способу підвищення їх стійкості, який об’єднує швидку лазерну обробку з одночасною хіміко-термічною обробкою матеріалами у вигляді наддрібного порошку.

В якості насичуючого середовища застосовують оксиди металів, що складають не менше 80% усіх вироблюваних нанопорошків. Найпоширеніші оксиди – кремнезему SiO_2 (40% від загального обсягу виробництва), титану TiO_2 (30%) і глинозему Al_2O_3 (21%) [9].

Попередні виробничі випробування бурякорізальних ножів, змі-

цнених з використанням наддрібного порошку SiO_2, ферохрому (50% Fe та 50% Cr) і двох варіантів сумішей, проводились при щогодинному контролі якості стружки протягом восьми годин на 12-рамній відцентровій бурякорізці СЦ2Б-12 продуктивністю 1200 т/добу. За результатами експерименту найкращим виявився варіант з використанням наддрібного порошку SiO_2. Далі експеримент проводили на 24-рамній відцентровій бурякорізці А2-ПРБ-24 (при потужності 120…125 т/год). Експериментальні дані порівняльних характеристик нового покриття ножів зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Порівняльні характеристики нового покриття ножів

Вид покриття ножа	Тривалість експлуатації години	Величина зносу, мм	Швидкість зносу, мкм/год	Середні показники якості стружки		
				Довжина, м	% браку	Шведс. фактор
Базовий СВЧ	21,5	0,74-0,97	34,37-45	7,7	3,8	23,69
Лазер + SiO_2	21,0	0,14-0,35	14,17-16,6	7,9	3,1	27,11

Результати випробувань доводять перспективність запропонованого зносостійкого покриття, отримано патент на корисну модель [10]. Результати виробничих випробувань – параметри зносостійкості ножів для різних видів зміцнення та середні показники якості стружки – наведені в табл. 3, хоча одночасно ножі з цими варіантами зміцнення не випробовувалися.

Таблиця 3 –Порівняльні характеристики запатентованих методів зміцнення ножів

Вид зміцнення ножа	Швидкість зносу, мкм/год	Середні показники якості стружки		
		Довжина, м	% браку	Шведський фактор
Обробка СВЧ	29,27-42,9	9,42	4,06	23,09
Лазерне зміцнення + газодиф. насич.	14,63-19,63	9,50	3,77	27,80
Лазерне зміцнення + порошок SiO_2	14,17-16,6	7,9	3,1	27,11

Із даних табл. 3 та графіків на рис. 2 видно, що найменшу швидкість зносу та найкращі показники якості бурякової стружки мають ножі, зміцнені розробленими комбінованими методами.

Таким чином ми отримуємо матеріал з ультра-дрібним зерном, значно підвищеною ударною в’язкістю, зносостійкістю, та твердістю

HRA 57…59 (HV 189…200). При цьому остаточна стійкість ножів підвищується до трьох разів, що дозволяє збільшити їх економію.

Висновки. Комбінований спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів вирішує три важливих питання. По-перше, він значно підвищує зносостійкість і ресурс ножа, по-друге, він виключає короблення ножа, тобто забезпечує чітке дотримання конфігурації, по-третє, підвищує гостроту ріжучої кромки, покращує шорсткість поверхонь робочої частини ножа та зменшує схильність до заїдань, що покращує якість бурякової стружки.

Вдосконалений комплексний спосіб є більше ефективний з точки зору підвищення зносостійкості ножа і має меншу собівартість, що приведе до швидкої окупності його застосування при масовому виробництві і використанні ножів в цукровій промисловості України.

Таким чином, методика створення комбінованих способів підвищення зносостійкості різальних ножів дозволяє поєднати переваги та нейтралізувати недоліки існуючих способів зміцнення.

Література:

1. *Фабричнікова, І.А.* Теоретичне визначення впливу сил тертя на миттєві сили різання, які викликають зношення бурякорізальних ножів [Текст] / *І.А. Фабричнікова* // Проблеми трибології = Problems of Tribology. – Хмельницький, 2012. – № 3(65). – С.94-100.

2. *Фабричникова, И.А.* Анализ способов повышения долговечности свеклорезных ножей [Текст] / *И. А. Фабричникова* // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харьков, 2005. - Вип. 38. – С.105-111.

3. *Черных Д.И.*Повышение износостойкости ножей для переработки сахарной свеклы в условиях гидроабразивного изнашивания [Текст] / *Д. И. Черных, Т.С. Скобло, А.А. Науменко*[и др.] //Materialy vi meznarodnoi vedecko-prakticka konference «Efektivni nastroje modernich ved – 2010». Di's 21.Technicke vedy. – Praha, 2010. – S.118-123.

4. *Фабричнікова, І.А.* Комплексний підхід до підвищення якості бурякорізних ножів [Текст] / *І.А. Фабричнікова, В.В. Коломієць* // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. –Харків, 2005.–Вип. 41. – С.468-474.

5. *Коваленко, В.С.* Лазерні технології: завоювання нових позицій [Текст] / *В.С. Коваленко* // Вісн. НАН України. – 2000. – № 1. – С.11-22.

6. А.с. RU 2062817 C1 РФ, C 23 C 14/00, 14/26. Способ повышения износостойкости режущих инструментов [Текст] / *Г.В. Костин, А.М. Гордон, Э.Л. Федоров* (RU), *В.Д. Гречка, О.Ю. Данилов* [и др.] (UA). – № 5030949/10 ; заявлено 11.02.92 ; опубл. 27.06.96, Бюл. № 18. – 3 с.

7. Спосіб хіміко-термічної обробки деталей із металів та сплавів [Текст].Пат. 45841А Україна: В22F3 / *Тимофєєва Л.А*. [та ін.]; заявник та патентовласник УкрДАЗТ. – № 2001075170; заявл. 19.07.2001; опубл. 15.04.2004, Бюл. № 4. – 4 с.

8. Комплексний спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів [Текст].Пат.42467 Україна : МПК С21D 1/09 (2006.01), С23С14/00 (2006.01) / *Фабричнікова І.А., Коломієць В.В., Тимофєєва Л.А., Лук'яненко В.М* ; заявник НТУСГ ім. П. Василенка; u 2009 0076 ; заявл. 05.01.2009 ; опубл. 10.07.2009, Бюл. № 13. – 2 с.

9. *Лазарев, В.Б.* Химические и физические свойства простых оксидов металлов [Текст] / *В.Б. Лазарев, В.В. Соболев, И.С. Шаплыгин*. – М.: Наука, 1983. – 239 с.

10. Спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів [Текст]. Пат.66679 UA Україна : МПК С21D 1/09(2006.01), С23С 14/00 / *Фабричнікова І.А., Скобло Т.С., Коломієць В.В., Мартиненко О.Д.* ; заявник ХНТУСГ ім. П. Василенка, u2011 08198 ; заявл. 30.06.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1. – 3 с.

МЕТОДИКА РАЗРАБОТКИ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ ТОНКИХ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ НА ПРИМЕРЕ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ

Фабричникова И.А., Коломиец В.В.

***Аннотация* – в данной работе приведены методика разработки комплексных способовповышения износостойкости ножей из углеродистой стали для измельчения сахарной свеклы и сравнение их характеристик на основании результатов производственных испытаний.**

THE METHODOLOGY FOR DEVELOPING A COMPREHENSIVE METHOD OF HARDENING A THIN CUTTING TOOLS ON THE EXAMPLE BEET-CUTTING KNIFES

I. Fabrichnikova, V. Kolomiyets

Summary

This paper presents a methodology to develop integrated methods for increasing the wear resistance of carbon steel knives for grinding sugar beet and comparison of their characteristics on the basis of results of the field testing.

УДК 621.225.001.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НАСОС-КЛАПАН-ГИДРОВРАЩАТЕЛЬ

Панченко А.И., д.т.н.,
Волошина А.А., д.т.н.
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация **– Работа посвящена моделированию рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с серийным и модернизированным гидравлическими вращателями, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, а также исследованию динамики изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателей с учетом конструктивных особенностей их вытеснительной и распределительной систем, взаимосвязи всех элементов исследуемой гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью.**

Ключевые слова **– гидравлическая система, гидравлический вращатель, нерегулируемый шестеренный насос, клапан непрямого действия, динамика, вытеснительная система, распределительная система.**

Постановка проблемы. Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. В мировой и отечественной практике создания гидравлических систем определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидромоторов вместо высокооборотных гидромоторов с редукторами.

При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин, в том числе и гидравлические вращатели планетарного типа. Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей серии РПГ [1,2]. Основным недостатком рассмотренного серийного гидровращателя плане-

© Панченко А.И., Волошина А.А.

тарного типа РПГ-6300 является наличие низких значений его выходных характеристик,особенно коэффициента полезного действия (КПД).

На сегодняшний день практически отсутствуют исследования динамики изменения функциональных параметров гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники, что не позволяет улучшить его выходные характеристики.

Анализ последних исследований. Разработанная математическая модель [3-5] рабочих процессов, описывающая работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя, а также проведенные параметрические исследования [6] позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей, а так же провести моделирование переходных процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» как с серийным, так и с модернизированным гидровращателями.

Таким образом, для улучшения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов, и более рационального их использования необходимо исследовать динамику гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель».

Формулирование целей статьи (постановка задания).Цель работы – улучшение выходных характеристик гидравлического вращателя, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов путем исследования динамики изменения его функциональных параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

*Основная часть.*Одной из важных задач исследования влияния конструктивных особенностей гидравлических вращателей на изменение их выходных характеристик являются динамические исследования гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель», позволяющие обосновать и изучить максимальные колебания выходных параметров исследуемого гидровращателя.

Моделирование рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», включающей в себя нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа

позволили обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Для исследования динамики гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [7,8], позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа приняты следующие исходные данные [8]:

– насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки: рабочий объем насоса постоянный и равен $V_{н0} = 24\,см^3$ – для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31\,см^3$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна $\omega_н = 225\,с^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066\,кг{\cdot}м^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,95$, гидромеханический КПД $\eta_{г.м} = 0,85$;

– гидровращатель планетарного типа: рабочий объем гидровращателя постоянный и равен $V_{гв} = 6300\,см^3$; момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587\,Н{\cdot}м$ – для серийного и $M_c = 11316\,Н{\cdot}м$ – для модернизированного гидровращателя; среднестатистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250\,кг{\cdot}м^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 1500\,кг{\cdot}м^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ для модернизированного гидровращателя; гидромеханический КПД $\eta_{г.м} = 0,605$ для серийного и $\eta_{г.м} = 0,705$ для модернизированного гидровращателя;

– клапан непрямого действия: жесткость пружины равна $C = 200\,Н/см$; величина предварительного сжатия пружины $x_0 = 0,12\,см$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,55\,см$;

– рабочая жидкость: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы, равны $A = 12,62$, $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное (ат-

мосферное) давление равно $\boldsymbol{p}_0 = 0{,}1 МПа$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $\boldsymbol{m}_0 = 0{,}025$.

При моделировании переходных процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», насос имел постоянную угловую скорость, а следовательно, и подачу. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, который соответствует расходам рабочей жидкости как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей. Нагрузка гидравлического вращателя имела среднестатистическое значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Моделирование работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» заключалось в подключении к нерегулируемому шестеренному насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной нагрузкой на его «валу».

Исследованиями изменения выходных характеристик (рис. 1) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа при разгоне установлено, что «забросы» давления рабочей жидкости (рис. 1, а) в момент пуска серийного и модернизированного гидровращателей (не заполненных рабочей жидкостью - «сухих») находятся в допустимых пределах и не превышают значений 33 *МПа* для модернизированного и 30 *МПа* для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,1 *с* (время работы предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 27 *МПа*. В период времени с 0,5 по 2,5 *с* значения давления рабочей жидкости для серийного гидровращателя постепенно уменьшаются, по отношению к модернизированному, и, с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей, выходят на номинальный режим 16 *МПа* для модернизированного и 12,5 *МПа* для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного. Необходимо также отметить, что амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 12 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 8 до 23 *МПа* для модернизированного и от 4,9 до 22 *МПа* для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) показывают, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение 0,2 *с* происходит заполнение их рабочих камер рабочей жидкостью (в этот момент гидровращатели выполняют роль

пассивных гасителей пульсации (рис. 1, а)) и «валы» гидровращателей неподвижны. В течение времени с 0,2 по 0,25 *с* происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений частоты вращения равным 15 *мин*$^{-1}$ для модернизированного и 11,8 *мин*$^{-1}$ для серийного гидровращателей. В период времени с 0,5 по 2,5 *с* значения частоты вращения для серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются по сравнению с модернизированным, и, с затухающими колебаниями значений частот вращения для обоих гидровращателей, выходят на номинальный режим 9 *мин*$^{-1}$ для модернизированного и 6 *мин*$^{-1}$ для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного.

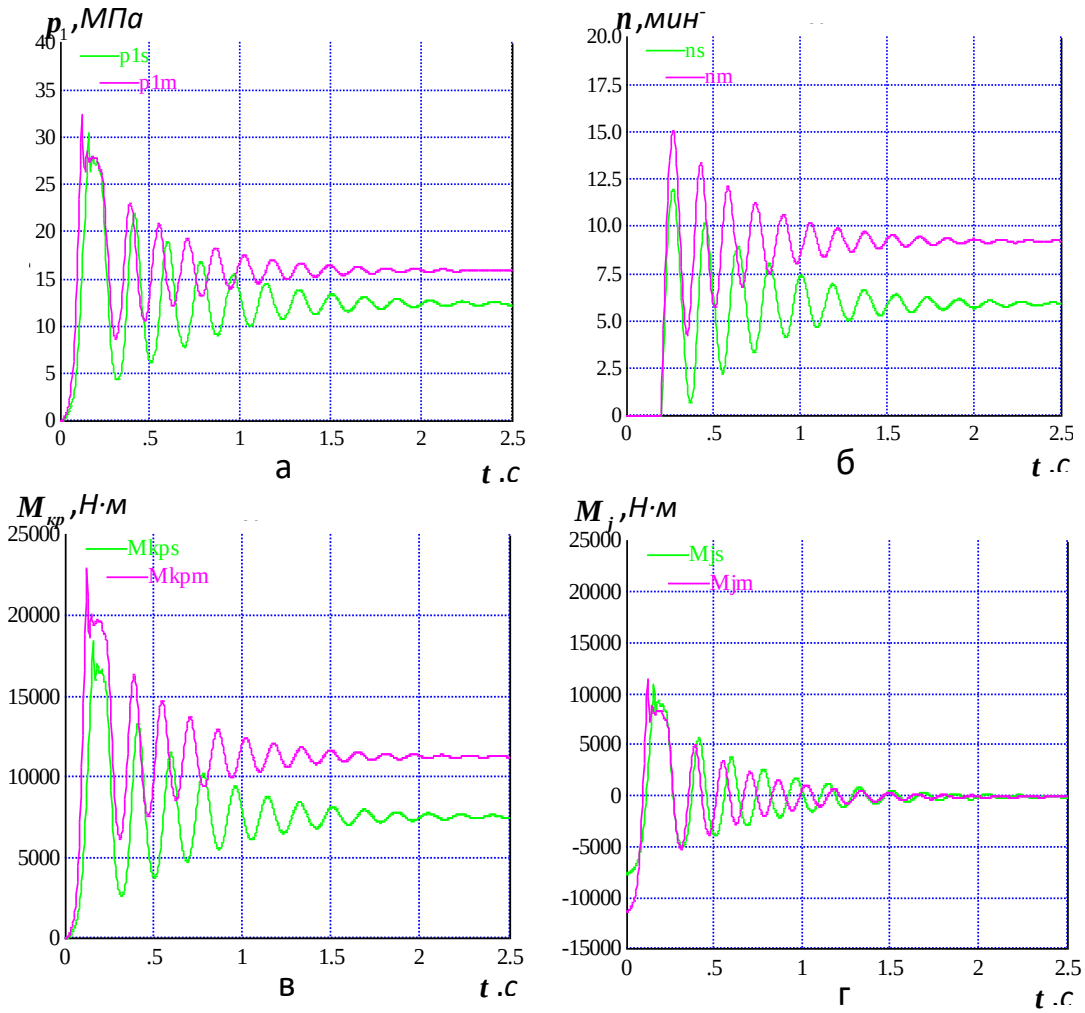


Рис. 1. Зависимости изменения давления (а), частоты вращения (б), крутящего (в) и инерционного (г) моментов гидровращателей, при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

серийный гидровращатель

модернизированный гидровращатель

Необходимо также отметить, что амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у обоих гидровращателей практически одинакова и находится в диапазоне от 15 до 3,8 *мин*$^{-1}$ для модернизированного и от 11,9 до 0,6 *мин*$^{-1}$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения крутящих моментов (рис. 1, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), а «забросы» не превышают значений 23000и 18000 *Н·м*, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении 0,1 *с* (время работы предохранительного клапана) крутящие моменты устанавливаются на значениях 19500 *Н·м* для модернизированного и 16500 *Н·м* для серийного гидровращателей. В период с 0,5 по 2,5 *с* значения крутящего момента у серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются, по сравнению с модернизированным, и с затухающими колебаниями значения крутящих моментов обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 11300 и 7500 *Н·м*,соответственно для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 34% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 3 % больше, чем у модернизированного и находятся в диапазоне от 19800 до 6300 *Н·м* для модернизированного и от 16350 до 2500 *Н·м* для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 1, г) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения инерционных моментов, также аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), а «забросы» не превышают значений 11000 и 10700 *Н·м*, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении 0,1 *с* (время работы предохранительного клапана) значения инерционных моментов устанавливаются на значениях 8700 *Н·м* для модернизированного и 9200 *Н·м* для серийного гидровращателей. В период с 0,5 по 2,5 *с* значения инерционных моментов для обоих гидровращателей с затухающими колебаниями уменьшаются до нулевого значения.

Исследования изменения расходов рабочей жидкости (рис. 2) гидровращателей при разгоне в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с полной нагрузкой на его «валу» показывают, что подача насосов (рис. 2, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в исследуемой системе не изменяется в процессе разгона, и соответственно равна 63 *л/мин* для модернизиро-

ванного и 49,5 *л/мин* для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насосов для обеспечения работы модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

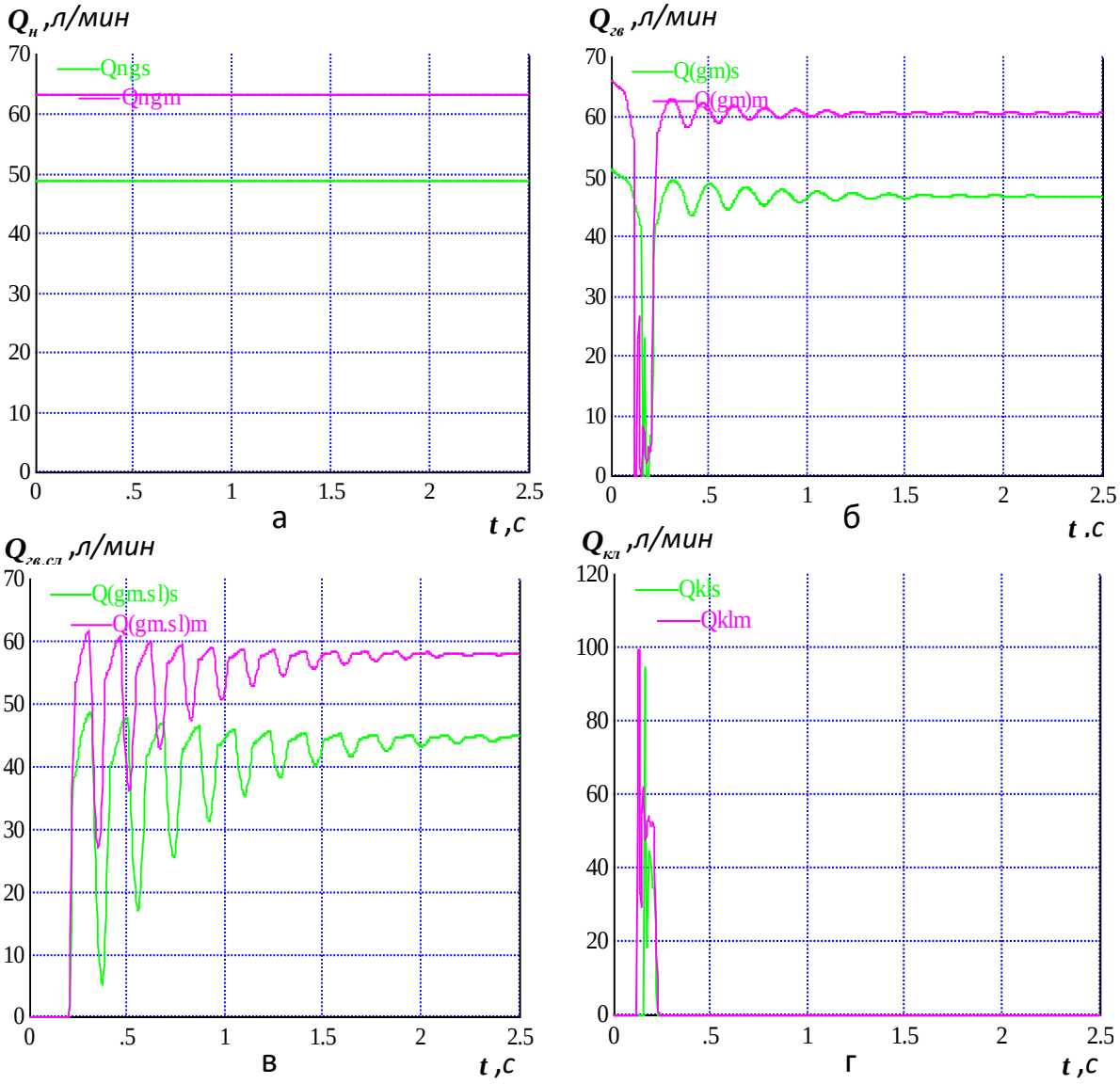


Рис. 2. Зависимости изменения подачи насосов (а), обеспечивающих работу серийного и модернизированного гидровращателей, расходов, подводимых (б) и выходящих (в) из гидровращателей, расходов, проходящих через предохранительный клапан (г) при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

серийный гидровращатель

модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 2, б) в исследуемой системе, показывают, что в начальный момент времени к гидровращателям подводится вся рабочая жид-

кость, подаваемая насосами, и ее расход равен 63 *л/мин* для модернизированного и 49,5 *л/мин* для серийного гидровращателей. В период времени от 0,05 до 0,125 *с* происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). Далее в течение 0,075 *с* для модернизированного и 0,035 *с* для серийного гидровращателей рабочая жидкость к ним практически не поступает. Начиная с 0,2 *с,* количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 2,0 *с* выходит на номинальные значения расходов 60,5 *л/мин* для модернизированного и 48 *л/мин* для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, для модернизированного гидровращателя на 21% выше, чем для серийного.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, выходящей из гидровращателей (рис. 2, в), в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0 до 0,2 *с* рабочая жидкость не поступает на слив, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени в гидровращателе отсутствует рабочая жидкость (следовательно, он «сухой»). Это согласуется с отсутствием вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) в рассматриваемый промежуток времени. Начиная с 0,2 *с,* количество рабочей жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, резко возрастает и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными количеством подводимой рабочей жидкости, к 2,0 *с* выходит на номинальные значения 59 *л/мин* для модернизированного и 45 *л/мин* для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение расходов жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, у модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний расходов жидкости, поступающей на слив из серийного гидровращателя на 24 % больше, чем из модернизированного и находится в диапазоне от 61,5 до 28 *л/мин* для модернизированного и от 49 до 5 *л/мин* для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 2, г) показывает, что для модернизированного гидровращателя в период времени от 0 до 0,125 *с* предохранительный клапан закрыт, т.е. рабочая жидкость через него не проходит. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя 0,125 *с*, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через него, и в течение 0,015 *с* расход жидкости через клапан устанавливается на значении около 52 *л/мин*. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя 0,2 *с* происхо-

дит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к модернизированному гидровращателю.

Аналогично срабатывает предохранительный клапан и для серийного гидровращателя (рис. 1, г), но с учетом того, что производительность насоса у системы с серийным гидровращателем на 21% ниже, открытие клапана происходит на 0,01 *с* позже, и в течение 0,01 *с* расход рабочей жидкости через клапан устанавливается на значении близком к 45 *л/мин*. При достижении времени разгона серийного гидровращателя 0,2 *с*, так же как и у модернизированного, происходит резкое отключение предохранительного клапана, а следовательно, весь поток рабочей жидкости направляется к серийному гидровращателю.

Исследованиями изменения КПД гидровращателей при разгоне (рис.3) в системе «насос-клапан-гидровращатель», с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу», установлено, что в период времени от 0 до 0,2 *с* изменение объемного КПД (рис. 3, а) не происходит, так как в рассматриваемый период времени в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 *с*, значения объемного КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями объемного КПД, к 2,5 *с* выходят на номинальные показатели, равные 0,93 для модернизированного и 0,82 для серийного гидровращателей. Исходя их этого, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД у модернизированного гидровращателя на 12% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний объемного КПД у серийного гидровращателя на 42 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,45 для модернизированного и от 0,98 до 0,07 для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения гидромеханического КПД гидровращателей при разгоне (рис. 3, б) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» показывает, что в период времени от 0 до 0,2 *с* изменения гидромеханического КПД не происходит, так как в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 *с*, значения гидромеханического КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими колебаниями к 2,5 *с* выходят на номинальные показатели, равные 0,71 для модернизированного и 0,61 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное значение гидромеханического КПД у модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний механического КПД у серийного гидровращателя на 39 %

больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,28 для модернизированного и от 0,98 до 0 для серийного гидровращателей.

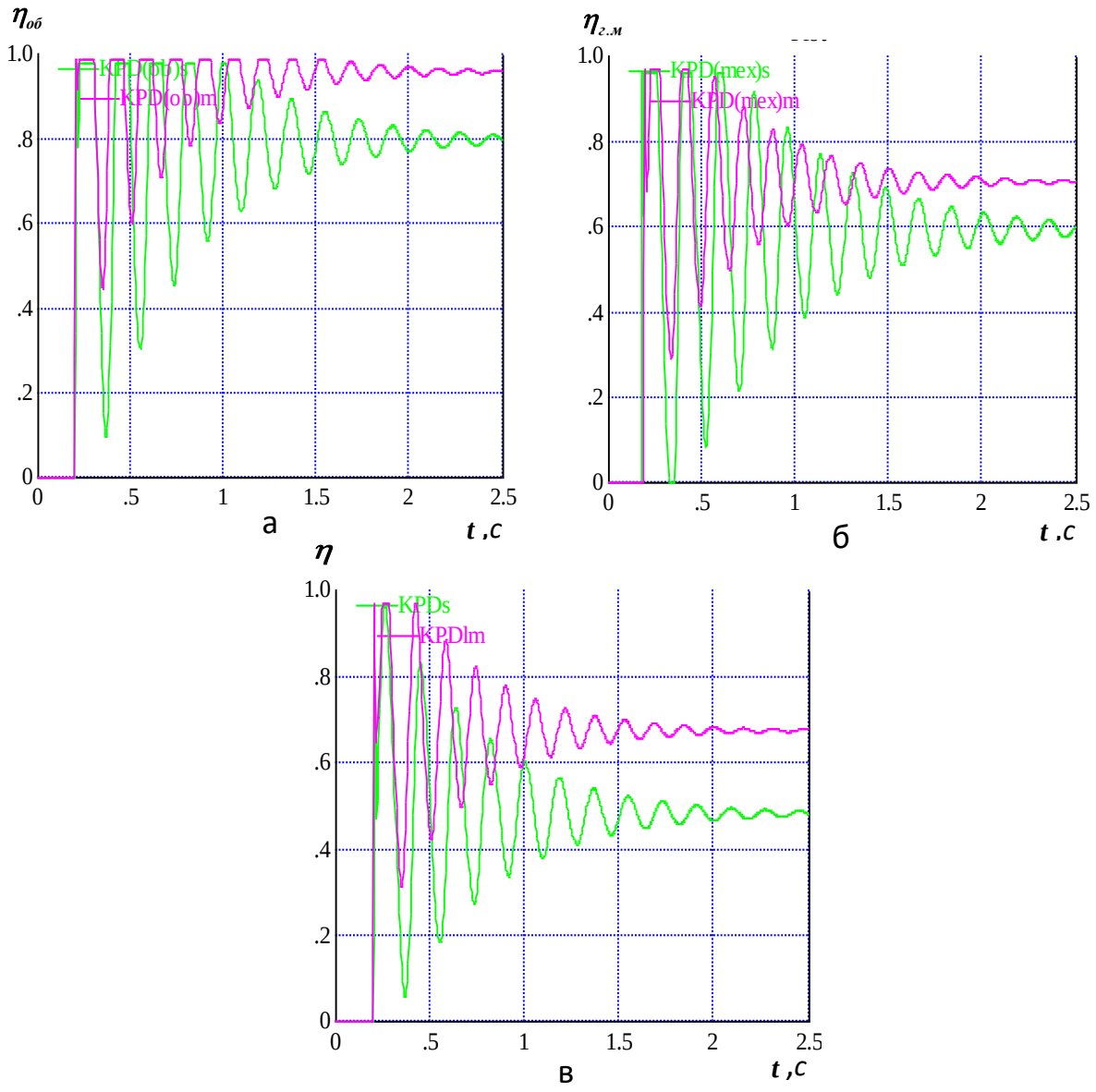


Рис. 3. Зависимости изменения объемного (а), гидромеханического(б) и общего (в) КПД гидровращателей при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:
серийный гидровращатель
модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования изменения общего КПД гидровращателей при разгоне (рис. 3, в) показывает, что в период времени от 0 до 0,2 *с* изменений общего КПД не происходит, так как в рассматриваемый период, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 *с*, значения об-

щего КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями общего КПД, к 2,5 *с* выходят на номинальные показатели, равные 0,66 для модернизированного и 0,5 для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний общего КПД серийного гидровращателя на 29% больше, чем модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,32 для модернизированного и от 0,98 до 0,05для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне (рис.4) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу» показывают, что «заброcы» затраченных мощностей (рис. 4, а) в момент пуска «сухих» гидровращателей значительно превышают свои номинальные значения и находятся в пределах 27,5 *кВт* для модернизированного и 21,5 *кВт* для серийного гидровращателей. В период времени с 0,1 *с* для модернизированного и 0,125 *с* для серийного гидровращателей (время работы предохранительного клапана) и до 0,2 *с* значения затраченных мощностей резко падают практически до нулевой отметки. По истечении 0,2 *с*, значения затраченных мощностей резко возрастают до 25 *кВт* для модернизированного и 18,5 *кВт* для серийного гидровращателей и со значительными затухающими колебаниями, устанавливаются равными 16 *кВт* для модернизированного и 10 *кВт* для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что установившееся значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 22 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 27,5 до 0 *кВт* для модернизированного и от 21,5 до 0 *кВт* для серийного гидровращателей.

Анализ моделирования процесса изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4, б) показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение 0,2 *с* происходит заполнение их рабочих камер (в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации (рис. 1, а) и «валы» гидровращателей неподвижны. Начиная с 0,2 *с* происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений полезной мощности, равным 22,5 *кВт* для модернизированного и 13,7 *кВт* для серийного гидровращателей. В период с 0,2 по 2,5 *с* значения полезной мощности серийного и модернизированного гидровращателей с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальный режим 11 *кВт* для модернизированного и 5 *кВт* для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение по-

лезной мощности у модернизированного гидровращателя на 54% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 25 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 22,5 до 4,9 *кВт* для модернизированного и от 13,7 до 0,5 *кВт* для серийного гидровращателей.

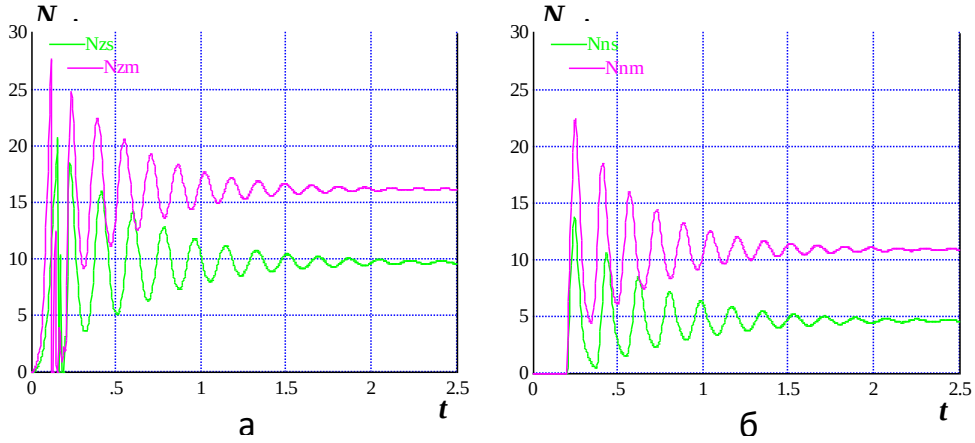


Рис. 4. Зависимости изменения затраченной (а) и полезной (б) мощностей при разгоне системы «насос-клапан-гидровращатель»:
серийный гидровращатель
модернизированный гидровращатель

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» (рис. 1-4) с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Выводы. Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель», включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа, а также проведенные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Принятые начальные условия, ограничения и допущения позволили прове-

сти моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателямис рабочим объемом $\boldsymbol{V_{гв}} = 6300\,см^3$, а также обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью показывают, что номинальные значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного; частоты вращения – на 33% выше, чем у серийного; крутящего момента – на 34% выше, чем у серийного; подачи насосов для обеспечения работы гидровращателей – на 21,5 % выше, чем для серийного; расхода рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям – на 21% выше, а поступающей из гидровращателей на слив – на 24% выше, чем у серийного; полезной мощности – на 54% выше, чем у серийного; объемного КПД – на 12% выше, а гидромеханического и общего КПД – на 14% выше, чем серийного.

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Литература:

1. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://gidromash.lipetsk.ru.

2. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н.Ерасов*. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

3. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко*// Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т.6. – С. 45-61.

4. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014.– Vol. 16, No.5. – P. 293-298.

5. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – С. 29-41.

6. *Волошина А.А.* Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* //Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, т.1.– С. 30-40.

7. *Волошина А.А.*Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т.4. – С. 81-94.

8. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, т.1.– С. 76-87.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ НАСОС-КЛАПАН-ГІДРООБЕРТАЧ

Панченко А.І., Волошина А.А.

***Анотація* – робота присвячена моделюванню робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі «насос-клапан-гидрообертач» з серійним і модернізованим гідравлічними обертачами, за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim, а також дослідженню динаміки зміни функціональних параметрів серійного і модернізованого гідрообертачів з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної і розподільної систем, взаємозв'язку всіх елементів досліджуваної гідравлічної системи та їх взаємодії з робочою рідиною.**

INVESTIGATION OF DYNAMICS OF THE PUMP-VALVE-HYDRAUILIC ROTATOR SYSTEM

A. Panchenko, A. Voloshina

Summary

A paper is devoted to modeling of the working processes taking place in the hydraulic system, which includes a pump, a valve and a serial or modernized hydraulic rotator. The modeling is performed by means of Vissim simulation application. Investigation of dynamics of changing in functional characteristics of conventional and upgraded hydraulic rotators is also presented. Structural features of displacing and distribution systems of hydraulic rotators, the relationship between all the elements of the studied hydraulic system and their interaction with the working fluid are taken into account during the investigation.

УДК 631.3.06

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ БУКСУВАННЯ РУШІЇВ ГУСЕНИЧНИХ ТА КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Антощенков Р.В., к.т.н.,
Антощенков В.М., к.т.н.,
Кашин Д.В., асп.*
Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка
Тел.(057) 732-97-95

Анотація **– в роботі проаналізований процес буксування рушії мобільних енергетичних засобів. Дослідження процесу відбувалось за допомогою використання вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин. Досліджувалось буксування рушіїв тракторів ХТЗ-17224, ХТЗ-200 та ХТЗ-280Т зі змінними ходовими системами. Встановлені закономірності процесу буксування та вплив на нього типу рушіїв трактора.**

Ключові слова **–буксування, рушій, трактор, швидкість.**

Постановка проблеми. Численними дослідженнями встановлено вплив буксування коліс трактора на експлуатаційно-технологічні показники роботи машинно-тракторного агрегату (МТА), що полягає в зниженні продуктивності і прохідності, підвищенні питомої витрати палива, зносу шин; негативному впливу на фізико-механічні властивості ґрунту (відхилення від оптимальних характеристик ґрунтів, таких як твердість, пористість, структура, щільність) [1, 2].

Аналіз останніх досліджень. До основних причин, що викликають буксування коліс, відносять тягове навантаження та його коливання [3].

За кількома критеріями: тягово-зчіпним якостям, енергетичним витратам на буксування та якісними показниками ґрунту, визначається максимально допустима величина буксування. Його допустимі значення по зазначеним критеріям різні, тому визначення величини буксування трактора є досить складним завданням, що не має однозначного вирішення і вимагає вивчення взаємодії рушіїв з ґрунтом.

© Антощенков Р.В., Антощенков В.М., Кашин Д.В.
* Науковий консультант – д.т.н., проф. Лебедєв А.Т.
* Науковий керівник – к.т.н., доц. Антощенков Р.В.

Буксування коліс мобільної машини можна визначити за рахунок визначення швидкості обертання коліс та поступової швидкості [4]. Інший спосіб полягає в визначенні швидкості обертання валів трансмісії. Поступова швидкість може визначатись за допомогою п'ятого колеса або по даним навігаційного приймача (RTK-DGPS) [5].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є дослідження динаміки процесу буксування рушії мобільних енергетичних засобів.

Основна частина. Системи вимірів, які існують, не взмозі виміряти велику кількість параметрів руху МТА в динаміці при виконанні технологічних процесів у сільському господарстві. З використанням результатів попередніх досліджень на кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка створена вимірювальна система для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин [5].

Дана система, яка включає комп'ютер та аналогово-цифровий перетворювач, що складається з обчислювального модуля та накопичувача інформації, обладнується датчиками прискорень елементів машинно-тракторного агрегату, гіроскопами, електронним динамометром, датчиками обертів колінчастого валу, валів трансмісії, коліс, витрати палива, навігаційним пристроєм, індикатором, пультом керування, модулем бездротового зв'язку та перетворювача напруги з'єднаними з входами обчислювального модулю, який має додаткові аналогові та дискретні входи. Кількість та типи датчиків, якими обладнується машина при випробуваннях залежить від її виду і параметрів, що необхідно визначити. Пристрій для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників може обладнуватися інерційними вимірювальними пристроями, що складаються з гіроскопів та датчиків прискорень, кількість яких залежить від кількості елементів мобільної машини або агрегату. Система може обробляти дані з восьми інерційних вимірювальних пристроїв (ІВП). Отримання навігаційної інформації, траєкторії руху, швидкості та висоти над рівнем моря відбувається за допомогою навігаційного пристрою . Датчики витрати палива встановлюються в паливопроводи мобільної машини з прямого та зворотного напрямів подачі палива, тобто система враховує паливо, що зливається в бак. Швидкість обертання коліс, валів трансмісії, двигуна внутрішнього згоряння та ВВП визначається датчиками швидкості обертання. Комунікація між датчиками, ІВП та обчислювальним модулем відбувається по шині CAN. Дана шина має декілька ступенів захисту, в тому числі від обриву сигнальних проводів.

Для визначення буксування коліс мобільної машини пропонується спосіб визначення швидкості обертання колеса за допомогою гіро-

скопу та поступової швидкості за рахунок GPS приймача. Схема встановлення датчика швидкості обертання колеса мобільної машини та його принцип дії наведені на рис. 1.

В центр колеса *1* мобільної машини встановлюється датчик швидкості обертання *2*, що складається з акселерометру та гіроскопу. Датчик та колесо з'єднані жорстко. Центри гіроскопу та акселерометру повинні співпадати з центром колеса мобільної машини. Вісь та площина обертання гіроскопу паралельні колесу, відповідно, вісь акселерометра паралельна повздовжньої площини колеса. При русі мобільної машини її поступова швидкість буде дорівнювати υ, відповідно, колесо мобільної машини, враховуючи буксування, буде мати кутову швидкість обертання $\omega_к$. Кутова швидкість, що вимірюється гіроскопом, буде дорівнювати кутовій швидкості обертання колеса $\omega_г = \omega_к$. При обертанні колеса сигнал акселерометра a_z буде змінюватися по синусоїдальному закону, а частота даного сигналу буде дорівнювати швидкості обертання колеса. Кут нахилу колеса до горизонту змінює амплітуду сигналу з акселерометру, але частота сигналу завжди дорівнює швидкості обертання. Величина буксування δ

$$\delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot r_д - \upsilon_д}{\upsilon_д} \cdot 100\%, \qquad (1)$$

де ω – дійсна швидкість обертання колеса, що визначається запропонованим датчиком;

$r_д$ – радіус колеса, що визначається за ГОСТ 25641.1-94;

$\upsilon_д$ – дійсна швидкість руху, визначена за допомогою GPS приймача.

Варіанти розташування датчиків швидкості обертання рушіїв наведені на рис. 1, б,в,г відповідно для колісного трактора ХТЗ-17724, гусеничного ХТЗ-200 та трактора зі змінними ходовими системами (резино-металева гусениця) ХТЗ-280Т.

а б в г

Рис. 1. Схема встановлення датчика швидкості обертання колеса (а) та датчика, встановленого на колесо трактора: ХТЗ-17224 (б), ХТЗ-200 (в), ХТЗ-280Т (г)

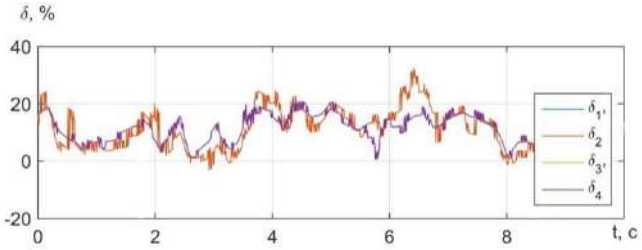


Рис. 2. Буксування коліс δ машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-17224 і плуга ПЛН-5-35

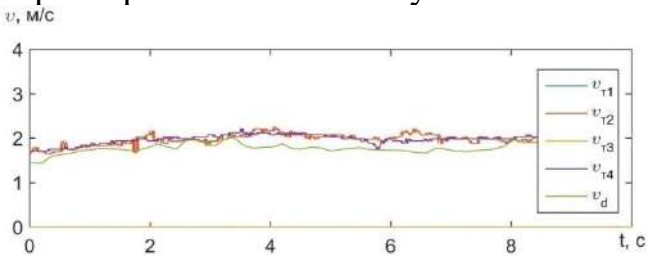


Рис. 3. Теоретичні швидкості рушіїв $\upsilon_{ті}$ та дійсна швидкість $\upsilon_д$ машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-17224 і плуга ПЛН-5-35

Згідно до аналізу результатів експериментальних досліджень, середнє значення буксування коліс δ склало 15%, а максимальне досягало 30% (рис. 2). Фізично процес буксування полягає у підвищенні швидкості обертання коліс (рис. 3).

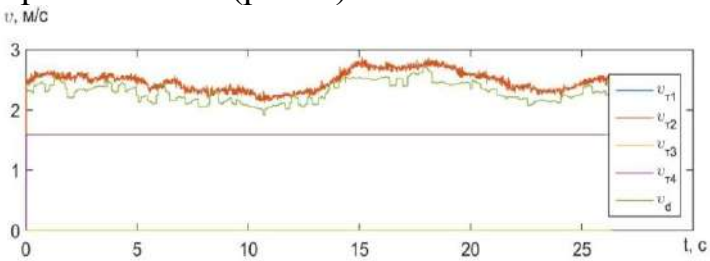


Рис. 4. Теоретичні швидкості рушіїв $\upsilon_{ті}$ та дійсна швидкість $\upsilon_д$ машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-200 і чизельного плуга

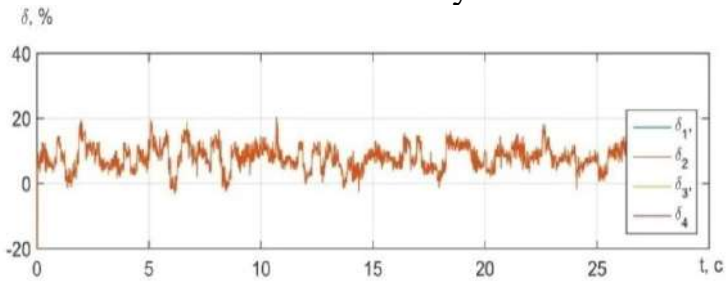


Рис. 5. Буксування δ машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-200 і чизельного плуга

Сутність процесу буксування рушіїв гусеничного трактору ХТЗ-200 полягає в зниженні поступової швидкості руху трактора (рис. 4) при постійній швидкості обертання ведучих зірочок. Макси-

мальне значення буксування для даного трактору склало 20% (рис. 5).

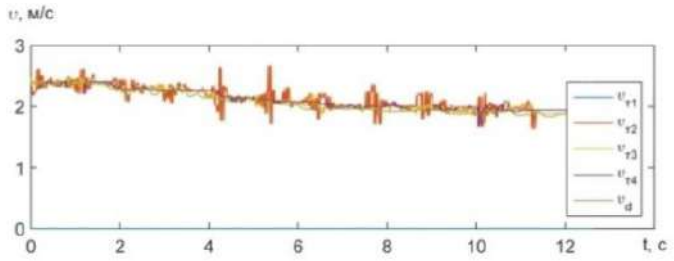


Рис. 6. Теоретичні швидкості рушіїв $\upsilon_{ті}$ та дійсна швидкість $\upsilon_{д}$ трактора ХТЗ-280Т під час тягових досліджень

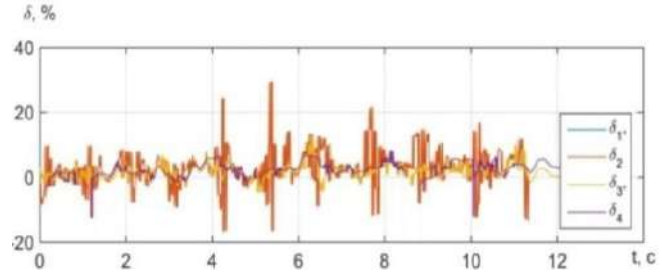


Рис. 7. Буксування δ трактора ХТЗ-280Т під час тягових досліджень

Проаналізувавши результати експериментальних досліджень трактору ХТЗ-280Т, ми побачили, що буксування проявляється в зміні швидкості обертання ведучої зірочки, що залишається постійною, але знижувалась поступова швидкість руху (рис. 6). При значній величині тягового зусилля відбувається зрив ґрунтозачепів гусениці, що призводить до короткочасного підвищення швидкості обертання ведучих зірочок.

Висновки. Для трьох типів рушіїв за допомогою вимірювальної системи динамічних та тягового енергетичних параметрів мобільних машин визначені динамічні процеси буксування.

Буксування коліс трактора ХТЗ-17224 полягає в підвищенні їх швидкості обертання. У гусеничного трактора ХТЗ-200 спостерігається зниження поступової швидкості, а у чотирьохгусеничного трактора ХТЗ-280Т зі зниженням поступової швидкості відбувається зрив ґрунтозачепів гусениці.

Література:

1. *Гинзбург, Ю.В.* Тяговые характеристики гусеничных и колесных промышленных тракторов [Текст] / *Ю.В. Гинзбург, А.П. Парфенов, А.И. Швед*. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1981. – 75 с.

2. *Трепененков, И.И.* Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов [Текст] / *И.И. Трепененков*. – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.

3. *Мочунова, Н.А.* К вопросу определения буксования ведущих колес трактора [Текст] / *А.К. Тургиев, М.А. Карапетян, Н.А. Мочунова* // Естественные и технические науки. – 2010. – № 5. – С. 570–572.

4. *Малорацкий, Л.Г.* Радиолокационные измерения параметров движения машинно-тракторного агрегата [Текст] / *Л.Г. Малорацкий* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1986. – № 11. – С. 18-20.

5. *Антощенков, Р.В.*Вимірювальна система динамічних та енергетичних показників орного агрегату [Текст] / *Р.В. Антощенков, В.М. Антощенков, Д.В. Кашин* // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 156. – С. 320-326.

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ БУКСОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Антощенков Р.В., Антощенков В.Н., Кашин Д.В.

***Аннотация* – в работе проанализирован процесс буксования движителей мобильных энергетических средств. Исследование процесса происходило посредством использования измерительной системы динамики и энергетики мобильных машин. Исследовалось буксование движителей тракторов ХТЗ-17224, ХТЗ-200 и ХТЗ-280Т со сменными ходовыми системами. Установлены закономерности процесса буксования и влияние на него типа движителей трактора.**

ANALYSIS OF THE EXPERIMENTAL STUDY OF DYNAMICS OFTHE SLIPPING OF PROPELLERS OF TRACKED AND WHEELED TRACTORS

R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, D. Karshin

Summary

This paper analyzes the process of slipping of mobile power propulsion means. This process is studied by means of using the measuring system for dynamics and power of mobile machines. The slipping of propellers of tractors KhTZ-17224, KhTZ-200 and KhTZ-280T with removable propulsion systems is researched. Regularities of the process of slipping and influence of the tractor propeller type on it are found.

УДК 631.22.014

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОДНОШАРОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ ПО ПОХИЛІЙ КРУГОВІЙ ВІБРОПОВЕРХНІ

Шацький В.В., д.т.н.,
Дем'яненко Д.В., асп.*
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-05-70

***Анотація* – на основі методу дискретних елементів досліджується рух частинок зернового матеріалу по похилій круговій поверхні, що здійснює кругові горизонтальні коливання з визначенням якісних показників розподілу частинок по поверхні.**

***Ключові слова* – зерно, частинки, шар, структура матеріалу, переміщення, взаємодія, нерівномірність розподілу, мікронізація.**

Постановка проблеми. Проблема створення технічних засобів для мікронізації зернового матеріалу, що ефективно вписується в технологічні лінії виробництва комбікормів, полягає у відносно високій енергоємності процесу і відсутності якісного одношарового розподілу зернового матеріалу по поверхні термічної обробки. Тому дослідження, спрямовані на зниження енергоємності процесу за рахунок підвищення якості одношарового розподілу зернового матеріалу з одночасним перевертанням зернин, є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. На сьогоднішній день створено цілий ряд мікронізаторів, де процес переміщення здійснюється при вібротранспортуванні або з використанням механічних пристроїв для переміщення і перевертання зернового матеріалу [1] та вимагає технологічного вдосконалення. Проведені раніше теоретичні дослідження спрямовані, в основному, на визначення допустимих відхилень енергетичного потоку для обробки [2] зернового матеріалу і параметрів дозуючих пристроїв [3]. При цьому, питання якісного розподілу при переміщенні оброблюваного матеріалу по поверхні обробки не розглядалися в сукупності з проблемами енергоємності та якості здійснення процесу мікронізації.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Створення математичних моделей процесів формування та одношарового пере-

© Шацький В.В., Дем'яненко Д.В.
* Науковий керівник – д.т.н., проф. Шацький В.В.

міщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні під дією власної ваги є досить перспективним дослідженням для підвищення якості здійснення процесу мікронізації і актуальним − для зниження його енергоємності.

Тому метою цієї роботи є розробка моделі одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні.

Методи досліджень. Для моделювання поведінки твердих тіл, що складають зерновий сипучий матеріал, доцільно використовувати метод дискретних елементів (МДЕ) [4], заснований на законах Ньютона і контактній механіці, висока ефективність якого обумовлена його універсальністю і практично необмеженими можливостями діагностики модельованих явищ [5].

При моделюванні процесу переміщення часток корму по похилій круговій поверхні приймаємо наступні допущення:

- зерновий матеріал є сукупністю N відособлених пружних частинок сферичної форми радіуса R_i;
- переміщення всієї маси частинок здійснюється при стохастичному взаємному переміщенні частинок зі збільшенням їх кількості в наступних елементарних шарах на шість одиниць кормового матеріалу середнього розміру;
- одна частинка переміщується по поверхні при одночасному переміщенні щодо чотирьох розташованих в зіткненні часток;
- за елементарний шар приймаємо шар матеріалу шириною рівною середньому розміру частинок сипучого матеріалу;
- тиск маси матеріалу, розташованого вище елементарного шару, здійснюється між частинками, що містяться в зоні взаємного перетину частинок сусідніх елементарних шарів.

Основна частина. Якість розподілу часток на поверхні залежить як від форми цієї поверхні, її кінематичних параметрів, так і фізико-механічних властивостей зернового матеріалу, що оброблюється.

Форма кругової похилої поверхні описується системою рівнянь, де послідовно, починаючи з α_o, кут нахилу поверхні зменшується на $\Delta\alpha_{hi}$ з кроком h_i

$$\begin{cases} x_{h_i} = 0,5d + \sum_{i=1}^{h} \left\{ d_{h_i} \cos\left[\alpha_o - \sum_{i=1}^{h_i} \Delta\alpha (h_i - 1) \right] \right\} \\ y_{h_i} = \sqrt{R_{h_i}^2 - x_{hi}^2} \\ z_{h_i} = 0,5d + \sum_{i=1}^{h} \left\{ d_{h_i} \sin\left[\alpha_o - \sum_{i=1}^{h_i} \Delta\alpha (h_i - 1) \right] \right\} \end{cases} . \quad (1)$$

Форма поверхні визначиться, виходячи із залежності швидкості переміщення зернового матеріалу по похилій поверхні від кута нахилу цієї поверхні на кожному кроці h_i.

Рух столу описується рівняннями гармонійних коливань ($y=A\sin(\omega t+ +\varphi o)$), де амплітуда А по осі х становить $R_{hi}(1-\cos\varphi)$, а по осі у $-R_{hi}\sin\varphi$, тоді рух столу описується системою рівнянь

$$\begin{cases} x_n(t) = R_{hi}(1-\cos\phi)\cos(\omega t+\phi_0) \\ y_n(t) = R_{hi}\sin\phi\sin(\omega t+\phi_0) \end{cases}, \tag{2}$$

де ω − круговачастота коливань, $\omega=2\pi/T$ (Т – період коливань);

$\omega t + \varphi_0$ − фаза коливань;

φ_0 − початкова фаза в момент часу t = 0.

Задаючись необхідним прискоренням площини столу, можна знайти амплітуду і частоту коливань кругової похилої поверхні, диференціюючи $y_n(t)$

$$v_n(t) = y'(t) = -A\omega\sin(\omega t+\phi_0). \tag{3}$$

На частку зернового матеріалу, що знаходиться на круговій поверхні, та що здійснює кругові горизонтальні коливання, крім квазіпружних сил і сил тертя між частинками, діє сила F_t тертя частинок зернового матеріалу по поверхні столу, яка є зовнішньою силою, що змушує частинки переміщуватися з перекочуванням і змінюється згідно виразу

$$F_t = F_o\cos\omega t, \tag{4}$$

де F_0− сила тертя при куті відхилення φ_o та швидкості переміщення поверхні, що дорівнює $v_{n\phi_o}(t) = -A\omega_t\sin\phi_0$;

ω_t – кругова частота коливань.

Разом з тим відомо, що при невеликих амплітудах і частотах коливань сила тертя обернено пропорційна швидкості руху $F_t=m_ч k_v v/t$, де k_v − коефіцієнт тертя, що залежить від швидкості переміщення частинки по поверхні столу.

Рух кожної і-ї частинки повністю визначається координатами її центру ваги x_i (видалення від центру кругової поверхні), z_i (положення по вертикалі щодо центру кругової поверхні) і кутом ψ відхилення від радіальної прямої (умовно визначеним на круговій поверхні, рис. 1).

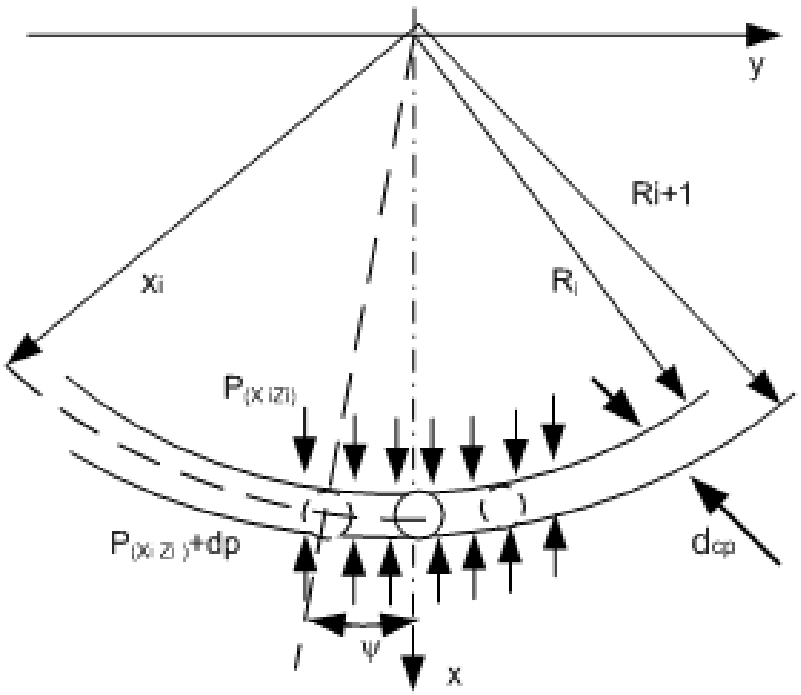


Рис. 1. Схема розташування матеріалу на похилій круговій поверхні

Останнє залежить від моменту сил, прикладених до кожної частинки та забезпечує їх обертання на кут Ѳ навколо її центру тяжіння.

Система рівнянь руху для кожного елемента в прямокутній декартовій системі координат має такий вигляд

$$\begin{cases} m_i \dfrac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{x_i} \\ m_i \dfrac{d^2 y_i}{dt^2} = F_{y_i} \\ m_i \dfrac{d^2 z_i}{dt^2} = F_{z_i} \\ J_i \dfrac{d^2 \theta_i}{dt^2} = M_i \end{cases}, \qquad (5)$$

де t – час здійснення процесу на певному кроці;

m_i – маса і-й частинки;

J_i – момент інерції і-й частинки;

F_i – сума сил, що діють на контактах частинок (включаючи силу тертя по похилій круговій поверхні);

M_i – момент сил $F_{ij\Sigma}$ відносно центра і– й частинки.

Сума сил Σ_{pihi}, діючих на контактах елементарних шарів частинок, що знаходяться на похилій круговій поверхні (рис. 1), визначається виразом

$$\sum p_{ih_i} = \sum_{i=1}^{n_{hi}} m_ч \cos\alpha_i \cos\left(\frac{\alpha_i + \alpha_{i+1}}{2} - \alpha_i\right) + \\ + \sum_{i=n_н/6}^{h_{i-1}} \left\{ \sum_{i=1}^{n_{h-1}} \left[p_{ih_i} \cos\left(\frac{\alpha_{i-} - \alpha_{i+1}}{2}\right) - mg \sin\alpha_i f_t - p_{ih_{i-1}} \sin\left(\frac{\alpha_i + \alpha_{i+1}}{2} - \alpha_i\right) f_t \right] \right\}, \quad (6)$$

де $\sum_{i=1}^{n} p_{ih_i}$ – тиск маси матеріалу, розташованого над h_i шаром;

p_i – питомий тиск на одну частинку;

n_{hi} – кількість частинок h_i шару.

Для визначення сил, діючих на і-ю частинку в шарі від частинок, розташованих вище елементарного шару, необхідно визначити зону контакту суміжних шарів (рис. 2).

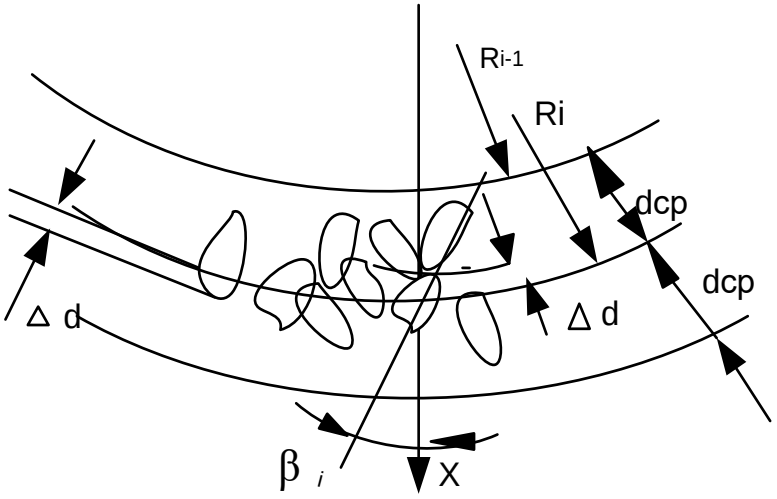


Рис.2. Схема взаємного перетину частинок контактуючих шарів

Для цього розглянемо ймовірність перетину частинками площини, що умовно розділяє суміжні шари шириною d_{cp}.

На підставі завдання Бюффона [3] виявимо ймовірність P перетину площиною, перпендикулярної осі X, частинками шару шириною d_{cp}, часток, розмір яких менше ширини d_{cp}

$$P_{d_i \le d_{cp}} = \frac{4}{\pi \mathrm{d}_{cp}} \int_0^{0,5\pi} \mathrm{d}\beta \int_0^{0,5 d_i \cos\phi} dx, \quad (7)$$

де β – кут між віссю x і напрямом вектора переміщення матеріалу.

Для випадку, коли довжина частинок перевищує висоту елементарного шару, ймовірність перетину умовною площиною поділу елементарних шарів частинок суміжних шарів визначається виразом [6,7]

$$P_{d_i \geq d_{cp}} = \frac{4}{\pi \mathrm{d}_{cp}} \int_0^{0,5 d_{cp}} \mathrm{dx} \int_0^{\arccos 2z_i / d_i} d\beta. \quad (8)$$

Математичне сподівання кількості n_{ci} частинок h_i шару, що перетинаються площиною, що розділяють суміжні шари сипучого матеріалу, визначається за виразом

$$n_i^c = P_{d_i} n_{h_i}, \quad (9)$$

де P_{di} – ймовірність перетину частинок площиною.

Кількість часток в елементарних шарах h_i, розташованих на різному видаленні від осі Z, не є постійною через збільшення кількості частинок в шарі з віддаленням від вертикальної осі Z і залежить від розміру частинок кормового матеріалу і радіусу умовних кіл кругової поверхні, що обмежують цей h_i шар.

Компактне розташування частинок першого шару навколо однієї частинки, розташованої в центрі кола, визначає радіус кола, по якому відбувається зіткнення частинок

$$x_{h_1} = (r_0 + r_1)\cos\xi_{h_1}, \quad (10)$$

де r_0, r_1 –радіуси, відповідно, центральної частинки і частинок першого шару;

ξ – центральний кут обхвату частинки першого h_1 шару.

Беручи до уваги, що частинки наступних шарів розташовуються з перетином умовних кіл, що визначають їх h_i шар, то радіус їх розташування визначається за виразом

$$x_{h_i} = x_{h_1} + d_{h_i} h_i \cos\xi_{h_i} k_{nv}, \quad (11)$$

де d–діаметр частинок h_i шару;

ξ_{hi} – центральний кут обхвату частинки h_i шару;

$k_{пv}$ – коефіцієнт збільшення обсягу розташування частинок ($k_{пv}$= 1,10…1,12).

Кут обхвату частинки h_i шару зменшується з видаленням шару від центру і визначається виразом

$$\xi_{h_i} = 2arctg \frac{0,5 d_{h_i}}{x_{h_i}}. \quad (12)$$

Тоді кількість частинок h_i шару

$$n_{dh_i} = \frac{2\pi}{\xi_{h_i}} = \frac{2\pi}{2arctg \dfrac{0,5d}{x_{h_i} + d_{h_i} h_i \cos\xi_{h_i} k_{nv}}}. \quad (13)$$

При рівних діаметрах частинок кількість їх в h_i шарі можна визначати за формулою

$$n_{dh_i} = \frac{2\pi}{2arctg\dfrac{0,5d}{0,866d_{h_i}\left[1+\left(h_i-1\right)k_{nv}\right]}}. \qquad (14)$$

Аналіз формули (14) показує, що кількість частинок в шарах, починаючи з 8 ряду до 77, змінюється зі збільшенням від 5,9909 до 5,9986 і далі, до тисячного знака, зберігає це значення. Отже, можна с незначним допущенням прийняти, що кількість частинок в h_i шарі визначаться добутком $n_{dh_i} = 6h_i$.

З умови рівності подач по всім шарам ($q_{i-1} = q_i = q_{i+1}$), і, як наслідок, справедливості вираження $n_{dhi-1}v_{dhi-1} = n_{dhi}v_{dhi} = n_{dhi+1}v_{dhi+1}$, визначається швидкість переміщення частинок у кожному шарі

$$v_{h_i} = \frac{n_{dh_{i+1}}}{n_{dh_i}} v_{dh_{i+1}}. \qquad (15)$$

Проекція Δd перетину частини частки, впровадженої в сусідній елементарний шар (рис. 3) залежить від розміру частинки і кута розташування між віссю частинки і віссю x.

Математичне сподівання впровадженої частини часток визначається з умови, що величина x змінюється в межах [0; $0,5d_{cp}$], а кут β – з деяким допущенням, в межах [0; 0,5π]. Тоді величина впровадження Δd_{cp} визначається за виразом

$$\Delta d_{cp} = \frac{4}{\pi \mathrm{d}_{cp}} \int_0^{0,5\mathrm{d}_{cp}} \int_0^{0,5\pi} \mathrm{d}_{cp} \cos\beta dx d\beta. \qquad (16)$$

Виходячи з отриманого, можливо визначити відносне розташування контактуючих частинок в радіальному напрямку і напрямок зусиль, як наслідок цієї взаємодії.

Композиція розташування частинок різних фракцій (рис. 3) визначається з умови (допущення) рівномірного розташування частинок в зоні взаємного перетину сусідніх елементарних шарів, а кількість частинок в кожній фракції визначається за виразом (13).

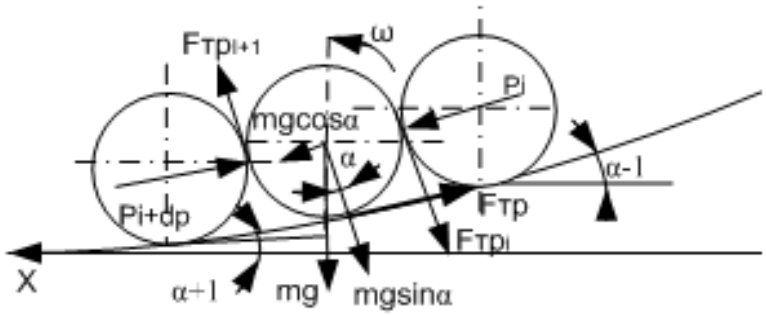


Рис.3. Схема сил, що діють на частинку і-го шару в радіальному напрямку

Тиск на кожну частку поширюється пропорційно площі, що займає і-а частинка в зоні тиску. Площа, яку займає частинка в зоні перетину частинок, визначається як 0,25 $\pi d_{ср}^2$.

Умова руху частинок в радіальному напрямку визначається нерівністю, яке відображає перевищення складових сил тяжіння над силами тертя між частинками та по площині похилої кругової поверхні

$$mg\cos\alpha\sin\alpha(1-f_t)+p_i\cos\left(\pi-\frac{\alpha_{i-1}+\alpha_i}{2}\right)\geq\left(p_i+dp\right)\times$$
$$\times\cos\left(\pi-\frac{\alpha_i+\alpha_{i+1}}{2}\right)f_t^{вн}+F_{от}\sin\psi, \qquad (17)$$

де p_i – питомий тиск на одну частинку;

m– маса частинки;

α_i , α_{i-1} – кути нахилу поверхні на x_i і x_{i-1}окружності до горизонту;

$F_{отi}$ – сила відштовхування, що виникає при зіткненні частинок;

Ψ – кут між напрямком сили тертя при взаємодії частинок і віссю Y.

Для визначення умов переміщення часток по колах похилій поверхні розглянемо схему дії зусиль на частинку сипучого матеріалу при кругових горизонтальних коливаннях похилої поверхні в одну сторону.

Основною рушійною силою в цьому випадку виступає сила тертя частинки об похилу поверхню, яка повинна перевищувати зусилля від взаємодії контактуючих частинок (рис. 4)

$$mgf_t\geq(2p_i+dp_t)f_t^{вн}+F_{от}\cos\psi. \qquad (18)$$

Момент M_i сил відносно центра і-ї частинки визначається як сума моментів для всіх сил:

$$M_{\tilde{o}_з}=[mg\sin\alpha_i f_t-p_i f_t^{\hat{a}\acute{i}}-(p_i+dp)f_t^{\hat{a}\acute{i}}]rR_i, \qquad (19)$$

$$M_{y_з} = [mgf_t - p_i f_t^{âí} \sin\psi - (p_i + dp) f_t^{âí} \sin\psi] R_i. \qquad (20)$$

Сила відштовхування $F_{от}$ виникає між сусідніми частинками за умови виникнення пружної деформації при зіткненні ($\delta_{ij} > 0$) і спрямована по нормалі, що сполучає центри частинок. Для її визначення використовуємо пружну модель співудару [8].

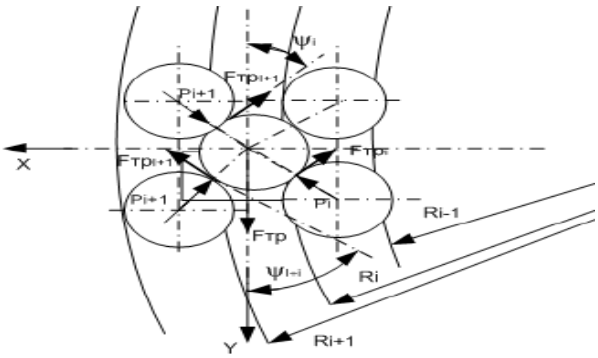


Рис. 4. Схеми сил, що діють на частинку при круговому русі похилій поверхні в одну сторону

За Дж. Герцем [9] пружна сила відштовхування $F_{от}$ дорівнює

$$F_{îò} = \frac{4}{3} \frac{E_i E_j}{\left(1 - v_i^2\right) E_j + \left(1 - v_j^2\right) E_i} \sqrt{\frac{R_i R_j}{R_i + R_j}} \delta_{ij}^{\frac{3}{2}}, \qquad (21)$$

де v_i – коефіцієнт Пуассона;

E_i – модуль пружності частинки.

Чисельне рішення системи диференціальних рівнянь для кожної частки за час t, яке визначається для кожного кроку переходу часток з одного умовного кола однорядного розташування частинок в інший, дає можливість визначити задані технологією обробки параметри переміщення зернового матеріалу і параметри похилої кругової поверхні.

Висновки. Отримана модель одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні дозволяє визначити рух з перевертанням і зіткненням сукупності пружних частинок, що моделюють дискретне середовище і параметри мікронізатора з похилою круговою поверхнею.

Література:

1. Звіт про НДР. Створити технології і обладнання для переробки сої та виробництва на її основі кормових добавок і кормосумішей / *Семіряк В.П., Воронін Л.С., Каніщева Л.О.*; ІМТ УААН. - Запоріжжя, 2006. – УкрНТЕІ (заключний) №ДР 0101U007019; інв. №0206 U002844.

2. *Худоногов А.М.* Технология обработки дикорастущего и

сельскохозяйственного сырья высококонцентрированным инфракрасным нагревом : Дисс. докт. техн. наук: 05.20.01 / *А.М. Худоногов*. – Иркутск, 1988. – 392 с.

3. *Шацкий В.В.* Моделирование механизированных процессов приготовления кормов / *В.В. Шацкий*. – Запорожье: ПЦ „Х–ПРЕСС”, 1998. – 140 с.

4. *Хокни Р.*Численное моделирование методом частиц: Пер. с англ. / *Р. Хокни, Дж. Иствуд.* – М.: Мир, 1987. – 640 с.

5. *Клишин С.В.* Применение метода дискретных элементов при анализе гравитационного движения гранулированного материала в сходящемся канале / *С.В. Клишин* // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2009. - №12. - С. 273–277.

6. *Гмурман В.Е.* Теория вероятности / *В.Е. Гмурман*. – 9–е изд., стереотип.– М.: Высшая школа, 2003. – 480 с.

7. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей / *Е.С. Вентцель*. – 4–е изд., стереотип. – М.: Наука ; Физматгиз, 1969. – 576 с.

8. *Kruggel-Emden H.* Review and extension of normal force models of the discrete element method / *H. Kruggel-Emden* [et al.] // Powder Technology. – 2007. – №171.

9. *Тимошенко С.П.* Теория упругости: Пер. с англ. / *С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер.* – М.: Наука, 1975. – 576 с.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОДНОСЛОЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА ПО НАКЛОННОЙ КРУГОВОЙ ВИБРОПОВЕРХНОСТИ

Шацкий В.В., Демьяненко Д.В.

***Аннотация* – на основе метода дискретных элементов исследуется движение частиц зернового материала по наклонной круговой поверхности, совершающей круговые горизонтальные колебания, с определением качественных показателей распределения частиц по поверхности.**

MODELING OF THE SINGLE-LAYER GRAIN MOTION ON A VIBRATING INCLINED CIRCUMFERENTIAL SURFACE

V. Shatsky, D. Demyanenko

Summary

Based on the discrete element method, the motion of grain material particles on the inclinedcircular surface oscillating horizontallyis studied. Quality indicators of the particle distribution on the surface are determined.

УДК 631.14:633.1

МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОДАТКОВИХ КАПІТАЛОВКЛАДЕНЬ ПРИ ВПРОВАДЖЕННІ У ВИРОБНИЦТВО ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПОДРІБНЕННЯ КОРМІВ

Панченко А.І., д.т.н.,
Кравець О.В., к.е.н.,
Ялпачик О.В., асп.*
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (0619) 42-13-06

Аннотація **– в статті розглядається економічне обґрунтування інноваційної технології подрібнення зерна.**

Ключові слова **–подрібнення, капіталовкладення, витрати, термін окупності, річний економічний ефект.**

*Постановка проблеми.*Забезпечення населення продукцією тваринництва є головним завданням агропромислового комплексу України. У зв'язку з цим особлива увага звертається на проблеми тваринництва та його кормовиробництво. З усього різноманіття існуючих способів переробки кормів, найбільше застосування отримала механічна технологія приготування кормів. У механічній технології найпоширенішим і важливим процесом є подрібнення. Справа в тому, що поживні речовини, що присутні в кормах, організмом тварини засвоюється тільки в розчиненому вигляді, а швидкість обробки часток корму шлунковим соком прямо пропорційна площі їх поверхні. Подрібнення є найбільш енергоємним процесом при переробці фуражного зерна.

Аналіз останніх досліджень. Промисловість випускає кормоподрібнюючі машини, що мають досить високу енерго- і металоємність, низьку технологічність, а якість подрібнення не завжди відповідає зоотехнічним вимогам. У свою чергу, це впливає на економічну ефективність виробництва кінцевого продукту. Пропонується впровадити у виробництво розроблений нами вертикальний пальцевий подрібнювач, який дозволяє знизити металоємність конструкції і енергоємність процесу подрібнення зерна, при цьому якість продукту повністю відповідає зоотехнічним вимогам.

Зрозуміло, що для залучення додаткових капіталовкладень у

© Панченко А.І., Кравець О.В., Ялпачик О.В.
* Науковий керівник – к.т.н., доц. Гвоздєв О. В.

будь-якому підприємстві важливу роль відіграють показники економічної ефективності їх використання, зокрема річний економічний ефект та термін окупності.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Враховуючи, що технологічне обладнання є інноваційною розробкою, для вирішення питання економічної ефективності його застосування необхідно створити методику оцінки додаткових капіталовкладень.

Основна частина. Нами запропонований розрахунок економічної ефективності впровадження у виробництво вертикального пальцевого подрібнювача.

Капіталовкладення визначаються за формулою

$$K_в = K_р + K_м + K_п, \quad (1)$$

де $K_р$ — вартість обладнання, грн.;
$K_м$ – вартість монтажу крупорушки, грн.;
$K_п$ — вартість навчання персоналу, грн.

Орієнтовно капіталовкладення складуть

$$K_в = 5000+300+250=5550 \text{ грн.} \quad (2)$$

Витрати електроенергії, кВт-год

$$E_в = P_т \bullet K_{год}, \quad (3)$$

де $P_т$ – встановлена потужність, кВт;
$K_{год}$– тривалість роботи протягом року, год;
$E_{вб}$ = 3•1590 = 4770 кВт-год.

Вартість енергоносіїв, грн.

$$B_{ен} = E_в \bullet B_{од}, \quad (4)$$

де $B_{од}$ – вартість 1кВт-год електроенергії для сільськогосподарських виробників ($B_{од}$= 1 грн.);

$$B_{ен} = 4770 \bullet 1 = 4770 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці персоналу, грн.

$$O_п = T_{ст} \bullet K_{год} \bullet K_о, \quad (5)$$

де $T_{ст}$ — годинна оплата праці ($T_{ст}$= 20 грн./год);
$K_о$ — кількість обслуговуючого персоналу ($K_о$= 1чол.);

$$O_п = 20 \bullet 1590 \bullet 1 = 31800 \text{ грн.}$$

Річний вихід продукції, ц

$$П_{кр} = К_ц \bullet К_{год} \bullet К_в, \quad (6)$$

де $К_ц$ – продуктивність, ц/год;
$К_в$ — коефіцієнт виходу продукції ($К_в$= 0,95);

$$П_{кр}=0,8\bullet1590\bullet0,95=1208,4 \text{ ц.}$$

Виручка від реалізації, грн.

$$В_{кр} = П_{кр}\bullet Ц_р, \quad (7)$$

де $Ц_р$ – оптова ціна реалізації, грн./ц ($Ц_р$= 300 грн./ц);

$$В_{кр} = 1208,4\bullet300=362520 \text{ грн.}$$

Собівартість сировини, грн.

$$С_{кр} = V_{кр}\bullet Ц_с, \quad (8)$$

де$V_{кр}$– обсяг сировини, ц ($V_{кр}$ = 1272 ц);
$Ц_с$– ціна реалізації, грн./ц ($Ц_с$ = 250 грн./ц);

$$С_{кр} = 1272\bullet250=318000\text{грн.}$$

Річний економічний ефект, грн.

$$Е_{еф}=В_{рк}–(С_{рк}+О_{пб}+В_{ен}), \quad (9)$$

$$Е_{еф}=362520–(318000+31800+4770)=7950\text{грн.}$$

Термін окупності, років

$$T_o = \frac{K_в}{E_{еф}}, \quad (10)$$

$$T_o = \frac{5550}{7950} \approx 0,7 \text{ року.}$$

Висновки. При впровадженні у виробництво продукції тваринництва розробленого вертикального пальцевого подрібнювача термін окупності додаткових капітальних вкладень знаходиться у межах допустимого та складає близько 8 місяців, що дозволяє стверджувати про його достатню економічну ефективність.

Література:

1. *Брустінов В.М.* Аграрний сервіс: теорія та практика : навчальний посібник / *В.М. Брустінов* [та ін.] - Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок», 2008. - 248 с.

2. *Мацибора В.І.* Економіка підприємства: навчальний посібник / *В.І. Мацибора* [та ін.] - Київ: Каравела, 2009. - 312 с.

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ В ПРОИЗВОДСТВО ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КОРМОВ

Панченко А.И., Кравец О.В., Ялпачик А.В.

***Аннотация* – в статье рассматривается экономическое обоснование инновационной технологии измельчения зерна.**

METHODOLOGICAL ASPECTS OF THE CALCULATION OF THE ECONOMIC EFFICIENCY OF ADDITIONAL INVESTMENT AT IMPLEMENTING AN INNOVATIVE TECHNOLOGY OF THE FEED GRINDINGINTO PRODUCTION

A. Panchenko, O. Kravets, A. Yalpachik

Summary

A feasibility study of an innovative technology for the grain grinding is considered in the paper.

УДК 621.85-52

ПОВЫШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДВИЖНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Соловьев В.М., к.т.н.,
Початовский С.В., к.т.н.,
Стримовский С.В., к.т.н.
Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова»
Тел. (057) 757-41-45

***Аннотация* – в статье, на основе обзора отечественных и зарубежных научных источников, составлена унифицированная классификация наземной военной техники по назначению, определены современные модели подвижности, рассмотрены их назначение, структура и алгоритмы проведения расчета, определены направления дальнейшего их развития. Предложены методы повышения подвижности на основе использования математической модели гидротрансформатора и методов целенаправленного изменения его параметров и разработки системы автоматического управления трансмиссией.**

***Ключевые слова* – параметры подвижности, наземная военная техника, математическая модель, гидротрансформатор, параметрический синтез, система автоматического управления коробкой передач.**

Постановка проблемы. Сбалансированное сочетание таких основных качеств боевой машины, как огневая мощь, защита и подвижность, является залогом эффективного выполнения поставленной задачи в условиях современного боя.

Анализ последних исследований. На сегодняшний день одним из вариантов структурированной классификации наземной военной техники по назначению можно считать схему, представленную на рис.1.

Повышающиеся требования к техническим характеристикам современной наземной военной техники обуславливают дальнейшее развитие теории подвижности, создание новых и совершенствование существующих моделей.

© Соловьев В.М., Початовский С.В., Стримовский С.В.

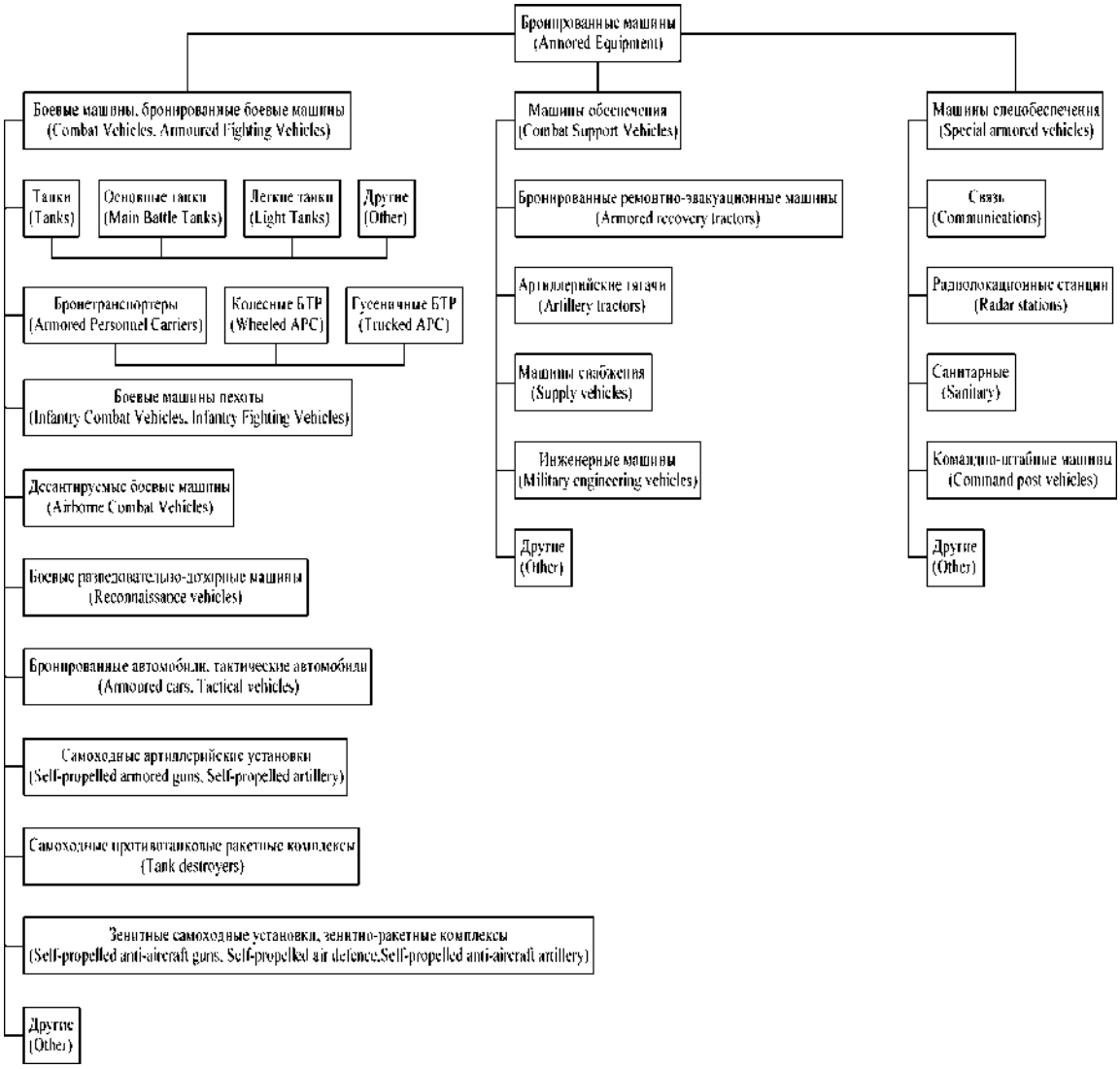


Рис. 1. Классификация наземных боевых машин

В середине 1960-х годов за рубежом было определено, что под термином «подвижность» (англ. mobility) следует понимать максимальную комфортную скорость транспортного средства при движении, главным образом, по пересеченной местности между двумя точками по наиболее короткому возможному маршруту [1].

Отечественное определение подвижности имеет схожую формулировку [2]: под подвижностью понимается средняя скорость движения транспортного средства из пункта А в пункт В, полученная из соотношения расстояния между точками по прямой, отнесенного к общему времени движения

$$\Pi = \frac{S}{t_Д + t_З + t_Р}, \qquad (1)$$

где S – расстояние между двумя точками, соединенными прямой линией;

$t_Д$ – время движения транспортного средства;

$t_З$ – время заправки;

$t_Р$ – время ремонта.

Также существуют несколько альтернативных формулировок термина «подвижность» [3].

В США интерес к созданию единой унифицированной методологии подвижности был обусловлен потребностями трех основных категорий будущих пользователей: разработчиков новой военной техники, ее изготовителями и поставщиками, и армии как конечного потребителя [4].

*Модели АМС-71 (1971г.) иАМС-74 (1974г.).*Одной из первых моделей, описывающих подвижность транспортного средства повышенной проходимости, является АМС-71 [5].

Было отмечено, что эффективность движения является функцией, зависящей от технических характеристик транспортного средства, особенностей рельефа местности и реакции водителя.

Упрощенный структурный алгоритм модели АМС-71 представлен на рис.2.

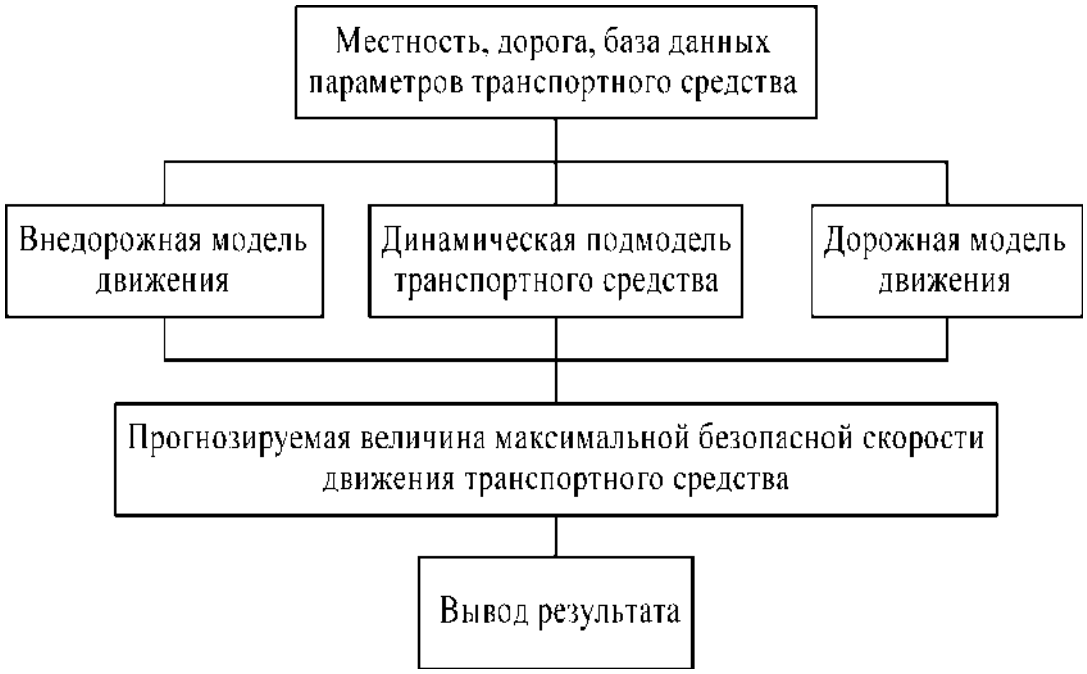


Рис. 2. Алгоритм работы модели АМС-71

В модели АМС-71 рельеф местности описывается факторами, которые потенциально могут оказать влияние на параметры движения транспортного средства. Каждая группа факторов объединяется по количественному признаку в массив, образуя блок местности или аре-

ал. Ареал участков включает 13 характеристик, которые отражают тип поверхности: наклон, преобладающая высота неровностей, отдельные препятствия, растительные преграды и др. Водные преграды описывают 9 характеристик, такие как тип дна, его сечение и прочность, глубина и скорость потока, и др. Участок движения по дорогам общего назначения описывается пятью характеристиками поверхности: тип дороги, прочность, наклон и кривизна дорожного полотна, величина неровностей.

Отмечается, что многообразие существующих транспортных средств и параметров местности, образуя сложнейшие комбинации, требуют проведения расчетов для каждого взаимодействия «местность - транспортное средство». В модели АМС-71 эти взаимодействия эмулируются подмоделями, составляющими внедорожный модуль местности.

Основные структурные компоненты, входящие в алгоритм модуля местности, представляют собой серию отдельных взаимосвязанных подмоделей, которые содержат соотношения, предназначенные для моделирования взаимодействий в системе автомобиль – местность – водитель. Подмодели используют теоретические и эмпирические зависимости, которые могут корректировать теоретическую скорость движения транспортного средства с целью моделирования влияния местности на подвижность транспортного средства.

Функционально подмодели имитируют:

- силовой агрегат и трансмиссию;
- грунт и его наклон;
- видимость;
- геометрию препятствий, силу тяги;
- объезд препятствий;
- маневрирование;
- разгон и торможение.

Отдельно вынесена подмодель динамики движения транспортного средства.

В модели АМС-71 приняты следующие допущения:

- во всех подмоделях, за исключением подмодели объезда препятствий, предполагается, что транспортное средство движется по прямой линии;
- местность состоит из отдельных участков с параметрами, которые могут быть описаны в количественном выражении;
- водитель может снижать скорость движения для сохранения комфортных условий вождения;
- движение рассматривается как двухмерная задача без учета продольных и поперечных наклонов машины;
- препятствия преодолеваются фронтально, под прямым углом;

- поверхность дороги, неровности, шины рассматриваются как абсолютно твердые тела;

- характеристики подвижности для транспортного средства определяются на основе полученных ранее данных для аналогичной машины;

- не учитывается скольжение (занос) машины.

Было проведено сравнение предложенной модели подвижности с экспериментальными данными, полученными при исследовании пяти боевых машин армии США: колесного небронированного тактического автомобиля повышенной проходимости M151, грузового автомобиля M35A2, гусеничного бронетранспортера M113A1, танков M48 и M60. В результате было получено расхождение численных и экспериментальных данных до 30,1% с указанием о возможности уменьшения расхождения до 15% в случае введения в модель более точной геометрии рельефа местности. Апробация модели была проведена в 1971-74 гг. тремя подразделениями армии США: U.S. Army Tank Automotive Command (TACOM), U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station (WES) и U.S. Army Engineer Cold Regions Research and Engineering Laboratory (CRREL).

Результатом дальнейшего развития модели AMC-71 является AMC-74 [6].

Модели NRMM (1979 г.) и NRMM2 (1992 г.). Двумерная модель подвижности NATO Reference Mobility Model (NRMM) [1] представляет собой набор уравнений и алгоритмов, предназначенных для имитации движения транспортных средств по пересеченной местности.

Модель NRMM разработана с учетом ранее созданных моделей AMC-71 и AMC-74. В модели NRMM также внедрена замена существующего рельефа местности на отдельные участки с различными характеристиками, совокупность которых образует мозаичную карту местности с допущением, что в пределах каждого из участков характеристики местности являются однородным и их незначительными изменениями можно пренебречь. Помимо величины максимальной скорости движения, модель рассчитывает данные, которые могут быть использованы для прогнозирования эксплуатационных уровней вибрации, расхода топлива и пр.

В основе модели NRMM лежат три основных вычислительных модуля, каждый из которых содержит как аналитические, так и эмпирические зависимости:

- **модуль местности**: определяет максимальную скорость движения транспортного средства в пределах участка пересеченной местности с заданными характеристиками;

- **модуль водного препятствия**: определяет минимальное время для пересечения локальной водной преграды: канава, ручей и т.д.;

- **дорожный модуль**: определяет максимальную скорость при движении по участку дороги общего пользования.

Подготовка исходных данных для NRMM: местность. Каждый участок местности для любого момента времени описывают 22 параметра местности. Для задания характеристик водной преграды используются 10 параметров, для задания характеристик автомобильных дорог – 9 параметров. Вводятся следующие характеристики местности:

- состав поверхности, тип, прочность;
- геометрия поверхности: наклон, высота над уровнем моря, локальные препятствия, неровности, кривизна дороги, ширина дороги, возвышение дороги;
- растительность: размер и площадь;
- водная преграда: сечение, скорость и глубина потока и др.

Технические параметры транспортного средства: вводятся геометрические, инерционные и механические характеристики.

Модель NRMM содержит динамический модуль VEHDYN и модуль препятствий OBS78B. Оба модуля могут работать самостоятельно и получают исходные данные от модуля технических параметров транспортного средства.

Динамический модуль VEHDYN вычисляет величины ускорения илизамедления на рабочем месте водителя (или в другой точке транспортного средства) при движении с заданной скоростью в границах участка местности. В качестве возможных ограничений водителем скорости транспортного средства динамический модуль VEHDYN имеет возможность учета двух факторов:

- величины вибраций на рабочем месте водителя;
- подготовку к преодолению препятствия.

Также имеется модуль исходных данных транспортного средства VDP (Vehicle Data Preprocessor), который осуществляет три функции:

- преобразование входных данных транспортного средства в систему измерений, принятую в США (дюймы, фунты и т.д.);
- выполняет расчет предварительных параметров движения, параметров сцепления;
- проводит расчет величины тягового усилия и скоростных характеристик.

Модуль препятствий OBS78B имитирует наклон транспортного средства, его положение на карте, препятствия, вектор тягового усилия. Процесс пересечения насыпи или канавы происходит путем замены преграды на геометрический аналог трапециевидной формы. Также модуль может определять ряд положений статического равно-

весия автомобиля, составлять таблицу минимальной величины клиренса для заданного маршрута движения.

Водитель. Закладываемые в модель навыки водителя характеризуют его индивидуальные особенности с точки зрения порога терпимости к величине толчков и вибраций, способности воспринимать и реагировать на визуальные стимулы, в т.ч. при выполнении боевых задач, и, в конечном итоге, оказывающих влияние на его поведение.

Дополнительный модуль модели NRMM называется «Сценарий», в котором доступно задание следующих функций:

- время года, т.е. время, когда сезонные различия в прочности грунта играют значительную роль при составлении компьютерной карты участка местности. Модель позволяет выбрать характеристики грунта в соответствии с сезоном и с учетом влияния, которое оказывает погода;
- видимость, влажность и вероятность движения юзом для участка местности, в том числе для сухого снега и льда;
- несколько дополнительных индивидуальных особенностей водителя, такие как поведенческая стратегия и манера вождения;
- учет величины давления в шинах в зависимости от типа местности: дорога, пересеченная местность, песок.

Порядок проведения расчета

1. Технические характеристики автомобиля измеряются, рассчитываются или назначаются по аналогии, проводится ввод исходных данных в файлы;
2. Данные о рельефе местности измеряются, рассчитываются или назначаются по аналогии, и вводятся в файлы исходных данных;
3. Данные о препятствиях и неровностях из файлов данных рельефа местности используются для ввода базовых значений в модуль предварительного расчета;
4. Модуль VEHDYN, используя файл технических характеристик транспортного средства и файл профиля местности, проводит задание величины неровностей, высоты или области препятствий. Проводится расчет мгновенной величины скорости и потребляемой мощности;
5. Для каждого препятствия модуль OBS78B рассчитывает минимальный клиренс, максимальное усилие преодоления и среднее усилие. Полученные данные являются частью исходных данных для операционного модуля;
6. Параметры автомобиля вместе с полученными ранее результатами включаются в файл исходных данных;
7. Создается файл контроля сценария;
8. На основе использования данных, полученных в п. 2, 6 и 7, запускаются оперативные расчетные модули.

Результат расчета. В результате расчета полученные данные заносятся в файл, в котором для каждой точки маршрута была определена скорость движения, средняя скорость движения, величины ускорения илизамедления и другие данные.

В 1992 г. комитет NRMM Technical Management Committee одобрил изменения и дополнения к модели, предложенные в период с 1979 по 1991гг. и утвердил выпуск второй редакции модели – NRMM2 [7]. Изменения были введены и для динамического модуля VEHDYN, который первоначально был разработан для АМС-74 [8]. В 1986 г. модуль VEHDYN был перепрограммирован и получил название VEHDYN II. Блок-схема модуля VEHDYN II представлена на рис. 3.

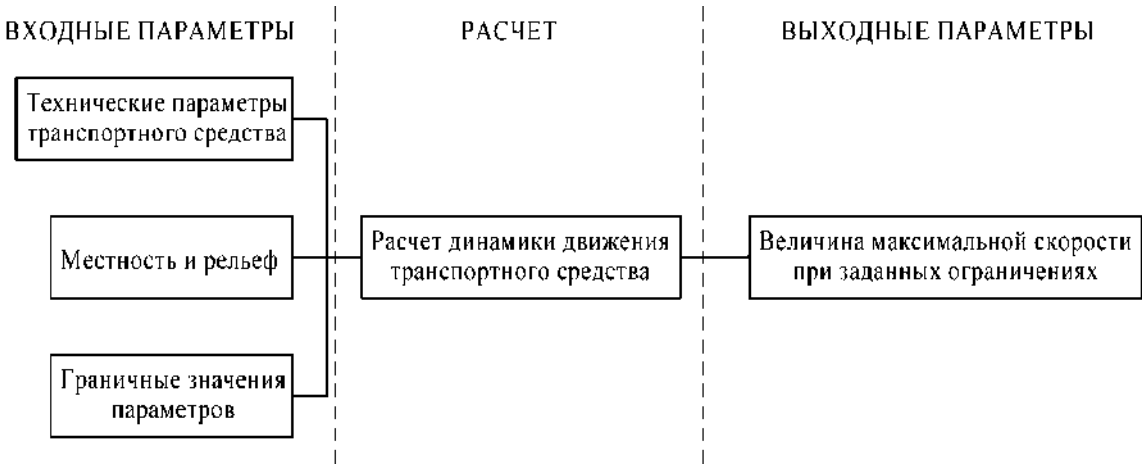


Рис. 3. Блок-схема модуля VEHDYN II

Также был доработан модуль преодоления препятствий OBS78B, который, также как и VEHDYN II, является двумерным (рис. 4).

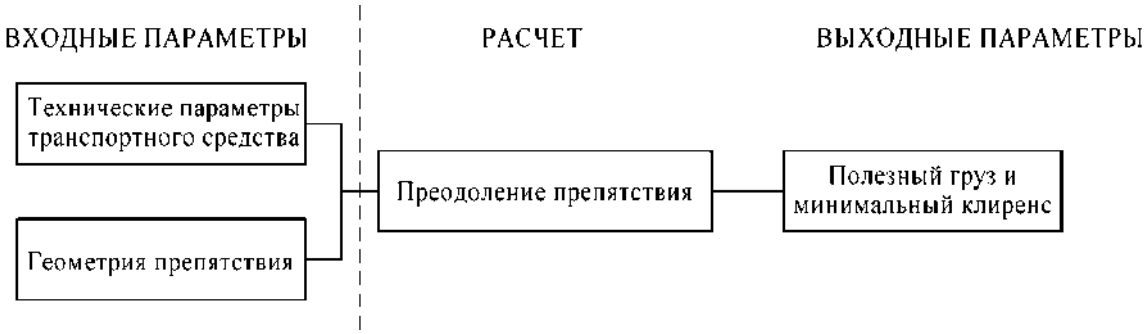


Рис. 4. Блок-схема модуля OBS78B

Развитие получил и основной модуль расчета NRMM Main Module, предназначенный для определения максимальной эффективной скорости (рис. 5).

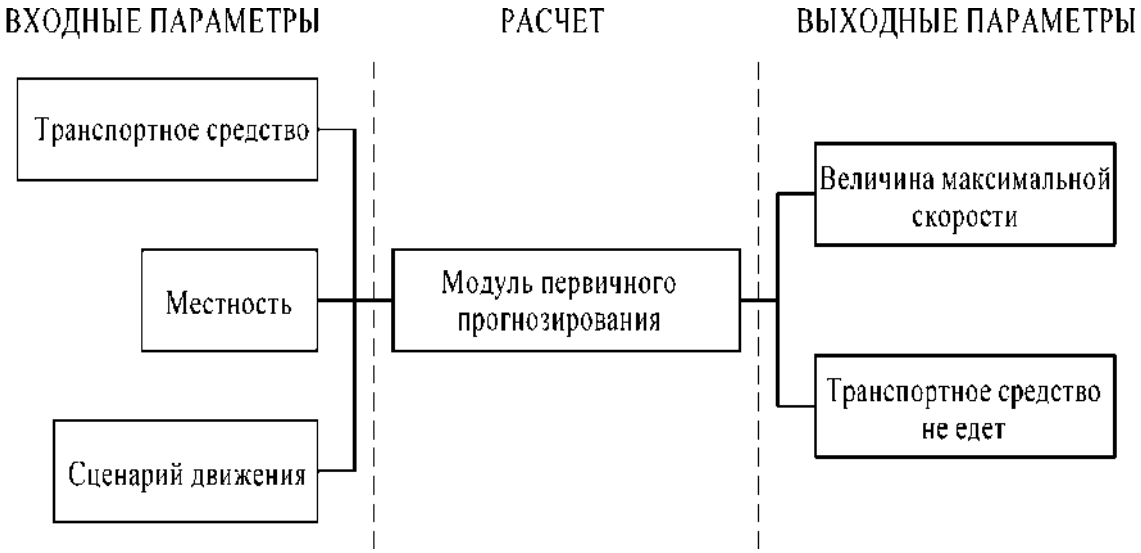


Рис. 5. Блок-схема модуля первичного прогнозирования (NRMM Main)

В 1993 г. представлен доклад [9], в котором для модели подвижности NRMM2 было предложено перейти от детерминированной (предопределенной) модели прогнозирования к стохастической (случайной) модели. Результаты исследований показали, что получаемые данные в основном верны, и что стохастические методы с некоторой погрешностью результата могут быть использованы для решения подобных задач.

В 1994 г. исследовательская станция U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station (WES) совместно с Nevada Automotive Test Center (NATC) провели полигонные испытания следующих транспортных средств: тактического автомобиля M1025 (HMMWV), военного грузового автомобиля M923A1, ходового макета ремонтной машины на базе грузового автомобиля MTVR, гусеничного вездехода BV206, с последующим выполнением прогнозирования параметров их подвижности на основе использования модели NRMM2 [7]. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показало значительное влияние показателей рельефа местности и технических характеристик транспортного средства, вводимых в качестве исходных данных, на прогнозируемые параметры подвижности и подтвердило ранее заявленные точности прогнозирования. Был сделан вывод о

необходимости дальнейшего улучшения алгоритмов модели подвижности NRMM2.

В 1999 г. лаборатории U.S. Army Research Laboratory (ARL) было поручено выполнить расчет параметров подвижности с использованием модели NRMM2 и провести полигонные испытания для экспериментальной беспилотной колесной транспортной платформы [8]. Ввиду того, что NRMM2 не поддерживает моделирование транспортного средства без водителя, для дальнейшего проведения исследования было решено выполнить прогноз параметров мобильности, как для транспортного средства с водителем. С целью проведения сравнительной оценки получаемых данных, в исследование был включен многоцелевой тактический автомобиль HMMWV. Полученные показатели подвижности для беспилотной платформы показали снижение средней развиваемой скорости на 2-4 мили/ч по сравнению с тактическим автомобилем HMMWV. Также было установлено, что платформа обеспечивает среднюю скорость движения 25-30 миль/ч при необходимой скорости 20 миль/ч.

Модель CAMMS (1987 г.). Оперативно-тактическая модель подвижности CAMMS (CondensedArmyMobilityModelSystem) [10] предназначена для оценки параметров подвижности транспортного средства в условиях боя. Модель прогнозирует параметры транспортного средства при движении по пересеченной местности, дорогам общего пользования, во время выполнения маневра, при пересечении воронок, проводит интерактивную оценку маршрута движения, определяет потенциальные зоны посадки или высадки десанта и пр.

Особенностью CAMMS является возможность корректирования характеристик почвы на основе текущих погодных условий. Модель содержит характеристики для 16 типов почвы, шесть классов влажности местности (засушливая, сухая, средняя, мокрая, насыщенная, заболоченная) и три типа погоды (сезонная, текущая, по прогнозу).

Численное моделирование AdamsMBS (1999 г.) и симуляционный метод VES (2002 г.).

На основе использования программы численного моделирования AdamsMBS в 1999 г. проведена оценка параметров подвижности транспортного средства, в частности рассмотрено влияние полуактивной и активной систем подвесок для БТР Boxer с колесной формулой 8x8 на параметры движения [11]. Результаты моделирования показали, что максимальное вертикальное ускорение и другие перемещения

корпуса БТР могут быть уменьшены благодаря применению управляемой подвески.

В 2002 г., в рамках совместной работы U.S. Army Tank Automotive Research Development and Engineering Center и U.S. Army Corps of Engineers с целью дальнейшего совершенствования существующих методов определения параметров подвижности наземных транспортных средств армии США был предложен компьютерный симуляционный метод моделирования, который получил название Virtual Evaluation Suite (VES) [12].

Метод использования переменных данных FLM (2011г.). В 2011г. предложен новый подход для определения подвижности, основанный на использовании нечетких переменных (fuzzy logic), которые принимают значения в промежутке от 0 до 1, изменяясь в диапазоне от абсолютно верного значения до полностью ложного [13]. Модель получила название fuzzy logic mobility (FLM). Сообщается, что FLM модель подвижности нетребовательна к вычислительным ресурсам и минимизирует время для проведения расчета параметров подвижности.

Модель подвижности на основе GPS-данных навигации (2012 г.). Сообщается, что в связи с появлением новых образцов военной техники с основной силовой установкой гибридного типа и электротрансмиссией возникла необходимость в проведении оценки этих машин с целью определения их основных характеристик в различных условиях эксплуатации для улучшения топливной экономичности и снижения заметности [14]. Предложен новый подход, основанный на использовании системы спутниковой навигации GPS. Очевидно, что при наложении координат нахождения транспортного средства на цифровую топографическую карту местности могут определяться такие данные как особенности рельефа, высота над уровнем моря и пр. Дополнив географические данные сведениями о времени года, климатических и дорожных условиях, полученная информация вводится в модель подвижности, тем самым расширяя ее функциональность и повышая точность расчета. Помимо получаемых географических координат в качестве исходных данных модель использует динамические характеристики автомобиля, такие как сопротивление движению, гравитационная постоянная, линейная инерция, инерция при повороте и аэродинамическое сопротивление с целью прогнозирования ряда параметров, в том числе величины мощности, затрачиваемой для движения. Была проведена экспериментальная верификация разрабо-

танной модели, в качестве объектов были выбраны БТР Stryker и гражданский автомобиль Chevrolet Equinox. Расхождение теоретических и экспериментальных данных составило не более 21%.

Зимние модели (модули) подвижности. Представленный в 1995 г. доклад [15] содержит описание процедур прогнозирования, включенных в модель подвижности CAMMS для описания взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью для зимы: свежевыпавший снег; утрамбованный снег, лед, оттаивающая почва и их комбинации.

В 2012 г. представлена статья [16], в которой предложен подход для определения сопротивления движения колесной машины по заснеженному склону с учетом скорости движения, радиуса поворота и влияния силы сопротивления подъему. Полученные данные могут быть использованы в качестве основных или дополнительных исходных данных для модели подвижности.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Анализ публикаций показывает, что в настоящее время теория подвижности оперирует элементами «транспортное средство – местность – водитель» как в условиях ведения боя, так и при отсутствии соприкосновения с противником. Также под общепринятым термином «подвижность» может пониматься средняя скорость движения, полученная как отношение расстояния по прямой между начальной и конечной точками маршрута к времени, затраченному на движение. Методы повышения подвижности применяются для увеличения параметров подвижности и снижения затрат на проведение полигонных испытаний при создании новых или модернизации существующих наземных боевых машин.

Термин «подвижность транспортного средства» является широким комплексным понятием, который характеризуются следующими основными составляющими: быстроходность (максимальная, средняя, минимальная устойчивая скорости движения и др.), динамичность (время разгона/торможения и др.), маневренность или управляемость (поворотливость, устойчивость движения и др.), проходимость (опорная, габаритная, плавучесть и др.), плавность хода (определяется параметрами подвески), эргономичность, запас хода по топливу и маслу без дозаправки.

Цель работы – усовершенствовать методы повышения подвижности транспортного средства на основе использования математической модели гидротрансформатора.

Основная часть. Из общей цепочки подвижности «транспортное средство – местность – водитель» выделим элемент, которым, главным образом, оперируют разработчики наземной военной техники – «транспортное средство». В свою очередь, «транспортное средство» включает следующие основные составляющие: «двигатель – трансмиссия – ходовая часть». На сегодняшний день специалистами ГП «ХКБМ» накоплен достаточный опыт по повышению параметров подвижности за счет внедрения компактных силовых установок повышенной мощности как для колесных [17], так и для гусеничных [18] машин, элементов ходовой части [19], определены направления дальнейшего совершенствования современных трансмиссий [20].

Внедрение гидромеханической трансмиссии. Одним из методов повышения параметров подвижности, который используется для увеличения быстроходности транспортного средства, является внедрение трансмиссии с комплексным гидродинамическим трансформатором крутящего момента: с ростом величины коэффициента трансформации на пусковом режиме происходит увеличение значения максимального ускорения [22], что позволяет повысить динамические характеристики транспортного средства.

Комплексный гидротрансформатор, благодаря бесступенчатому изменению величины крутящего момента в зависимости от нагрузки позволяет уменьшить число переключений передач и автоматически изменить тяговое усилие на ведомом звене в зависимости от характеристик преодолеваемого препятствия. Также замена жесткой силовой связи между двигателем и коробкой передач на гидродинамическую энергию движения потока рабочей жидкости позволяет сгладить как крутильные колебания двигателя, так и динамические колебания, вызванные движением по неровностям и передающиеся на элементы трансмиссии. Перечисленные достоинства, а также относительно высокий максимальный КПД (до 92% при работе в режиме гидромуфты) позволяют повысить среднюю скорость движения по пересеченной местности и увеличить срок службы двигателя и элементов трансмиссии [21]. Для обеспечения высоких показателей быстроходности транспортного средства при движении по дорогам общего назначения предусматривается принудительная блокировка насосного и турбинного колес гидротрансформатора.

При внедрении гидротрансформатора в трансмиссию должны быть определены внешние и внутренние характеристики гидротрансформатора, проведено совмещение внешних характеристик гидро-

трансформатора с внешней характеристикой двигателя и трансмиссией. Для оптимального решения данных задач служат математическая модель гидротрансформатора и методика изменения внешней характеристики гидротрансформатора за счет колеса реактора.

Математическая модель гидротрансформатора предназначена для определения параметров внешних и внутренних характеристик работы гидротрансформатора на основе его геометрических данных. Модель основана на использовании усовершенствованного уравнения баланса гидравлической энергии с дополнительной возможностью дифференцированного задания коэффициентов ударных потерь ψ_m для каждого из рабочих колес при наличии соответствующих экспериментальных кривых ψ_m=f(i).

Уравнение баланса в безразмерном виде:

$$\grave{A}\cdot\phi^2+\hat{A}\cdot\phi+\tilde{N}=0, \tag{2}$$

$$\grave{A}=\frac{-(1-\eta_{\hat{a}}^*)}{\left(\phi^*\right)^2}\cdot\left(Kz_{\acute{i}}-\phi^*\cdot(ctg\beta_{21}+\frac{ctg\beta_{23}\cdot\sigma_{ZP}\cdot\tau_{23}}{B_{23}})\right)-\frac{\psi_1}{2}\cdot\left[\frac{ctg\beta_{11}\cdot\tau_{11}}{\rho_{11}\cdot B_{11}}+\frac{ctg\beta_{23}\cdot\sigma_{ZP}\cdot\tau_{23}}{\rho_{11}\cdot B_{23}}\right]^2-$$
$$-\frac{\psi_2}{2}\cdot\left[\frac{ctg\beta_{12}\cdot\tau_{12}}{\rho_{12}\cdot B_{12}}-\frac{ctg\beta_{21}}{\rho_{12}}\right]^2-\frac{\psi_3}{2}\cdot\left[\frac{ctg\beta_{13}\cdot\tau_{13}}{\rho_{13}\cdot B_{13}}+\frac{ctg\beta_{22}\cdot\tau_{22}}{\rho_{13}\cdot B_{22}}\right]^2, \tag{3}$$

$$B=-ctg\beta_{21}-\frac{ctg\beta_{23}\cdot\sigma_{ZP}\cdot\tau_{23}}{B_{23}}+i\cdot(ctg\beta_{21}-\frac{ctg\beta_{22}\cdot\tau_{22}}{B_{22}})+\psi_1\cdot\left(\frac{ctg\beta_{11}\cdot\tau_{11}}{B_{11}}+\frac{ctg\beta_{23}\cdot\sigma_{ZP}\cdot\tau_{23}}{B_{23}}\right)-$$
$$-\psi_2\cdot(Kz_{\acute{i}}-i)\cdot\left(\frac{ctg\beta_{12}\cdot\tau_{12}}{\rho_{12}\cdot B_{12}}-\frac{ctg\beta_{21}}{\rho_{12}}\right)+\psi_3\cdot\frac{\rho_{22}^2}{\rho_{13}}\cdot i\cdot Kz_{\grave{o}}\cdot\left(\frac{ctg\beta_{13}\cdot\tau_{13}}{\rho_{13}\cdot B_{13}}+\frac{ctg\beta_{22}\cdot\tau_{22}}{\rho_{13}\cdot B_{22}}\right), \tag{4}$$

$$C=Kz_{\acute{i}}\cdot(1-i)+\rho_{22}^2\cdot i^2\cdot Kz_{\grave{o}}-\frac{\psi_1}{2}\cdot\rho_{11}^2-\frac{\psi_2}{2}\cdot\left[Kz_{\acute{i}}-i\right]^2-\frac{\psi_3}{2}\cdot\frac{\rho_{22}^4}{\rho_{13}^2}\cdot i^2\cdot Kz_{\grave{o}}^2, \tag{5}$$

где $B_{mn}=b_{mn}/b_{21}$ – относительная ширина проточной части гидротрансформатора в меридиональном сечении;

$\tau_{mn}=\chi_{mn}/\chi_{21}$ – относительная величина стеснения потока лопатками;

β_{mn} – угол лопаточной системы гидротрансформатора, град.;

$\rho_{mn}=r_{mn}/r_{21}$– относительный радиус положения кромки лопаточной системы гидротрансформатора на средней линии тока;

$Kz_н$, $Kz_т$, $\sigma z_р$ – коэффициенты учета конечного числа лопаток насосного, турбинного и реакторного колес, соответственно;

m – обозначение входа или выхода из лопаточной системы гидротрансформатора: 1 - вход, 2 - выход;

n – обозначение лопаточной системы: 1 - насосное колесо, 2 - турбинное колесо, 3 - колесо реактора.

Коэффициент скорости φ_{21}на выходе из насосного колеса

$$\varphi_{21} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}. \qquad (6)$$

Определение меридиональной скорости на выходе из насосного колеса проводится по уравнению

$$Cm_{21} = \varphi_{21} \cdot U_{21}, \qquad (7)$$

где U_{21}– величина окружной скорости на выходе из насосного колеса, м/с.

Значение расхода, м^3/с

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_{21} \cdot b_{21} \cdot Cm_{21}. \qquad (8)$$

К основным параметрам внешней характеристики гидротрансформатора, которые определяют его совместную работу с двигателем и трансмиссией транспортного средства, относят:

- значения моментов на насосном M_1, турбинном M_2 и реакторном M_3 колесах:

$$M_1 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[Kz_н - \varphi_{21} (\rho_{21} ctg\beta_{21} + \frac{ctg\beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}}) \right]; \qquad (9)$$

$$M_2 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[- Kz_н + \rho_{22}^2 iKz_m + \varphi_{21} \cdot (ctg\beta_{21} - \frac{ctg\beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}}) \right]; \qquad (10)$$

$$M_3 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[- \rho_{22}^2 iKz_m + \varphi_{21} (\frac{ctg\beta_{23} \sigma_{ZP} \tau_{23}}{B_{23}} + \frac{ctg\beta_{22} \tau_{22}}{B_{22}}) \right]; \qquad (11)$$

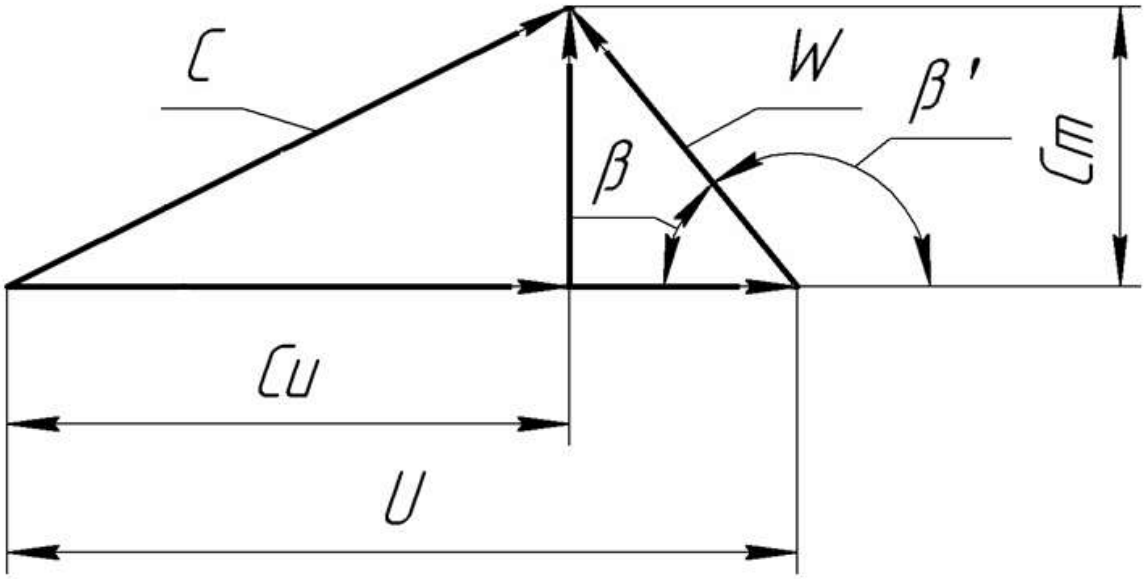


Рис.6. Треугольник скорости

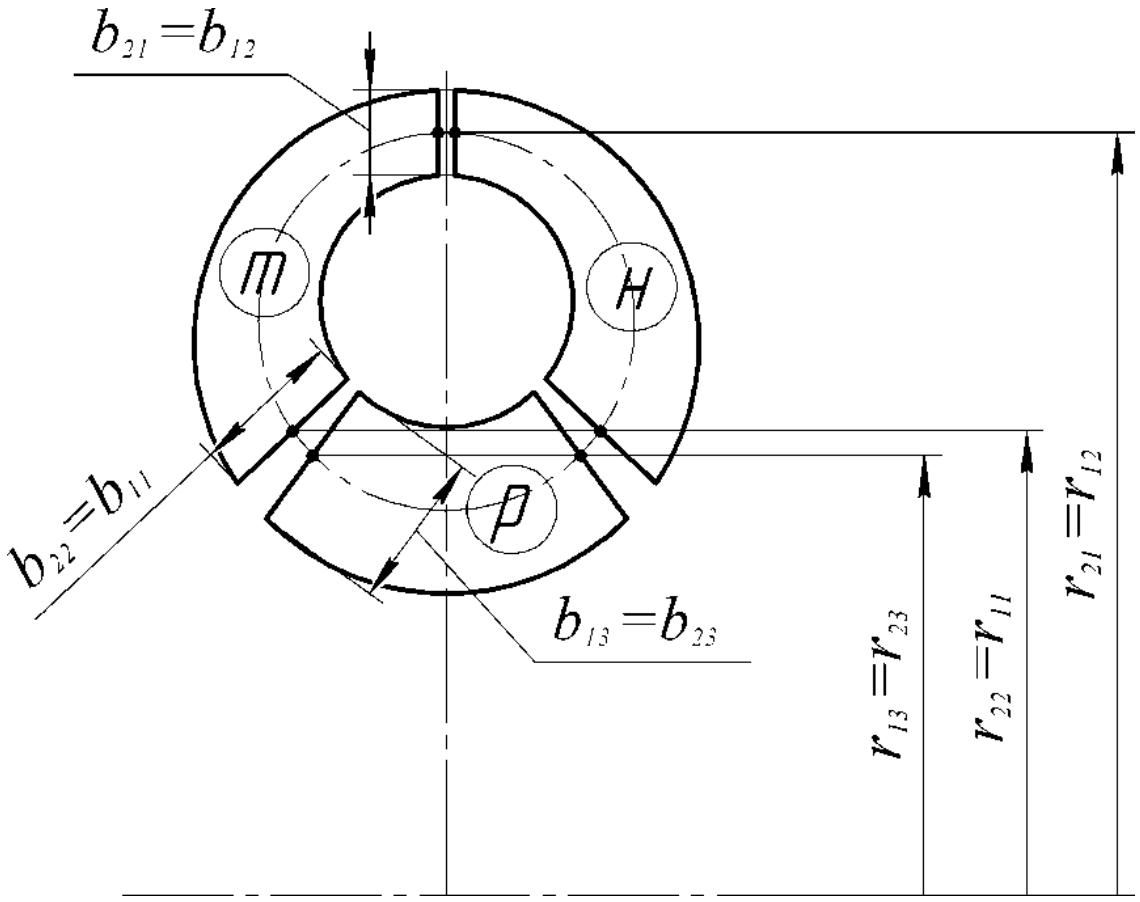


Рис.7. Расположение радиусов и ширин канала вдоль средней линии тока в проточной части гидротрансформатора

- коэффициент трансформации

$$K = -\frac{\overline{\Delta\Gamma_2}}{\overline{\Delta\Gamma_1}}, \qquad (12)$$

где безразмерные разности циркуляций насосного $\overline{\Delta\Gamma_1}$ и турбинного колес $\overline{\Delta\Gamma_2}$ соответственно равны:

$$\overline{\Delta\Gamma_1} = Kz_н - \varphi_{21} \cdot (\rho_{21} ctg\beta_{21} + \frac{ctg\beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}}); \qquad (13)$$

$$\overline{\Delta\Gamma_2} = -Kz_н + \rho_{22}^2 iKz_m + \varphi_{21} \cdot (ctg\beta_{21} - \frac{ctg\beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}}); \qquad (14)$$

- коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta = K \cdot i, \qquad (15)$$

где i - передаточное отношение гидротрансформатора

$$i = \frac{n_2}{n_1}, \qquad (16)$$

где n_1 - частота вращения насосного колеса, мин$^{-1}$;

n_2 - частота вращения турбинного колеса, мин$^{-1}$;

- коэффициент прозрачности П

$$\ddot{I} = \frac{\grave{I}_{10}}{\grave{I}_{1i}}, \qquad (17)$$

где M_{10} - момент насосного колеса на пусковом режиме, Нм;

$M_{1м}$ - момент насосного колеса на муфтовом режиме, Нм.

Приведенная математическая модель может применяться для расчета параметров одноступенчатых трехколесных гидротрансформаторов конструктивного исполнения Allison, Voith, Trillock, Twin-Disc и др.

Методика изменения внешней характеристики гидротрансформатора. На основе проведения оптимизации углов лопатки колеса реактора предложен подход, позволяющий проводить изменение параметров внешних и внутренних характеристик гидротрансформатора в требуемом направлении [23].

Использование при оптимизации параметров внешней характеристики гидротрансформатора в качестве целевой функции коэффициента трансформации на пусковом режиме K_0, обусловлено его влиянием на значение величины ускорения a при разгоне транспортного средства [22].

В неявном виде уравнение для K_0 является сложной функцией двух независимых переменных - углов входа β_{13} и выхода β_{23} колеса реактора (рис. 8)

$$K_o=f(\varphi_0(\beta_{13},\beta_{23}), \beta_{23}). \quad (18)$$

Для определения экстремума функции K_o продифференцируем целевую функцию по каждой из переменной

$$\begin{cases} \dfrac{dKo}{d\beta_{13}} = \dfrac{\partial Ko}{\partial \varphi_0} \cdot \dfrac{d\varphi_0}{d\beta_{13}} \\ \dfrac{dKo}{d\beta_{23}} = \dfrac{\partial Ko}{\partial \varphi_0} \cdot \dfrac{d\varphi_0}{d\beta_{23}} + \dfrac{\partial Ko}{\partial \beta_{23}} \end{cases} ; \quad (19)$$

приравняем уравнения системы к нулю

$$\begin{cases} \dfrac{dK_0}{d\beta_{13}} = 0 \\ \dfrac{dK_0}{d\beta_{23}} = 0 \end{cases} \quad (20)$$

и, подставив значения геометрических параметров изменяемого гидротрансформатора, найдем решение. Оно может быть получено как аналитически, так и методом полного перебора.

В качестве примера получения решения возьмем серийно выпускаемый гидротрансформатор ГТК XV.

Задаются интервалы значений для переменных, которые принимаются в соответствии с рекомендациями [24]: β_{13}= 40…160°;β_{23}= 19…120°, шаг дискретизации принимается равным $\Delta\beta_{m3}$=1°. Выполняется проверка на отсутствие разрывов для всех заданных значений β_{13} и β_{23}.

Проводится ввод дополнительных ограничений.

Ввод первого ограничения осуществляется путем задания неравенства – величина максимального гидравлического КПД на режиме гидротрансформатора должна быть не менее 90%

$$\eta_{г\,max} \geq 0{,}9. \quad (21)$$

Ввод второго и третьего ограничений обусловлен обеспечением оптимального совмещения внешних характеристик двигателя и гидротрансформатора.

Значение момента насосного колеса на пусковом режиме

$$M_{10} = \rho \cdot Q_0 \cdot r_{21}^2 \cdot \omega_{10} \cdot \overline{\Delta\Gamma_{10}}, \quad (22)$$

где Q_0 – величина расхода в гидротрансформаторе на пусковом режиме;

r_{21} – радиус к средней линии тока на выходе потока из насосного колеса (см. рис. 7);

ω_{10} – угловая скорость вращения насосного колеса на пусковом режиме.

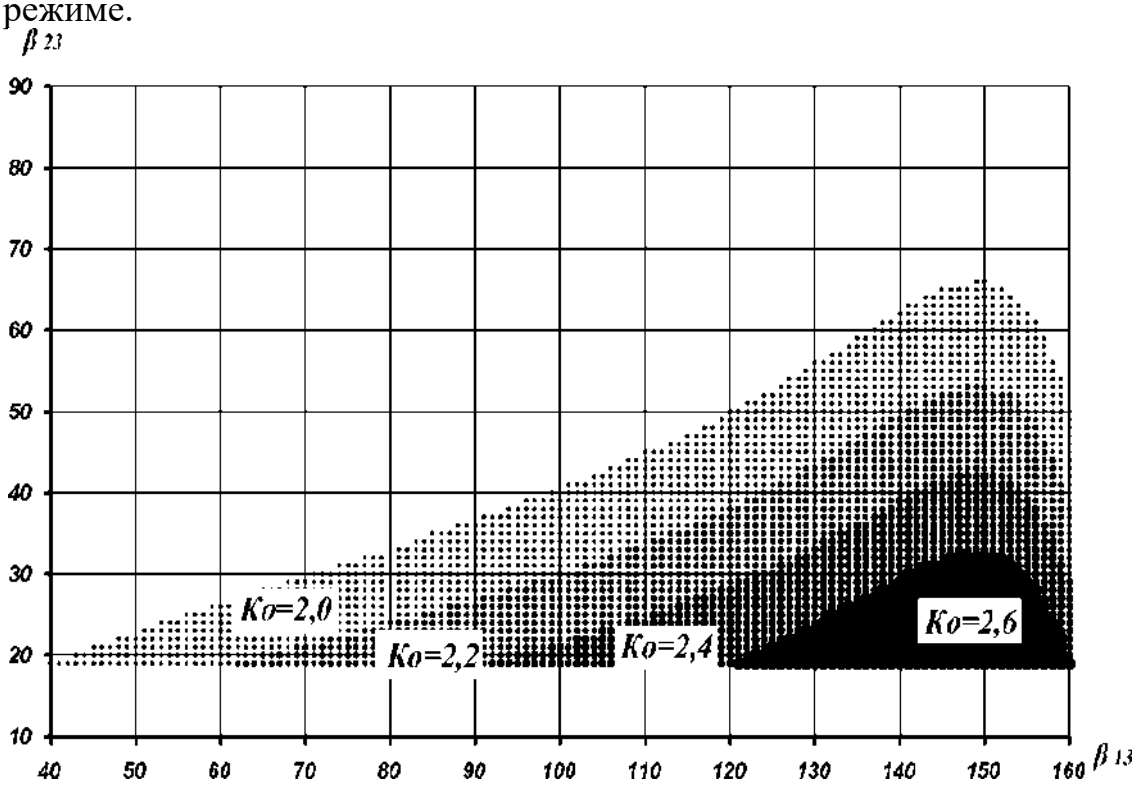


Рис. 8. Графическое отображение поверхности $Ko=f(\beta_{13},\beta_{23})$

Ограничение для момента M_{10} задается равным максимальному моменту двигателя, в данном примере M_{10}= 1250 Н·м при ω_{10}= = $\omega_{дв(при\ Мдв_max)}$ =209,44 рад/с (n_{10}=2000 мин$^{-1}$). Для получения более полной картины рекомендуется задание диапазона значения M_{10} ±100 Н·м:

$$1350\ Н·м \geq M_{10} \geq 1150\ Н·м. \qquad (23)$$

В качестве третьего ограничения вводится диапазон значений величины момента насосного колеса на муфтовом режиме работы: $M_{1м}$= 1000 Н·м ±5% при $n_{дв}$= 2380 мин$^{-1}$.

Проведя оптимизацию, получим результат, графически представленный на рис.9. В дальнейшем полученные соотношения углов β_{13} и β_{23} используются для проведения теоретического исследования меридионального потока в проточной части гидротрансформатора с целью определения кинематических параметров вдоль входных и выходных кромок колес гидротрансформатора, выполняется профилирование нового колеса реактора, проводятся численное моделирование и экспериментальные исследования гидротрансформатора.

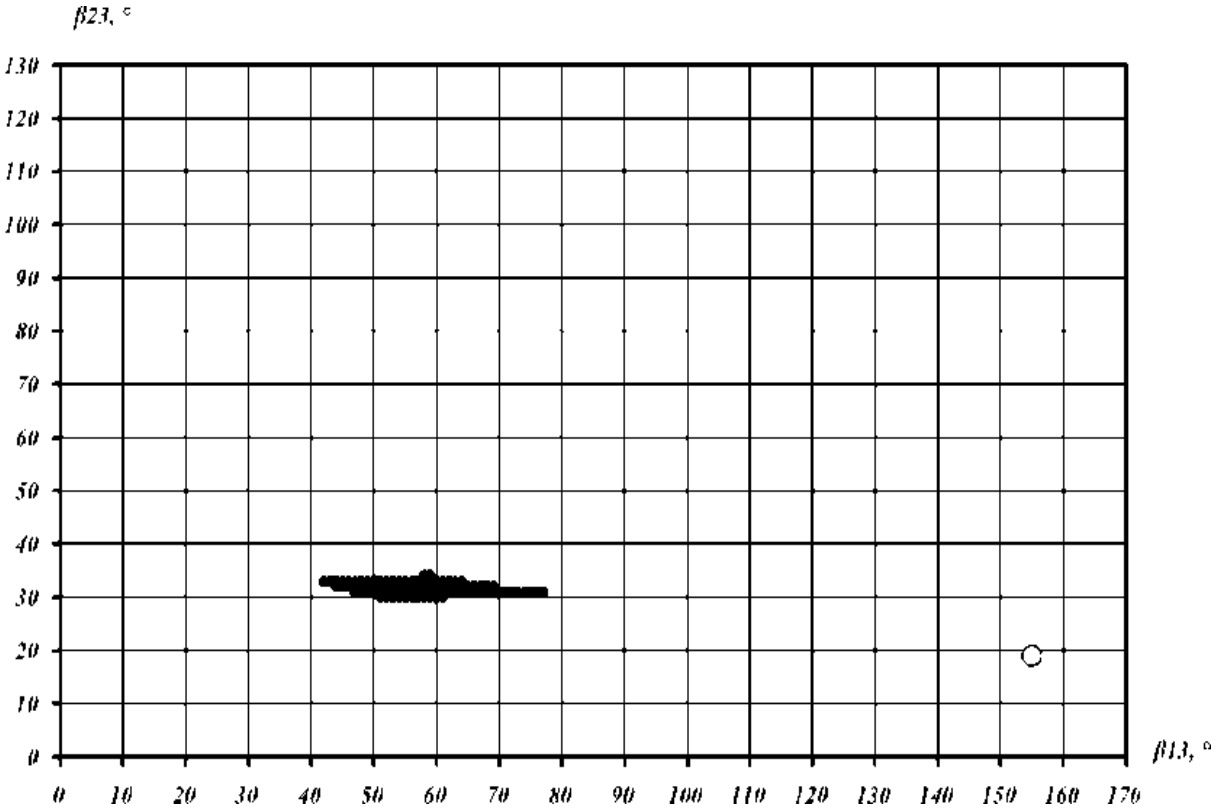


Рис.9. Поверхность распределения углов β_{13} и β_{23}после введения третьего ограничения

Внедрение системы автоматического управления коробкой передач. При недостаточной подготовленности водителя к управлению транспортным средством движение может осуществляться с неоптимальным использованием силовой установки и ошибками в выборе передачи, что приводит к снижению тягового усилия и повышению расхода топлива. Ввиду этого, происходит ухудшение таких параметров подвижности, как быстроходность, динамичность и запас хода [21].

С целью устранения указанных недостатков был предложен метод по разработке системы автоматического управления (САУ) трансмиссией (рис.10), применение которого за счет облегчения управления транспортным средством и снижения утомляемости водителя дополнительно позволит улучшить такие показатели подвижности, как управляемость и эргономичность.В основу подхода положен метод параметрического синтеза, который позволяет выбрать рациональные параметры для создания эффективной системы автоматического управления и основан на методах теории управления двигателем и гидромеханической трансмиссией автомобиля, кинетостатики, математического моделирования движения транспортной машины, а также методах теории построения микропроцессорных устройств, повышения надежности и живучести электронных устройств.

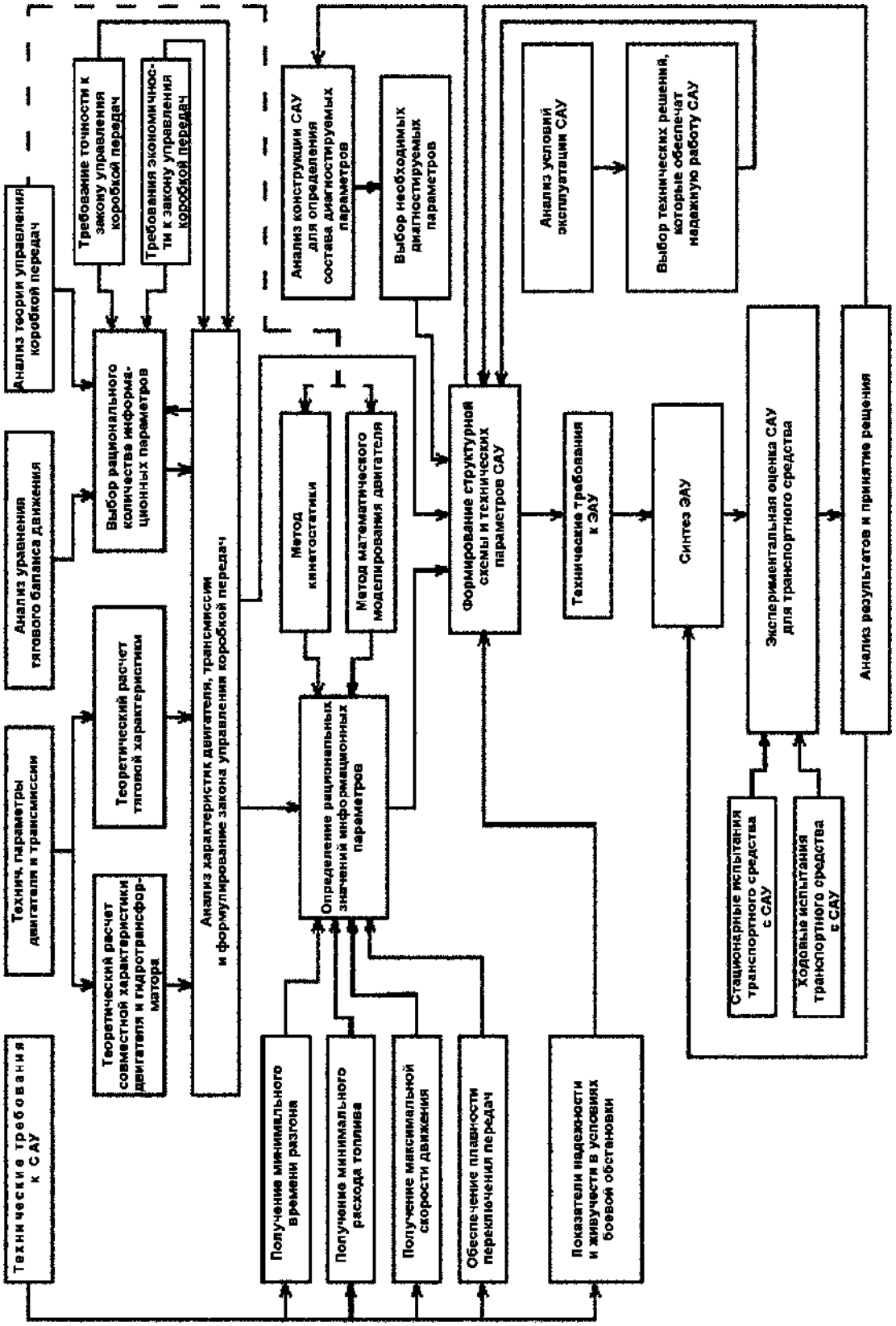


Рис.10. Структурная схема проектирования САУ

Перечисленные выше научно-технические наработки были успешно реализованы в изделии БТР-4 производства Харьковского

конструкторского бюро по машиностроению им. А.А. Морозова, прошли стендовые [25], стационарные и ходовые испытания [26].

Выводы.

1. На основе проведенного анализа отечественной и зарубежной научно-технической литературы была предложена унифицированная классификация наземной военной техники по назначению. Также были определены современные модели подвижности военных транспортных средств, рассмотрены их назначение, структура и алгоритмы проведения расчета, определены направления развития моделей подвижности;

2. На основе усовершенствованного уравнения баланса гидравлической энергии с дополненной возможностью дифференцированного задания коэффициентов ударных потерь для каждого из рабочих колес предложена математическая модель расчета внешних и внутренних параметров гидротрансформатора;

3. Предложен метод, позволяющий проводить целенаправленное изменение основных параметров внешней характеристики гидротрансформатора путем оптимизации углов лопатки колеса реактора;

4. На основе параметрического синтеза предложен метод по разработке системы автоматического управления трансмиссией;

5. Результаты расчетов с использованием предложенных методов повышения подвижности на основе математической модели гидротрансформатора и внедрения системы автоматического управления коробкой передач подтверждены результатами экспериментальных исследований.

Литература:

1. *Jurkat M.P.* NATO reference mobility model. Edition I users guide. Vol. I /*M.P. Jurkat, P.M. Brady Jr., P.W. Haley* ; Stevens Institute of Technology, Davidson Lab, Castle Point Station, Army tank-automotive research and development command. – Report № 12503. – 1979. – 390 p. – (www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/b047979.pdf.)

2. *Чобиток В.А.*Теория движения танков и БМП / *В.А.Чобиток*. – М.: Воениздат, 1984. – 264 с.

3. *Беляков В.В.* Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин [Текст] / *В.В. Беляков* [и др.] // Труды Нижегородского государственного технического университета. – 2013. – № 3(100).– С.145-174.– (http://www.nntu.ru/trudy/2013/03/145-174.pdf.)

4. *Rula A.A.* An analysis of ground mobility models / *A.A.Rula, C.J. Nuttall Jr.*; U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station. – Report M-71-4. – 1971. – 200 p. – (http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a023609.pdf.)

5. *Schreiner B.G.* Validation of the AMC-71 Mobility / *B.G. Schreiner, W.E. Willoughby* ; U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station, Mobility and Environmental Systems Laboratory Model. – Technical Report M-76-5. – 1976. – 200 p. – (http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a023609.pdf.)

6. *Jurkat M.P.* The AMC-74 mobility model / *M.P. Jurkat, C.J. Nuttall, P.W.Haley* ; U.S. Army Tank-Automotive Command. – 1975. – Report № 11921 (LL-149).

7. *Murphy Jr. N.R.* A limited NRMM validation study for ISTVS / *N.R. Murphy Jr., D.D. Randolph* ; U.S. Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station. – Miscellaneous Paper GL-94-20. – 1994. – 59 p. – (http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a282588.pdf.)

8. *Vong T.T.*NATO Reference Mobility Model (NRMM) Modeling of the DEMO III Experimental Unmanned Ground Vehicle / *T.T. Vong, G.A. Haas, C.I. Henry* ; Army Research Laboratory Aberdeen Proving Ground. – Report ARL-MR-435. – 1999. – 69 p. – (http://www.arl.army.mil/arlreports/1999/ARL-MR-435.pdf.)

9. *Lessem A.* Stochastic Vehicle Mobility Forecasts Using the NATO Reference Mobility Model / *A. Lessem* [et al.] ; US Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station. – Report GL-93-15. – 1993. – 155 p. – (www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a268797.pdf.)

10. *Lashlee D.*Tactical mobility modeling for REFORGER 87 / *D. Lashlee, J.H. Robinson*; U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station. – 1987. – 8 p. – (http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a500794.pdf.)

11. *Hönlinger M.* Mobility analysis of a heavy off-road vehicle using a controlled suspension / *M. Hönlinger, U. Glauch*; Krauss-Maffei Wegmann GmbH. - RTO AVT Specialists Meeting on Structural Aspects of Flexible Aircraft Control, Ottawa, Canada, 18-20 October, 1999. – 13 p. – (http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/p010497.pdf.)

12. *Patrick N.* A virtual evaluation suite for military ground vehicle dynamic performance and mobility/ *N. Patrick* [et al.] //SAE Technical Paper. – No. 2002-01-3049.

13. *Dattathreyal M.S.*A Novel Approach for Combat Vehicle Mobility Definition and Assessment / *M.S. Dattathreyal, H.Singh*; U.S. Army TARDEC. – Report №22314. – 2011. – 12 p. – (.http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a577081.pdf.)

14. *Bozdech G.W.* A GPS-based mobility power model for military vehicle applications : Master of Science Degree Thesis / *G.W. Bozdech*. – Knoxville : The University of Tennessee, 2012. – 202 p. – (http://trace.tennessee.edu/utk_gradthes/1135.)

15. *Richmond P.W.* Cold Regions Mobility Models / *P.W. Richmond, S.A. Shoop, G.L. Blaisdell* ; U.S. Army Corps of Engineers Cold Regions

Research&Engineering Laboratory. – Report 95-1.– 1995. – 78 p.– (http://ntl.bts.gov/lib/8000/8800/8856/CR95_01.pdf.)

16. *Вахидов У.Ш.* Подвижность колесных машин на заснеженном склоне / *У.Ш. Вахидов*; Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева. – 8 с. – (http://www.science-education.ru/pdf/2012/4/141.pdf.)

17. *Кудров В.М.* Исследование параметров моторно-трансмиссионных установок бронетранспортеров / *В.М. Кудров* [и др.] // Механіка та машинобудування. - 2005. - №1. - С. 145-149.

18. *Вакуленко В.В.* Методы повышения характеристик подвижности танка Т-72 при его модернизации / В.В. Вакуленко [и др.] // Механіка та машинобудування, – 2009. – №2. – С. 168-173.

19. *Рассказов И.И.* Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова / *И.И. Рассказов, К.В. Сидоров, Е.И. Решетило*; Под ред. М.Д. Борисюка. – Харьков, 2007. – 188 с.

20. *Бусяк Ю.М.* Перспективы развития трансмиссий военных бронированных машин / *Ю.М. Бусяк* [и др.] // Механіка та машинобудування. - 2004. - №1. - С. 102-106.

21. *Толстолуцький В.О.*Розробка та впровадження автоматичної трансмісії легкоброньованих колісних військових машин для підвищення параметрів рухливості : Робота на здобуття премії Президента України для молодих вчених від Харківського конструкторського бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова / *В.О. Толстолуцький, С.В. Стрімовський, В.М. Соловйов*. – Харків, 2010. – 185 с.

22. *Соловьев В.М.* Влияние коэффициента трансформации гидротрансформатора на динамику разгона транспортной машины с автоматической коробкой передач / *В.М. Соловьев* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2005. – № 43.– С. 29–33.

23. *Соловьев В.М.* Адаптация внешних характеристик гидротрансформатора с центростремительной турбиной к требованиям транспортного средства путем изменения лопатки колеса реактора: Дис… канд. техн. наук : 05.05.17 / *В.М. Соловьев*. – Харків, 2010. – 180 с.

24. *Лаптев Ю.Н.* Автотракторные гидротрансформаторы / *Ю. Н. Лаптев*. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

25. О результатах стендовых испытаний комплексной гидропередачи : Акт № 83 от 19.05.2005/ Харьковское конструкторское бюро по машиностроению. – 6 с.

26. Об испытаниях изделия БТР-4 пробегом Харьков – Ровно – Харьков : Акт № 161 от 21.09.2007 / Харьковское конструкторское бюро по машиностроению. – 2007.– 6 с.

ПІДВИЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХЛИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Соловйов В.М., Початовський С.В., Стрімовський С.В.

***Анотація* – на основі огляду вітчизняних і зарубіжних наукових джерел, у статтіскладена уніфікована класифікація наземної військової техніки за призначенням, визначені сучасні моделі рухливості, розглянуті їх призначення, структура і алгоритми проведення розрахунку, визначені напрями подальшого їх розвитку. Запропоновано методи підвищення рухливості на основі використання математичної моделі гідротрансформатора і методів цілеспрямованої зміни параметрів гідротрансформатора та розробки системи автоматичного управління трансмісією.**

INCREASING OF MOBILITY PARAMETERS FOR MILITARY VEHICLES

V. Solovyov, S. Pochartovsky, S. Streamovsky

Summary

On basis of a review of domestic and foreign scientific references, the unified classification of land military vehicles by their purpose is made in this paper. Also modern mobility models are analyzed, their purpose, structure and calculation algorithms are considered, and further development direction of these models are determined. Methods for increasing mobility parameters are proposed on basis of using the torque converter mathematical model and methods of the aimed change of torque converter parameters and the development of the automatic transmission control system.

УДК 631.362

МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС БЕЗВІДРИВНОГО РУХУ ІЗОЛЬОВАНОГО НАСІННЯ ПО ПОХИЛІЙ ВІБРУЮЧІЙ НЕПЕРФОРОВАНІЙ ПОВЕРХНІ

Лук'яненко В.М., к.т.н.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка
Тел. (057) 732-54-33

Анотація **– роботу присвячено математичному моделюванню руху ізольованого насіння у безвідривному режимі по похилим фрикційним неперфорованим пластинам вібраційних насіннєочисних машин.**

Ключові слова **– сепарація насіння, вібраційні машини, фрикційні неперфоровані пластини, математичне моделювання, безвідривний режим.**

Постановка проблеми. Сепарація насіннєвих сумішей на фрикційних неперфорованих пластинах вібраційних насіннєочисних машин має велике народногосподарське значення при вирішенні проблеми підвищення врожайності багатьох сільськогосподарських культур. При проектуванні робочих органів таких машин і визначення їх раціональних параметрів визначальне значення має розробка точних математичних моделей їх технологічного процесу.

Аналіз останніх досліджень. Математичним моделюванням процесу переміщення насіннєвих сумішей по похилим неперфорованим поверхням, що здійснюють вібраційний направлений рух, займалось багато дослідників [1]. Незважаючи на значні досягнення при моделюванні цього процесу, багато факторів, що мають значний вплив на процес сепарації, внаслідок різних причин залишилися поза їх увагою.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробка математичної моделі руху ізольованого насіння у безвідривному режимі, як складової загальної теорії сепарації насіннєвих сумішей на вібраційних машинах з неперфорованими похилими пластинами, є метою даної статті.

Основна частина. В якості математичної моделі, що описує безвідривний рух ізольованого насіння по похилій вібруючій поверхні,

© Лук'яненко В.М.

використовуємо кінематичну модель руху твердого тіла по шорсткій поверхні під дією сил гравітації і реакції опори [2]. Опора (робоча поверхня) здійснює періодичні коливання, придаючи насінню необхідну кількість руху.

Форму насіння розглядаємо у вигляді еліпсоїда з півосями a, b і c. При цьому його поверхню розбиваємо на дискретні ділянки контакту. Кожну дискретну ділянку контакту на поверхні еліпсоїда приводимо до єдиної контактної точки.

Кожну встановлену контактну точку, що належить поверхні насіння, нумеруємо з допомогою індексів l і m, де індекс l визначає номер меридіана і значення кута довготи ξ, що дискретно змінюється, а індекс m - номер паралелі і значення кута широти ς. Між індексами l, m і значеннями кутів ς, ξ існують співвідношення:

$$l = 1 + \frac{\xi}{\Delta\xi}, \ \xi \in [-90°; 90°], \tag{1}$$

$$m = 1 + \frac{\varsigma}{\Delta\varsigma}, \ \varsigma \in [0°; 360°[, \tag{2}$$

де $\Delta\xi, \Delta\varsigma$ - величини зміни кутів широти і довготи, відповідно.

Для обчислення кінематичних параметрів руху насіння розглядаємо три системи координат (рис. 1).

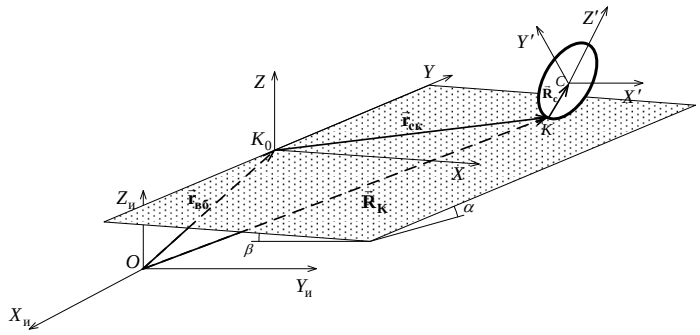


Рис. 1. Прийняті системи координат для розрахунку кінематичних параметрів руху ізольованого насіння

Кількість руху ізольованого насіння в інерціальній (нерухомій) системі координат обчислюємо за допомогою виразу

$$\vec{L}_и = m\left(\dot{\vec{r}}_{вб} + \dot{\vec{r}}_{ск} + \vec{\omega} \times \vec{R}_C\right), \tag{3}$$

де m - маса насіння.

Кінетичний момент насіння відносно інерціальної системи координат має вигляд

$$\vec{H}_и = \left(\vec{R}_K + \vec{R}_C\right) \times m\left(\dot{\vec{R}}_K + \vec{\omega} \times \vec{R}_C\right) + \vec{H}_C, \tag{4}$$

де $\vec{H}_C$ - кінетичний момент насіння відносно його центра мас.

Кінематичні параметри руху насіння визначаються шляхом розв'язання системи рівнянь:

$$m\frac{d\omega_y}{dt}R_{Cz} - m\frac{d\omega_z}{dt}R_{Cy} + m\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right)\omega_x - m\omega^2 R_{Cx} + m\ddot{x}_{ск} + \\ + m\ddot{r}_{вб.x} = G_x - N\cdot f\frac{\dot{x}_{ск}}{\sqrt{\dot{x}_{ск}^2 + \dot{y}_{ск}^2}}, \quad (5)$$

$$m\frac{d\omega_z}{dt}R_{Cx} - m\frac{d\omega_x}{dt}R_{Cz} + m\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right)\omega_y - m\omega^2 R_{Cy} + \\ + m\ddot{y}_{ск} + m\ddot{r}_{вб.y} = G_y - N\cdot f\frac{\dot{y}_{ск}}{\sqrt{\dot{x}_{ск}^2 + \dot{y}_{ск}^2}}, \quad (6)$$

$$mR_C^2\frac{d\omega_x}{dt} - mR_{Cx}\left(\vec{R}_C\cdot\frac{d\vec{\omega}}{dt}\right) + m\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right)\left(R_{Cy}\omega_z - R_{Cz}\omega_y\right) + H_x - \\ - mR_{Cz}\ddot{y}_{ск} + mR_{Cy}\ddot{r}_{вб.z} - mR_{Cz}\ddot{r}_{вб.y} = R_{Cy}G_z - R_{Cz}G_y + M_{кч.x}, \quad (7)$$

$$mR_C^2\frac{d\omega_y}{dt} - mR_{Cy}\left(\vec{R}_C\cdot\frac{d\vec{\omega}}{dt}\right) + m\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right)\left(R_{Cz}\omega_x - R_{Cx}\omega_z\right) + H_y + \\ + mR_{Cz}\ddot{x}_{ск} + mR_{Cz}\ddot{r}_{вб.x} - mR_{Cx}\ddot{r}_{вб.z} = R_{Cz}G_x - R_{Cx}G_z + M_{кч.y}, \quad (8)$$

$$mR_C^2\frac{d\omega_z}{dt} - mR_{Cz}\left(\vec{R}_C\cdot\frac{d\vec{\omega}}{dt}\right) + m\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right)\left(R_{Cx}\omega_y - R_{Cy}\omega_x\right) + H_z + \\ + mR_{Cx}\ddot{y}_{ск} - mR_{Cy}\ddot{x}_{ск} + mR_{Cx}\ddot{r}_{вб.y} - mR_{Cy}\ddot{r}_{вб.x} = R_{Cx}G_y - R_{Cy}G_x, \quad (9)$$

$$N = m\frac{d\omega_x}{dt}R_{Cy} - m\frac{d\omega_y}{dt}R_{Cx} + m\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right)\omega_z - m\omega^2 R_{Cz} + m\ddot{r}_{вб.z} - G_z, \quad (10)$$

де $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ - проекції вектора кутової швидкості обертання тіла;

R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Cz} - проекції радіус-вектора $\vec{R}_C$;

$\dot{x}_{ск}, \dot{y}_{ск}$ - проекції швидкості проковзування насіння;

$\ddot{x}_{ск}, \ddot{y}_{ск}$ - проекції прискорення проковзування насіння;

$\ddot{r}_{вб.x}, \ddot{r}_{вб.y}, \ddot{r}_{вб.z}$ - проекції прискорення робочої поверхні;

G_x, G_y, G_z - проекції сили ваги, що діє на насіння;

N - величина реакції опори, що діє на насіння;

f - коефіцієнт тертя ковзання;

$M_{кч.x}, M_{кч.y}$ - проекції вектора моменту опору кочення;

H_x, H_y, H_z - проекції кінематичного моменту насіння.

Величини проекцій вектора кутової швидкості розраховуємо за допомогою виразів:

$$\omega_x = \dot{\theta}\cos\psi + \dot{\varphi}\sin\theta\sin\psi\,, \tag{11}$$

$$\omega_y = \dot{\theta}\sin\psi - \dot{\varphi}\sin\theta\cos\psi, \tag{12}$$

$$\omega_z = \dot{\psi} + \dot{\varphi}\cos\theta, \tag{13}$$

де θ, ψ, φ - кути повороту осей системи координат.

Скалярну величину вектора кутової швидкості розраховуємо як

$$\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}\,. \tag{14}$$

З урахуванням (11) – (13) проекції похідної вектора кутової швидкості за часом приймуть вигляд:

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \ddot{\theta}cos\psi - \dot{\theta}\dot{\psi}sin\psi + \ddot{\varphi}sin\theta in\theta s + \dot{\varphi}\dot{\theta}cos\theta os\theta s + \dot{\varphi}\dot{\psi}sin\theta in\theta c\,, \tag{15}$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = \ddot{\theta}sin\psi + \dot{\theta}\dot{\psi}cos\psi - \ddot{\varphi}sin\theta in\theta c - \dot{\varphi}\dot{\theta}cos\theta os\theta c + \dot{\varphi}\dot{\psi}sin\theta in\theta s\,, \tag{16}$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \ddot{\psi} + \ddot{\varphi}cos\theta - \dot{\varphi}\dot{\theta}sin\theta\,. \tag{17}$$

Скалярний добуток вектора кутової швидкості $\vec{\omega}$ і радіус-вектора $\vec{R}_C$ має вид

$$\left(\vec{\omega}\cdot\vec{R}_C\right) = \omega_x R_{Cx} + \omega_y R_{Cy} + \omega_z R_{Cz}\,. \tag{18}$$

Скалярний добуток радіус-вектора $\vec{R}_C$ і вектора похідної кутової швидкості по часу $\frac{d\vec{\omega}}{dt}$ має вид

$$\vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} = R_{Cx}\frac{d\omega_x}{dt} + R_{Cy}\frac{d\omega_y}{dt} + R_{Cz}\frac{d\omega_z}{dt}\,. \tag{19}$$

Проекції вектора сили ваги $\vec{G}$ на осі системи координат, пов'язаної з робочою поверхнею, обчислюємо за допомогою виразів:

$$G_x = mg\cdot\sin\beta\,, \tag{20}$$

$$G_y = mg\cdot tg\alpha\cdot\cos\beta\cdot\cos\delta\,, \tag{21}$$

$$G_z = -mg\cdot\cos\delta\,, \tag{22}$$

$$\cos\delta = \frac{\cos\alpha\cos\beta}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha\cos^2\beta}}\,, \tag{23}$$

де δ - кут найбільшого нахилу робочої поверхні.

Величини проекцій кінетичного моменту насіння $\vec{H}_C$ на осі системи координат робочої поверхні розраховуємо за виразами:

$$H_x = H'_x l_1 + H'_y l_2 + H'_z l_3, \quad (24)$$

$$H_y = H'_x m_1 + H'_y m_2 + H'_z m_3, \quad (25)$$

$$H_z = H'_x n_1 + H'_y n_2 + H'_z n_3, \quad (26)$$

$$H'_x = J'_x \cdot \frac{d\omega'_x}{dt} + \left(J'_z - J'_y\right)\omega'_y \cdot \omega'_z, \quad (27)$$

$$H'_y = J'_y \cdot \frac{d\omega'_y}{dt} + \left(J'_x - J'_z\right)\omega'_x \cdot \omega'_z, \quad (28)$$

$$H'_z = J'_z \cdot \frac{d\omega'_z}{dt} + \left(J'_y - J'_x\right)\omega'_x \omega'_y, \quad (29)$$

$$l_1 = \cos\psi \cos\varphi - \cos\theta \sin\psi \sin\varphi, \quad (30)$$

$$l_2 = -\cos\psi \sin\varphi - \cos\theta \sin\psi \cos\varphi, \quad (31)$$

$$l_3 = \sin\theta \sin\psi, \quad (32)$$

$$m_1 = \sin\psi \cos\varphi + \cos\theta \cos\psi \sin\varphi, \quad (33)$$

$$m_2 = \cos\theta \cos\psi \cos\varphi - \sin\psi \sin\varphi, \quad (34)$$

$$m_3 = -\sin\theta \cos\psi, \quad (35)$$

$$n_1 = \sin\theta \sin\varphi, \quad (36)$$

$$n_2 = \sin\theta \cos\varphi, \quad (37)$$

$$n_3 = \cos\theta, \quad (38)$$

$$\omega'_x = \dot{\psi} \sin\theta \sin\varphi + \dot{\theta} \cos\varphi, \quad (39)$$

$$\omega'_y = \dot{\psi} \sin\theta \cos\varphi - \dot{\theta} \sin\varphi, \quad (40)$$

$$\omega'_z = \dot{\varphi} + \dot{\psi} \cos\theta, \quad (41)$$

$$\frac{d\omega'_x}{dt} = \ddot{\psi}\, sin\theta\, sin\varphi + \dot{\psi}\dot{\theta}\, cos\theta\, sin\varphi + \dot{\psi}\dot{\varphi}\, sin\theta\, cos\varphi + \ddot{\theta}\, cos\varphi - \dot{\theta}\dot{\varphi}\, sin\varphi, \quad (42)$$

$$\frac{d\omega'_y}{dt} = \ddot{\psi}\, sin\theta\, cos\varphi + \dot{\psi}\dot{\theta}\, cos\theta\, cos\varphi - \dot{\psi}\dot{\varphi}\, sin\theta\, sin\varphi - \ddot{\theta}\, sin\varphi - \dot{\theta}\dot{\varphi}\, cos\varphi, \quad (43)$$

$$\frac{d\omega'_z}{dt} = \ddot{\varphi} + \ddot{\psi}\, cos\theta - \dot{\psi}\dot{\theta}\, sin\theta, \quad (44)$$

де H'_x, H'_y, H'_z - проекції кінетичного моменту насіння;

J'_x, J'_y, J'_z - моменти інерції насіння щодо його головних осей;

ω'_x, ω'_y, ω'_z - проекції кутової швидкості обертання насіння;

l_1, l_2, l_3 - напрямні косинуси осі CX';

m_1, m_2, m_3 - напрямні косинуси осі CY';

n_1, n_2, n_3 - напрямні косинуси осі CZ'.

Проекції прискорення робочої поверхні при здійсненні гармонійних коливань обчислюємо за допомогою виразів:

$$\ddot{r}_{вб.x} = r_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \sin\beta \cdot \sin(\varepsilon - \alpha), \tag{45}$$

$$\ddot{r}_{вб.y} = r_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \left[tg\alpha \cos\beta \cos\delta \sin(\varepsilon - \alpha) - \frac{\cos\delta}{\cos\beta} \cos(\varepsilon - \alpha) \right], \tag{46}$$

$$\ddot{r}_{вб.z} = -r_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \cos\delta \cdot \frac{\sin\varepsilon}{\cos\alpha}, \tag{47}$$

де r_0 - амплітуда коливань;

Ω - кутова швидкість обертання валу віброзбуджувача;

ε - кут між напрямком вібрації і робочою поверхнею.

Вид співвідношень, за допомогою яких розраховуємо величину моменту опору коченню, залежить від прийнятої моделі взаємодії насіння з поверхнею. Якщо у якості моделі взаємодії приймаємо модель вдавлювання твердого тіла в м'яку поверхню, то вирази, за допомогою яких розраховуємо проекції моменту опору, мають вигляд:

$$M_{кx} = -f_к N \cos\mu_{\omega к}, \tag{48}$$

$$M_{кy} = -f_к N \sin\mu_{\omega к}, \tag{49}$$

$$\mu_{\omega к} = arctg\left(\frac{\omega_y}{\omega_x}\right), \tag{49а}$$

де $f_к$ - відстань від границі заглиблення насіння до його миттєвого центру обертання (точки контакту K) (рис. 2);

$\mu_{\omega к}$ - кут між напрямком перекочування насіння і віссю K_0X;

N - реакція опори, що обчислюється з допомогою (10).

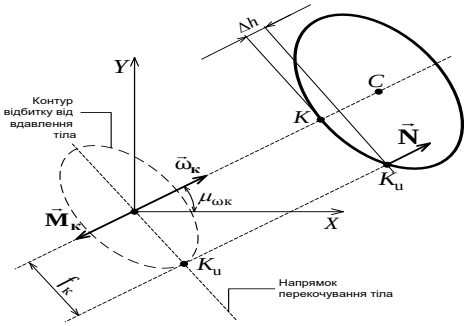


Рис. 2. Розрахункова схема для оцінки моменту опору кочення

Плече $f_к$, яке використовується у виразах (48), (49) при оцінці величини моменту опору коченню, обчислюємо на підставі тригонометричних співвідношень між характеристиками перерізу еліпсоїда насіння при його вдавлюванні в м'яку робочу поверхню і коченні (рис. 3).

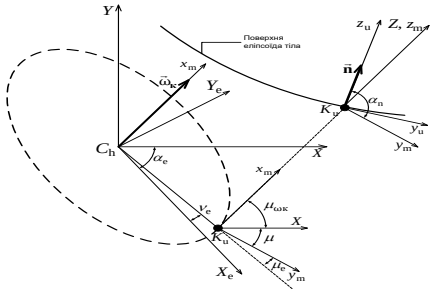


Рис. 3. Характеристики перерізу еліпсоїда насіння

При розгляді кочення і вдавлення насіння еліпсоїдної форми в робочу поверхню враховуємо наступні характеристики. Розглядаємо системи координат: XYZ, яка пов'язана з робочу поверхнею; $X_eY_eZ_e$, яка пов'язана з еліпсом перерізу насіння і осі якої збігаються з півосями еліпса; $x_my_mz_m$, вісь x_m якої паралельна вектору дотичній складової кутової швидкості $\vec{\omega}_к$, а вісь y_m задає напрямок тиску насіння на крайку сліду його вдавлення; $x_uy_uz_u$, вісь z_u якої збігається з нормаллю до поверхні еліпсоїда розглянутого насіння в т. K_u. Т. C_h є центром еліпса, який утворений шляхом перерізу еліпсоїда насіння площиною, паралельною площині робочої поверхні і проходить вище т. K на величину Δh. Система координат $X_eY_eZ_e$, пов'язана з перетином насіння, повернена щодо системи координат робочої поверхні на кут α_e шляхом її повороту навколо осі Z. Систему координат $x_my_mz_m$ отримуємо шляхом повороту системи координат робочої поверхні на кут $\mu_{ωк}$ відносно осі Z.

З урахуванням введених характеристик $f_к$ розраховуємо як:

$$f_к = |C_hK_u| \cdot cos(\mu_e - \nu_e), \tag{50}$$

$$|C_hK_u| = \sqrt{a_e^2\, cos^2\, \nu_e + b_e^2\, sin^2\, \nu_e}\,, \tag{51}$$

де $|C_hK_u|$ - відстань між центром насіння і точкою реакції опори;

a_e, b_e - півосі еліпса перерізу насіння;

ν_e - кут між напрямком більшої півосі еліпса і відрізком $|C_hK_u|$;

μ_e - кут між напрямком тиску насіння і відрізком $|C_hK_u|$. Напрямок тиску насіння на крайку його сліду визначаємо як перпендикуляр до дотичної складової вектора обертання $\vec{\omega}_к$.

Величини кутів ν_e і μ_e розраховуємо за допомогою виразів:

$$\mu_e = \mu - \alpha_e, \tag{52}$$

$$\mu = \frac{\pi}{2} - \mu_{\omega к}, \tag{53}$$

$$\nu_e = arctg\left(\frac{b_e}{a_e} tg\, \mu_e\right), \tag{54}$$

де μ - кут між віссю y_m і віссю X системи координат поверхні;

α_e - кут повороту навколо осі Z осей системи координат робочої поверхні до їх суміщення з осями системи координат $X_e Y_e Z_e$.

Величини α_e, a_e і b_e розраховуємо за допомогою виразів:

$$\alpha_e = arctg\left(\frac{c_{кп} - a_{кп} + \sqrt{(c_{кп} - a_{кп})^2 - 4b_{кп}^2}}{2b_{кп}}\right), \tag{55}$$

$$a_e = \sqrt{\frac{\Delta_{кп}}{a_1 \delta_{кп}}}, \tag{56}$$

$$b_e = \sqrt{\frac{\Delta_{кп}}{a_2 \delta_{кп}}}, \tag{57}$$

$$a_1 = \frac{a_{кп} + c_{кп} + \sqrt{(a_{кп} - c_{кп})^2 + 4b_{кп}^2}}{2}, \tag{58}$$

$$a_2 = \frac{a_{кп} + c_{кп} - \sqrt{(a_{кп} - c_{кп})^2 + 4b_{кп}^2}}{2}, \tag{59}$$

$$\Delta_{кп} = a_{кп} c_{кп} f_{кп} + b_{кп} e_{кп} d_{кп} + d_{кп} b_{кп} e_{кп} - d_{кп}^2 c_{кп} - e_{кп}^2 a_{кп} - b_{кп}^2 f_{кп}, \tag{60}$$

$$\delta_{кп} = a_{кп} c_{кп} - b_{кп}^2, \tag{61}$$

$$a_{кп} = \frac{l_1^2}{b^2} + \frac{l_2^2}{a^2} + \frac{l_3^2}{c^2}, \tag{62}$$

$$b_{кп} = \frac{l_1 m_1}{b^2} + \frac{l_2 m_2}{a^2} + \frac{l_3 m_3}{c^2}, \tag{63}$$

$$c_{кп} = \frac{m_1^2}{b^2} + \frac{m_2^2}{a^2} + \frac{m_3^2}{c^2}, \tag{64}$$

$$d_{кп} = (\Delta h - z_к) \cdot \left(\frac{l_1 n_1}{b^2} + \frac{l_2 n_2}{a^2} + \frac{l_3 n_3}{c^2}\right), \tag{65}$$

$$e_{кп} = (\Delta h - z_к) \cdot \left(\frac{m_1 n_1}{b^2} + \frac{m_2 n_2}{a^2} + \frac{m_3 n_3}{c^2}\right), \tag{66}$$

$$f_{кп} = \left(\Delta h - z_к\right) \cdot \left(\frac{n_1^2}{b^2} + \frac{n_2^2}{a^2} + \frac{n_3^2}{c^2}\right) - 1, \qquad (67)$$

де $l_1, l_2, ..., n_3$ - напрямні косинуси осей власної системи координат насіння (еліпсоїда) щодо осей системи координат робочої поверхні;

Δh - задана величина заглиблення насіння в робочу поверхню;

$z_к$ - апліката точки K – миттєвого центру обертання насіння в розглянутий момент часу t в системі координат робочої поверхні;

a, b, c - півосі еліпсоїда, який є моделлю форми насіння. Півосі відкладаються уздовж головних осей інерції насіння.

Проекції радіус-вектора $\vec{R}_C$ в системі координат робочої поверхні розраховуємо за допомогою наступних виразів:

$$R_{C\,x} = -x'_K l_1 - y'_K l_2 - z'_K l_3, \qquad (68)$$

$$R_{C\,y} = -x'_K m_1 - y'_K m_2 - z'_K m_3, \qquad (69)$$

$$R_{C\,z} = -x'_K n_1 - y'_K n_2 - z'_K n_3, \qquad (70)$$

де x'_K, y'_K, z'_K - координати точки контакту насіння з робочою поверхнею. Точка контакту K визначається як та дискретна точка тіла, при заданому кроці розбивки еліпсоїда на дискретні ділянки, яка на поточний момент часу t має найменше значення координати по осі Z у системі координат робочої поверхні. Перерахунок координат встановлених дискретних точок розбиття поверхні еліпсоїда з системи координат $X'Y'Z'$ до системи координат робочої поверхні XYZ здійснюється аналогічно перерахунку координат радіус-вектора $\vec{R}_C$:

$$x_{l\,m} = x'_{l\,m} l_1 + y'_{l\,m} l_2 + z'_{l\,m} l_3, \qquad (71)$$

$$y_{l\,m} = x'_{l\,m} m_1 + y'_{l\,m} m_2 + z'_{l\,m} m_3, \qquad (72)$$

$$z_{l\,m} = x'_{l\,m} n_1 + y'_{l\,m} n_2 + z'_{l\,m} n_3, \qquad (73)$$

де $x_{l\,m}, y_{l\,m}, z_{l\,m}$ - координати точки поверхні насіння;

$x'_{l\,m}, y'_{l\,m}, z'_{l\,m}$ - координати відповідної точки поверхні насіння у його власній системі координат $X'Y'Z'$.

Значення координат точок розбиття поверхні насіння у його власній системі координат розраховуємо за наступними виразами:

$$x'_{\mathrm{lm}} = l_{\mathrm{lm}} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot A_1, \qquad (74)$$

$$y'_{l\,m} = m_{l\,m} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot A_1, \qquad (75)$$

$$z'_{l\,m} = n_{l\,m} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot A_1, \qquad (76)$$

$$A_1 = \sqrt{\frac{1}{a^2c^2l_{lm}^2 + b^2c^2m_{lm}^2 + a^2b^2n_{lm}^2}}, \quad (77)$$

$$l_{lm} = cos[(l-1)\Delta\xi]\cdot sin[(m-1)\Delta\varsigma], \quad (78)$$

$$m_{lm} = sin[(l-1)\Delta\xi]\cdot sin[(m-1)\Delta\varsigma], \quad (79)$$

$$n_{lm} = -cos[(m-1)\Delta\varsigma]. \quad (79)$$

Висновки. Вирази (5) – (79), наведені вище, є у своїй сукупності математичною моделлю безвідривного руху насіння по похилій вібруючій поверхні.

Література:

1. *Лукьяненко В.М.* Математическое моделирование вибросепарирования семенных смесей на неперфорированных поверхностях [Текст] / *В.М. Лукьяненко* // Вісник ХНТУСГ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харьков, 2014. – Вип. 148. – С. 342–349.

2. *Манчинський Ю.О.* Обгрунтування параметрів розділення насіннєвих сумішей на вібруючій поверхні : Автореф. дис… докт. техн. наук / *Ю.О. Манчинський*.– К., 2000. – 35 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ БЕЗОТРЫВНОГО ДВИЖЕНИЯ ИЗОЛИРОВАННОГО СЕМЕНИ ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ НЕПЕРФОРИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Лук'яненко В.М.

Аннотация **– данная работа посвящена математическому моделированию движения изолированного семени в безотрывном режиме по наклонным фрикционным неперфорированным пластинам вибрационных семяочистительных машин.**

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF THE CONTINUOUS MOVEMENT OF AN ISOLATED SEED ON THE INCLINED VIBRATING NON-PERFORATED SURFACE

V. Lukyanenko

Summary

This work is devoted to the mathematical modeling of the continuous motion of an isolated seed on inclined friction non-perforated plates of vibrating seed cleaning machines.

УДК 636.5/6

МЕХАНІЗОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТРИМАННЯ ПЕРЕПЕЛІВ

Скляр О.Г., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел.: (0619) 42-05-70

***Анотація* – в роботі представлені результати досліджень з механізованих технологій утримання і годівлі перепелів різних статевовікових груп.**

***Ключові слова* – технологія, перепільництво, продуктивність, мікроклімат, обладнання, комбікорм.**

Постановка проблеми. З кожним роком в Україні збільшується виробництво продуктів птахівництва. Нова галузь – перепільництво – є одною із джерел задоволення потреби людей в такій птахівничій продукції, як яйця і м'ясо. Перепелів розводять як у нашій країні, так і в багатьох країнах світу. Інтерес до перепелів обумовлений високими смаковими та поживними якостями яєць і м'яса. Але для отримання високої продуктивності цієї птиці необхідно дотримуватись обґрунтованих вимог до їх утримання та годівлі.

Аналіз останніх досліджень. В мережі Інтернет та літературних джерелах [1-5] можна знайти багато різноманітних порад з утримання і годівлі перепелів різних статевовікових груп. Але, на жаль, як показує практика, ці поради не завжди відповідають дійсності і початківці фермери методом проб і помилок виробляють власні підходи в цих питаннях. Продукція, що випускається підприємствами, а також відома з літературних джерел [1-5] суміш кормів призводить до підвищеного падежу пташенят, що не задовольняє сучасним вимогам раціонального і високорентабельного ведення перепелиного господарства, і диктує необхідність розробки нових, біологічно більш повноцінних і поживних, доступних кормових сумішей.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Обґрунтувати основні вимоги до вирощування та годівлі різних статево-вікових груп перепелів.

Основна частина.

Утримання молодняку. Перепелята, які вилупилися після інкубатора, дуже чутливі до зниження температури і найменше їх охоло-

© Скляр О.Г.

дження веде до підвищеного відходу. Тому при транспортуванні ящики з пташенятами слід утеплювати. На далекі ж відстані добових перепелів взагалі перевозити не рекомендується.

Приміщення та обладнання для молодняка ретельно миють і дезінфікують розчинами типу «Віросан», «Веркон». За 8...10 годин до надходження перепелят приміщення нагрівають і температуру в клітках доводять до необхідної величини (34...36^{0}С). Годівниці краще застосовувати бункерного типу на 3 л, поїлки вакуумні на 2 л, які ставлять всередині клітки. Насипають в годівниці корм і наливають в напувалки воду кімнатної температури з розведеним у ній етиловим спиртом в пропорції 1:500 (так споюють 10 днів). Розчин марганцевокислого калію краще не давати, тому що він негативно впливає на слабкі шлунки пташенят. Доступ до корму і води повинні мати всі перепелята. Вода в напувалках завжди повинна бути чистою і досхочу.

Перепелят вирощують в спеціальних клітках (брудерах) від 1 до 14-денного віку з нормою площі 50...60 см^2 на 1 голову. У двотижневому віці пташенят перегруповують в інші клітки з ніпельними напувалками і лотковими годівницями, але з більшою нормою площі на 1 пташеня 100-120 см^2. Рекомендований розмір клітки (мм): ширина 1000, глибина 600, висота від підлоги 260. Пол в клітках роблять з осередками 10х10 мм і діаметром прутка 1,4 мм з перхлорвінілового покриттям. У перші п'ять - сім днів вирощування ноги у перепелят провалюються в осередки сітки, тому підлогу в клітках покривають гофрованим папером або мішковиною. Забруднений папір щодня міняють.

Для освітлення й обігріву можна застосовувати лампи розжарювання. Але за проведеним дослідженням [1] кращі відтворювальні якості молодняку забезпечують інфрачервоні лампи, де одночасне регулювання тепла і світла здійснюється за допомогою димера (регулятора освітлення потужністю до 500 Вт). Це не тільки дозволяє домогтися більш ранньої статевої зрілості перепелів, а й забезпечує в майбутньому велику масу яєць і загальну несучість. Освітлення на рівні годівниці повинно бути на рівні 10...85 лк. У цей період встановлюють цілодобове освітлення. Надалі тривалість світлового дня поступово скорочують на 2 години на тиждень і доводять до 17 год.

Всі частини кліток і змінні підлоги повинні бути дуже добре підігнані, не мати щілин і зазорів, в іншому випадку буде великий відхід молодняка. Під сітчастою підлогою клітки розміщують металеві ємності для посліду. Число кліток в ярусі залежить від розмірів приміщення і обсягу виробництва.

При вирощуванні перепелів дуже важливо строго дотримуватися температурного режиму (таблиця 1) [1], бо вони дуже чутливі до коливань температури, протягів і вогкості.

Таблиця 1 – Рекомендований температурний режим

Дні вирощування	Температура в клітках, °С	Температура в приміщенні, °С
1 – 7	34 – 36	27 – 29
8 – 14	30 – 32	25 – 26
15 – 21	25 – 27	23 – 25
22 - 30	20 - 22	20 – 22

Утримання дорослих перепелів. Приміщення, в яких встановлюють клітки для перепелів, повинні бути теплими, сухими, з хорошою вентиляцією. Вона повинна забезпечувати надходження свіжого повітря в розрахунку на 1 кг живої маси птиці не менше 1,5 м^3/год в холодну пору року і не менше 5 м^3/год у теплий період [1]. Такий повітрообмін необхідний при швидкому зростанні перепелів і інтенсивному обміні речовин, яким володіють ці птахи. Для цього можна використовувати осьові або відцентрові вентилятори. Добре зарекомендували себе високопродуктивні та малоенерговитратні канальні вентилятори типу фірми VENTS ТТ ПРО (Україна). При бажанні для плавного регулювання обертів конструкцію можна доукомплектувати регулятором швидкості типу РС-1-300 і таймером з діапазоном затримки відключення вентилятора від 2 до 30 хвилин. Створення оптимального мікроклімату в перепелятнику можна зробити автоматизованим. Для цього робота припливних і витяжних вентиляторів узгоджується з встановленим терморегулятором (ТК-3). Для запобігання розвитку інфекційних захворювань встановлюється бактерицидна безозонова ультрафіолетова лампа і включається на 30 хвилин у день.

Надходження свіжого повітря в приміщення, де утримується птиця, не повинно супроводжуватися протягом, так як вони особливо схильні до дії холодного повітря. Одним з перших сигналів про наявність в приміщенні протягу є випадіння у птаха пір'я. Перепели стають майже голими, несучість їх знижується, збільшується падіж птиці.

Тривалість світлового дня є важливим фактором хорошої несучості, росту і розвитку перепелів. Для штучного освітлення кліток, в яких знаходиться птах, використовують лампи розжарювання (40...50 Вт) або люмінесцентні (ЛДЦ-40). Оптимальна тривалість світлового дня дорослих перепелів - 17...18 год на добу. Для регулювання світлового режиму застосовують механічні або електронні таймери, спеціальні автомати для включення електроосвітлення. Інтенсивність освітлення роблять помірною не більше 20 лк над рівнем годівниці або близько 4 Вт/м^2 [1].

Вологість у приміщеннях, де вирощують перепелів, не повинна бути нижче 50%. При більш низькій вологості перепела більше споживають води і менше з'їдають корму. Якщо така вологість утримується тривалий час, то у птахів знижується несучість, оперення стає ламким, жорстким, перепела набувають кострубатий вигляд. У таких випадках підлогу слід поливати водою або ставити на нього ємності з водою для випаровування. Найчастіше таке буває влітку в жарку пору року або при сильному опаленні приміщення. Небажано також підвищення вологості в приміщенні більше 70%. Оптимальна вологість при утриманні перепелів будь-якого віку повинна бути 60…65%. Температуру в приміщеннях підтримують на рівні 20…22°С. Допустимі коливання температури від 18 до 25°С.

Утримання дорослих перепелів залежить від мети їх призначення і здійснюється в групових чи індивідуальних клітках. Самок поміщають разом з самцями або окремо. В клітки для дорослих перепелів молодняк поміщають до початку яйцекладки в місячному віці. Групи птиці, призначеної для отримання інкубаційних яєць, в цьому ж віці комплектують кондиційними за живою масою самцями і самками при співвідношенні 1:3. Надалі часті перегрупування небажані.

У 5-6-місячному віці, коли знижується кількість запліднених яєць, самців замінюють більш молодими. Старих самців переводять у групу відгодівлі. Після заміни самців несучість самок дещо знижується, але вже через сім-десять днів повністю відновлюється. У цих умовах можна збирати яйця для інкубації до 8-9-місячного віку самок. При зниженні несучості до 50% всю партію перепелів переводять у групу відгодівлі.

Дорослих перепелів рекомендується утримувати в багатоярусних кліткових батареях промислового типу ОКП (рис. 1) або саморобних. Вони обладнані з передньої стінки зовнішніми жолобковими годівницями, а системою напування з ніпельними або мікрочашковими напувалками (другі не бажані через швидку забрудненість) - з задньої. Для утримання перепілок підлогу клітки зроблено похилою під кутом 6...9^0 і закінчується з передньої сторони яйцезбірником. Рекомендована площа на 1 голову при: виробництві харчових яєць 110...130 см^2, маточному поголів'ї перепелів 130...140 см^2.

Дорослі перепела мало сприйнятливі до різного роду захворювань. Основні причини падежу і низької несучості безпосередньо пов'язані з правильною організацією годування. Це може бути: різка зміна корму, незбалансованість його за поживністю, наявність насіння бур'янів, мікотоксинів, компоненти кормосуміші низької якості і т.д. Комбікорм в годівницях всіх статевовікових груп перепелів повинен бути постійно, а для дорослих - в окремих секціях ще товчена черепашка і дрібний гравій.

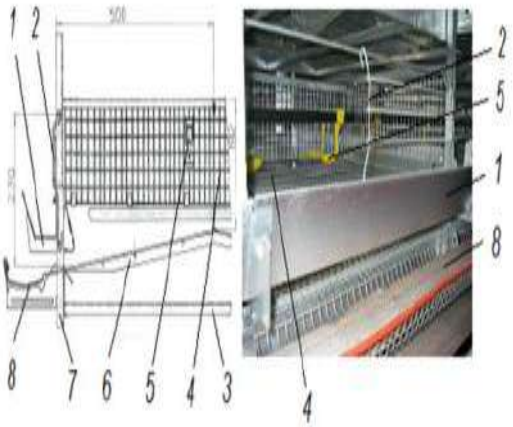


Рис. 1. Кліткове обладнання ОКП:
1 - годівниця, 2 - дверцята, 3 - стрічковий транспортер для посліду, 4 - клітка, 5 - ніпельна напувалка з краплевловлювачем, 6 - нахил для скочування яєць, 7 - рама, 8 - стрічковий транспортер для збору яєць

Відгодівля перепелів. У 30-денному віці перепелят поділяють за статевою належністю. Всіх зайвих самців і некондиційних самок передають на відгодівлю. Відгодівлю перепелів здійснюють в опалювальному приміщенні. Якщо приміщення має вікна, то їх слід затемнити або зафарбувати. Для освітлення використовують лампи розжарювання 40 Вт. Інтенсивність освітлення не повинна перевищувати 10…12 лк на рівні годівниці та напувалки, або близько 3 Вт на 1 м^2 підлоги [1]. У затемненому приміщенні перепела поводяться спокійно і краще відгодовуються. Більш яскраве освітлення робить птахів неспокійними, можливий розкльов й інші ознаки канібалізму. Тривалість відгодівлі становить два-чотири тижні. Температуру в приміщенні відгодівлі підтримують у межах 20… 24 °С. Тривалість світлового дня доводять до 10 годин на добу. Годують спеціалізованим відгодівельними кормом для перепелів, на який переходять поступово протягом тижня.

Комбікорм для перепелів повинен відповідати трьом основним вимогам: збалансованість, висококалорійність, необхідна ступінь подрібнення. Поживні речовини в раціоні перепелів повинні бути збалансовані по обмінній енергії, сирому протеїну, незамінним амінокислотам, вітамінам, основним мінеральним речовинам: кальцію, фосфору і натрію, по мікроелементам: марганцю, залізу, міді, цинку, йоду.

Ростуть і розвиваються перепелята особливо швидко в перші два тижні життя, тому вони погано переносять перерви в годуванні. Корм в годівницях повинен бути постійно. Це повинен бути якісно збалансований стартовий комбікорм для перепелів, який вже має у своєму складі необхідні для цього віку білково-мінерально-вітамінні добавки з вмістом сирого протеїну 24 ... 27% (в цей випадку додатково давати вітаміни не можна). Добові перепелята народжуються дуже

маленькими (до 6 г), але вони швидко ростуть, і за місяць їх маса збільшується більш ніж в 15 разів, а до 2-місячного віку вони досягають живої маси дорослих птахів.

Мета експерименту - підвищення виживання перепелиних пташенят, поліпшення поживності і біологічної повноцінності кормової суміші.

Склад розробленої суміші: кукурудза - 49%, пшениця - 9,8%, соєвий шрот - 29,4%, соняшникова олія 1,8%, рибне борошно 2,9% (до 2-х тижнів 3,4%), м'ясо-кісткове борошно 3,9%, сіль екстра 0,2%, премікс 1%, трикальцій (біокальцій) фосфат 2% (до 2-х тижнів 1,5%).

Роботу було проведено в експериментальній лабораторії кафедри «Технічні системи технологій тваринництва» Таврійського державного агротехнологічного університету. Пропонованою кормовою сумішшю нами були вигодувані більше 1000 перепелиних пташенят. За весь час смертність склала менше 3%.

Пропонований склад кормової суміші для вирощування перепелиних пташенят сприяє збереженню здоров'я, нормальному розвитку пташенят і відповідає їх фізіологічним потребам.

Висновки. Представлені практичні поради по утриманню всіх статевовікових груп перепелів підтвердили свою ефективність за високими показниками продуктивності: 0,8 яйця в день для породи Фараон, вага тушки самця у віці 2 місяців 200 г, виводимість інкубаційних яєць 85…90%. Високі результати у вирощуванні перепелиних пташенят, значне підвищення їх виживання, досягаються завдяки застосуванню зазначеного складу компонентів, поліпшенню поживності і біологічної повноцінності кормової суміші.

Література:

1. *Пигарева М.Д.* Разведение перепелов / *М.Д. Пигарева*. - М.: Россельхозиздат, 1978. – 62 с.

2. *Рахманов А.И.* Разведение домашних и экзотических перепелов / *А.И. Рахманов*.- М.: Аквариум, 2001. – 64 с.

3. *Бондаренко С.П.* Содержание перепелов (Серия приусадебное хозяйство) / *С.П. Бондаренко*. - М.: ООО «Издательство АСТ»; Донецк: «Сталкер», 2002. – 54 с.

4. *Харчук Ю.* Разведение и содержание перепелов / *Ю. Харчук*. — Ростов на Дону : Феникс, 2005. — 96 с.— (Подворье).

5. *Дмитриев Н.Г.* Приусадебное животноводство. Справочник / Сост. *Н.Г.Дмитриев*. - Л.: Агропромиздат, 1986. - 408 с.

МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СОДЕРЖАНИЯ ПЕРЕПЕЛОВ

Скляр А.Г.

***Аннотация* – в работе представлены результаты исследований по механизированным технологиям содержания и кормления перепелов разных половозрастных групп.**

MECHANIZED TECHNOLOGIES CONTENT OF QUAIL

A. Sklyarh

Summary

Results of studies on the mechanized technology of keeping and feeding quail of different age and gender groups are presented.

УДК 631.344:634.1-13

ОСОБЛИВОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ У ПЛОДОВИХ НАСАДЖЕННЯХ

Рудницька Г.В., к.т.н.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка
Тел. (067) 803-12-12

***Анотація* – роботу присвячено особливостям вимірювання температури повітря у плодових насадженнях.**

***Ключові слова* – плодові насадження, заморозки, захист, механізація, температура, вимірювання.**

Постановка проблеми. Найбільш істотної шкоди врожаю плодових наносять заморозки, які наступають навесні після початку сокоруху в деревах. Низькі температури призводять до загибелі генеративних органів, а іноді і до повної загибелі дерев.

При захисті плодових насаджень інтенсивного типу від весняних заморозків з одного боку виникає проблема моніторингу теплового режиму плодових насаджень та виявлення екстремальних по температурному режиму періодів, а з іншого – забезпечення виконання технологічного процесу по підтримці заданого температурного режиму.

Всі ці процеси вимагають наявності відповідного обладнання для досить точного вимірювання температури повітряного середовища. Дослідження в цьому напрямку представляють науковий і практичний інтерес.

Аналіз останніх досліджень. Більшість технологічних процесів йде зараз по шляху автоматизації. Крім того, управління численними механізмами і агрегатами, а часто і машинами, неможливо без точних вимірювань всіляких фізичних величин. Важливими є вимірювання тиску, вимірювання кутової швидкості, а також лінійної і багатобагато інших. Але найпоширенішими (близько 50%) є температурні вимірювання. Діапазон вимірювань та умови використання можуть сильно відрізняться один від одного. Тому існують розроблені різні по точності, стійкості та швидкодії типи датчиків (і первинних перетворювачів). Якого б типу не був температурний датчик, загальним для всіх є принцип перетворення. А саме: вимірювана температура перет-

© Рудницька Г.В.

ворюється в електричну величину. Це обумовлено тим, що електричний сигнал просто передавати на великі відстані (висока швидкість прийому-передачі), легко обробляти (висока точність вимірювань) і, нарешті, швидкодія.

Раніше для вивчення і вимірювання температури і відносної вологості у наземних умовах (основних параметрів в розрахункових формулах теплового балансу) переважно використовували аспіраційні психрометри Ассмана і спиртові термометри, похибка яких не перевищувала допустимої для значення температури [1, 2].

Порівняння показників психрометра Ассмана, спиртового термометра і даних мультиметра (даних температури і вологості), що проводилося в польових умовах, встановило, що різниця показань обох приладів незначна і не перевищує величини мікроколивань температури і вологості. При цьому для отримання даних з психрометра потрібний значно тривалий час, ніж для отримання даних з мультиметра.

Оскільки сучасні науково-дослідні роботи вимагають великої старанності і точності вимірювання температури та вологості (особливо їх градієнтів), у дослідженнях подібного плану дані прилади не можуть задовольняти всім вимогам, що виникають при вимірюванні даних в силу своєї крихкості, а також великою похибкою вимірювань – необхідності наближення спостерігача до приладу при знятті показань на різних висотах середовища, що досліджується, впливу самого спостерігача.

Оскільки точність вимірювань стандартними приладами подібного плану не завжди буває достатньою, особливо при градієнтних вимірах, використання таких приладів поступово скорочується. Цьому сприяло і впровадження автоматизованих систем випробувань, для яких поточна інформація від датчиків повинна передаватися на відстань. Недоліки, властиві термометрам, відсутні у датчиків-перетворювачів температури, які встановлюються безпосередньо в місцях її вимірювання.

Термопари є одними з найпопулярніших застосовуваних термоперетворювачів, оскільки їх легше встановлювати у важкодоступних місцях, вони менше пошкоджуються від впливу низьких температур і вібрацій. Головною перевагою термопар є швидкість, висока точність вимірювання значень температури, великий температурний діапазон виміру, простота, міцність конструкції, і відносно невисока ціна.

У відомих роботах [1, 2, 3] представлені різні варіанти засобів і способів отримання значень температури повітряно-крапельного середовища, але там не торкалися питання швидкості отримання температурних значень, що представляють науковий і практичний інтерес

при дослідженнях динамічних теплових потоків у відкритих просторах.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Пропонується розглянути особливості вимірювання температури повітря у плодових насадженнях та надати пропозиції по складу і послідовності розташування елементів, призначених для отримання числових характеристик теплового потоку в динаміці.

Основна частина. Захист плодових насаджень від радіаційного заморозку можливо здійснювати за допомогою засобу механізації [4], що встановлює тепловологоізоляційну завісу, яка складається з одночасно підігрітого і зволоженого повітря. Вона протистоїть виникненню заморозку і дає можливість захистити майбутній врожай плодових насаджень шляхом неприпустимості розвитку критичних температур для генеративних органів. Виходячи з даного положення, основними контрольованими параметрами насаджень є температура (градієнт температур) і вологість (градієнт вологості).

В ході дослідження засіб механізації працював в режимі подачі пароводяної суміші в статичному положенні. На відстані 10 м від вихідного отвору розтруба була встановлена температурна сітка, що складається з декількох модулів (рис. 1).

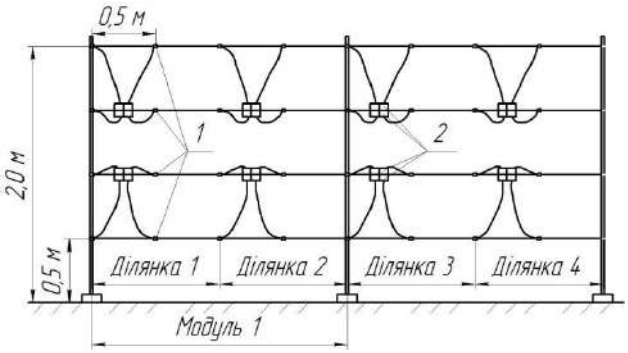


Рис. 1. Схема встановлення датчиків на температурній сітці:
1 – датчики вимірювання; 2 – цифрові дисплеї

Сітка організована наступним чином: досліджувану ділянку загальною довжиною 7,0 м розділили на сім рівних ділянок кожна по 1,0 м відповідно. Між встановленими опорами були закріплені напрямні. Опори мали спеціальні кріплення для напрямних на висоті 0, 1,0 і 2,0 м. На напрямних по ширині з інтервалом 0,50 м були закріплені датчики температури, а результати вимірів виведені на дисплеї.

За допомогою температурної сітки до початку роботи засобу механізації фіксувалися початкові значення температури та вологості на рівні ґрунту (0 м), на висотах 1,0 і 2,0 м. Після початку роботи засобу механізації протягом п’яти хвилин на тих же висотах фіксували-

ся кінцеві значення температури на відстані 10 м від розтруба. Потім, через годину, фіксувалися залишкові значення температури.

Оскільки рівновага плодових насаджень була порушена даним дослідженням, засіб механізації переміщували на іншу ділянку плодових насаджень і вищеописаний експеримент повторювався. Експеримент проводився в п’ятикратній повторності в різних ділянках насаджень з метою вивчення впливу засобу механізації на подові насадження: а саме температурного, вологісного і часового факторів.

В якості контрольно-вимірювальної апаратури для проведення досліджень були обрані цифровий мультиметр MS-8229 (рис. 2, а) і універсальний міні-термометр ST-2 (рис. 2, б).

а б

Рис. 2. Зовнішній вигляд контрольно-вимірювальної апаратури:
а – цифровий мультіметр MS-8229;
б – універсальний міні-термометр ST-2

Цифровий мультиметр MS-8229 [5] являє собою професійний вимірювальний інструмент з великим трьохрядковим рідкокристалічним дисплеєм, для зручності зчитування показань оснащеним підсвічуванням. Вимірювання вологості і температури (за допомогою терморезистора і термопари) проводиться як для навколишнього середовища, так і для обстежуваного об’єкта. Функція вимірювання температури (за допомогою терморезистора) використовується для вимірювання температури навколишнього середовища в місці знаходження мультиметра. Оскільки датчик температури розташований всередині корпусу, його діапазон робочих температур становить 0...40°С, роздільна здатність 0,1°С, точність ±2°С. Якщо мультиметр поміщений в середу з температурою, що виходить за межі діапазону 0... –40°С, він

може визначити значення температури в більш широкому інтервалі за допомогою термопари. Точність вимірювання температури термопарою у діапазоні -20...0°С становить ± (5,0% + 3), у діапазоні 0...400°С становить ± (1,0% + 2). Оскільки датчик температури і датчик вологості розміщені всередині мультиметра, може пройти деякий час (5...10 секунд) до отримання остаточного значення.

Портативний універсальний міні-термометр ST-2 [6], який також проводить вимірювання термопарою, має температурний діапазон від –50°С до +70°С, точність ± 0,1°С.

Для перевірки надійності роботи приладів перед початком спостережень при рівноважних умовах їх встановлювали на одну висоту для отримання однакових показників початкових значень, оскільки це є однією з умов отримання надійних градієнтів температури і вологості повітря.

В результаті проведення досліджень та при обробці отриманих даних виявився недолік міні-термометрів– досить велика, в межах одного градуса, розбіжність у свідченнях. Є і перевага – наявність цифрового дисплея, який дозволяє досить швидко знімати показання за допомогою фотографування. Однак розшифровка даних займає багато часу. Разом з тим використання цих приборів при проведенні випробувань в садах вимагає трудовитрат (5 осіб) для отримання швидкого запису.

З метою усунення цих недоліків та автоматизації процесу вимірювань і можливості отримання динамічних показань температури, пропонується наступна схема і склад комплектуючих елементів, яка дозволить істотно знизити витрати часу і праці на проведення вимірювань (рис. 3, а).

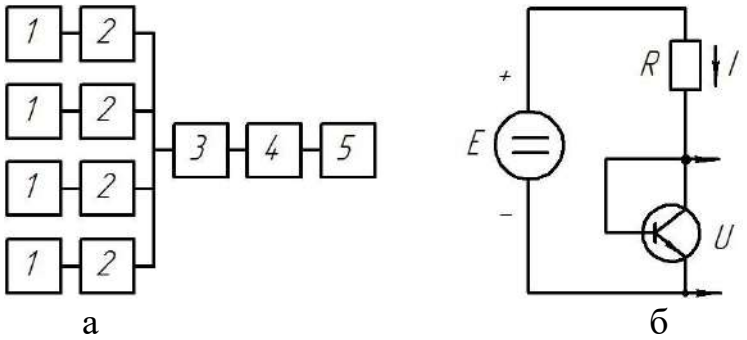


Рис. 3. Схеми отримання даних вимірювання температури (а) і чутливого елементу на основі прямозміщеного p-n переходу (б) :
1 – термістори; 2 – аналогові мультиплексори; 3 – диференційний підсилювач; 4 – мікроконтролер з аналого-цифровим перетворювачем; 5 – персональний комп’ютер; б – чутливий елемент

Аналіз видів датчиків [7, 8], з урахуванням їх вартості та головних швидкісних характеристик, показує, що з великої їх розмаїтості (терморезисторні датчики, термістери, термопари, пірометри, акустичні датчики і т.д.) найбільшою перевагою користуються напівпровідникові чутливі елементи на базі p-n переходу (рис. 3, б). Перевага цих датчиків полягає в тому, що вони на ряду з низькою вартістю мають швидкодію до 0,5 с.

В якості аналогових мультиплексорів слід використовувати мікросхеми 564 серії. Їх головна перевага – відносно невелика ціна. Однак обмеженість в каналах (8 каналів) змушує використовувати чотири мікросхеми по вісім каналів.

Після мультіплексорів аналоговий сигнал з кожного з датчиків може бути поданий на диференційний підсилювач, який підсилює сигнал датчиків і передає на мікроконтролер аналого-цифрового перетворювача, який перетворює аналоговий сигнал в цифровий і зберігає його в пам'яті контролера. Надалі сигнал може бути переданий у персональний комп'ютер за допомогою спеціальної програми (наприклад, на базі Lab View). Подальшу обробку даних доцільно проводити на персональному комп'ютері, використовуючи відповідне програмне забезпечення.

*Висновки.*В результаті використання запропонованої схеми можна домогтися автоматизованої системи вимірювань температури за рахунок використання найбільш дешевих і надійних комплектуючих, що істотно заощадить час проведення подібних досліджень, а також знизити трудовитрати при проведенні досліджень подібного плану.

Література:

1. *Геращенко О. А.* Тепловые и температурные измерения. Справочное руководство [Текст] / *О. А. Геращенко, В. Г. Федоров*. – К.: Накова думка, 1965. – 304 с.

2. *Snyder R. L.*Frost protection: fundamentals, practice, and economics. Vol. 1 : [Текст] / *Richard L. Snyder, J. Paulo de Melo-Abreu*. - Rome: FAO, 2005. – 240 p. – ISBN 92-5-105328-6.

3. *Геращенко О.А.* Температурные измерения: справочник [Текст] / *О.А. Геращенко, А.Н. Гордов, А.К. Еремина*; отв. ред. О.А. Геращенко; Ин-т проблем энергосбережения АН УССР. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1989. – 704 с. –ISBN5-12-000490-3.

4. Пат. 79187 Україна, МПК A01G 13/06 (2006.01). Мобільній пристрій для захисту рослин від радіаційних заморозків [Текст] / *В. І. Пастухов, Г. В. Рудницька*; заявник і патентовласник В. І. Пастухов, Г. В. Рудницька. – № u 2012 12870; заявл. 12.11.12; опубл. 10.04.13, Бюл. № 7.

5. Инструкция по эксплуатации цифрового мультиметра

MS-8229 [Текст] / Precision Mastech Enterprises. – 9 с.

6. Инструкция по эксплуатации универсального термометра ST-2 [Текст] / Nanjing T-Bota Scietech Instruments&Equipment Co., Ltd. – 1 с.

7. *Котюк А.Ф.* Датчики в современных измерениях [Текст] / *А.Ф. Котюк*. – М.: Радио и связь; Горячая линия – Телеком, 2006. – 96 с. – ISBN 5-256-01782-6.

8. *Михеев В.П.* Датчики и детекторы [Текст] / *В.П. Михеев, А.В. Просандеев*. – М.: МГУ, 2007. – 172 с. – ISBN 978-5-7262-0802-2.

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЯХ

Рудницкая А.В.

***Аннотация* – данная работа посвящена особенностям измерения температуры воздуха в плодовых насаждениях.**

FEATURES OF TEMPERATURE MEASUREMENTS IN FRUIT ORCHARDS

G. Roodnitska

Summary

A paper considers features of the air temperature measurement in fruit orchards.

УДК 631.372

ВПЛИВ РЕЛЬЄФУ НЕСУЧОЇ ПОВЕРХНІ НА КОЛИВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ МТА

Шуляк М.Л., к.т.н.
Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка
Тел. (057) 732-97-95

***Анотація* – робота присвячена вивченню впливу нерівностей ґрунту на коливання швидкості руху машинно-тракторного агрегату (МТА) при виконанні технологічних операцій рослинництва.**

***Ключові слова* – сила опору руху, амплітуда коливань, прискорення, усталений рух.**

Постановка проблеми. При усталеному русі машини рівновага (на відміну від рівномірного руху) є не статичною, а динамічною. Це обумовлено періодичною зміною, як тягової сили, так і сил опору руху і призводить до появи лінійних прискорень, що призводять до періодичної (коливальної) зміни лінійної швидкості транспортно-тягової машини.

Аналіз останніх досліджень. Очевидно, що будь-які зміни швидкості призводять до додаткової витрати енергії машини. Однак у відомій літературі [1, 2], присвяченій енергетичній ефективності транспортно-тягових машин, дослідженню зазначеного питання не приділено належної уваги.

При сталому режимі швидкість V в середньому залишається постійною, але всередині циклу змінюється від максимальної $V_{\max}$ до мінімальної $V_{\min}$; це оцінюють коефіцієнтом нерівномірності, що характеризує розмах коливань [3]

$$\Delta = \left(V_{\max} - V_{\min}\right)/V . \qquad (1)$$

Чим менше Δ, тим менше розмах коливань і, як наслідок, менше додаткові втрати енергії.

Для різних типів сільгоспмашин практикою встановлені інтервали $\Delta = 0{,}2....0{,}3$ [4]. Згідно до роботі [5], допустимі значення $\Delta = 0{,}18....0{,}26$. Оскільки коефіцієнт нерівномірності вельми мала ве-

© Шуляк М.Л.

личина, можна прийняти середню швидкість рівною середньому арифметичному значенню, тоді відміна мінімальної і максимальної швидкості від на початку циклу не повинна перевищувати 2%.

Сумарна тягова сила на ведучих колесах, зважаючи на нерівномірності крутного моменту двигуна, змінюється по періодичному закону. В роботі [6] при моделюванні крутного моменту і реалізованої потужності двигуна внутрішнього згоряння був запропонований гармонійний закон зміни крутного моменту. Тому можна також взяти гармонійний закон для моделювання сумарною тягової сили на ведучих колесах

$$P_к = \overline{P}_к + A_{рк} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \tag{2}$$

де $\overline{P}_к$ – середнє значення сумарної тягової сили на ведучих колесах; A_{pk} – амплітуда коливань сумарної тягової сили на ведучих колесах (залежить від амплітуди коливань крутного моменту ДВЗ і передавального числа трансмісії); Ω – кругова частота коливань крутного моменту ДВС (дорівнює круговій частоті коливань сумарної тягової сили на провідних колесах); t – час.

При виконанні технологічних операцій транспортно-тягова машина (машинно-тракторний агрегат) рухається по опорної поверхні, що деформується, крім того, робочі органи причіпних або навісних машин, взаємодіючи з ґрунтом, створюють додаткові сили опору руху. У цьому випадку залежність для визначення $P_{c\Sigma}$ прийме вигляд

$$P_{c\Sigma} = \overline{P}_{c\Sigma} + A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta), \tag{3}$$

де $\overline{P}_{c\Sigma}$ – середнє значення сумарної сили опору руху; A_{pc} – амплітуда коливань сумарної сили опору руху; Ω_1 – кругова частота коливань сумарної сили опору руху; Δ – початковий зсув по фазі між коливаннями тягової сили і сумарної сили опору при $t = 0$.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначити вплив зовнішніх стохастичних факторів на формування сумарної сили опору руху.

Основна частина. Амплітуда і частота коливання сумарної сили опору руху задається стохастичним впливом зовнішніх збурюючих факторів, випадковий характер яких не дозволяє виконувати операцію з постійною швидкістю. При визначенні амплітуди коливань сумарної сили опору руху необхідно виділити основні складові

$$A_{pc} = A_{k_v} + A_f + A_j + A_\delta, \tag{4}$$

де A_{k_v} – амплітуда коливань опору сільгоспмашини; A_f – амплітуда коливань опору коченню; A_j – амплітуда коливань прискорення прямолінійно-поступального руху; A_δ – амплітуда коливань буксування.

Тому що при виконанні технологічної операції необхідно досягти режиму постійної швидкості $A_j \Rightarrow 0$, у разі досягнення динамічної рівноваги повинна дотримуватися рівність $A_{pk} = A_{pc}$. Амплітуда коливань буксування буде відповідати амплітуді коливань крутного моменту двигуна, бо $\delta = f(P_k)$.

При розгляді транспортного агрегату визначення $P_{c\Sigma}$ зводиться до визначення сумарної сили опору коченню

$$P_f = P_{fтр} + P_{fпр}, \tag{5}$$

де $P_{fтр}, P_{fпр}$ – сили опору коченню коліс трактора і причепа.

За умови, що вага трактора і причепа буде постійною величиною, коливання сил $P_{fтр}, P_{fпр}$ буде задавати змінне значення коефіцієнта f, зміна якого в ситуації, що розглядається, буде залежати від фізико-механічних властивостей ґрунту і його рельєфу.

Основними джерелами, що викликають коливання, є подовжній і поперечний профілі дороги. Крива, що зображає профіль дороги, розглядається як одна конкретна реалізація випадкової функції, що не залежить від початку відліку часу, тобто описує стаціонарний випадковий процес.

Для побудови енергетичного спектра впливу досить повні відомості дає дорожній профіль. Під ним розуміють ділянки оранки, цілини і місцевості, що проходить машина.

Статистичному дослідженню була піддана ділянка цілини (рис. 1).

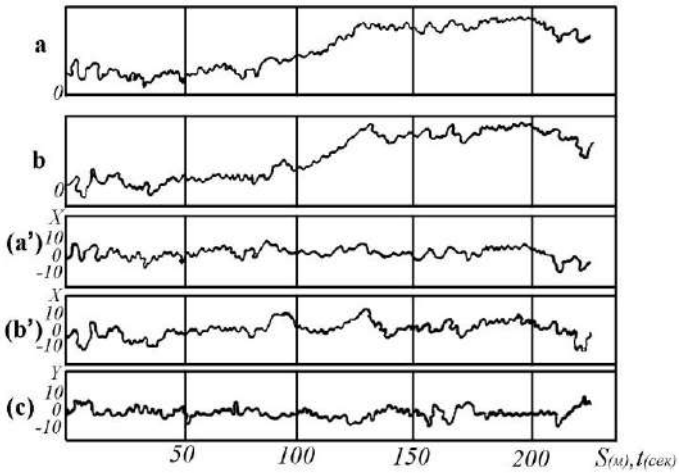


Рис. 1. Профили дороги: продольный – X, поперечный –Y

На корпус як трактора, так і причепа при русі впливають два випадкові фактори, корельовані між собою: один в поздовжній *y (t)*; а інший в поперечній *x (t)* площинах.Статистичними характеристиками цих впливів будуть автокореляційні і взаємно-кореляційні функції в тимчасовій області і відповідні їм енергетичні спектри впливу в частотній.

Проводилося нівелювання по сліду лівого і правого борту (поздовжній профіль дороги), враховуючи ухили будувався графік поперечного профілю, як перевищення сліду лівого борту над правим (рис. 1, с).

За центрованим графіком (рис. 1, a'; 1, b'), по дискретним даними були підраховані нормовані автокореляційні функції поздовжнього $\rho_{x(\tau)}$ і поперечного $\rho_{y(\tau)}$ профілів, а також взаємно-кореляційні функції між ними $\rho_{\Delta x(\tau)}$ і $\rho_{\Delta y(\tau)}$ (рис. 2) для одиничної швидкості.

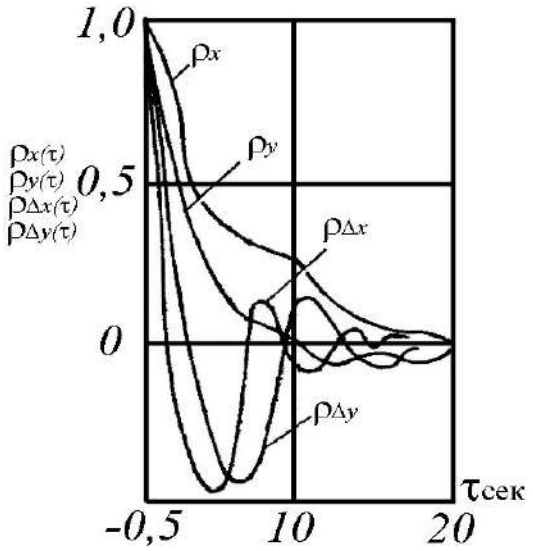


Рис. 2. Автокореляційні та взаємно-кореляційні функції

Енергетичні спектри впливу поздовжнього $\Phi_x(\omega)$ і $\Phi_y(\omega)$поперечного профілів дороги і взаємної кореляції $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$ зображені на рис. 3: *V = 6 м / сек* – суцільна лінія і *V = 8 м / сек* – пунктирна.

Енергетичні спектри впливу є функціями, що убувають. Зі збільшенням швидкості руху їх максимуми зсуваються у бік великих частот, а величина різко падає.

Це говорить про те, що реальні дороги не можуть викликати високочастотних коливань транспортної машини.

Якщо порівняти максимальні значення всіх чотирьох енергетичних спектрів впливу $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, $\Phi_y(\omega)$, $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, то можна вста-

новити, що у $\Phi_x(\omega)$ и $\Phi_y(\omega)$і вони в десятки разів більше, ніж у $\Phi_{\Delta x}(\omega)$ і $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, проте вони можуть надавати приблизно рівний вплив на величину енергетичних спектрів поздовжньо- і поперечно-кутових коливань корпусу машини. Все буде залежати від того, в якому діапазоні частот знаходяться максимуми частотних характеристик та енергетичних спектрів впливу.

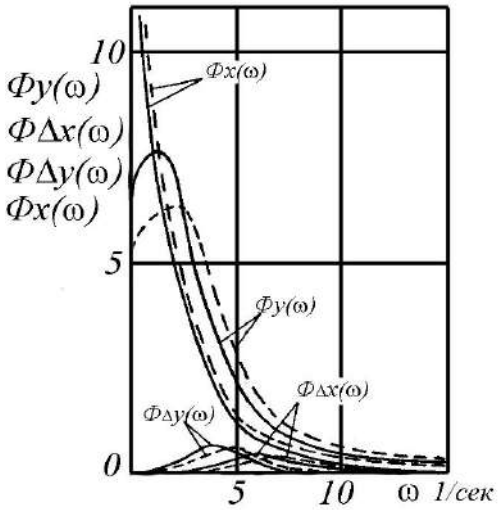


Рис. 3. Енергетичні спектри впливу

Величина і крутизна кривих енергетичних спектрів $\Phi_x(\omega)$, $\Phi_y(\omega)$, $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$ залежить від значень кореляційної функції, при $\tau = 0$сек та її крутизни.Чим крутіше крива кореляційної функції, тим пологіша крива енергетичного спектру дії.

Корпус машини можна розглядати як розімкнену систему автоматичного регулювання з багатьма входами і одним виходом. Коливальні процеси такої системи описуються диференціальними рівняннями. Якщо кожен член правої і лівої частини цих рівнянь помножити на e^{-st} і взяти інтеграл від нуля до нескінченності, то він буде представляти перетворення Лапласа відповідної узагальненої координати або її похідної при нульових початкових умовах.

Якщо взяти відношення перетворення Лапласа узагальненої вихідної координати $\Theta(s)$ до перетворення Лапласа функції впливу $F_1(s)$, то отримаємо передавальну функцію лінійної динамічної системи $W(s)$. Здійснивши перехід від перетворення Лапласа до перетворення Фур'є (припустивши, що $S = i\omega$), отримаємо амплітудно-фазову частотну характеристику $W(i\omega)$, яка є функцією комплексної змінної, що визначає відносну амплітуду і зсув по фазі.

Криві частотних характеристик від поздовжнього $W_{X\Theta}(i\omega)$ і по-

перечного $W_{Y\Theta}(i\omega)$ профілів дороги до поздовжньо-кутовим коливанням корпусу агрегату (рис. 4) мають три максимуми, обумовлені власними частотами поздовжньо-, поперечно-кутових і вертикальних коливань корпусу. Значення модульних частотних характеристик, як лінійної системи з запізненням змінюються зі зміною швидкості руху і показують сприйнятливість до коливань в широкому діапазоні частот.

За частотним характеристикам і енергетичними спектрами впливу визначаються енергетичні спектри коливань корпусу машини (як суму добутків квадратів модульних частотних характеристик, що впливають на спектри впливу).

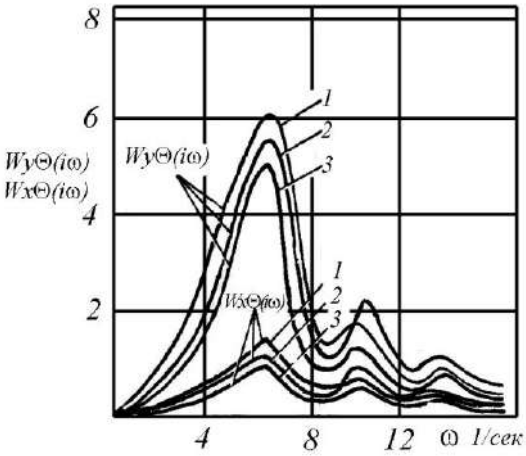


Рис. 4. Модульні частотні характеристики

Енергетичний амплітудний спектр вимушених поздовжньо-кутових коливань

$$S_{\Theta}(\omega)=\left|W_{X\Theta}(i\omega)\right|^{2}\Phi_{X}(\omega)+\left|W'_{X\Theta}(i\omega)W_{Y\Theta}(i\omega)\right|\Phi_{\Delta X}(\omega)+ \\ +\left|W_{Y\Theta}(i\omega)\right|^{2}\Phi_{Y}(\omega)+\left|W'_{Y\Theta}(i\omega)W_{X\Theta}(i\omega)\right|\Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (6)$$

де $W'_{X\Theta}(i\omega)$ и $W'_{Y\Theta}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поздовжнього і поперечного профілів дороги до поздовжньо-кутового коливання корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр вимушених поперечно-кутових коливань корпусу $S_{\psi}(\omega)$

$$S_{\psi}(\omega)=\left|W_{X\psi}(i\omega)\right|^{2}\Phi_{X}(\omega)+\left|W'_{X\psi}(i\omega)W_{Y\psi}(i\omega)\right|\Phi_{\Delta X}(\omega)+ \\ +\left|W_{Y\psi}(i\omega)\right|^{2}\Phi_{Y}(\omega)+\left|W'_{Y\psi}(i\omega)W_{X\psi}(i\omega)\right|\Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (7)$$

де $W'_{X\psi}(i\omega)$ и $W'_{Y\psi}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поперечного та поздовжнього профілів дороги до поперечно-кутових коливань корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр вертикальних коливань корпусу

$$S_Z(\omega)=\left|W_{XZ}(i\omega)\right|^2\Phi_X(\omega)+\left|W'_{XZ}(i\omega)W_{YZ}(i\omega)\right|\Phi_{\Delta X}(\omega)+ \\ +\left|W_{YZ}(i\omega)\right|^2\Phi_Y(\omega)+\left|W'_{YZ}(i\omega)W_{XZ}(i\omega)\right|\Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (8)$$

де $W'_{XZ}(i\omega)$ и $W'_{YZ}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поперечного та поздовжнього профілів дороги до вертикальних коливань корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр поздовжніх прискорень корпусу тягача $S'_{\ddot{X}}(\omega)$

$$S'_{\ddot{X}}(\omega)=\left|W_{X\ddot{X}}(i\omega)\right|^2\hat{O}_X(\omega)+\left|W_{Y\ddot{X}}(i\omega)\right|^2\hat{O}_Y(\omega). \quad (9)$$

Енергетичний амплітудний спектр поперечних і вертикальних прискорень визначається подібно до рівняння (9). Дані припущення підтверджуються експериментальними дослідженнями (рис. 5).

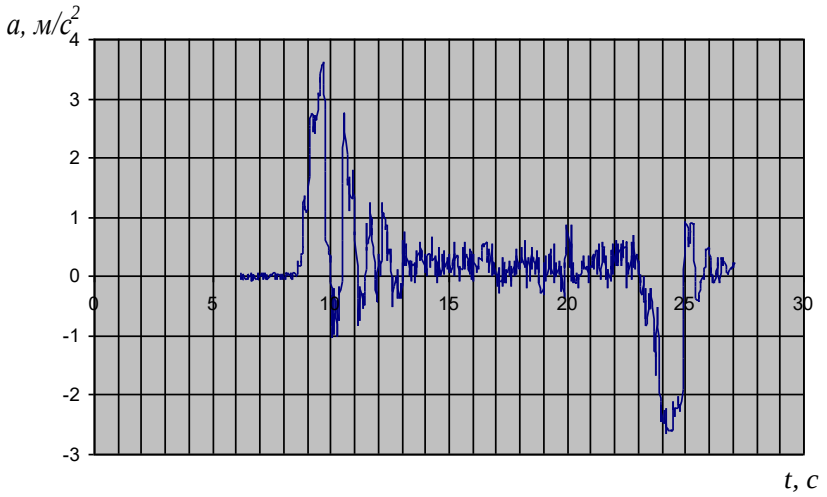


Рис. 5. Амплітудний спектр прискорень транспортного агрегату

Застосовуючи четвертий закон динаміки – незалежності дії сил, згідно з яким прискорення, одержуване матеріальною точкою або абсолютно твердим тілом від одночасно діючих на неї сил, дорівнює геометричній сумі прискорень заданих кожною з сил окремо, отримаємо можливість визначити загальний енергетичний амплітудний спектр прискорення транспортного агрегату.

Висновки. Енергетичні спектри або спектральні щільності кутових або лінійних коливань і прискорень дають вичерпну характеристику динамічної системи. За ним визначаються всі параметри плавності ходу, а в лінійній постановці питання дисперсії і середні квадратичні значення амплітуд коливань і частоти, при яких виникають їх мак-

симальні значення. Вони дають можливість визначити, що є джерелом резонансних коливань системи – збурення або сама система.

Література:

1. *Говорущенко Н.Я.* Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [Текст] / *Н.Я. Говорущенко*. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.

2. *Гащук П.Н.* Энергетическая эффективность автомобиля [Текст] / *П.Н. Гащук*. – Львов: Свит, 1992. – 208 с.

3. *Важенин А.Н.* Регулирование движения МТА [Текст] / *А.Н. Важенин, Б.А. Арютов, А.В. Пасин* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. - № …- С. 28–29.

4. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин [Текст] /*И.И. Артоболевский*. - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1975.

5. *Барам Х.Г.* Методика разработки нормативных материалов на механизированные полевые работы [Текст] / Под ред. Х.Г. Барама. – М.: ОНТИ ГОСНИТИ, 1970.

6.*Подригало Н.М.* Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин [Текст] / *Н.М. Подригало* // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2013. - Вып. 38. – С.18–24.

ВЛИЯНИЕ РЕЛЬЕФА НЕСУЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ НА КОЛЕБАНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ МТА

Шуляк М.Л.

***Аннотация* – работа посвящена изучению влияния неровностей грунта на колебания скорости движения машинно-тракторного агрегата (МТА) при выполнении технологических операций растениеводства.**

INFLUENCE OF THE BEARING SURFACERELIEF ON SWINGING OF THE SPEED OF AN IMPLEMENT&TRACTOR UNIT

M. Shulyak

Summary

A paper presents research of the impact of uneven ground on oscillations of the speed of an implement&tractor unit at performing

crop production operations.

УДК 621.225.001.4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБЛАСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А.И., д.т.н.,
Волошина А.А., д.т.н.,
Панченко И.А., инж.*
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация **– работа посвящена проведению полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения их геометрических и функциональных параметров.**

Ключевые слова **– гидравлический вращатель планетарного типа, полнофакторный эксперимент, функции откликов, распределительная система, площадь проходного сечения, вытеснительная система, зазор, уравнения регрессии, адекватность.**

Постановка проблемы. Анализируя технические требования к активным рабочим органам с низкой частотой вращения и высоким крутящим моментом, можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп [1]: бурильная техника (буры); лесозаготовительная техника (харвестерные и другие головки); коммунальная техника (транспортеры, разбрасывающие диски); и как самый крупный потребитель гидрооборудования – сельскохозяйственная техника: машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортеры); зерно-, кукурузо-,свекло- и картофелеуборочные комбайны (наклонная камера, соломотряс, транспортеры,битеры,копачи, элеваторы, шнеки); машины для химической защиты (транспортеры, мешалки); плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Постоянно развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 1/мин) частотами вращения. Достоинствами

© Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А.
* Научный руководитель – д.т.н., проф. Панченко А.И.

гидропривода с высокомоментными гидромашинами являются: возможность создания безредукторного привода; высокий пусковой момент; быстрый разгон; стабилизация силовых параметров с помощью несложных демпфирующих устройств.

Поэтому при рассмотрении различных типов высокомоментных гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические вращатели планетарного типа. Если теоретическим исследованиям гидравлических вращателей планетарного типа посвящен ряд работ [2-5], то работы, посвященные экспериментальным исследованиям, на сегодняшний день практически отсутствуют.

Анализ последних исследований. При выполнении теоретических [2-4] и параметрических [5] исследований влияния геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а также изменения проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа был принят ряд допущений и ограничений [6, 7]. Поэтому с целью корректировки математической модели, проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров гидравлических вращателей планетарного типа и их выходных характеристик необходимо провести экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения их геометрических и функциональных параметров.

Основная часть. При проведении экспериментальных исследований решались следующие задачи:

– проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения функциональных параметров;

– проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменение их выходных характеристик;

– подтверждение адекватности проведенных экспериментальных исследований с помощью критерия Фишера.

Факторный эксперимент проводился для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300 $см^3$ по методикам [8, 9] с целью, указанной выше.

При проведении экспериментальных исследованиий в качестве функций откликов y_i выбирались следующие параметры:

1) действительный расход $Q_{гв}$ рабочей жидкости – Y_1;

2) крутящий момент $M_{кр}$ на «валу» гидровращателя – Y_2;

3) мощность N_n гидровращателя полезная – Y_3;

4) мощность $N_з$ гидровращателя затраченная – Y_4;

5) объемный коэффициент полезного действия (КПД) $\eta_{об}$ гидровращателя – Y_5;

6) гидромеханический КПД $\eta_{г.м}$ гидровращателя – Y_6;

7) общий КПД η гидровращателя – Y_7.

При определении зоны изменения функциональных параметров гидровращателей планетарного типа, основными входными (изменяющимися) факторами x_i являлись:

1) перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1;

2) частота вращения n «вала» гидровращателя – X_2.

Неизменными факторами Z_i являлись:

1) температура t рабочей жидкости – Z_1;

2) кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2;

3) тонкость фильтрации рабочей жидкости – Z_3.

При определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их функциональных характеристик, основными входными (изменяющимися) факторами x_i являлись:

1) перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1;

2) частота вращения n «вала» гидровращателя – X_2;

3) площадь $S_{п.с}$ проходного сечения распределительной системы и зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы – X_3.

Необходимо отметить, что зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы конструктивно изменяется одновременно с изменением площади $S_{п.с}$ проходного сечения распределительной системы и поэтому представлен одним фактором X_3.

Неизменными факторами Z_i являлись:

1) температура t рабочей жидкости – Z_1;
2) кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2;
3) тонкость фильтрации рабочей жидкости – Z_3.

Выбранные факторы и уровни варьирования для всех проведенных экспериментов приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Интервалы и уровни варьирования факторов при определении области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	*МПа*	4,85	6,3	11,15	16,0
Частота вращения	n	X_2	*1/мин*	3	2	5	8
Температура раб.жидк.	t	Z_1	$^\circ C$	-	-	50 ± 4	-
Кинематич. вязкость	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации		Z_3	*мкм*	-	-	$0 \le 30$	-

Таблица 2 – Интервалы и уровни варьирования факторов при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления Ча-	Δp	X_1	*МПа*	6	8	14	20
стота вращения	n	X_2	*1/мин*	4,5	3	7,5	12
Температура раб.жидк.	t	Z_1	$^\circ C$	-	-	50 ± 4	-
Кинематич. вязкость	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации		Z_3	*мкм*	-	-	$0 \le 30$	-

При значении площади проходного сечения распределительной системы серийного гидровращателя $S_{п.с} = 66,7\, мм^2$, зазор между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы серий-

ного гидравлического вращателя составляет $\delta = 0{,}174$ *мм*, а при площади проходного сечения $S_{п.с} = 108{,}5$ *мм*^{2} для модернизированного гидравлического вращателя, зазор между соответствующими зубьями составляет $\delta = 0{,}565$ *мм*.

Таблица 3 – Интервалы и уровни варьирования факторов при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	*МПа*	5	6	11	16
Частота вращения	n	X_2	*1/мин*	3	2	5	8
Площадь проходного сечения (зазор)	$S_{п.с}$ (δ)	X_3	*мм*^{2} *(мм)*	20,9 (0,195)	66,7 (0,174)	87,6 (0,369)	108,5 (0,565)
Температура раб.жидк.	t	Z_1	$^\circ C$	-	-	50 ± 4	-
Кинематич. вязкость	ν	Z_2	*м*^{2}*/с*	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации		Z_3	*мкм*	-	-	$0 \le 30$	-

При матричном планировании многофакторных экспериментальных исследований обработка результатов сводится к вычислению коэффициентов регрессии согласно методике [8].

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателя приведены в таблицах 4 - 6.

Коэффициенты регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателя приведены в таблицах 7 - 9.

Таблица 4 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя

Опыты	x_0	Планирование		Функции отклика						
		x_1	x_2	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$

1	+1	+1	+1	63,0	7335	6.14	16.8	0,801	0,457	0,336
2	+1	-1	+1	62,2	2863	2,40	6,53	0,810	0,453	0,367
3	+1	+1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,787	0,502	0,395
4	+1	-1	-1	15,6	3849	0,81	1,64	0,807	0,609	0,491

Таблица 5 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Опыты	x_0	Планирование		Функции отклика						
		x_1	x_2	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
1	+1	+1	+1	83,0	11537	14,5	27,67	0,911	0,575	0,524
2	+1	-1	+1	82,2	5168	6,49	10,96	0,920	0,644	0,592
3	+1	+1	-1	20,7	13061	4,10	6,90	0,913	0,651	0,594
4	+1	-1	-1	20,5	5650	1,77	2,73	0,922	0,704	0,649

Таблица 6 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Опыты	x_0	Планирование			Функции отклика						
		x_1	x_2	x_3	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
1	+1	+1	+1	+1	54,3	11155	9,34	14,48	0,928	0,695	0,645
2	+1	-1	+1	+1	54,3	4183	3,50	5,43	0,928	0,695	0,645
3	+1	+1	-1	+1	14,0	10562	2,21	3,73	0,90	0,658	0,593
4	+1	-1	-1	+1	13,7	4225	0,88	1,37	0,92	0,702	0,646
5	+1	+1	+1	-1	62,9	7335	6,14	16,77	0,801	0,457	0,366
6	+1	-1	+1	-1	62,4	2715	2,27	6,24	0,808	0,451	0,364
7	+1	+1	-1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,788	0,502	0,396
8	+1	-1	-1	-1	15,7	3658	0,77	1,57	0,803	0,608	0,488

Примечание: $\bar{y}$ - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Таблица 7 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
b_0	39,2	5526	2,76	7,31	0,4	0,51	0,4
b_1	0,3	2170	1,16	1,61	-0,007	-0,026	-0,032
b_2	23,4	-427	1,51	2,18	0,004	-0,05	-0,046
b_{12}	0,1	66	0,72	0,95	0,003	0,028	0,016

Таблица 8 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
b_0	51,7	8852	6,73	12,1	0,458	0,643	0,59
b_1	0,13	3447	2,57	2,61	-0,005	-0,03	-0,031
b_2	30,9	-503	3,79	3,63	-0,001	-0,034	-0,032
b_{12}	0,28	-259	1,41	1,57	0	-0,004	-0,003

Таблица 9 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$

b_o	36,66	6486	3,35	6,73	0,859	0,6	0,518
b_1	0,14	2791	1,49	3,08	-0,005	-0,02	-0,018
b_2	21,81	-139	1,96	3,99	0,007	-0,02	-0,013
b_3	-2,59	1045	0,63	-0,48	0,0596	0,09	0,11
b_{12}	-0,011	107	0,93	1,82	0,004	0,02	0,018
b_{13}	-0,06	536	0,29	-0,23	0,0001	0,01	0,005
b_{23}	-1,59	277	0,48	-0,29	0,002	0,03	0,026
b_{123}	-0,06	52	0,19	-0,14	0,001	-0,01	-0,005

После вычисления коэффициентов регрессии проводится статистический анализ уравнений регрессии, состоящий из следующих этапов:

– оценка дисперсии воспроизводимости;

– оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии;

– оценка адекватности модели.

Расчетная однородность дисперсии определяется из выражения [8]

$$G_p = \frac{s_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^{n} s_i^2},$$

где s_i^2 - построчная дисперсия (ошибки опыта);

$s_{i\max}^2$ – максимальная из расчитанных построчных дисперсий.

$$s_i^2 = \frac{1}{m-1}\sum_{i=1}^{n}\left(y_i - \bar{y}\right)^2,$$

где y_i – переменная состояния (экспериментальная);

$\bar{y}$ – среднее арифметическое значение;

m – необходимое число повторности опытов.

Расчетные значения критерия Кохрена ($G_T = 0,6841$ для чисел степеней свободы $f_1 = 2$, $f_2 = 4$ и $q = 0,05$) при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя: $G_{p(Q)} = 0,439$; $G_{p(M)} = 0,556$; $G_{p(N_n)} = 0,327$; $G_{p(N_з)} = 0,448$; $G_{p(\eta_{об})} = 0,636$; $G_{p(\eta_м)} = 0,448$; $G_{p(\eta)} = 0,509$.

Расчетные значения критерия Кохрена ($G_T = 0,6841$ для чисел степеней свободы $f_1 = 2$, $f_2 = 4$ и $q = 0,05$) при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$G_{p(Q)} = 0,321$; $G_{p(M)} = 0,607$; $G_{p(N_n)} = 0,635$; $G_{p(N_э)} = 0,499$;
$G_{p(\eta_{об})} = 0,649$; $G_{p(\eta_м)} = 0,416$; $G_{p(\eta)} = 0,662$.

Расчетные значения критерия Кохрена ($G_T = 0,5157$ для чисел степеней свободы $f_1 = 2$, $f_2 = 8$ и $q = 0,05$) при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:
$G_{p(Q)} = 0,2157$; $G_{p(M)} = 0,3983$; $G_{p(N_n)} = 0,4168$; $G_{p(N_э)} = 0,5028$;
$G_{p(\eta_{об})} = 0,2843$; $G_{p(\eta_м)} = 0,2781$; $G_{p(\eta)} = 0,4586$.

Проверка однородности дисперсии определяется из условия

$$G_p < G_T, \quad f_1 = m - 1, \; f_2 = N, \; q = 0,05,$$

где G_T - табличное значение критерия Кохрена;

f_1, f_2 – число степеней свободы;

N – число опытов;

q – уровень значимости.

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству $G_p < G_T$. Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости (ошибка опыта) воспроизводимости определяется из выражения [8]

$$s_o^2 = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} s_i^2 .$$

Дисперсия воспроизводимости при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s^2_{o_{\bar{y}1}} = 0,57; \; s^2_{o_{\bar{y}2}} = 24346; \; s^2_{o_{\bar{y}3}} = 3,1\cdot 10^{-4}; \; s^2_{o_{\bar{y}4}} = 5,58\cdot 10^{-3};$$
$$s^2_{o_{\bar{y}5}} = 0,11\cdot 10^{-4}; \; s^2_{o_{\bar{y}6}} = 2,75\cdot 10^{-6}; \; s^2_{o_{\bar{y}7}} = 0,26\cdot 10^{-4}.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s^2_{o_{\bar{y}1}} = 0,8725; \; s^2_{o_{\bar{y}2}} = 60516; \; s^2_{o_{\bar{y}3}} = 0,0827; \; s^2_{o_{\bar{y}4}} = 0,035;$$
$$s^2_{o_{\bar{y}5}} = 1,42\cdot 10^{-5}; \; s^2_{o_{\bar{y}6}} = 1,58\cdot 10^{-5}; \; s^2_{o_{\bar{y}7}} = 1,85\cdot 10^{-5}.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s^2_{o_{\bar{y}1}} = 0,2087; \; s^2_{o_{\bar{y}2}} = 36487; \; s^2_{o_{\bar{y}3}} = 0,0807; \; s^2_{o_{\bar{y}4}} = 0,1624;$$
$$s^2_{o_{\bar{y}5}} = 0,0003; \; s^2_{o_{\bar{y}6}} = 0,0002; \; s^2_{o_{\bar{y}7}} = 0,0003.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии определяется из выраже-

ния [8]

$$s_{b_i}^2 = \frac{s_o^2}{N}.$$

Дисперсия коэффициентов регресии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}1}}^2 = 0{,}1425;\ s_{b_{\bar{y}2}}^2 = 6086;\ s_{b_{\bar{y}3}}^2 = 7{,}66\cdot 10^{-5};\ s_{b_{\bar{y}4}}^2 = 0{,}0014;$$

$$s_{b_{\bar{y}5}}^2 = 2{,}75\cdot 10^{-6};\ s_{b_{\bar{y}6}}^2 = 1{,}81\cdot 10^{-6};\ s_{b_{\bar{y}7}}^2 = 6{,}38\cdot 10^{-6}.$$

Дисперсия коэффициентов регресии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}1}}^2 = 0{,}2181;\ s_{b_{\bar{y}2}}^2 = 15129;\ s_{b_{\bar{y}3}}^2 = 0{,}0207;\ s_{b_{\bar{y}4}}^2 = 0{,}0088;$$

$$s_{b_{\bar{y}5}}^2 = 3{,}56\cdot 10^{-6};\ s_{b_{\bar{y}6}}^2 = 3{,}96\cdot 10^{-6};\ s_{b_{\bar{y}7}}^2 = 4{,}63\cdot 10^{-6}.$$

Дисперсия коэффициентов регресии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s_{b_{\bar{y}1}}^2 = 0{,}026;\ s_{b_{\bar{y}2}}^2 = 4561;\ s_{b_{\bar{y}3}}^2 = 0{,}01;\ s_{b_{\bar{y}4}}^2 = 0{,}02;$$

$$s_{b_{\bar{y}5}}^2 = 3{,}29\cdot 10^{-5};\ s_{b_{\bar{y}6}}^2 = 2{,}54\cdot 10^{-5};\ s_{b_{\bar{y}7}}^2 = 3{,}26\cdot 10^{-5}.$$

Доверительный интервал определяется из выражения [8]

$$\Delta b_i = t_T \cdot s_{b_i},$$

где t_T - табличное значение критерия Стьюдента.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя (значение критерия Стьюдента $t = 2{,}31$, при числе степеней свободы $f = 8$ [8]).

$$\left|b_{\bar{y}_1}\right| = 0{,}87;\ \left|b_{\bar{y}_2}\right| = 180{,}2;\ \left|b_{\bar{y}_3}\right| = 0{,}0202;\ \left|b_{\bar{y}_4}\right| = 0{,}0863;$$

$$\left|b_{\bar{y}_5}\right| = 0{,}0038;\ \left|b_{\bar{y}_6}\right| = 0{,}0031;\ \left|b_{\bar{y}_7}\right| = 0{,}0058.$$

Проверка значимости коэффициентов регрессии определяется из условия

$$\left|b_i\right| > \Delta b_i,\ f = N\left(m-1\right) \text{ и } q = 0{,}05.$$

Полученные уравнения регрессии (1…7) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1\left(Q_{гв}\right) = 39{,}2 + 23{,}4\cdot X_2; \quad (1)$$

$$Y_2\left(M_{кр}\right) = 5526 + 2170\cdot X_1 - 427\cdot X_2; \quad (2)$$

$$Y_3\left(N_n\right)=2{,}76+1{,}16\cdot X_1+1{,}51\cdot X_2+0{,}72\cdot X_1\cdot X_2; \quad (3)$$

$$Y_4\left(N_з\right)=7{,}31+1{,}61\cdot X_1+2{,}18\cdot X_2+0{,}95\cdot X_1\cdot X_2; \quad (4)$$

$$Y_5\left(\eta_{об}\right)=0{,}4-0{,}007\cdot X_1+0{,}004\cdot X_2; \quad (5)$$

$$Y_6\left(\eta_{г.м}\right)=0{,}51-0{,}026\cdot X_1-0{,}05\cdot X_2; \quad (6)$$

$$Y_7\left(\eta\right)=0{,}4-0{,}032\cdot X_1-0{,}046\cdot X_2. \quad (7)$$

Анализ уравнений (1 - 7) подтверждает, что:

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик серийного гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а также КПД η;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а также КПД η.

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой $N_з$ мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp и частоты вращения n с целью получения модели, описывающей работу серийного гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (1), определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа $\left(Q_{гм}=f\left(n\right)\right)$

$$Q_{гв}=0{,}6+7{,}7\cdot n, \quad (8)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $2<n<8$ *мин*$^{-1}$.

Раскодировав уравнение (2), определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа $\left(M_{кр}=f\left(\Delta p,n\right)\right)$

$$M_{кр}=1247+447\cdot\Delta p-141\cdot n, \quad (9)$$

где Δp - перепад давлений, $6{,}3<\Delta p<16$ *МПа*.

Раскодировав уравнение (3), определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа $\left(N_n=f\left(\Delta p,n\right)\right)$

$$N_n=0{,}37+0{,}05\cdot\Delta p\cdot n. \quad (10)$$

Раскодировав уравнение (4), определим изменение затраченной мощности гидровращателя планетарного типа $\left(N_з=f\left(\Delta p,n\right)\right)$

$$N_з=3{,}63+0{,}065\cdot\Delta p\cdot n. \quad (11)$$

Раскодировав уравнение (5), определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta_{об}=f\left(\Delta p,n\right)\right)$

$$\eta_{об}=0{,}41-0{,}0014\cdot\Delta p+0{,}0013\cdot n. \quad (12)$$

Раскодировав уравнение (6), определим изменение гидромеха-

нического КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta_{г.м} = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$\eta_{г.м} = 0{,}65 - 0{,}0054 \cdot \Delta p - 0{,}017 \cdot n. \qquad (13)$$

Раскодировав уравнение (7), определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$\eta = 0{,}55 - 0{,}0066 \cdot \Delta p - 0{,}015 \cdot n. \qquad (14)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f\left(Q_{гв}, \Delta p\right)$ из уравнения (8) определим изменение частоты вращения $n = f\left(Q_{гв}\right)$

$$n = 0{,}13 \cdot Q_{гм} - 0{,}078. \qquad (15)$$

Тогда, с учетом выражения (15), изменение момента на валу гидровращателя $\left(M_{кр} = f\left(Q_{гв}, \Delta p\right)\right)$ имеет вид

$$M_{кр} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 18 \cdot Q_{гв} + 11. \qquad (16)$$

Полученные зависимости (8 - 16) описывают работу серийного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя (значение критерия Стьюдента $t = 2{,}31$ при числе степеней свободы $f = 8$ [8]):

$$\left|b_{\bar{y}_1}\right| = 1{,}08;\ \left|b_{\bar{y}_2}\right| = 284;\ \left|b_{\bar{y}_3}\right| = 0{,}33;\ \left|b_{\bar{y}_4}\right| = 0{,}22;$$

$$\left|b_{\bar{y}_5}\right| = 0{,}004;\ \left|b_{\bar{y}_6}\right| = 0{,}005;\ \left|b_{\bar{y}_7}\right| = 0{,}005.$$

Полученные уравнения регрессии (17 - 23) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1\left(Q_{гв}\right) = 51{,}7 + 30{,}9 \cdot X_2; \qquad (17)$$

$$Y_2\left(M_{кр}\right) = 8852 + 3447 \cdot X_1 - 503 \cdot X_2; \qquad (18)$$

$$Y_3\left(N_n\right) = 6{,}73 + 2{,}57 \cdot X_1 + 3{,}79 \cdot X_2 + 1{,}41 \cdot X_1 \cdot X_2; \qquad (19)$$

$$Y_4\left(N_з\right) = 12{,}1 + 2{,}61 \cdot X_1 + 3{,}63 \cdot X_2 + 1{,}57 \cdot X_1 \cdot X_2; \qquad (20)$$

$$Y_5\left(\eta_{об}\right) = 0{,}458 - 0{,}005 \cdot X_1; \qquad (21)$$

$$Y_6\left(\eta_{г.м}\right) = 0{,}643 - 0{,}03 \cdot X_1 - 0{,}034 \cdot X_2; \qquad (22)$$

$$Y_7\left(\eta\right) = 0{,}59 - 0{,}031 \cdot X_1 - 0{,}032 \cdot X_2. \qquad (23)$$

Анализ уравнений (17 - 23) подтверждает, что:

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик модернизированного гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность $N_п$ и $N_з$, а также КПД η;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощность $N_п$ и $N_з$, а также КПД η.

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной $N_п$ и затрачиваемой $N_з$ мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp и частоты вращения n с целью получения модели, описывающей работу модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (17), определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа $\left(Q_{гв} = f\left(n\right)\right)$

$$Q_{гв} = 0{,}7 + 6{,}8 \cdot n, \qquad (24)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $3 < n < 12$ *мин*$^{-1}$.

Раскодировав уравнение (18), определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа $\left(M_{кр} = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 111 \cdot n, \qquad (25)$$

где Δp - перепад давлений, $8 < \Delta p < 20$ *МПа*.

Раскодировав уравнение (19), определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа $\left(N_п = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$N_п = -0{,}05 + 0{,}04 \cdot \Delta p - 0{,}09 \cdot n + 0{,}053 \cdot \Delta p \cdot n. \qquad (26)$$

Раскодировав уравнение (20), определим изменение затраченной мощности гидровращателя планетарного типа $\left(N_з = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$N_з = 6{,}1 + 0{,}001 \cdot \Delta p - 0{,}027 \cdot n + 0{,}059 \cdot \Delta p \cdot n. \qquad (27)$$

Раскодировав уравнение (21), определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta_{об} = f\left(\Delta p\right)\right)$

$$\eta_{об} = 0{,}47 - 0{,}001 \cdot \Delta p. \qquad (28)$$

Раскодировав уравнение (22), определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta_{г.м} = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$\eta_{г.м} = 0{,}769 - 0{,}005 \cdot \Delta p - 0{,}0075 \cdot n. \qquad (29)$$

Раскодировав уравнение (23), определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta = f\left(\Delta p, n\right)\right)$

$$\eta = 0{,}717 - 0{,}0053 \cdot \Delta p - 0{,}007 \cdot n. \qquad (30)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f\left(Q_{гм}, \Delta p\right)$ из уравнения

(24) определим изменение частоты вращения $n = f\left(Q_{гв}\right)$

$$n = 0{,}15 \cdot Q_{гв} - 0{,}1. \qquad (31)$$

Тогда, с учетом выражения (31), изменение момента на валу гидровращателя $\left(M_{кр} = f\left(Q_{гв}, \Delta p\right)\right)$ имеет вид

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 16{,}7 \cdot Q_{гв} + 0{,}015. \qquad (32)$$

Полученные зависимости (24 - 32) описывают работу модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики (значение критерия Стьюдента $t = 2{,}12$ при числе степеней свободы $f = 16$ [8]):

$$\left|b_{\bar{y}_1}\right| = 0{,}342;\ \left|b_{\bar{y}_2}\right| = 143{,}2;\ \left|b_{\bar{y}_3}\right| = 0{,}213;\ \left|b_{\bar{y}_4}\right| = 0{,}302;$$

$$\left|b_{\bar{y}_5}\right| = 0{,}122;\ \left|b_{\bar{y}_6}\right| = 0{,}107;\ \left|b_{\bar{y}_7}\right| = 0{,}011.$$

Полученные уравнения регрессии (33 - 39) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики и имеют вид:

$$Y_1\left(Q_{гв}\right) = 36{,}66 + 21{,}81 \cdot X_2 - 2{,}59 \cdot X_3 - 1{,}59 \cdot X_2 \cdot X_3; \qquad (33)$$

$$Y_2\left(M_{кр}\right) = 6486 + 2791 \cdot X_1 + 1045 \cdot X_3 + 536 \cdot X_1 \cdot X_3 + 277 \cdot X_2 \cdot X_3; \qquad (34)$$

$$\begin{aligned} Y_3\left(N_п\right) = {} & 3{,}35 + 1{,}49 \cdot X_1 + 1{,}96 \cdot X_2 + 0{,}63 \cdot X_3 + 0{,}93 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ & + 0{,}29 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0{,}48 \cdot X_2 \cdot X_3 \end{aligned}; \qquad (35)$$

$$Y_4\left(N_з\right) = 6{,}73 + 3{,}08 \cdot X_1 + 3{,}99 \cdot X_2 - 0{,}48 \cdot X_3 + 1{,}82 \cdot X_1 \cdot X_2; \qquad (36)$$

$$Y_5\left(\eta_{об}\right) = 0{,}859 - 0{,}0596 \cdot X_3; \qquad (37)$$

$$\begin{aligned} Y_6\left(\eta_{г.м}\right) = {} & 0{,}6 - 0{,}02 \cdot X_1 - 0{,}02 \cdot X_2 + 0{,}09 \cdot X_3 + 0{,}02 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ & + 0{,}03 \cdot X_2 \cdot X_3 \end{aligned}; \qquad (38)$$

$$\begin{aligned} Y_7\left(\eta\right) = {} & 0{,}518 - 0{,}018 \cdot X_1 - 0{,}013 \cdot X_2 + 0{,}11 \cdot X_3 + \\ & + 0{,}018 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0{,}026 \cdot X_2 \cdot X_3 \end{aligned}. \qquad (39)$$

Анализ уравнений (33 - 39) подтверждает, что:

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность $N_п$ и $N_з$, а также КПД η;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода

$Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощностей $N_п$ и $N_з$, а также КПД η;

– изменение площади проходного сечения $S_{п.с}$ влияет на изменение расхода $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощностей $N_п$ и $N_з$, а также КПД η.

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной $N_п$ и затрачиваемой $N_з$ мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp, частоты вращения n и площади проходного сечения $S_{п.с}$ с целью получения модели, описывающей работу гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (33), определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа $\left(Q_{гв} = f\left(n, S_{п.с}\right)\right)$

$$Q_{гв} = 0{,}21 + 9{,}4 \cdot n + 0{,}005 \cdot S_{п.с} - 0{,}025 \cdot n \cdot S_{п.с}, \qquad (40)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $2 < n < 8$ *мин*$^{-1}$;

$S_{п.с}$ - площадь проходного сечения, $66{,}7 < S_{п.с} < 108{,}5$ *мм*^{2}.

Раскодировав уравнение (34), определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа $\left(M_{кр} = f\left(\Delta p, n, S_{п.с}\right)\right)$

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - n \cdot \left(385 - 4{,}39 \cdot S_{п.с}\right) - S_{п.с} \cdot \left(28{,}5 - 5{,}15 \cdot \Delta p\right) - 52428, \qquad (41)$$

где Δp - перепад давлений, $6 < \Delta p < 16$ *мин*$^{-1}$.

Раскодировав уравнение (35), определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа $\left(N_п = f\left(\Delta p, n, S_{п.с}\right)\right)$

$$N_п = 3{,}58 - \Delta p \cdot \left(0{,}25 - 0{,}061 \cdot n\right) - S_{п.с} \cdot \left(0{,}04 - 0{,}003 \cdot \Delta p - 0{,}008 \cdot n\right). \qquad (42)$$

Раскодировав уравнение (36), определим изменение затраченной мощности гидровращателя планетарного типа $\left(N_з = f\left(\Delta p, n, S_{п.с}\right)\right)$

$$N_з = 3{,}6 + \Delta p \cdot \left(0{,}02 + 0{,}12 \cdot n\right) - 0{,}02 \cdot S_{п.с}. \qquad (43)$$

Раскодировав уравнение (37), определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta_{об} = f\left(S_{п.с}\right)\right)$

$$\eta_{об} = 1{,}11 - 0{,}003 \cdot S_{п.с}. \qquad (44)$$

Раскодировав уравнение (38), определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta_{г.м} = f\left(\Delta p, n, S_{п.с}\right)\right)$

$$\eta_{г.м} = 0{,}581 - 0{,}0025 \cdot \Delta p - n \cdot \left(0{,}021 - 0{,}001 \cdot \Delta p - 0{,}0005 \cdot S_{п.с}\right) + 0{,}002 \cdot S_{п.с}. \qquad (45)$$

Раскодировав уравнение (39), определим изменение общего

КПД гидровращателя планетарного типа $\left(\eta = f\left(\Delta p, n, S_{п.с}\right)\right)$

$$\eta = 0{,}361 - 0{,}0024 \cdot \Delta p - n \cdot \left(0{,}18 - 0{,}001 \cdot \Delta p - 0{,}0004 \cdot S_{п.с}\right) + 0{,}003 \cdot S_{п.с}. \quad (46)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f\left(Q_{гв}, \Delta p, S_{п.с}\right)$ из уравнения (40) определим изменение частоты вращения $n = f\left(Q_{гв}, S_{п.с}\right)$

$$n = \frac{Q_{гв} + 0{,}05 \cdot S_{п.с} - 0{,}21}{9{,}39 - 0{,}025 \cdot S_{п.с}}. \quad (47)$$

Тогда, с учетом выражения (47), изменение момента на валу гидровращателя $\left(M_{кр} = f\left(Q_{гв}, \Delta p\right)\right)$ имеет вид

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - \frac{\left(Q_{гв} + 0{,}05 \cdot S_{п.с} - 0{,}21\right) \cdot \left(385 - 4{,}39 \cdot S_{п.с}\right)}{9{,}39 - 0{,}025 \cdot S_{п.с}} - \quad (48)$$

$$- S_{п.с} \cdot \left(28{,}5 - 5{,}15 \cdot \Delta p\right) - 52428.$$

Полученные зависимости (40 - 48) описывают работу гидравлического вращателя планетарного типа с учетом его конструктивных особенностей в условиях эксплуатации.

Дисперсия адекватности определяется из выражения [8]

$$s_{ад}^2 = \frac{m}{N - l} \sum_{i=1}^{n} \left(\overline{y}_i - \hat{y}\right)^2,$$

где l – число значимых коэффициентов регрессии;

$\hat{y}$ – переменная состояния (расчетная), $\hat{y} = \sum_{i=1}^{m} b_i x_i$.

Дисперсия адекватности при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{1ад(Q)}^2 = 0{,}159;\ s_{2ад(M)}^2 = 268305;\ s_{5ад(\eta_{об})}^2 = 1{,}93;\ s_{6ад(\eta_м)}^2 = 6{,}9 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{7ад(\eta)}^2 = 1{,}2 \cdot 10^{-7}.$$

Так как в уравнениях регрессии (3,4) все коэффициенты регрессии значимы, то модели, описывающие исследуемые процессы, полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{1ад(Q)}^2 = 0{,}55;\ s_{2ад(M)}^2 = 803418;\ s_{5ад(\eta_{об})}^2 = 1{,}26;\ s_{6ад(\eta_м)}^2 = 2{,}4 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{7ад(\eta)}^2 = 1{,}3 \cdot 10^{-4}.$$

Так как в уравнениях регрессии (19,20) все коэффициенты регрессии значимы, то модели, описывающие исследуемые процессы, полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении влияния конструк-

тивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s^2_{1ад(Q)} = 0{,}159;\ s^2_{2ад(M)} = 268305;\ s^2_{3ад(N_п)} = 0{,}913;\ s^2_{4ад(N_з)} = 1{,}263;$$

$$s^2_{5ад(\eta_{об})} = 3{,}63 \cdot 10^{-4};\ s^2_{6ад(\eta_м)} = 17{,}6 \cdot 10^{-4};\ s^2_{7ад(\eta)} = 5{,}78 \cdot 10^{-4}.$$

Адекватность проведенных экспериментальных исследований проводилась с помощью критериев Фишера. Для расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство $F_p < F_T$ ($f_1 = N - l$, $f_2 = N(m-1)$, $q = 0{,}05$), где $F_p = s^2_{ад} / s^2_o$ при $s^2_{ад} > s^2_o$ [8], что подтверждает адекватность проведенных экспериментальных исследований с помощью полнофакторного эксперимента. При $s^2_{ад} \le s^2_o$, вывод об адекватности делается без проверки условия $F_p < F_T$.

Выводы. Для определения области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа и определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик проводился полнофакторный эксперимент с использованием гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300 $см^3$. Основными входными (изменяющимися) факторами являлись: перепад давлений рабочей жидкости, частота вращения «вала» гидровращателя. Неизменными факторами являлись: температура рабочей жидкости, кинематическая вязкость рабочей жидкости и тонкость фильтрации рабочей жидкости. В качестве функций откликов выбирались: действительный расход рабочей жидкости, крутящий момент на «валу» гидровращателя, затрачиваемая и полезная мощность гидровращателя, а так же объемный, механический и общий КПД гидровращателя;

Проведенные экспериментальные исследования с использованием методики полнофакторного эксперимента, позволили получитьуравнения регрессии, описывающие:

–изменение выходных характеристик серийного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6{,}3...16\,МПа$ и частоты вращения $n = 2...8\,мин^{-1}$, а также изменение выходных характеристик модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 8...20\,МПа$ и частоты вращения $n = 3...12\,мин^{-1}$;

– изменение влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6...16\,МПа$ и частоты вращения $n = 2...8\,мин^{-1}$.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что полученные математические модели

адекватно описывают взаимосвязь функциональных и геометрических параметров гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, с вероятностью $\alpha = 0{,}95$.

Литература:

1. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т.6. – С. 3-19.

2. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко*// Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т.6. – С. 45-61.

3. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014.– Vol. 16, No,5. – P. 293-298.

4. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – С. 29-41.

5. *Волошина А.А.* Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4, т.1.– С. 30-40.

6. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т.4. – С. 81-94.

7. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.А. Волошина* //Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4, т. 1.– С. 76-87.

8. *Мальцев П.М.* Основы научных исследований /*П.М. Мальцев, Н.А. Емельянова*. – Киев: Вища школа, 1982. – 192 с.

9. *Панченко А.И.* Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного гидромоторов / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 81-94.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЛАСТІ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

***Анотація* – робота присвячена проведенню повнофакторно-**

го експерименту з метою отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу в заданому діапазоні зміни їх геометричних і функціональних параметрів.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE AREA OF CHANGE OF OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

Summary

An article is dedicated to carrying out of the full factor analysis to obtain regression equations. They describe the change of output characteristics of conventional and upgraded planetary hydraulic rotators. The output characteristics are changed in a specified range of their geometric and functional parameters.

УДК 631.15.001.7

ДО ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Морозов В. І., к.е.н.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка
Тел. (057) 738-36-92

Анотація **– в статті розглянуті питання щодо підвищення ефективності кормозбиральних машин.**

Ключові слова **– економічна ефективність, кормозбиральні машини, технологічний процес, корма, посіви.**

Постановка проблеми. Сільське господарство є однією з пріоритетних галузей економіки України. Номенклатура сільськогосподарських машин і знарядь налічує тисячі назв. Засоби механізації постійно удосконалюють з метою підвищення якості виконання технологічних процесів, зменшення енерговитрат, матеріалоємності, підвищення надійності.

Застосування в рослинництві сільськогосподарської техніки пов’язане з необхідністю вирішення ряду науково-технічних проблем при мінімальних затратах ресурсів та максимально можливій продуктивності машин. Використання окремих, взаємно не пов’язаних машин або агрегатів технологічно не зможе вирішити проблему механізації рослинництва. І тільки комплексний підхід з точки зору застосування машин при виробництві і збиранні сільськогосподарських культур, тобто складання технологічних комплексів, дозволить вирішити проблему ефективного використання техніки і ресурсів взагалі.

При цьому необхідні і оцінки, і вибір, і застосування комплексів, які при запланованій врожайності були б економічно та енергетично ефективні і екологічно безпечні [1, 2].

Аналіз останніх досліджень. Фактори економічної ефективності використання засобів механізації самі є взаємопов’язаними і, якщо не враховувати впливу одного або декількох факторів, то можна одержати результати з похибкою.

Вибір методу оцінки економічної ефективності кормозбиральних машин в значній мірі залежить від критерію оптимальності. Та-

© Морозов В.І.

кими критеріями можуть бути: мінімальна вартість машини, мінімальна кількість машин, мінімальні експлуатаційні витрати [3,4].

Головним економічним показником при визначенні кількості і складу засобів механізації є величина експлуатаційних витрат на одиницю роботи при однаковій її якості, яка визначається агро- і зоотехнічними вимогами.

Для порівняння економічної ефективності запланованого і сучасного складу машинно-тракторного парку (МТП) необхідно скласти дві технологічні карти, в основу яких покласти запланований і існуючий рівень механізації.

Тому головним економічним показником при попередньому відборі енергетичних засобів і робочих машин є величина прямих експлуатаційних витрат на одиницю роботи при однаковій якості останньої, яка визначається агротехнічними вимогами. В цьому показнику знаходять своє відображення інші – продуктивність, металоємність і складність машин.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Проблема ефективного функціонування агрегатів, систем і всього парку машин була актуальною з моменту появи перших засобів механізації технологічних операцій в землеробстві. При цьому критерії, за якими проводились вибір і застосування сільгоспагрегатів, змінювалися та удосконалювалися у зв’язку з появою нової техніки та вдосконалення технологій, але проблема ефективності засобів механізації залишається актуальною по сьогоднішній день, особливо з врахуванням, перш за все, корінного реформування АПК, застосування в сучасному сільгосппвиробництві широкої гами техніки вітчизняного і закордонного виробництва та за існування різноманітних господарств за формами власності та площами посівів при різних технологічних рівнях [5,6].

Основна частина. Рівень економіки господарств, головним чином, залежить від рівня продуктивності праці і собівартості продукції. В сільському господарстві боротьба за максимальне зниження виробничих витрат завжди була одним із першочергових і корінних питань його розвитку. Головна увага у всіх ланках планування і керівництва господарством повинна бути зосереджена на найбільш раціональному і ефективному використанні матеріальних і фінансових ресурсів, а також виключенню зайвих витрат і збитків.

Задача інтенсифікації сільськогосподарського виробництва головним чином полягає в покращенні використання МТП. Отже, зниження собівартості механізованих робіт є невід’ємною частиною зниження собівартості сільськогосподарської продукції.

Головною умовою зниження собівартості механізованих робіт є підвищення продуктивності праці механізаторів на основі кращого використання техніки шляхом організації більш рівномірної і повної

завантаженості засобів механізації на протязі всього року, а не тільки в сезон польових робіт. Підвищення змінних норм виробітку можливе за рахунок збільшення часу основної роботи шляхом ліквідації всіх видів простоїв, а також зменшення витрат часу на проведення підготовчо-заключних і допоміжних операцій, більш правильного комплектування агрегатів і вмілого маневрування швидкостями під час роботи. Підвищенню продуктивності праці і зниженню собівартості механізованих робіт сприяє також підвищення технологічної кваліфікації механізаторських кадрів і краща організація їх праці.

Існує закономірність: чим продуктивніше використовуються машини, тим більший об'єм робіт виконується з їхньою допомогою, тим менша частина ремонтних витрат і амортизації, а також витрат нафтопродуктів припадає на один гектар механізованих робіт.

Це пояснюється тим, що у збільшенні виробітку частина витрат у загальній сумі залишається незмінною і їх величина у розрахунку на гектар умовної оранки зберігається. Зменшенню невиробничих витрат сприяють: скорочення простоїв машин, робота на підвищених швидкостях, скорочення холостих переїздів, ущільнення робочого дня і зменшення часу стоянки техніки в загоні з працюючим двигуном.

Крім того, на зниження собівартості механізованих робіт впливає зниження і прямих витрат.

Великим резервом зниження собівартості механізованих робіт є економія палива і мастильних матеріалів.

Значне місце у структурі витрат на експлуатацію МТП займають витрати на ремонт і технічний огляд. Одним із найбільш ефективних шляхів зниження ремонтних витрат є технічно грамотна експлуатація машин і організація технічного обслуговування техніки.

Розвиток тваринництва в Україні неможливий без створення міцної кормової бази. Для заготівлі потрібні 118 млн.т кормових одиниць, Україні не вистачає майже 50 % кормозбиральної техніки. Екстенсивний шлях простого збільшення потрібної техніки, який вимагає приблизно 24 млрд. грн. капітальних вкладень – нереальний через важкий фінансовий стан господарств і держави та його низьку економічну ефективність. Тут залишається єдиний вихід: запропонувати такі ресурсоекономні технологічні процеси та технічні засоби, які б при теперішніх можливостях економіки забезпечили механізовану заготівлю потрібної кількості якісних кормів [7, 9].

Серед багатьох факторів раціонального використання техніки взагалі, і зокрема кормозбиральної, особливої уваги заслуговує рівень технічного оснащення господарств і структура машинно-тракторного парку.

Проблема збільшення виробництва високоякісних кормів при мінімальних витратах праці може бути вирішена шляхом широкого

впровадження прогресивних технологій і науково-обґрунтованих технічних засобів для їх виконання.

При виконанні задачі обґрунтування кормозбиральних машин нами були проведені спостереження і експерименти у виробничих умовах господарств області.

Велись предметні спостереження за організацією, технологіями, використанням машин при збиранні таких кормових культур як кукурудзи на силос, однорічних і багаторічних трав з урахуванням марок і машин, їх продуктивності, термінів збирання, витрат контрольованих кормів.

Спостереження і експерименти дають підстави констатувати, що у господарствах застосовується різна організація праці щодо її ефективності, яка залежить не тільки від управлінсько-організаційної системи, але й, зокрема, від застосованих технологій вирощування і збирання сільськогосподарських культур і наявності кормозбиральної техніки.

Як відомо, технології можна застосовувати з урахуванням наявності і якості засобів механізації в господарствах. Якщо порівняти комбайни КСК-100А і Е-281С, то по балансовій вартості Е-281С в 2,6 рази дорожчий, ніж КСК-100А. В той самий час продуктивність КСК-100А на 3,6…36,5 % більша, ніж Е-281С.

Порівняння самохідних косарок вітчизняної КПС-5Г і німецької Е-301 дозволяє привести наступні показники:

- продуктивність КПС-5Г на 40,7 % більша, ніж Е-281С;
- балансова вартість Е-281С в 1,8 рази більша, ніж КПС-5Г;
- затрати праці в чол.-год/га при використанні Е-281С на 14,8 % більші, ніж КПС-5Г.

Два останніх приклади свідчать, що машини із далекого зарубіжжя не завжди мають перевагу над вітчизняними машинами, або тими, які випускались в колишньому СРСР.

Продуктивність кормозбиральних агрегатів залежить від забезпеченості їх транспортними засобами, станом культури і її забур’яненості.

Спостереження показали, що дуже часто не вистачає транспортних засобів для перевезення зрізаної маси.

За нашими спостереженнями у дослідних господарствах збиральні агрегати інколи простоювали до 45 хв. між суміжними завантаженнями. Велика забур’яненість (інколи досягає 50 %) культур також суттєво знижує продуктивність збиральних агрегатів і негативно впливають на якість корму. Тобто зниження продуктивності засобів механізації збільшує терміни збирання, які виходять за межі рекомендованих агровимогами, а в таких умовах збільшуються витрати поживних речовин корму (від 0,9 до 2,1 %).

Слід також зауважити, що спостерігаються витрати зрізаної маси з моменту виїзду агрегату із загонки і до в'їзду в неї через низьку професійну підготовку механізаторів, які обслуговують агрегат і неузгодженості їхніх дій.

Було також встановлено, що при несвоєчасному підборі валків, із запізненням, проросли бур'яни пронизують валок і, при підборі його, частина зрізаної маси залишається на полі непідібраною, що спричиняє втрати і, таким чином, знижує врожайність кормових культур і їх якість.

Економічна ефективність нової техніки проявляється, насамперед, в підвищенні продуктивності суспільної праці, тобто в зниженні вартості одиниці продукції.

В масштабі окремого господарства цей критерій не може бути виражений безпосередньо якимось одним показником. Тому визначення економічної ефективності нової техніки здійснюється за допомогою системи показників, що включає в себе основні й додаткові (спеціальні) показники.

До основних показників відносять:

– капітальні вкладення, необхідні для придбання нової техніки;

– собівартість продукції (роботи);

– терміни окупності капітальних вкладень на придбання нової техніки;

– продуктивність живої праці.

Для характеристики окремих елементів ефективності нової техніки слід враховувати також додаткові (спеціальні) показники, що відображають специфічні особливості машини – продуктивність за годину роботи, витрату матеріалів, пального і електроенергії на одиницю роботи, метало- і енергоємність, якість роботи, ступінь експлуатаційної надійності, використання робочого часу та ін.

Крім цього, сільськогосподарські машини характеризуються ще показниками, які не піддаються кількісному виразу. До них, насамперед, належать показники полегшення праці, зручності і безпеки обслуговування машин.

Усі додаткові показники мають допоміжне значення. Нагромадження їх призводить на практиці до ускладнення визначення економічної ефективності нової техніки. В зв'язку з цим, слід суворо обмежити і чітко визначити коло цих показників.

Для визначення показників економічної ефективності необхідно мати вихідні дані. Основними з них є: продуктивність машини за годину (зміну) роботи; кількість обслуговуючого персоналу; річне навантаження на машину (в змінах); коефіцієнт змінності; вартість машини; вага машини; амортизаційні та ремонтні відрахування; вартість

пального, електроенергії та матеріалів; норми і розцінки робіт; тарифні ставки та ін.

Висновки. За результатами досліджень і спостереженнями в виробничих умовах можна зробити наступні висновки.

1. Найбільш трудомісткою і найбільш коштовною, у порівнянні з іншими технологічними операціями при вирощуванні цих культур, є операція збирання кормів.

2. При обґрунтуванні збиральних машин важливим фактором виступає балансова вартість машини наряду з іншими важливими показниками.Придбання закордонної збиральної техніки повинно всебічно обґрунтовуватися.

3. Підвищити якість кормів під час їх збирання можна за рахунок:

- зниження забур'яненості культурних рослин;
- зниження втрат кормів;
- зменшення простоїв кормозбиральних агрегатів.

Література:

1. *П.Т. Саблук.* Стратегічні аспекти реформування зернового виробництва в Україні / *П.Т. Саблук* // Економіка АПК. – 1996. – № 1. – С. 3-7.

2. Економічний довідник аграрника / За ред. *Лузана Ю.Я.* та *Каблука П.Т.* – К., 2003. – 800 с.

3. *Варонавська О.В.* Економічний механізм формування і відтворення технічних засобів в аграрних підприємствах : Автореф. дис… канд. екон. наук / *О.В. Варонавська*. – Донецьк, 1998. – 23 с.

4. *Осьмак В.* Машини для заготівлі грубих кормів / *В. Осьмак, І. Качан* // Техника АПК. – 2003. – № 6. – С. 11-13.

5. *Добролюбов И.П.* Оперативная оценка энергетических и технико-экономических показателей МТП / *И.П. Добролюбов, Г.Л. Утенков* // Техника в сельском хозяйстве. – 1998. – № 3. – С. 22-25.

6. *А.П. Турченко.*Технико-экономические показатели работы машин на уборке кормовой свеклы / *А.П. Турченко* // Техника в сельском хозяйстве. – 1998. – № 6. – С. 6-8.

7. *Морозов В.І.* Порівняльна економічна оцінка кормозбиральних машин і шляхи покращення якості їх роботи / *В.І. Морозов* // Вісник ХНАУ. – Харків, 2007. – №6. – С. 18-22.

8. *Морозов В.І.* Економічний аналіз кількісного і якісного стану тваринництва і шляхи його покращення / *В.І. Морозов* // Вісник ХНАУ. – Харків, 1997. – №7. – С. 237-241.

9. *Морозов В.І.* Аналіз економічних показників щодо зниження експлуатаційних витрат на збиранні кормових культур / *В.І. Морозов* // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2007. – Вип. 8. – С. 180-186.

К ОБОСНОВАНИЮ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОРМОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Морозов В.И.

Аннотация **– в статье рассмотрены вопросы повышения эффективности кормоуборочных машин.**

SUBSTANTIATION OF THE ECONOMIC EFFICIENCY OF FORAGE MACHINES

V. Morozov

Summary

A paper considers improving the efficiency of forage machines.

УДК 628.35; 621.433; 66.074

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ БІОРЕАКТОРА – УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДІВ (ГНОЮ)

Болтянський Б.В., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-05-70

Анотація **– у статті обґрунтовано конструктивно-функціональну схему біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною), який дозволяє отримувати високоякісні знезараженні органічні добрива і біогаз – нетрадиційне джерело відновлюваної енергії.**

Ключові слова **– біомаса, біогазовий реактор, біогаз, біодобрива.**

Постановка проблеми. Сучасний стан сільськогосподарського виробництва потребує зниження витрат енергії, пошуку її альтернативних джерел, отримання в достатній кількості якісних органічних добрив для відтворення родючості ґрунтів, а також усунення екологічних проблем, пов'язаних з забрудненням навколишнього середовища відходами тваринництва.

Однією з найбільш перспективних технологій утилізації безпідстилкового гною великої рогатої худоби (ВРХ) є метанове зброджування, яке на відміну від традиційних технологій використання гною, дозволяє отримувати біогаз як нетрадиційне джерело енергії і високоякісні знезаражені органічні добрива [1].

Незважаючи на всі переваги і значні досягнення за останні десятиліття по розробці технологій і обладнання, метанове зброджування не знайшло широкого використання в сільськогосподарському виробництві України. Впровадження метанового зброджування безпідстилкового гною ВРХ стримується декількома причинами, в тому числі високою матеріаломісткістю і складністю технологічного обладнання, а також відсутністю взаємозв'язку його основних біотехнологічних показників з сумісними технологічними операціями по принципу біоконверсійного комплексу. Проте, до теперішнього часу ці питання практично не вирішені. Практично не вивчався процес підготовки бі-

© Болтянський Б.В.

омаси безпідстилкового гною ВРХ до ферментації з врахуванням параметрів технологічного процесу видалення та накопичення гною. Потребують подальшого дослідження основні параметри процесу і шляхи його інтенсифікації. Тому виникла необхідність в розробці більш ефективних конструкцій мікробіологічних реакторів.

*Аналіз останніх досліджень.*Проблемами та перспективами виробництва біогазу як альтернативного джерела енергії займаються такі дослідники та вчені, як Гелетуха Г.Г., Демчак І.М., Долінський А.А., Желєзна Т.А., Жовмір М.М., Калетнік Г. М., Кернасюк Ю.В., Кобець М.І., Козир В.С., Коненченков А.Є., Кузнецова А.В., Павліський В.М., Сокрут О.В., Лісничий В.М., Нагірний Ю.П.,Тимченко Л.О., Чернявський С.Є., Скляр Р.В. та ін. Проте дана проблематика є настільки актуальною, що потребує всебічних системних досліджень.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).*Метою роботи є обґрунтування конструктивно-функціональної схеми біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною).

Основна частина. Запропонована удосконалена конструкція біореактора малої ємкості для сільськогосподарських підприємств і фермерських господарств, який призначений для отримання газоподібного палива (біогаза), теплової і електричної енергії та екологічно чистих високоефективних органічних добрив при біотехнологічній переробці всіх видів органічних відходів (гною, посліду, фекально-сечових стоків, твердих побутових відходів, рослинних решток) ферми ВРХ, свиноферми або птахофабрики. Об’єм біореактора 10 м^3. За аналог взято російську біогазову установку «БІОЕН-1».

Проведено аналіз існуючого обладнання для метаногенеза органічних відходів. На основі аналізу розроблена удосконалена схема реактора-метантенка біогазової установки.

Після визначення всіх складових частин біогазового реактора була розроблена його конструктивно-функціональна схема (рис. 1).

Мікробіологічний реактор служить для метанового зброджування безпідстилкового гною і являє собою резервуар, який складається з верхньої циліндричної і нижньої конічної частин (див. рис. 1).

Біомаса завантажується крізь патрубок завантаження 3 у реактор, у нижній частині метантенка вона підігрівається спіральним теплообмінником 10, по якому рухається тепла вода. Біомаса перемішується шнековим змішувачем 2,4, верхня спіраль якого повинна бути вище рівня субстрату. Змішувач приводиться в рух електродвигуном 13, який вмикається 1 раз у годину на 5 хвилин, швидкість обертання шнека становить 2…5 1/хв. В процесі змішування досягається однорідність біомаси і руйнується кірка на її поверхні. Відпрацьований субс-

трат виходить крізь зливний патрубок 7, також необхідно передбачить наявність резервного патрубка 8, який виконає свої функції у випадку забивання основного.

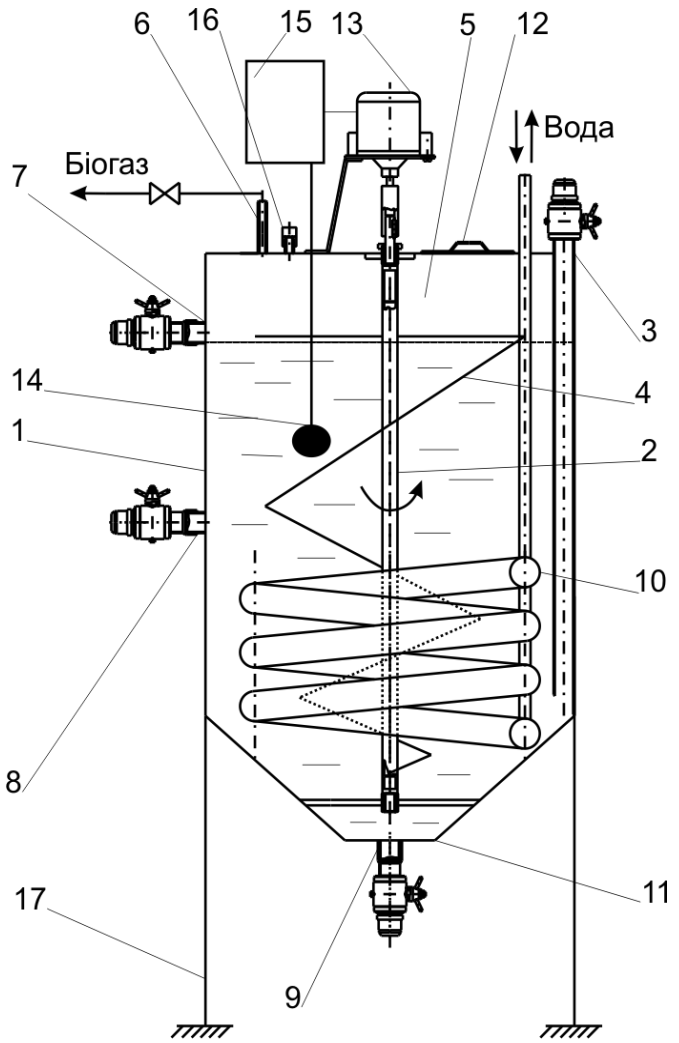


Рис. 1. Конструктивно-функціональна схема мікробіологічного реактора: 1 – корпус реактора, ззовні теплоізольований; 2 – вал змішувача; 3 – патрубок завантажувальний; 4 – шнек; 5 – газова камера; 6 – патрубок відбору; 7 – зливний патрубок; 8 – резервний патрубок; 9 – патрубок повного зливу; 10 – теплообмінник; 11 – з´ємне дно реактора; 12 – кришка реактора; 13 – електродвигун; 14 – датчик температури; 15 – блок автоматичного керування; 16 – запобіжний клапан; 17 – опора реактора

Дно метантенка пропонується зробити з´ємним, щоб можна було отримати доступ до його нижньої частини. У центрі дна розташований патрубок повного зливу. За температурою біомаси у реакторі і режимами роботи електродвигуна слідкує блок автоматичного керування 15, який отримує дані з датчика температури 14. Біогаз збира-

ється у верхній частині метантенку над біомасою у газовій камері 5. Далі крізь патрубок відбору 6 він переходить у газгольдер. На випадок перевищення допустимого значення тиску у кришці реактора запроектовано запобіжний клапан 16. Також у кришці метантенка потрібно передбачити технологічні люки 12.

Найважливішим елементом біогазової установки є метантенк. Від його конструкції залежить продуктивність й економічна ефективність всієї установки. Для вибору форми, розмірів і конструкції реактора вирішальну роль грають такі фактори, як: масова витрата субстрату при заповненні; заданий вихід газу або ступінь зброджування субстрату як функція від концентрації сухих речовин, завантаження робочого простору, часу циклу зброджування та інтенсивності перемішування; система виробництва; рівень механізації [2]. Приймаємо цилиндрично-конічну форму менантенка.

Габаритні розміри реактора визначаємо, виходячи з ємності його камери бродіння (10 м^3) і форми (рис. 2). Визначаємо об'єм камери бродіння реактора, як суму об'ємів двох простих геометричних тіл (циліндра і конуса)

$$V_к = V_1 + V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h + \frac{\pi \cdot (H-h)}{12} \cdot (D^2 + d^2 + D \cdot d) \cdot \qquad (1)$$

З конструктивних міркувань (зручність завантаження, форма оптимального поперечного перерізу, простота виготовлення) визначимо співвідношення між геометричними розмірами:

$H:D = 4:3$; $H - h = H/4$; $h = 3H/4$; $d = 0{,}5$ м.

Врахувавши, що $V_к$=10м^3, $H=x$ і підставивши визначені вищі співвідношення у формулу (1), отримаємо рівняння 3-го ступеня

$$\frac{\pi}{4} \cdot (\frac{3}{4} \cdot x)^3 + \frac{\pi}{12} \cdot \frac{x}{4}((\frac{3}{4} \cdot x)^2 + 0{,}5^2 + 0{,}5 \cdot \frac{3}{4} \cdot x) - 10 = 0 . \qquad (2)$$

Знаходимо вирішення даного рівняння у середовищі Mathcad

x =2,733м.

Звідси визначаємо геометричні розміри камери бродіння реактора:

$x = H = 2{,}733$ м; $D = 3 \cdot 2{,}733/4 = 2{,}05$ м;

$H - h = 2{,}733/4 = 0{,}683$ м; $h = 2{,}05$ м.

Приведемо геометричні розміри камери бродіння до нормальних лінійних розмірів згідно до ГОСТ 6636-69:

$H = 2{,}8$ м; $D = 2$ м; $H - h = 0{,}71$ м; $h = 2$ м.

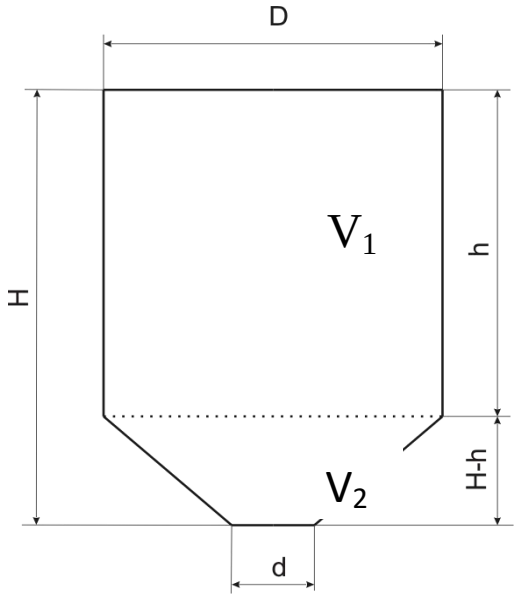


Рис. 2. Схема форми реактора

Визначення повної висоти реактора [3]

$$H_n = \frac{(100+15)}{100} \cdot H = \frac{(100+15)}{100} \cdot 2{,}8 = 3{,}22 \text{ м.} \quad (3)$$

Для теплоізоляції застосовуємо мати зі скляного штапельного волокна. Матеріалом для виготовлення основного корпусу служить листова сталь.

Щоб отримати необхідну для процесу бродіння температуру і по можливості підтримувати її на постійному рівні, слід передусім підігріти субстрат, що подається в реактор, до потрібної температури. Додаткове підведення теплоти необхідне для компенсації теплових втрат. У принципі, теплоту можна підводити до субстрату в робочий простір реактора або до живильного пристрою. Оскільки перепади температури негативно впливають на хід біологічного процесу, необхідно по можливості об’єднати підведення теплоти з інтенсивним перемішуванням. Крім того, у системі підведення теплоти необхідно передбачити, щоб на поверхнях теплопередачі не відкладалися зважені в субстраті тверді частинки (тому рекомендується, наприклад, високі швидкості руху субстрату відносно поверхонь теплопередачі), або щоб ці поверхні легко очищувалися. А це вже досить складне конструктивне рішення. І ще, дуже важливо, щоб на роботу теплообмінника не повинна впливати наявність у субстраті твердих матеріалів (наприклад, стебел соломи, пір’я, шерсті тощо) [4].

Пропонуємо застосувати у розроблюваній конструкції метантенку підігрів у робочому просторі. Для невеликих реакторів з перемішувальними пристроями цілком підходять теплообмінні нагрівальні агрегати (наприклад шланги, циліндричні або плоскі теплообмінники), крізь які прокачується гаряча вода ($t \leq 60^0$C) та які можна виймати з реактора при його очищенні. Саме циліндричний теплообмінник у вигляді спіральної трубки використаємо у проектованому реакторі.

Для перемішування субстрату пропонується застосувати шнекову мішалку, що приводиться в дію електродвигуном [5].

Висновки. На основі проведеного аналізу і технічної характеристики серійної біогазової установки «БІОЕН-1» розроблена удосконалена конструктивно-функціональна схема реактора-метантенка.

Корпус реактора циліндрично-конічної форми розміщений вертикально. Мішалка – шнекова співвісна з корпусом реактора. Підігрівач розташований в робочому просторі реактора та є спіральною трубкою, по якій тече нагріта вода.

Даний реактор може переробляти органічні відходи ВРХ, свиней, птиці з невеликих фермерських господарств, його об'єм – 10 м^3. Щоденно реактор здатний перобити 640 кг гною. Вихід біогазу 17,6 м^3/добу. Річний вихід органічних добрив 170 т. На підігрівання біомаси потрібно 2 м^3/добу біогаза або в тепловому еквіваленті: 31,5 МДж у теплий період року (245 днів) і 74,2 МДж у холодний період (120 днів).

Література:

1. *Нікітенко А.М.* Екологічні проблеми та їх значення у відтворенні великої рогатої худоби / *А.М. Нікітенко* // Вісник БДАУ. Зб. наук. праць. – Біла Церква, 2008. – Вип. 7-4.1. – С. 224-230.

2. *Скляр А.Г.* Анализ показателей для контроля биологического процесса анаэробного разложения / *А.Г. Скляр, Р.В. Скляр* // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol.17, No. 9. – P. 65-70.

3. *Дубровін В.* Біопалива (технології, машини і обладнання) / *В. Дубровін, М. Корчемний, І. Масло.* – К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2006. – 256 с.

4. *Корчемний М.О.* Енергозбереження в агропромисловому комплексі / *М.О. Корчемний, В.С. Федоренко, В.В. Щербань.* – Тернопіль: Підручники та посібники, 2001. – 984 с.

5. *Баадер В.* Биогаз. Теория и практика / *В. Баадер, Е. Донс, М. Брендерфер* ; пер. с нем. М.И. Серебряного. - М., 2006.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ БИОРЕАКТОРА – УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ (НАВОЗА)

Болтянский Б.В.

Аннотация **– в статье обоснована конструктивно-функциональная схема биореактора – установки для переработки органических отходов (навоза), который позволяет получать высококачественные обеззараженные органические удобрения и биогаз - нетрадиционный источник возобновляемой энергии.**

SUBSTANTIATION OF THE STRUCTURAL AND FUNCTIONAL LAYOUT OF A BIOREACTOR – AN INSTALLATION FOR PROCESSING OF ORGANIC WASTE (MANURE)

B. Boltyansky

Summary

The structural and functional layout of a bioreactor – an installation for processing of organic waste (manure) which allows obtaining high-quality decontaminated organic fertilizer and biogas (an unconventional source of renewable energy) is substantiated in a paper.

УДК 664.724

ОСОБЕННОСТИ ХРАНЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ ЗАПАСОВ

Кюрчев С.В., к.т.н.,
Верхоланцева В.А., асп.*
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (0619) 42-13-06

***Аннотация* – в работе рассмотрены различные способы хранения зерновых культур, представлены преимущества и недостатки этих способов.**

***Ключевые слова* – хранение, зерновые, эффективность, одноэтажный склад, ток, элеватор, металлический силос, полиэтиленовый рукав.**

Постановка проблемы. Сохранение и рациональное использование всего выращенного урожая, получение максимума изделий из сырья сегодня является одной из основных государственных задач. В последние годы хранению зерна предложены новые эффективные и, вместе с тем, экономичные способы. Несмотря на это, проблема сохранности как количества продукции, так и ее качества в период хранения по-прежнему актуальна. Для повышения эффективности использования того или иного способа хранения важно учитывать его особенности. В связи с этим, были определены задачи, предусматривающие проведение исследований по анализу эффективности различных способов хранения зерна в хозяйствах [1, 2].

Анализ последних исследований. В связи с сезонностью зернового производства возникает необходимость хранения в нашей стране запасов зерна для их использования на различные нужды в течение года и более. Многовековой опыт показывает, что сохранение человеком зерновых запасов – большое и сложное дело. Несмотря на недостаток зерна и зерновых продуктов, еще значительная часть их в период хранения гибнет и не доходит до удовлетворения нужд человека. За период прошлых лет значительные изменения в технической базе хранения зерна произошли и в нашем государстве. Значительно повысился удельный вес элеваторов и механизированных складов. Возросла степень механизации работ с зерном и зерновыми продуктами во всех звеньях народного хозяйства. Это позволило ввести в практи-

© Кюрчев С.В., Верхоланцева В.А.
* Науковий керівник – доцент, к.т.н. Кюрчев С.В.

ку новые усовершенствованные технологические приемы, обеспечивающие сокращение потерь зерна и снижение издержек при его хранении [2, 3].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Анализ преимуществ и недостатков способов хранения зерна пшеницы.

*Основная часть.*Сохранение и рациональное использование всего выращенного урожая, получение максимума изделий из сырья сегодня является одной из основных экономических задач.

Хранение, являющееся заключительным этапом производства зерна, обеспечивается наукой, которая изучает особенности зерна и зерновых масс в целом как объектов хранения, а также влияние физических, химических и биологических факторов на состояние зерна. Хранение зерна и зерновых продуктов требует огромной материально-технической базы и кадров специалистов, владеющих основами знаний в этой области.

Способ хранения зерновых масс зависит преимущественно от их физических и физиологических свойств. Все партии зерна, особенно семена, надо хранить в специальных хранилищах. Зернохранилища классифицируют по многим признакам, важнейшими из которых являются: период хранения (временного или длительного) конструкционные особенности (навесы, склады, элеваторы и т.п.); виды операций, которые в них проводятся (только хранение или хранение и обработка); степень механизации (механизированные, полумеханизированные, механизированные) наличие и тип установок для активного вентилирования семян (канальная, напольная, переносная и др.). Хранение зерна может быть временным - от нескольких суток до одного-трех месяцев или долгосрочным - от нескольких месяцев до нескольких лет. Как временное, так и долгосрочное хранение зерновых масс надо организовать так, чтобы предотвратить потери массы (кроме биологических) и снижению ее качества [4, 5].

Таким образом, определены следующие способы хранения зерна, являющиеся наиболее распространенными в настоящее время [4].

– Хранение в одноэтажном немеханизированном складе. В собственности многих сельскохозяйственных предприятий имеются типовые одноэтажные зернохранилища. В настоящее время этот способ по-прежнему широко используется для хранения зерновых масс в фермерском хозяйстве (рис.1).

– Хранение зерна в бунтах на крытой площадке тока. Широкое применение этого способа обусловлено нехваткой в сельскохозяйственных предприятиях, особенно в небольших фермерских хозяйствах, специализированных хранилищ для зерна.

– Хранение зерна в металлических силосах. Способ хранения зерна в металлической емкости (200 т), широко распространенный у

фермеров за рубежом, в последние годы находит все более широкое применение в сельскохозяйственном производстве нашей страны.

Рис.1. Зернокомплекс для хранения зерна

– Хранение зерна в элеваторе. Основной способ хранения, раннее применяемый, обеспечивал хранение основной массы зерна, заготавливаемого государством. В настоящее время элеваторы продолжают использовать для хранения зерна различного целевого назначения.

– Хранение зерна в герметичных гибких полиэтиленовых шлангах. Без доступа воздуха исчезает способность к размножению и развитию паразитов и грибков, который обеспечивает продолжительное хранение. В Украине этот способ хранения применяется пока только отдельными сельскохозяйственными предприятиями.Преимущества данной технологии:

• экономия средств на хранении зерна за счет сокращения затрат на хранилища, логистику и транспорт;

• хранение отсортированного зерна;

• отсутствие обезличения и заниженной оценки элеваторами качества зерна (потеря в цене), то есть берется из мешка то самое зерно, которое туда упаковали, а не перемешанное с зерном того же класса, но с низшим содержимым клейковины, как это происходит на элеваторе;

• получение на выходе зерна высшего качества (выигрыш в цене; себестоимость хранения в рукавах (шлангах) может быть в 2-3 раза ниже, чем на элеваторе).

Основной способ хранения зерновых масс – хранение насыпью. Преимущества его следующие: значительно эффективнее используется зернохранилище; имеется больше возможностей для механизиро-

ванного перемещения зерновых масс; облегчается борьба с вредителями хлебных запасов; удобнее организовать наблюдение за качеством зерна; отпадают расходы на тару; меньшая себестоимость хранения зерна.

Рис. 2. Хранение зерна в полиэтиленовых рукавах

Хранение насыпью может быть напольным или закромным (в небольших закромах и бункерах).

Достоинства складов напольного хранения:

• возможность хранить небольшие партии зерна;

• возможность хранить в одном складе несколько различных партий зерна за счет разделения склада хлебными сборно-разборными щитами на отдельные отсеки;

• небольшая высота насыпи и достаточный естественный воздухообмен обеспечивают надежное хранение семенного зерна, масличных и мелкосемянных культур, а также зерна кукурузы;

• возможность оборудования складов установками для активного вентилировании;

• меньшее сопротивление для воздуха при активном вентилировании;

• возможность выгрузки склада передвижной механизацией без использования технологической линии;

• воздушное межстеночное пространство позволяет компенсировать перепады температур окружающей среды и зерна для предотвращения появления конденсата;

• самое главное - меньшая стоимость размещения тонны зерна (стоимость размещения 1 т зерна в складе при новом строительстве меньше, чем в силосе, от 20% до 40%).

Есть и недостатки у складов напольного хранения:

• относительно большая площадь застройки по сравнению с металлическими силосами (при одинаковых объемах хранения площадь увеличивается в 1,2…1,5 раза);

• необходимость использования передвижной механизации при зачистке.

Таким образом, с учетом низких затрат на хранение и минимальных потерь продукции в этот период, наиболее перспективным способом хранения зерна в условиях сельскохозяйственного производства являются металлические зернохранилища.

Выводы. Из представленных способов хранения зерновых запасов можно выбрать, какой способ хранения наиболее рациональный в конкретных условиях сельскохозяйственного производства. По причине острой нехватки зернохранилищ в хозяйствах аграрии вынуждены размещать зерно на площадке под навесом, теряя при этом значительную часть урожая. Элеваторы способны обеспечить сохранность количества и качества зерна, но высокая стоимость хранения является серьезным аргументом не в пользу этого способа хранения. Использование современных методов хранения зерна – в металлических силосах, зернохранилищах и полиэтиленовых рукавах, как показал проведенный нами анализ, позволит снизить потери количества и качества зерна.

Литература:

1. *Малин Н.И.* Технология хранения зерна / *Н.И. Малин*. – М.: Колос, 2005. – 280 с.

2. *Маленький Б.Е.* Технология приемки, хранения и переработки зерна / *Б. Е. Маленький, В. Б. Лебедев, Г. А. Винников*. – М.: Агропромиздат,1990. – 367 с.

3. *Аккман А*. Обработка и хранение зерна / *А. Аккман* [и др.] – М.: Агропромиздат, 1985. – 320 с.

4. *Вобликов Е.М.* Технология элеваторной промышленности / *Е.М. Вобликов*. – СПб.: Лань, 2010. – 384 с.

5. *Вобликов Е.М*. Послеуборочная обработка и хранение зерна / *Е.М. Вобликов* [и др.] – Ростов на Дону: МарТ, 2001. – 240 с.

ОСОБЛИВОСТІ ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНОВИХ ЗАПАСІВ

Кюрчев С.В., Верхоланцева В.О.

***Анотація* – в роботі розглянуті різні способи зберігання зернових культур, а також представлені переваги та недоліки цих способів.**

FEATURES OF THE STORAGE OF GRAIN STOCKS

S. Kiurchev, V. Verkholantseva

Summary

A paper considers various methods of the grain storage and also presents their advantages and disadvantages.

УДК 631.363

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО СТВОРЕННЯ ПОВНОРАЦІОННИХ КОРМІВ ДЛЯ МОЛОДНЯКУ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ

Мілько Д.О., к.т.н.,
Бакарджиєв Р.О., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-05-70

Анотація **– роботу присвячено відображенню світового та вітчизняного передового досвіду годівлі молодняку великої рогатої худоби.**

Ключові слова **– телята, корми, раціони кормів, молозиво, замінники молока.**

Постановка проблеми. Важливою умовою високої продуктивності великої рогатої худоби є повноцінне годування. Інтенсивний розвиток тваринництва можливий, понад усе, у разі згодовування високопоживних кормів, які містять достатню кількість протеїну, мінеральних та біологічно активних речовин. Потреба великої рогатої худоби у мікроелементах визначається віком, фізіологічним станом, рівнем продуктивності та масою тіла. Також необхідно враховувати той факт, що насиченість мікроелементами різних кормів не однакова і мікроелементи зустрічаються в них у різних формах. Це ускладнює їх біологічну доступність. Тобто наявність мікроелементу не гарантує його повного засвоєння.

Аналіз останніх досліджень. Існує декілька завдань, виконання котрих призведе до успішного управління системою відтворення молодняку, а надалі і всієї молочної череди:

– формування імунної системи телят якнайшвидше після народження;

– зниження стресових випадків та мікробіологічних проблем у телят;

– забезпечення необхідною годівлею;

– забезпечення необхідними методами лікування телят.

А саме тому одразу після народження на протязі дванадцяти годин телятам необхідно згодовувати молозиво (рис. 1) як джерело протеїнів, жирів, мінералів та антитіл. Загальна кількість протеїну та жи-

© Мілько Д.О., Бакарджиєв Р.О.

рів в молозиві значно перевищує кількість жирів та протеїнів у молоці, тоді як рівень лактози у молоці значно вище ніж у молозиві. Підвищена місткість протеїнів та імуноглобулінів спостерігається лише при першому доїнні (годівлі) після пологів на протязі 6 годин. Кількість імуноглобуліну підвищується приблизно у 56 разів у порівняні з послідуючими доїннями (годівлями). В подальших згодовуваннях кількість імуноглобуліну знижується на 30% та 70% при другому та третьому доїнні чи годуванні, відповідно. Це дуже важливий етап в становленні здорового теля. Тому що імуноглобулін не формується у молочних залозах матері, а утворюється на останніх стадіях запуску у крові, та безпосередньо перед пологами потрапляє до молозива [1, 2].

Рис. 1. Згодовування молозива телятам

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Підвищення ефективності використання кормових компонентів при годівлі телят на основі рекомендацій до створення повноцінних раціонів.

Основна частина. У 4-6-денному віці телятам можна додавати замінники молока, які представляють собою або законсервоване молоко, або відновлене з порошкового. Але не слід забувати, що замінники молока містять значно менше протеїну та жирів ніж у цільному молоці.

Взагалі до промислових замінників молока відносять залишки молочного виробництва, а саме сироватка, казеїн, сухі вершки. Використовуються і альтернативні джерела протеїнів, такі як соя, пшениця та картопля. Адже використання сироватки є більш ефективним, тому що вона краще перетравлюється та засвоюється телятами.

Якість молочних замінників дуже відрізняється, особливо дешевих замінників молока. До складу таких, недорогих, замінників входять альтернативні протеїновмісні продукти (дуже часто рослинного походження), а це в свою чергу призводить до негативних наслідків з погіршенням здоров’я та поведінки тварини, особливо у віці тварини

до 3 тижнів. При виборі замінника молока слід звернути увагу на наступні пункти:

– репутація виробника;

– хімічний склад продукту;

– компоненти, що входять до складу продукту.

Зазвичай замінники молока містять у собі більше ніж 50% обезводнених вершків, не менше ніж 20% протеїну (22-24% при використанні рослинних жирів). Підвищений рівень рослинних жирів для компенсації погіршення перетравності та засвоєння амінокислот з продуктів рослинного походження.

Жирів в замінниках молока повинно міститься не менше 10%, однак при утриманні тварин у загонах або у холодну пору року, зміст жирів повинен складати 15-20%. Важливим моментом при годуванні виступає наявність та кількість мінеральних домішок, приблизний склад необхідних компонентів наведений у табл. 1 [1].

Таблиця 1 – Рекомендований склад замінників молока

Компонент	Кількість
Протеїн взагалі (%)	22
Жири (%)	10
Макромінерали	
Кальцій (%)	0,7
Фосфор (%)	0,6
Магній (%)	0,07
Калій (%)	0,6
Натрій (%)	0,1
Хлориди (%)	0,2
Сульфати (%)	0,29
Мікромінерали	
Залізо (мг/кг)	100
Кобальт (мг/кг)	0,1
Мідь(мг/кг)	10
Марганець (мг/кг)	40
Цинк (мг/кг)	40
Йод (мг/кг)	0,25
Селен (мг/кг)	0,3
Вітаміни	
А (МО/кг)	3800
D (МО/кг)	600
Е (МО/кг)	40

Для стимуляції скорішого переводу телят на замінники молока можна обмежити годування сумішами з цільного молока, які містять 18% протеїну. Однак замінники молока повинні містити більш, ніж 18% протеїну (20-24%), причому телята повинні мати можливість постійного доступу до годівниць для отримання максимального денного приросту.

Також існують спеціалізовані замінники молока, наприклад «Multimilk» та «Multimilkpremium» від фірми VVS. До складу цих замінників входить обезводнена сироватка, сухі вершки, кокосовий жир, пальмова олія, екстракт протеїну з пшениці або сої. При чому ці замінники можна додавати у раціон телятам у віці 3 днів.

Відлучення телят не можна проводити до тих пір, доки рубець не зможе повністю забезпечувати поживними речовинами організм телят. Зазвичай відлучення відбувається тоді, коли вага та апетит теля випереджає розвиток за віком. Як правило, це відбувається миттєво, у випадку коли телята споживають від 800 до 900 г стартового замінника на протязі двох наступних днів. Приблизно цей період відповідає 35 – 40 дням від народження та масі теля 65…70 кг (Гольштенська порода).

Дуже важливою передумовою подальшого стимулювання розвинення рубцевої діяльності є якісний фураж. Особливо це має значення при відлученні телят. Однак підвищена місткість фуражу затримує розвиток рубцевих тканин, що призводить до зниження виробництва пропіонової та масляної кислот відносно ацетатів.

Рубцева діяльність дістає свого оптимального розвитку у проміжку між 4 та 8 тижнями від народження теля. Стартовий раціон набагато важливіший ніж фураж, так як виступає джерелом легкозасвоюваних вуглеводів, що сприяє розвиненню рубця.

Стартовий раціон із зерна повинен бути запропонований з 3-4 діб від народження та продовжувати згодовуватися до чотиримісячного віку тварини. Телята отримують порцію стартового раціону разом із рідким, він повинен розміщуватися на дні ковша, з якого теля отримує і рідкі суміші. Або, якщо не має такої змоги, то порцію стартового раціону видають вручну. Стартовий раціон зазвичай починають додавати на стадії 7-14 днів від народження (рис. 2).

До стартового раціону висувають такі вимоги:

– висока якість;

– свіжість;

– привабливий смак;

– грубий помел.

Склад поживних речовин стартового раціону для телят наведений у табл. 2. [2]

Рис. 2. Введення стартового раціону до годівлі телят

Приклади стартових раціонів кормів наведені у табл. 3 та 4.

Таблиця 2 – Склад поживних речовин стартового раціону

Поживні речовини	Вміст
Загальні протеїни	18…20%
Загальні легкоперетравні речовини	80%
Кислоторозчинні волокна	15%
Інші концентрати	3…5%
Кальцій	0,60%
Фосфор	0,40%
Мідь	10 мг/кг
Цинк	42 мг/кг
Марганець	30 мг/кг
Витамин А	6000 МО/кг
Витамин D	1400 МО/кг
Витамин Е	50 МО/кг

Таблиця 3 – Приклади стартових раціонів кормів для телят, % (механічна обробка)

Складові	Раціон		
	A	B	C
Подрібнена кукурудза або кукурудзяна мука	50		
Подрібнена або розлущена кукурудза		51	37
Подрібнені або грубо змелені ячмінь, овес, пшениця	25	26	37
Соєва мука	18	16	
Соняшникова мука			19
Меляса	5	5	5
Мінеральні та вітамінні премікси	1,5	1,5	1,5
Мінеральні солі	1	1	1

Таблиця 4 – Приклади стартових раціонів кормів для телят, % (гранульовані корми)

Складові	Вміст
Пшениця	30
Ячмінь	21
Овес	16,5
Соєва мука	14
Ріпакова мука (зі зниженим вмістом кислот)	4
Обезводнена мука з люцерни	4
Пилоподібне, сухе, цільне молоко	3
Меляса	5
Мінерально-вітамінні премікси	2
Подрібнений вапняк	0,3
Йодована кобальтова сіль	0,2

Телята повинні споживати близько 1,5…2 кг стартового раціону на день (рис.3), причому повинен бути забезпечений постійний доступ до корму та води. Також необхідно давати телятам близько 90 г на день солі та мінеральних добавок. Все це дуже важливо для телят, то-

му що стартовий раціон є єдиним джерелом поживних речовин майже до 4-місячного віку.

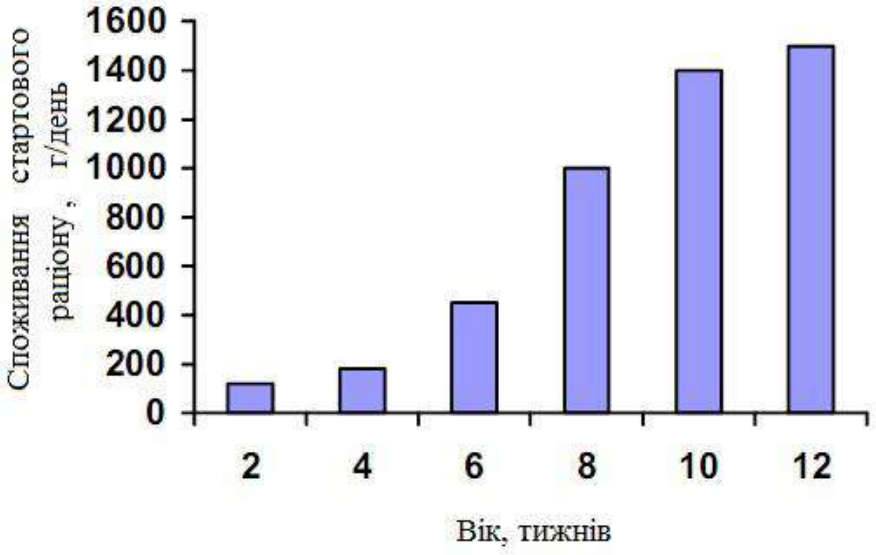


Рис. 3. Споживання стартового раціону згідно віку теля

За даними Вінницького інституту кормів УААН, під час годівлі молодняку ВРХ необхідно контролювати склад раціонів, вміст необхідних поживних та біологічно активних речовин, в тому числі і мінеральних. При проведенні аналізу господарчого раціону на вміст заліза, міді, цинку та марганцю вчені прийшли висновку щодо балансування раціону кормів, особливо двомісячних телят. Найбільший вміст заліза спостерігався в сіні різнотрав'яних культур, тоді як вміст міді, напроти, був найнижчій. Коренеплоди містять багато марганцю, а що стосується міді – також найнижчій результат. Вміст заліза в молоці був, як і у сіна, високий, а от вміст міді і марганцю був однаковий. Комбіновані корми за своїм вмістом практично повністю задовольняли потребу у мікроелементах окрім заліза. Якщо відобразити це в цифрах, то з 100 % заліза, яке потрапляє до організму тварини, засвоюється лише 77,6 %, а інше втрачається з неперетравними залишками та сечею (відповідно 18,42 та 3,97%). Спостереження вмісту цинку у цих же господарчих раціонах виявило лише 70-80% від загально необхідної кількості для нормального функціонування тварини. Тоді як організм теля здатен засвоїти лише 30мг (42-50% від необхідної кількості), що пов'язано з віковими відмінностями, не говорячи про те, як пригнічують адсорбцію цинку такі елементи, як ртуть, мідь та кадмій. Магнію та його сполук міститься в господарських раціонах лише половина від необхідної кількості (52%), при тому, що засвоєння магнію також складає близько 50% від отриманого з раціону. Перевагою марганцю є те, що він практично повністю утримується в організмі. Біологічна

доступність міді склала лише 47,7%, при тому, що в дослідних кормах місткість міді складала 100% від необхідної кількості [3].

Все вище наведене свідчить, що збалансовані корми – це не остання вимога щодо необхідної кількості поживних речовин у кормах. Тому що розглядання раціонів кормів необхідно проводити і з урахуванням так званої біологічної доступності, тобто наявності саме тіх поживних речовин, які безпосередньо беруть участь у «будуванні» організмів тварин. Існують препарати, які можуть доповнити попередньо збалансований раціон мікроелементами та необхідними амінокислотами, наприклад, «Amino Plus» від фірми VVS. Ця добавка працює наступним чином: захищені протеїни проходять крізь рубець та перетравлюються в тонкому кишечнику, де вони значно краще засвоюються організмом тварини. Даний препарат має наступні переваги [4]:

– містить 72% перетравного протеїну виготовленого за унікальною технологією;

– це натуральний продукт з гарними смаковими якостями та 95% перетравністю у тонкому кишечнику;

– оптимальний баланс амінокислот;

– має однорідну якість;

– підвищення добового виробництва молока;

– знижує місткість азоту у виділеннях тварини;

– знижує появи метаболічних порушень;

– підвищує місткість не жирної, сухої речовини в молоці.

Препарат «Amino Plus» зберігає протеїни при проходженні рубця та в повній мірі перетравлюється в тонкому кишечнику, а також має чудові смакові якості та повний набір необхідних амінокислот. Все це було доведено при довгострокових дослідженнях на кращих фермах Чехії.

Висновки. Для отримання здорового поголів'я, яке, до того ж, можна буде називати високопродуктивним, слід додержуватися вимог, висунутих до годівлі молодняку з перших днів народження провідними інститутами та установами. Однак загальновідомий факт, що раціони кормів при виробництві продукції тваринництва являють собою основу успішного підприємництва не гарантує того, що господарства мають інформацію щодо необхідного складу та компонентів раціонів кормів.

Література:

1. Корма. Справочная книга / Под ред. *М. А. Смурыгина.* – М.: Колос, 1977. – 368 с.

2. Справочник по качеству кормов / Под ред. *А. А. Омельяненко.* – К.: Урожай, 1985. – 192 с.

3. *Проваторов Г. В.* Норми годівлі, раціони і поживність кормів для різних видів сільськогосподарських тварин : довідник / *Г. В. Проваторов, В. І. Ладика, Л.В. Бондарчук*; за ред. В. О. Проваторова. – 2-ге вид., стер. - Суми: Університетська книга, 2009. – 489 с.

4. *Дурст Л.* Кормление сельськохозяйственных животных / *Л. Дурст, М. Виттман* ; под ред. И. И. Ибатуллина, Г.В. Проваторова. - Вінниця: Нова книга, 2003. - 384 с.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ПОЛНОРАЦИОННЫХ КОРМОВ ДЛЯ МОЛОДНЯКА КРУПНОГО РОГАТОГО СКОТА

Милько Д.А., Бакарджиев Р.А.

***Аннотация* – данная работа посвящена отражению мирового и отечественного передового опыта кормления молодняка крупного рогатого скота.**

RECOMMENDATION FOR THE PREPARATION OF FULL-DIET FEED FOR CALVES

D. Milko, R. Barkargiev

Summary

A paper analyzes world and domestic experience of the full-diet nutrition of calves.

УДК 631.37

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Кувачов В.П., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-12-65

Анотація **– викладено результати теоретичних досліджень з оцінки стійкості руху ширококолійних агрозасобів в горизонтальній площині.**

Ключові слова **– ширококолійний агрозасіб, плоскопаралельний рух в горизонтальній площині, стійкість руху, амплітудно- і фазово-частотні характеристики.**

Постановка проблеми. Перспективним напрямком стабільного розвитку сільського господарства є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну і мостову системи землеробства, основою яких є ширококолійні енерготехнологічні засоби механізації (або мостові трактори) [1]. Використання вказаних систем дозволяє отримувати максимальну ефективність (технологічну, соціальну, екологічну, економічну) в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Однією із найважливіших проблем динаміки ширококолійних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва (далі по тексту – ширококолійні агрозасоби) є стійкість їх руху у горизонтальній площині [2]. Розроблення нової конструкції ширококолійного агрозасобу потребує наукового обґрунтування щодо значень його конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи з точки зору забезпечення задовільної стійкості руху.

Аналіз останніх досліджень. Питанням оцінки стійкості руху традиційних машинно-тракторних агрегатів науковцями приділено багато уваги. Найбільш упорядкованим підходом до методології вивчення проблеми стійкості машинно-тракторних агрегатів викладено в працях проф., член-кор. НААНУ В.Т. Надикто. Зокрема, в [3] відмічено: «З точки зору загальновідомих понять, рух в горизонтальній площині таких незамкнутих динамічних систем, як машинно-тракторні агрегати, може бути стійким, але лише у малому і за обов’язкової

© Кувачов В.П.

УДК 631.37

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Кувачов В.П., к.т.н.[1]
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-12-65

Анотація **– викладено результати теоретичних досліджень з оцінки стійкості руху ширококолійних агрозасобів в горизонтальній площині.**

Ключові слова **– ширококолійний агрозасіб, плоскопаралельний рух в горизонтальній площині, стійкість руху, амплітудно- і фазово-частотні характеристики.**

Постановка проблеми. Перспективним напрямком стабільного розвитку сільського господарства є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну і мостову системи землеробства, основою яких є ширококолійні енерготехнологічні засоби механізації (або мостові трактори) [1]. Використання вказаних систем дозволяє отримувати максимальну ефективність (технологічну, соціальну, екологічну, економічну) в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Однією із найважливіших проблем динаміки ширококолійних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва (далі по тексту – ширококолійні агрозасоби) є стійкість їх руху у горизонтальній площині [2]. Розроблення нової конструкції ширококолійного агрозасобу потребує наукового обґрунтування щодо значень його конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи з точки зору забезпечення задовільної стійкості руху.

Аналіз останніх досліджень. Питанням оцінки стійкості руху традиційних машинно-тракторних агрегатів науковцями приділено багато уваги. Найбільш упорядкованим підходом до методології вивчення проблеми стійкості машинно-тракторних агрегатів викладено в працях проф., член-кор. НААНУ В.Т. Надикто. Зокрема, в [3] відмічено: «З точки зору загальновідомих понять, рух в горизонтальній площині таких незамкнутих динамічних систем, як машинно-тракторні агрегати, може бути стійким, але лише у малому і за обов’язкової

© Кувачов В.П.

умови урахування тих чинників, які стабілізують їх плоско-паралельне переміщення. У теоретичних дослідженнях умов функціонування динамічних систем без урахування стабілізаційних чинників слід відходити з того поняття, що стійкість руху МТА – це рівень його здатності протистояти дії зовнішнього збурення. Одним із найбільш ефективних методів синтезу схеми і конструктивно-технологічних параметрів МТА є застосування амплітудних і фазових частотних характеристик (АЧХ і ФЧХ відповідно) відпрацювання динамічною системою вхідного збурення».

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є розробка математичних моделей функціонування ширококолійних агрозасобів у поздовжньо-горизонтальній площині і на їх основі дослідження впливу схем, конструктивних параметрів та режимів роботи на стійкість руху агрозасобу.

Методика досліджень. При математичному моделюванні руху ширококолійного агрозасобу в горизонтальній площині модель його функціонування, як динамічної системи, зручно розглядати у вигляді реакцій на вхідні керуючі і збурювальні впливи, останні однозначно визначають стійкість його руху. Для отримання АЧХ і ФЧХ відпрацювання динамічною системою зовнішніх збурювань необхідно реалізувати наступний алгоритм [3]: скласти диференціальні рівняння руху динамічної системи; перейти від диференціальної до операторної форми запису рівнянь (здійснити перетворення Лапласа); скласти відповідні передатні функції; розрахувати дійсні АЧХ і ФЧХ.

Згідно до теорії автоматичного регулювання, ідеальна АЧХ відтворення динамічною системою слідкування збурювального впливу в робочому діапазоні частот його коливань повинна дорівнювати нулю, а ФЧХ – прямувати до нескінченності.

Основна частина. Розглянемо динамічну систему ширококолійного агрозасобу (рис. 1). Оскільки в роботі мова йтиме про стійкість руху, то керівний вплив не розглядатимемо. Характеристиками збурювального впливу є: тяговий опір $\overline{R}$ сільськогосподарського знаряддя (зокрема, поперечна його складова R″) і головний момент тягового опору M_R.

Крім вказаних параметрів, на агрозасіб діють рушійні $P_{дл1}$, $P_{дл2}$, $P_{дп1}$, $P_{дп2}$ та бокові $P_{бл1}$, $P_{бл2}$, $P_{бп1}$, $P_{бп2}$ сили, останні призводять до виникнення кутів уводу $\delta_{л1}$, $\delta_{л2}$ і $\delta_{п1}$, $\delta_{п2}$ коліс лівого і правого бортів.

Приймемо, що розглянутий агрозасіб здійснює на гоні відносно нерухомої горизонтальної площини XOY рівномірний поступальний рух з швидкістю V_0. В процесі виконання роботи його остів під впливом випадкових збурювань відхиляється від початкового положення і отримує додаткові швидкості – починається відносний рух агрозасобу по відношенню до площини X_1OY_1. При цьому площина $X_тS_тY_т$, що зв'язана з центром мас агрозасобу, обертає його в площині X_1OY_1 на-

вколо осі S_TZ, яка проходить через точку S_T. Мірою цього повороту служить кут φ, який побудований повздовжньою віссю S_TY_T агрозасобу і віссю OY_1. В процесі відносного руху агрозасобу його центр мас переміщується по осі OX, що характеризується зміною абсциси X_s.

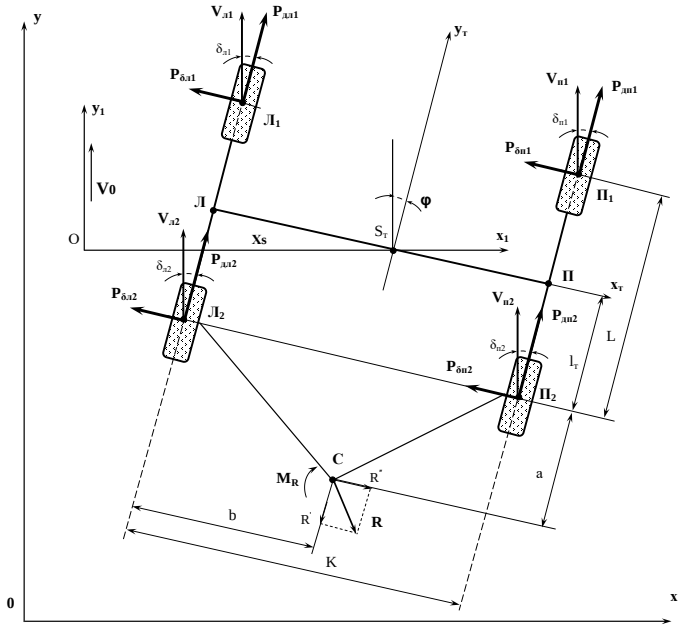


Рис. 1. Схема динамічної системи руху агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині

Таким чином, розглядуваний агрозасіб по відношенню до площини X_1OY_1 має два ступеня вільності, яким відповідає дві узагальнені координати: кут φ і зміна абсциси Xs центра мас $S_т$ агрозасобу. Лінійна математична модель такого агрозасобу виражається системою двох диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} A_{11}\cdot\ddot{X}_S + A_{12}\cdot\dot{X}_S + A_{13}\cdot\dot{\varphi} + A_{14}\cdot\varphi = R'' + f_1, \\ A_{21}\cdot\ddot{\varphi} + A_{22}\cdot\dot{\varphi} + A_{23}\cdot\varphi + A_{24}\cdot\dot{X}_S \quad = -R''(l_m + a) + M_R + f_2, \end{cases} \tag{1}$$

де $A_{11} = M_т$;

$A_{12} = (k_{л1}+k_{л2}+k_{п1}+k_{п2})/V_0$;

$A_{13} = ((k_{л1}+k_{п1})\cdot(L - l_т) - (k_{л2}+ k_{п2})\cdot l_т)/V_0$;

$A_{14} = -(k_{л1}+k_{л2}+k_{п1}+k_{п2})$;

$A_{21} = J_т$;

$A_{22} = ((k_{л1}-k_{п1})\cdot(L- l_т)^2 + (k_{л2}- k_{п2})\cdot l_т^2)/V_0$;

$A_{23} = -(k_{л1}+k_{п1})\cdot(L - l_т) + (k_{л2}+k_{п2})\cdot l_т$;

$A_{24} = (k_{л1}+k_{п1})\cdot(L - l_т) - (k_{л2}+k_{п2})\cdot l_т)/V_0$;

$f_1 = 0$;

$f_2 = P_{дл1}\cdot b+P_{дл2}\cdot b- P_{дп1}\cdot(K-b)- P_{дп2}\cdot(K-b)$.

В операторній формі запису система рівнянь (1) матиме вигляд

$$\begin{cases} K_{11} \cdot X_S(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) = F_{11} \cdot R'' + F_{12} \cdot M_R + F_{13}, \\ K_{21} \cdot X_S(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) = F_{21} \cdot R'' + F_{22} \cdot M_R + F_{23}, \end{cases} \quad (2)$$

де $K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s$; $K_{21} = A_{24} \cdot s$;
$K_{12} = A_{13} \cdot s + A_{14}$; $K_{22} = A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}$;
$F_{11} = 1$; $F_{21} = -(l_m + a)$;
$F_{12} = 0$; $F_{22} = 1$;
$F_{13} = f_1 = 0$; $F_{23} = f_2$;
$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

У цих рівняннях $M_т$, $J_{sт}$ – маса і момент інерції агрозасобу відносно його центру мас; V_s – лінійна швидкість його центру мас відносно площини $X_1ОУ_1$; $k_{л1}$, $k_{л2}$ і $k_{п1}$, $k_{п2}$ – коефіцієнти опору уводу коліс лівого і правого бортів агрозасобу; K, b, a, L і l_m – конструктивні параметри, природа яких зрозуміла з рис. 1.

Фізичним об’єктом теоретичних досліджень був дослідний зразок ширококолійного агрозазобу, розроблений в Таврійському державному агротехнологічному університеті (рис. 2).

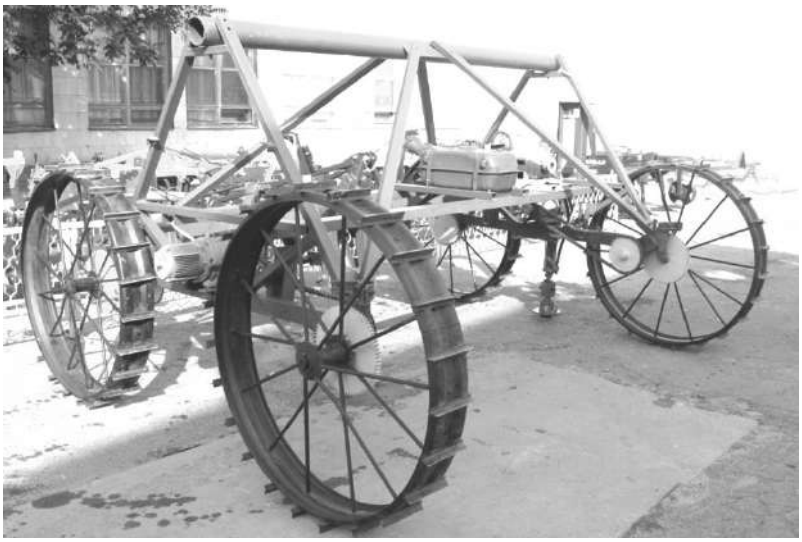


Рис. 2. Спеціалізований енерготехнологічний агрозасіб для колійної системи землеробства з колією 3 м, розроблений науковцями Таврійського державного агротехнологічного університету (м. Мелітополь)

Амплітудно- і фазово-частотні характеристики коливань відпрацювання фізичним об’єктом досліджень збурювального впливу представлено на рис. 3 та 4.

Аналіз розрахункових АЧХ (рис. 3,а) говорить про те, що при збільшенні швидкості руху агрозасобу коливання амплітуди курсово-

го кута φ, як вихідного параметру, теж зростає, що не є бажаним, оскільки віддаляє АЧХ від ідеальної. Водночас, максимальна амплітуда кутового кута φ агрозасобу на частотах, близьких до нуля, не перевищує 0,08 рад на 1 кН коливань тягового опору. ФЧХ при цьому мають аналогічний характер (рис. 3, б), а величина запізнення реакції динамічної системи на вхідне збурювання при збільшенні швидкісного режиму змінюється не більше 10%. У зв'язку з цим, можна констатувати, що зміна швидкісного режиму агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

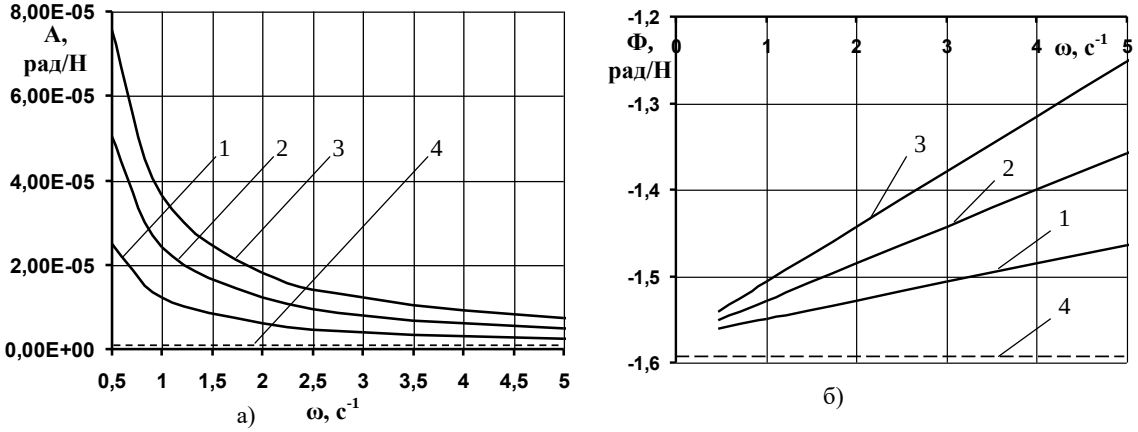


Рис. 3. Амплітудно- (а) і фазово-частотні (б) характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (поперечна складова тягового опору R″ сільськогосподарського знаряддя) при різних швидкостях його руху: 1 – 1 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 3 м/с; 4 – ідеальні характеристики

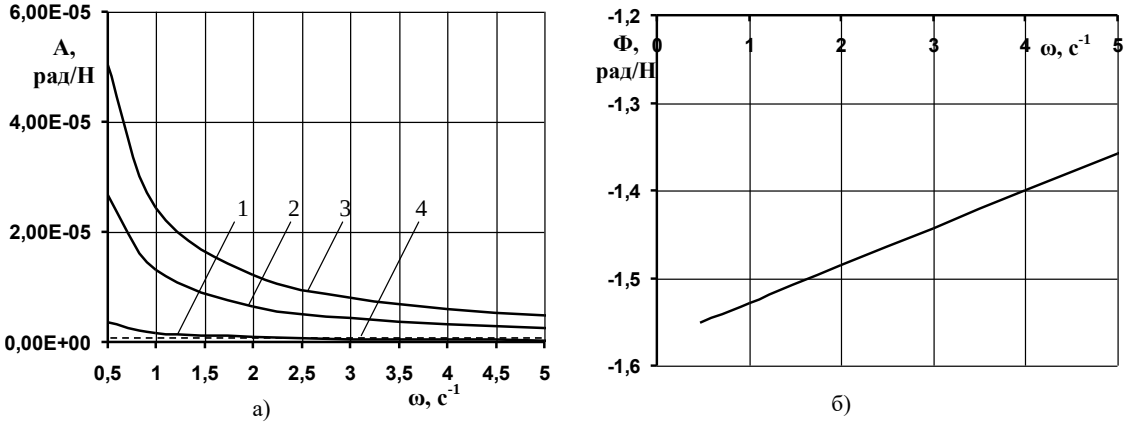


Рис. 4. Амплітудно- (а) і фазово-частотні (б) характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (поперечна складова тягового опору R″ сільськогосподарського знаряддя) при різних відстанях приєднання тягового знаряддя **а** (див. рис. 1): 1 – мінус 1 м; 2 – 0 м; 3 – плюс 1 м; 4 – ідеальні характеристики

З позицій задовільної стійкості руху ширококолійного агрозасобу, точка приєднання його технологічної частини повинна розміщуватися усередині його бази (а = −1 м, див. рис. 4,а) – «середнє» навішування робочих знарядь, оскільки в такому випадку в робочому діапазоні частот АЧХ наближаються до ідеальної. І, навпаки, розміщення технологічної частини позаду агрозасобу (а = 1 м, див. рис. 4,а) – заднє навішування – погіршує стійкість його руху, оскільки амплітуда АЧХ зростає, що не є бажаним. Щодо поведінки ФЧХ, то тут слід відзначити, що будь-який варіант розміщення технологічної частини агрозасобу (тобто зміна конструктивного параметру **а**) не змінює цю характеристику (рис. 3,б), і це свідчить про однаковість величини запізнення реакції динамічної системи на вхідний вплив.

Висновки. Розроблені математичні моделі і отримані нові закономірності плоско-паралельного руху ширококолійного агрозасобу дозволяють теоретично здійснювати обґрунтування нових схем, конструктивних параметрів та режимів його роботи із задовільною стійкістю руху в горизонтальній площині.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що зміна швидкісного режиму розглядуваного ширококолійного агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

З позицій задовільної стійкості руху ширококолійного агрозасобу точка приєднання його технологічної частини повинна розміщуватися усередині його бази - «середнє» навішування знарядь, оскільки в такому випадку АЧХ наближаються до ідеальної.

Література:

1. CTF = Controlled Traffic Farming [Електронний ресурс] / CTF Europe. – 2013. – Режим доступу: www.controlledtrafficfarming.com.

2. *Кувачев В.* Моделирование плоско-параллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления / *В. Кувачев* // Motrol. – 2015. – Vol. 17, № 9. – С. 49–54.

3. *Надикто В.* Оцінка стійкості руху машинно-тракторних агрегатів / *В. Надикто* // Техніка і технології АПК. – 2015. – № 6 (69). – С. 6–9.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШИРОКОКОЛЕЙНЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Кувачёв В.П.

Аннотация **– представлены результаты теоретических исследований оценки устойчивости движения ширококолейных агросредств в горизонтальной плоскости.**

EVALUATION OF THE STABILITY MOTION OF WIDE-GAUGE POWER-TECHNOLOGICAL MEANS OF MECHANIZATION OF THE AGRICULTURAL PRODUCTION

V. Kuvachov

Summary

Results of theoretical studies on the stability motion of wide-gauge power-technological means in horizontal plane are presented.

УДК 621.43

СПОСІБ ВРАХУВАННЯ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛІ ПРИ КОНСТРУЮВАННІ ТЕПЛОНАПРУЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНІВ

Стефановський О. Б., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-04-42

***Анотація* – у статті проаналізовано особливості впливу температури на міцність сталей та запропоновано спосіб врахування цього при конструюванні теплонапружених деталей двигунів.**

***Ключові слова* – міцність, температура, сталь, деталь.**

Постановка проблеми. У теплових двигунах, що застосовуються в сільському господарстві, є теплонапружені деталі (наприклад, це головки та гільзи циліндрів). Збільшення форсування цих двигунів, що відбувається останні десятиліття, веде до підвищення теплових навантажень і робочих температур таких деталей. У свою чергу, це утруднює підтримку належного ресурсу двигунів.

Крім теплових двигунів, у сільському господарстві і харчової промисловості також можливе застосування технологічних теплових процесів з підвищеними робочими параметрами.

Аналіз останніх досліджень. Звичайні методи розрахунку міцності циліндричних деталей не беруть до уваги залежність міцнісних параметрів їх матеріалів (наприклад, сталі) від робочої температури [1].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Встановити математичний опис залежності міцнісних параметрів сталей від температури і запропонувати метод врахування цього при конструюванні теплонапружених деталей двигунів.

Основна частина. У навчальній та довідковій літературі є дані про показники міцності сталей та їх теплофізичні властивості при різних температурах [1-3 та ін.]. Ці дані можна представити у вигляді графіків (рис. 1), де буква “сигма” σ позначає межу повзучості (при відносній деформації 10^{-7} 1/год), а комплексний показник $\frac{\lambda}{\alpha_{ext} E}$ впливає на температурну напругу $\sigma_{\Delta T}$ в стінці деталі

© Стефановський О.Б.

(1)

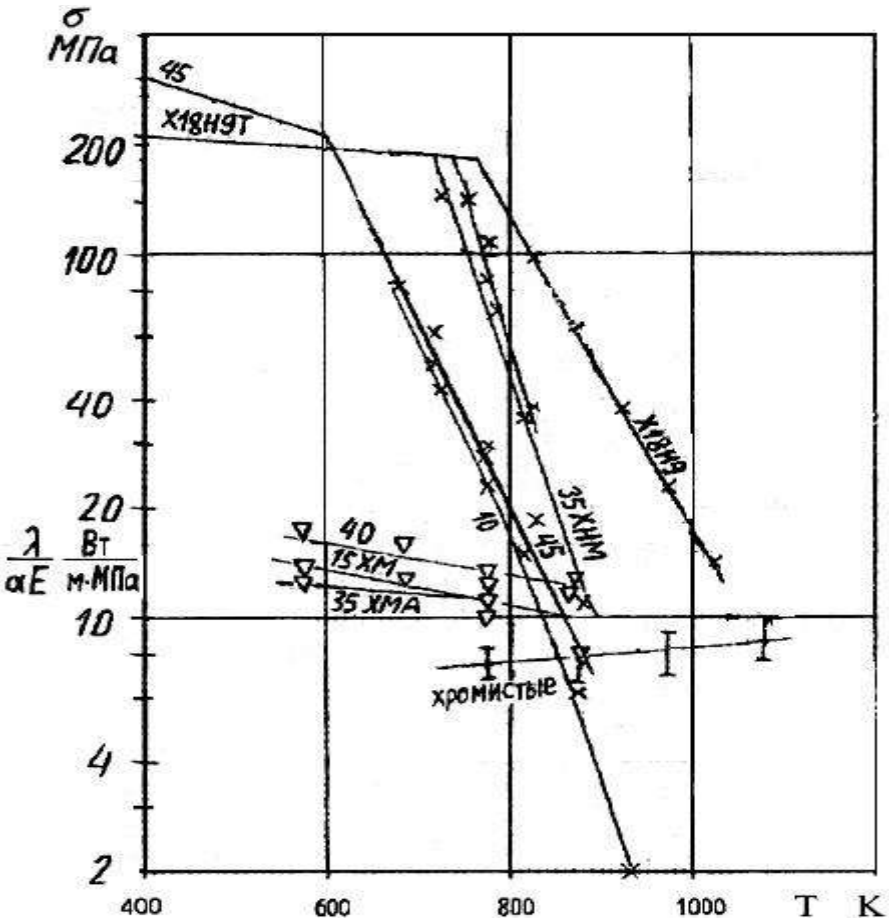


Рис. 1. Залежність показників міцності сталей від температури [4]

де α_{ext} – температурний коефіцієнт лінійного розширення, 1/К;

E – модуль пружності, МПа;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, кВт/(К*м);

q – густина теплового потоку в напрямку відстані x (м), кВт/м^2.

З рис. 1 видно, що від температури T суттєво залежить межа повзучості сталей: для звичайних вуглецевих сталей вона різко знижується при T > 600 K, а для сталей, легованих хромом - при T > 700...750 K. Завдяки цієї особливості, останні мають велику перевагу перед першими за величиною межі повзучості при T > 600 K. При меншій температурі, навпаки, вуглецева сталь є міцнішою.

Щодо змін комплексного показника $\frac{\lambda}{\alpha_{ext}E}$, то вони є помірними, причім із зростанням температури цей показник дещо знижується у вуглецевих і низьколегованих сталей та дещо зростає у хромистих легованих сталей. При цьому останні суттєво програють першим за

величиною показника $\frac{\lambda}{\alpha_{ext}E}$, тому хромисті леговані сталі більш схильні до температурних напружень.

Зіставимо, наприклад, вказані параметри для сталей 45 і 12Х18Н9Т. При температурах, відповідно, вищих за 600 і 760 К межа повзучості цих сталей задовільно може бути апроксимована полулогарифмічною залежністю

$$\lg \sigma = \mathbf{a} - \mathbf{b}T, \qquad (2)$$

де значення коефіцієнтів дорівнюють:
- для сталі 45 **a** = 5,3; **b** = 0,0050;
- для сталі 12Х18Н9Т **a** = 5,5; **b** = 0,0043.

Комплексний показник $\frac{\lambda}{\alpha_{ext}E}$ для сталі 45 змінюється у межах 15...20, а для сталі 12Х18Н9Т - у межах 7...8 Вт/(м*МПа).

При більш низьких температурах суцільні лінії на рис. 1 відповідають межі текучості сталей. Так, видно, що впливом Т на межу текучості сталі 12Х18Н9Т можна знехтувати. В загальному випадку, для даної марки сталі існує температура $T_{T=creep}$, коли межа текучості дорівнює межі повзучості (при заданій відносній деформації), що показано на рис. 2. Тут штрихові лінії відповідають змінам межи текучості при більш високій температурі.

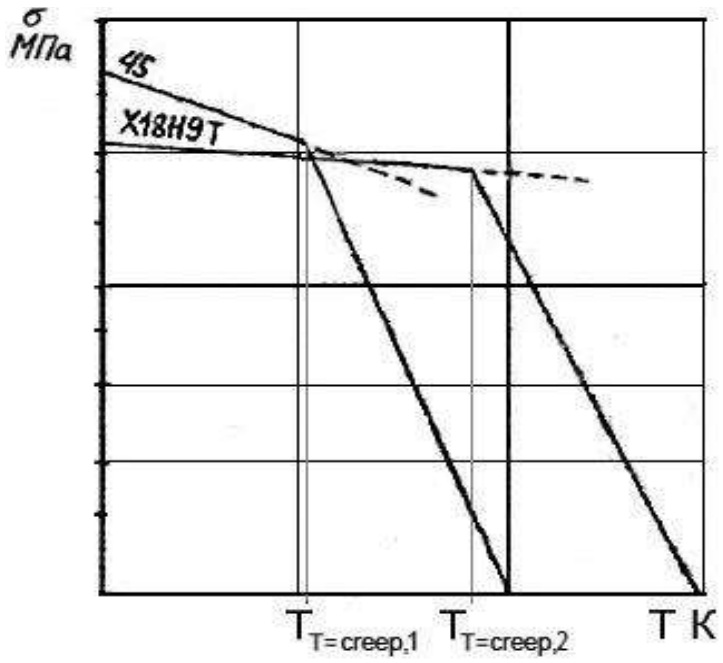


Рис. 2. До визначення температури, коли межи текучості та повзучості сталі є однаковими

Через неприйнятність пластичної деформації матеріалу, припустима робоча напруга σ_{tol} повинна бути суттєво меншою за межу текучості σ_T, для чого застосовується відповідний коефіцієнт запасу (n_σ). Тому замість лівих ділянок ламаних ліній на рис. 2 треба використовувати ділянки, які проходять паралельно ним, але нижче на величину, пропорційну логарифму n_σ (рис. 3).

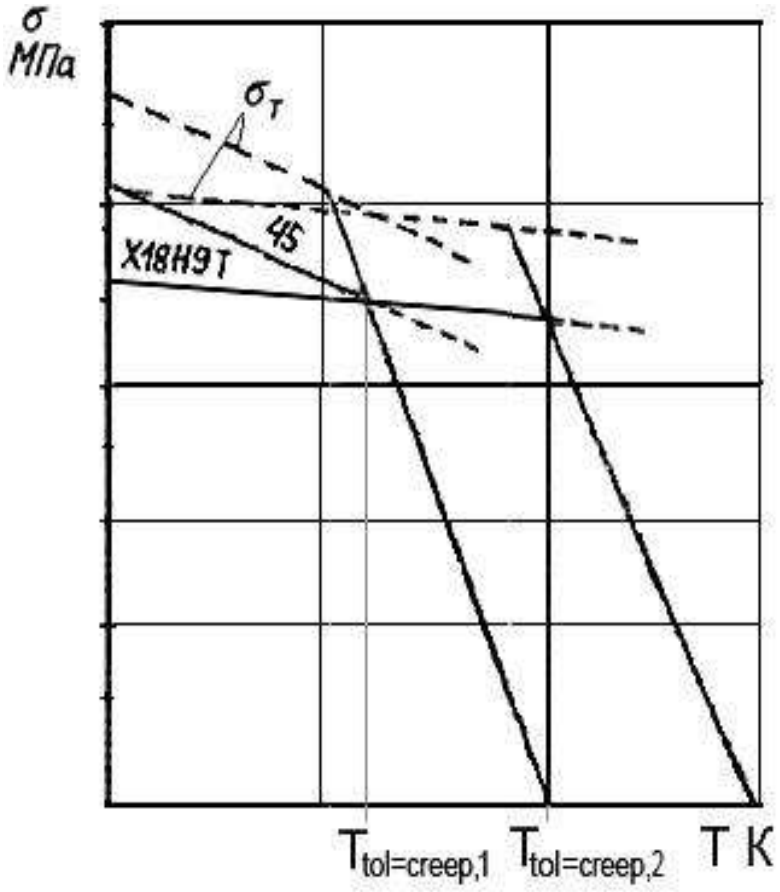


Рис. 3. До визначення температури, коли припустима напруга і межа повзучості сталі є однаковими (при коефіцієнту запасу n_σ = 1,5)

Видно, що це приводить до помітного підвищення температури $T_{tol=creep}$, коли припустима напруга дорівнює межі повзучості матеріалу. При $T > T_{tol=creep}$ в розрахунках міцності теплонапружених деталей треба використовувати межу повзучості, що відповідає заданій відносній деформації деталі.

Збільшення коефіцієнту запасу n_σ веде до подальшого підвищення температури $T_{tol=creep}$, і вона, в принципі, може досягти будь-якого значення робочої температури деталі. Як приклад, у таблиці 1 подані приблизні значення $T_{tol=creep}$ обох розглянутих марок сталі для різних величин n_σ, розраховані з допомогою формули (2).

Як видно, для легованої сталі 12Х18Н9Т ця температура є на 160…190 К більшою в усьому дослідженому діапазонікоефіцієнта

запасу міцності n_σ. Графіки залежності температури $T_{tol=creep}$ від коефіцієнта n_σ (рис. 4) мають вигляд майже прямих ліній у полулогарифмічних координатах.

Таблиця 1 – Залежність температури $T_{tol=creep}$ від коефіцієнту запасу міцності

Сталь	Температура $T_{tol=creep}$ (К) для коефіцієнта n_σ							
	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	15	20
45	600	640	660	710	760	810	865	890
12Х18Н9Т	760	800	840	880	930	1000	1050	1120*

Примітка: * екстраполяція.

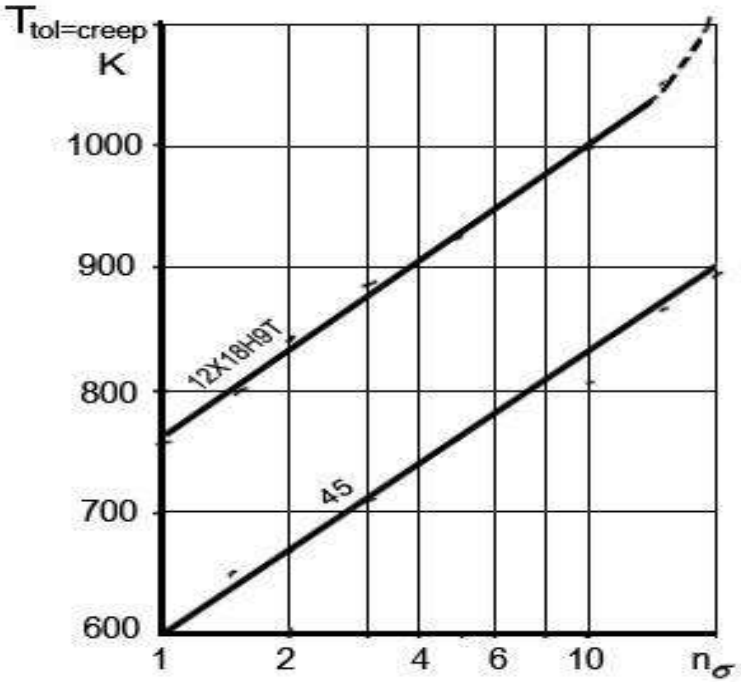


Рис. 4. Залежність температури $T_{tol=creep}$ від коефіцієнта запасу міцності для двох марок сталі

Зони $n_\sigma < 1,5$ цих графіків використовувати недоцільно, через досить невеликий запас міцності. Видно, що в діапазоні температури 800…900 К, використовуючи леговану сталь 12Х18Н9Т, конструктор може брати запас міцності приблизно в 5 разів менший, чим для дешевшої вуглецевої сталі 45. Тому й робоча напруга в деталі може бути відповідно більшою, що сприяє збільшенню робочих параметрів двигуна або зниженню його розмірів та маси.

Так, для трубчастої гільзи розширювального циліндра теплового двигуна, що має внутрішній діаметр 500 мм і піддана робочому тиску 1 МПа при температурі 800 К, застосування сталі 12Х18Н9Т дозволяє або збільшити переданий тепловий потік майже у 22 рази, або зменшити внутрішній діаметр у 33 рази порівняно зі сталью 45 [5]! Як видно, числа 22 та 33 є близькими до квадрату вищевказаної відносної різниці значень коефіцієнта запасу міцності. Хоча таке велике збільшення теплового потіку утворить занадто велику температурну напругу за формулою (1), в наведеній оцінці параметрів цієї деталі вона є збалансованою з механічною напругою. Інше питання, чи потрібна така велика температурна напруга, та чи не варто також вводити до неї коефіцієнт запасу або послаблення.

Висновки. Залежність меж текучості та повзучості сталей від температури задовільно апроксимується полулогарифмічними рівняннями, причому відповідні лінії перетинаються в інтервалі Т = 600…800 К (рис. 1).

При збільшенні робочих температур теплонапружених деталей треба значно підвищувати величину коефіцієнта запасу міцності (стосовно межи текучості матеріалу), причому залежність між цими параметрами також близька до полулогарифмічної.

При Т = 800…900 К використання легованої сталі 12Х18Н9Т дозволяє зменшити цей коефіцієнт приблизно в 5 разів, порівняно з вуглецевою сталлю 45 (рис. 4), що сприяє збільшенню робочих параметрів двигуна або зниженню його розмірів та маси.

Література:

1. Справочник машиностроителя в 6 т. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Машгиз, 1956. - Т.3. - 564 с.

2. Справочник машиностроителя в 6 т. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Машгиз, 1956. - Т.2. - 560 с.

3. *Давыдов Г.А.* Температурные напряжения в деталях судовых дизелей / *Г.А. Давыдов, М.К. Овсянников*. - Л.: Судостроение, 1969. - 248 с.

4. *Стефановский А.Б.* Технология двигателей Стирлинга в утилизации отходов / *А.Б. Стефановский* // 3-й Междунар. конгресс по управл. отходами ВэйстТэк-2003, Москва, 3-6 июня 2003 : Сб.тез.докл./ СИБИКО Интернэшнл. - М., 2003. - С.239-240; 472-473.

5. *Стефановский А.Б.* Влияние материала теплонапряжённой цилиндрической детали на параметры теплового двигателя / *А.Б. Стефановский* // Проблеми динаміки і міцності в газотурбобудуванні: Тез. допов. 3-ї міжнар. науково-техн. конф. / Під ред. В.Т. Трощенка і А.П. Зіньковського; Ін-т проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України. - К., 2007. - С. 179-180.

СПОСОБ УЧЁТА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СВОЙСТВ СТАЛИ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ТЕПЛОНАПРЯЖЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стефановский А.Б.

Аннотация **– в статье проанализированы особенности влияния температуры на прочность сталей и предложен способ учёта этого при конструировании теплонапряжённых деталей двигателей.**

A METHOD OF TAKING ACCOUNT OF HIGH TEMPERATURE PROPERTIES OF STEEL AT DESIGNING ENGINE HEAT-STRESSED PARTS

A. Stefanovsky

Summary

Peculiarities of temperature effect on the steel strength are analyzed and a method of taking this into account at designing of engine heat-stressed parts is proposed in the paper.

УДК [669 – 131:669.14]: 620.178.3

КІНЦЕВЕ РОЗКИСЛЕННЯ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКОВОК

Буніна Л.М., к.т.н.,
Таврійський державний агротехнологічний університет
Мельник К.Л., інж., викладач 1 категорії
Мелітопольський коледж ТДАТУ
Тел. (619) 42-13-54

Анотація **− наведено дослідження впливу модифікування сталей на зниження дефекту «гарячі тріщини» ковальських злитків. Показано, що модифікування сталей алюмінієм та фероцерієм сприяло підвищенню механічних властивостей сталі при високих температурах.**

Ключові слова **– ковальські злитки, неметалеві включення, модифікування, розкислення, механічні властивості.**

Постановка проблеми. Методом вільного кування виготовляють поковки масою від 0,1 кг до 300 т в індивідуальному і малосерійному виробництві. Вихідним матеріалом для великих і середніх поковок є сталеві злитки. Останньою операцією у виплавлені сталі є її розкислення, тобто видалення кисню, що перебуває в ній у вигляді закису заліза. Як розкислювач найчастіше за все застосовують алюміній, який є також і модифікатором, тобто сприяє отриманню дрібнозернистої структури сталі. Але при розкисленні (модифікуванні) алюмінієм в сталі формуються гострокутні включення, які значно небезпечніше глобулярних. Як відомо, первинні мікротріщини утворюються навколо найбільш великих (більш 10 мкм) включень, таких як MnS, CaS, Al_2O_3, SiO_2, так як вони порушують суцільність металевої основи і виявляються концентраторами напружень. Концентрація напружень обумовлена різницею коефіцієнтів теплового розширення включень і матриці. Скупчення рухомих дислокацій призводить до зародження мікротріщин. Аналіз причин браку злитків для кованих деталей показав, що основними причинами браку«гарячі» та «холодні» тріщини. Одним з методів зниження браку та підвищення тріщиностійкості сталі є керування природою неметалевих включень шляхом модифікування сталі невеликими добавками лігатур на основі рідкоземельних металів (РЗМ). В якості одного з модифікаторів на основі РЗМ застосовують фероцерій, який подрібнює мікро- і макроструктуру, змінює

© Буніна Л.М., Мельник К.Л.

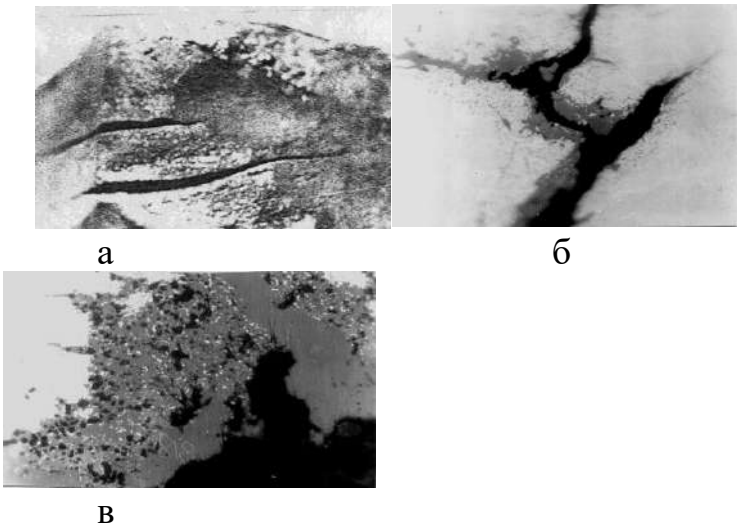
форму неметалевих включень з гострокутної на глобулярну, зменшує загальну забрудненість сталі неметалевими включеннями та сприяє збільшенню тріщиностійкості сталі в широкому температурному діапазоні.

Аналіз останніх досліджень. Згідно літературних даних для підвищення тріщиностійкості великих злитків необхідно запобігти утворення грубих нітридів алюмінію шляхом зв'язування частини азоту в рідкої сталі в хімічно стійкі нітриди. Найбільш перспективним в цьому плані є титан, який добре з'єднується з азотом та має достатньо високі температури плавлення та дисоціації частинок TiN. Двокомпонентне розкислення алюмінієм та титаном дозволило зменшити кількість AlN на межах аустенітних зерен, підвищити енергію міжзеренних зв'язків та механічні властивості в інтервалі температур 600…1000ºС і, як наслідок цього, знизити брак злитків і поковок по «гарячим» тріщинам [1, 2]. Слід відзначити, що технологія розкислення алюмінієм и титаном не завжди є доцільною для поковок в зв'язку з тим, що титан сприяє утворенню сульфідів у вигляді плівок, які легко деформуються при гарячій пластичній деформації тасприяючих в наслідок цього розвитку анізотропії тазниженню рівня механічних властивостей сталі. Так як розкислення алюмінієм не завжди забезпечує необхідну якість металу, сталь додатково модифікують лужноземельними, рідкоземельними металами (ЛЗМ і РЗМ) та нітридоутворюючими елементами (титаном, ніобієм, бором, стронцієм). Позитивний вплив ЛЗМ і РЗМ полягає в нейтралізації шкідливих домішок (сірки, вісмуту, миш'яку, кисню, водню та ін.), очищенні меж зерен, подрібненні структури металу та глобуляризації неметалевих включень, що призводить до підвищення механічнихвластивостей сталі. ЛЗМ і РЗМ, взаємодія з сіркою та киснем утворюють компактні глобулярні оксисульфіди, сприяючи підвищенню пластичності, в'язкості, хладостійкості. Нітридоутворюючі елементи утворюють дрібнодисперснікарбо-нітриди, сприяючи подрібненню аустенітного тадійсного зерна, підвищуючи тріщиностійкість сталевих злитків [3].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є аналіз вивчення впливу модифікування алюмінієм та фероцерієм у порівнянні з розкисленням алюмініємна утворення в злитках сталі 40ХЛ дефекту типу «гарячі тріщини».

Основна частина. Результати аналізу матеріалів 100 плавок показав, що домінуючим видом браку були «гарячі тріщини», брак по яким складав в середньому 12% або половину від усіх видів браку. Було встановлено, що «гарячі» тріщини утворювались в процесі охолодження злитків в виливниці, при їх нагріві під гарячу обробку тиском (кування), а також в процесі пластичної деформації злитків, особливо при температурі її закінчення (біля 800°С). На рис. 1 наведені

типові «гарячі» тріщини в поковках зі сталі 40ХЛ, які утворюються в процесі гарячої обробки металів тиском. Глибина тріщин досягала 30 мм, вони були заповнені оксидами (окалиною) та вторинними неметалевими включеннями (рис. 1, б, в).



а – × 5; б, в – ×500

Рис. 1. Типові «гарячі» тріщини в злитку зі сталі 40ХЛ

Як видно з рис. 2, по мірі збільшення алюмінію відбувається зниження концентрації кисню, досягаючи мінімуму, що дорівнює 0,0051 при 0,039% алюмінію. Подальші присадки алюмінію призводили до монотонного зростання вмісту в стали кисню, що можливо пояснити процесами повторного окислення сталі в процесі розливання. Явищами повторного розчинення (взаємодії з атмосферою) можливо пояснити також тенденцією до деякого підвищення в сталі вмісту азоту з зростанням концентрації алюмінію. Останнє сприяє утворенню надлишкових кількостей нітриду алюмінію на межах аустенітних зерен та зниженню тріщиностійкості сталі при високих температурах.

Промислові плавки сталі 40ХЛ проводили в індукційних печах ємністю 2,5 т з кислою футеровкою. Для аналізу тріщиностійкості з промислових плавок вирізувались зразки з трефовидних проб, як найбільш наближених до структури злитка. Механічні властивості литої сталі при температурах 600, 800 і 1000°С визначали по ГОСТ 9651–84 на машині УМЭ–10 ТМ. Розривні зразки нагрівали до температури досліджень на протязі 1 години, час витримки при заданої температурі складало 20 хвилин. Механічні дослідження проводили на стали 40ХЛ, розкисленої по двом варіантам: 1) алюмінієм і 2) алюмінієм та фероцерієм, при температурах 600, 800 и 1000°С (табл. 1). В інтервалі цих температур закінчується процес гарячого кування та найбільш часто утворюються тріщини.

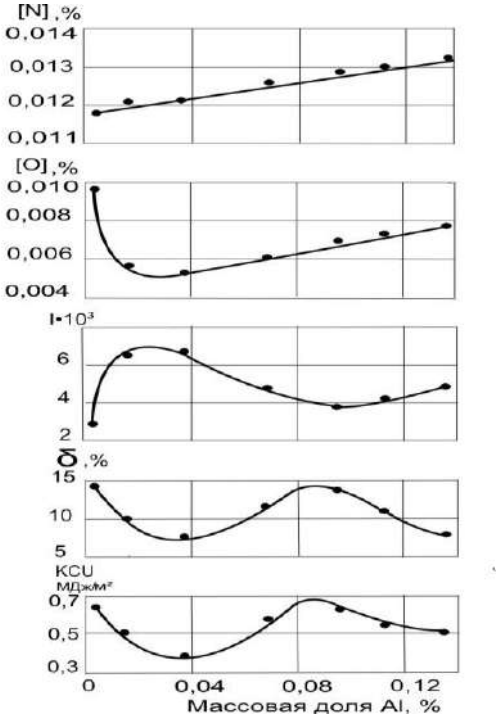


Рис. 2. Вплив алюмінію на вміст кисню та азоту, індекс забрудненості включеннями, відносне здовження та ударну в’язкість сталі 40ХЛ

Як видно з наведених в таблиці 1 даних, додаткове модифікування сталі фероцерієм сприяло підвищенню міцності та пластичності. При цьому більш помітне поліпшення механічних властивостей (на 20…70%) спостерігалось при температурі 800°С. Це підвищення міцності та пластичності при підвищених температурах пояснюється: зв’язуванням частини азоту в нітриди РЗМ; утворенням тугоплавких з’єднань оксисульфідів РЗМ замість легкоплавких сульфідних включень; зміною гострокутної та плівкової форми включень на глобулярну; очищенням меж зерен від неметалевих включень.

Таблиця 1 – Механічні властивості сталі 40ХЛ при температурах 600, 800 и 1000° С, розкислення алюмінієм і алюмінієм и фероцерієм

Властивості	600°С		800°С		1000°С	
	Al	Al+FeCe	Al	Al+FeCe	Al	Al+FeCe
$\sigma_в$, МПа	310,8	325,7	128,0	155,4	64,9	77,4
Ψ, %	18,4	24,9	25,6	44,1	90,7	98,6
δ, %	12,7	18,0	49,5	63,2	73,2	74,7

Висновки. В результаті застосування двохкомпонентного розкилення сталі алюмінієм и фероцерієм були отримані глобулярні неметалеві включення, форма яких сприяла підвищенню тріщиностійкості

сталевих злитків та суттєвому підвищенню механічних властивостей сталі 40ХЛ.

Позитивний вплив модифікування показано в ряді робіт. В роботі [1] досліджувався вплив модифікування на комплекс механічних і технологічних властивостей сталі 09Г2–У. Показано, що модифікування силікокальцієм з розрахунку отримання у готовому металі 0,002…0,010% кальцію оказало позитивний вплив на форму, кількість, состав и розміри неметалевих включень, щопідвищило долю в'язкої складової в зломі та привело к досягненнювисоких значень в'язкості та пластичності в z-напрямку. Модифікування дозволяє зменшити середній розмір зерна. В роботі [2] досліджувався вплив обробки сталі силікокальцієм та рідкоземельними металами на зміну состава івластивостей металу в зоні осьової ліквації, а також на механічнівластивості прокату. Дослідження проводили на сталі 09Г2С, обробленої в процесі розливання порошковою стрічкою, яка вміщала силікокальцій та рідкоземельні метали. Для порівняння досліджували стандартну сталь 09Г2С без обробки силікокальцієм та рідкоземельними металами. Зразки вирізували перпендикулярно напряму прокатування. Було встановлено, що в зоні осьової ліквації неперервної литої товстолистової гарячекатаної сталі 09Г2С, обробленої в процесі розливання SiCa та РЗМ, відносне звуження більш ніж в 3 рази, ударна в'язкість в 1,5…2 рази перевищували аналогічні характеристики без введення модифікаторів. В роботі [3] досліджувався вплив розкислення феросиліцієм та алюмінієм, а також розкислення феросилікокальцієм та алюмінієм на механічні властивості рельсової сталі. У сталі, розкисленої у ковші феросилікокальцієм та алюмінієм, довжина витягнутих включень не перевищувала 6 мм, тоді як при стандартному розкисленні довжина витягнутих включень досягала 16 мм та більше. Для сталі, розкисленої феросилікокальцієм и алюмінієм, анізотропія пластичних властивостей була менше, ніж для сталі, розкисленої стандартним способом, що обумовлено зміною состава, форми, характерурозташування та ступеню деформації неметалевих включень, тобто заміноюдовгих стрічок глинозему включеннями оксидів меншою довжини, які відносились до включень I и II.

Література:

1. *Минакова В.И.* Влияние модифицирования на свойства среднеуглеродистых и низколегированных сталей / *В.И. Минакова, В.А. Федьков, Г.А. Федьков* // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2007. − №1. – С. 147–149.

2. *Сериков А.С.* Повышение надежности и долговечности крупных стальных отливок металлургического оборудования: автореф.

дис… канд. техн. наук: спец. №323 «Литейное производство» / *А.С. Сериков*. – Харьков, 1969. – 20 с.

3. *Голубцов В.А.* Модифицирование стали для отливок и слитков / *В.А. Голубцов, В.В. Лунев*. – Челябинск; Запорожье: ЗНТУ, 2009. – 356 с.

КОНЕЧНОЕ РАСКИСЛЕНИЕ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКОВОК

Бунина Л.Н., Мельник К.Л.

***Аннотация* – приведено исследование влияние модифицирования сталей на снижение дефекта «горячие трещины» кузнечных слитков. Показано, что модифицирование сталей алюминием и ферроцерием способствовало повышению механических свойств стали при высоких температурах.**

FINAL DEOXIDATION FOR FORGING STEEL

L. Buninna, K. Melnick

Summary

Investigation of the steel modification influence on decreasing a «hot crack» defect of forging ingots is presented. It is proved that the modification of steels by aluminium and ferrocerium provides increasing steel mechanical properties at high temperatures.

УДК 651.92:001.817

ТЕРНАРНЕ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ПОВЕРХНІ ВІДКЛИКУ ТРИФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

Мілько Д.О., к.т.н.,
Бакарджиєв Р.О., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Комарова І. Б., к.с.-г.н.
Інститут олійних культур НААН
Тел. (619) 42-05-70

***Анотація* – роботу присвячено заміні графічного представлення трьох тривимірних поверхонь функції відклику парних взаємодій досліджуваних факторів, отримуваних при проведенні трифакторного регресійного аналізу одним чотиривімірним тернарним графіком.**

***Ключові слова* – трифакторний регресійний аналіз, функції відклику, парна взаємодія, тернарний графік.**

Постановка проблеми. У практиці регресійного аналізу найбільше зустрічаються проведення трифакторного експерименту. Особливо часто це властиво технічним наукам, бо зазвичай одним фактором є конструктивний параметр, другим — технологічний режим, третім — властивість оброблюваного матеріалу.

Візуалізацію отриманого рівняння функції відгуку, як правило, проводять тривимірними поверхнями парних взаємодій досліджуваних факторів, причому при трьох факторах будується три поверхні [1].

Аналіз останніх досліджень. Широке впровадження електронно–обчислюваної техніки із спеціальними програмами статистичної обробки експериментальних даних, зокрема пакету прикладних програм (ППП) Statistica [2], дає змогу не лише отримувати при регресійному аналізі функції відгуку другого порядку, а й виконувати графічне представлення тривимірних поверхонь парних взаємодій факторів з урахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії.

Також можлива побудова за допомогою ППП Statistica і чотиривімірного тернарного графіку, що дає змогу представляти дані трифакторного експерименту однім рисунком.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). З метою скорочення кількості поверхонь відгуку пропонується використати

© Мілько Д.О., Бакарджиєв Р.О., Комарова І.Б.

тернарний графік, де фактори подано сторонами правильного трикутника (симплекса), рівними одиниці (трикутниками Гіббса–Розебома), а висота прямокутної призми, побудованої на ньому, є значенням функції відгуку [3].

Як відомо, тернарні графіки використовуються для аналізу трикомпонентних сумішей, виходячи з умови, що сума їх часток у ній дорівнює одиниці. Для одержання коефіцієнтів рівняння регресії використовуються плани, що забезпечують рівномірний розкид експериментальних точок. Ними є вузли сімплексних решіток ділення трикутника, що утворюють насичений симплекс-гратчастий план (рис. 1). Тут вершини відповідають факторам, точки на сторонах — їх подвійним сполученням, а точки усередині трикутника — потрійним.

Представлені на рис. 1 трикутники називаються трикутниками Гіббса–Розебома. Тут вершини відповідають чистим компонентам, точки на сторонах — сполукам подвійних (бінарних) систем; точки усередині трикутника характеризують потрійні суміші [3].

Отримані таким чином апроксимуючі моделі різних порядків можуть бути використані для передбачення відгуків у будь-якій точці симплекса. Точність передбачення відгуку якої-небудь фіксованої моделлю різна в різних точках симплекса і, крім координат точки, залежить також від експериментальної ситуації (дисперсії досліду, кількості паралельних спостережень в вузлах симплексної решітки).

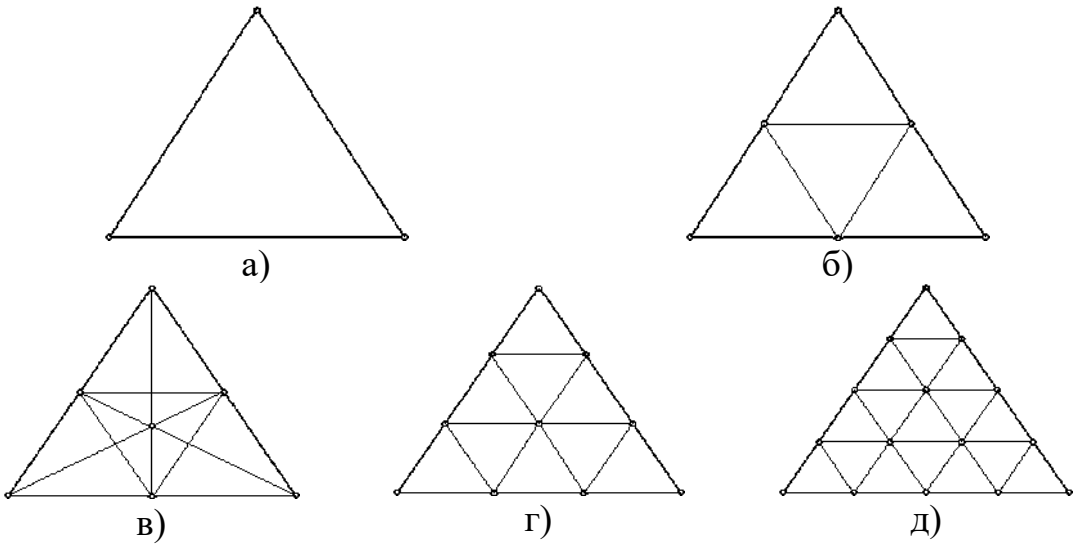


Рис. 1. Типи симплексних решіток ділення трикутника:
а – лінійна; б – квадратична; в – неповна кубічна; г – кубічна; д - квартична (четвертого ступеня)

Основна частина. Для ілюстрації тернарного представлення поверхні відклику трифакторного експерименту нами взятий приклад залежності щільності ρ (кг/м^3) паливних брикетів від довжини часток

соломи ***l*** (20–40 мм), вмісту **δ** (0–9 %) зв'язуючої речовини і кута **α** (2–6 град) конусності матриці (табл. 1), отриманої за трирівневою матрицею повнофакторного плану другого порядку для трьох факторів [4].

Сторони основи трикутника представляють в масштабі діапазони зміни, тобто розмах досліджуваних факторів. Їх поточне значення розраховується за виразом

$$x_i = x_{i_{\min}} + (x_{i_{\max}} - x_{i_{\min}})k, \qquad (1)$$

де $x_{i_{\min}}$, $x_{i_{\max}}$ – відповідно мінімальне та максимальне значення ***i***–го фактора;

k – частка довжини одиничної сторони симплекса за рис. 1.

Для прикладу розглянемо побудову тернарного графіка поверхні у вигляді функції відгуку другого порядку [3] — математичної моделі, яка за умови статистичної значущості її коефіцієнтів має вигляд

$$\rho = 898{,}2750 - 11{,}25\lambda - 8{,}8667\delta - 23{,}5\alpha + 0{,}0278\lambda\delta + \\ + 0{,}0375\lambda\alpha + 0{,}1162\lambda^2 + 0{,}2284\delta^2 + 2{,}9063\alpha^2. \qquad (2)$$

Застосовуючи квартичне (четвертого ступеня) ділення трикутника (згідно до рис. 1, д), за виразом (1) отримаємо матрицю з натуральними значеннями факторів і симплексними координатами (табл. 1), за якими з використанням формули (2) отримуємо відповідні розрахункові значення щільності брикету.

Таблиця 1 - Тернарні координати у натуральних значеннях і частках сторін трикутника

№ п.п.	Фактори			Частки факторів			ρ
	l	δ	α	*l'*	δ'	α'	
1	40	0.00	2.0	1	0	0	601.8
2	35	2.25	2.0	0.75	0.25	0	597.5
3	30	4.50	2.0	0.50	0.50	0	600.7
4	25	6.75	2.0	0.25	0.75	0	611.4
5	20	9.00	2.0	0	1	0	629.6
6	35	0.0	3.0	0.75	0	0.25	606.5
7	30	2.3	3.0	0.50	0.25	0.25	607.5
8	25	4.5	3.0	0.25	0.50	0.25	616.0
9	20	6.8	3.0	0	0.75	0.25	632.0
10	30	0.0	4.0	0.50	0	0.50	622.4
11	25	2.3	4.0	0.25	0.25	0.50	628.7
12	25	2.3	4.0	0.25	0.25	0.50	628.7
13	20	4.5	4.0	0	0.50	0.50	642.5
14	25	0.0	5.0	0.25	0	0.75	649.5
15	20	2.3	5.0	0	0.25	0.75	661.1
16	20	0.0	6.0	0	0	1	687.9

Далі в ППП **Statistica** створюється файл (рис. 2), у колонки **v1**–**v7** якого заносяться дані табл. 1.

Потім почергово слід, виконавши дії з колонками **v4**–**v7** (рис. 2): в меню Graphs/Графика (**1**) задіяти модуль 3D XYZ Graphs/3M XYZ графики (**2**) і далі опцію Ternary Plots.../Тернарные графики (**3**). Виникає панель Ternary Graphs/Тернарные графики, де в якій у вкладці Advanced/Дополнительно вибирається вид графічного представлення Surface/Поверхность (**4**), задається квадратичний тип поверхні Quadratic/Квадратичная(**5**)і натискується Variables:/Переменные: (**6**).

Цими діями виводиться панель Select Variables for Ternary Graph/ Выберите переменные для Тернарного графика, на якій вибираються необхідні аргументи і фактор (**7**) і натискається **OK** (**8**), потім **OK** (**9**).

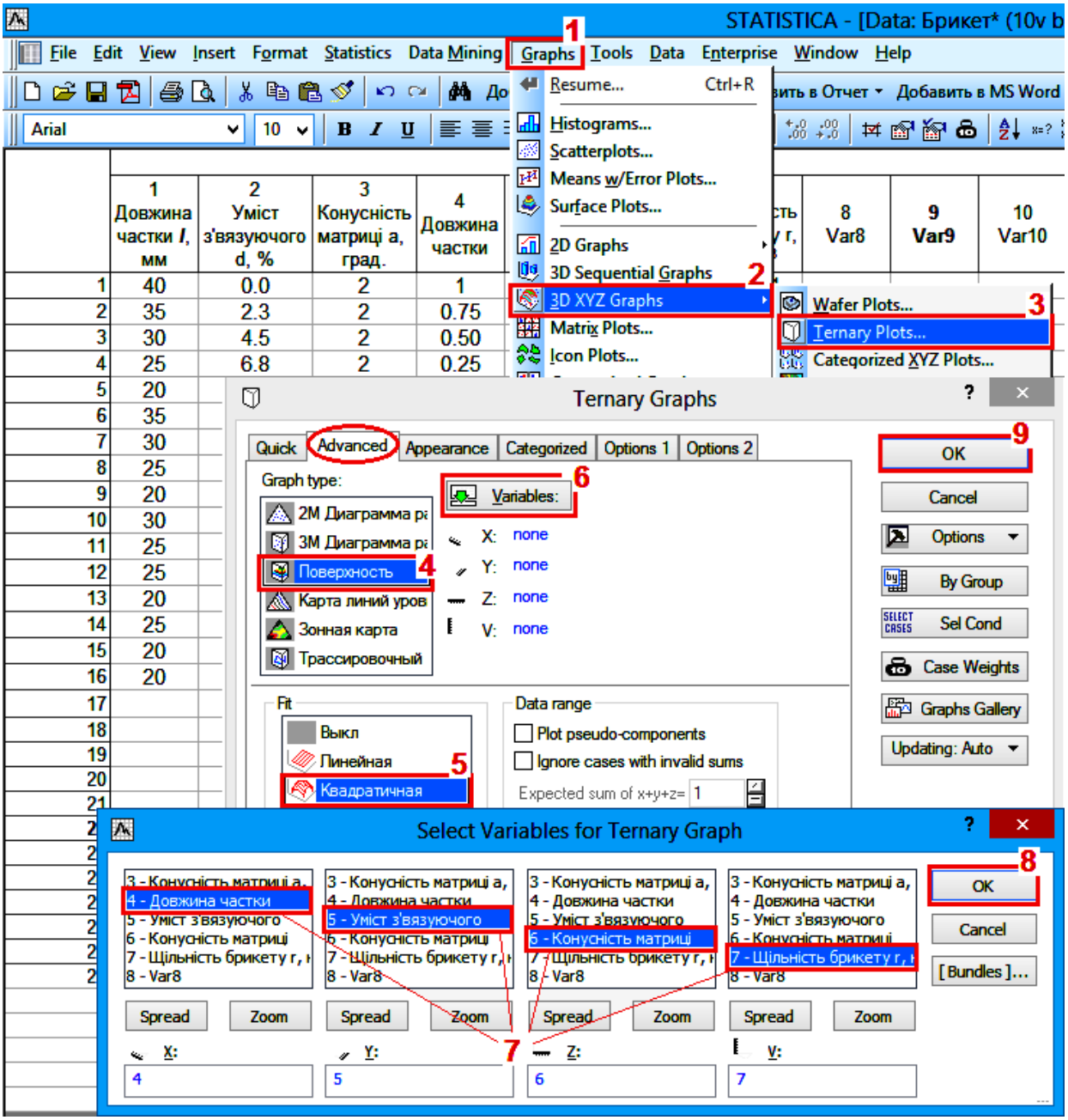


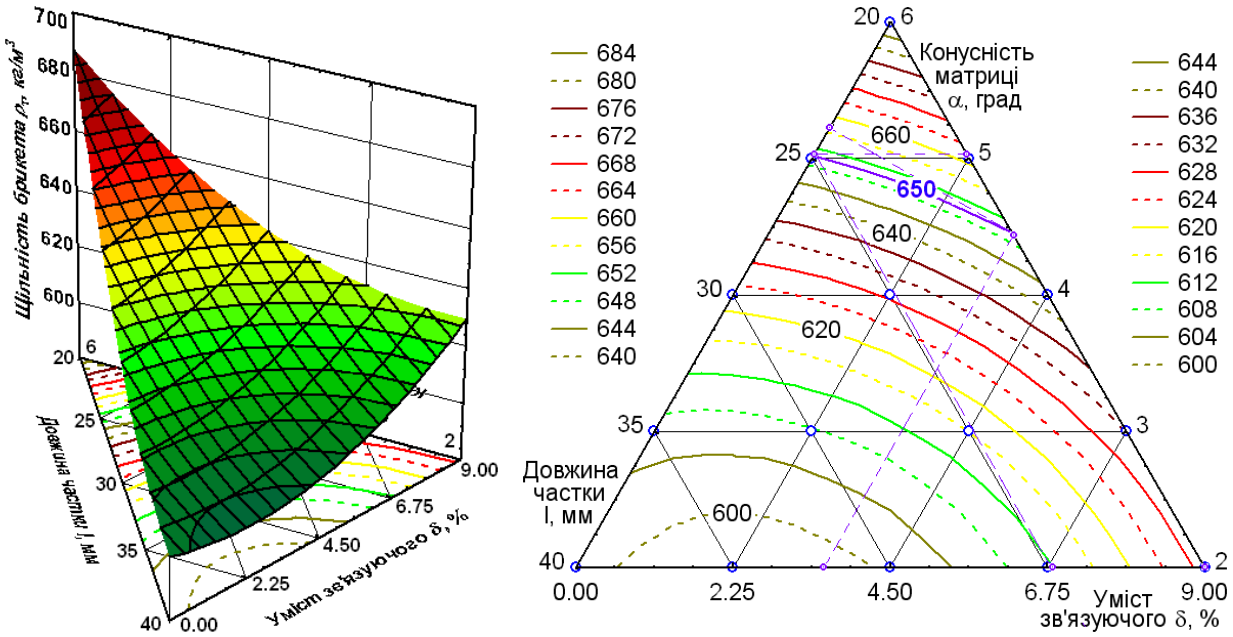
Рис. 2. Вибір варійованих факторів тернарного графіка

У результаті одержуємо тернарну тримірну поверхню (рис. 3, а).

Для отримання карти ліній (рис. 3, б) після повернення на панель Ternary Graphs/ Тернарные графики (рис. 2) і у вкладці Advanced/ Дополнительно на кроці (**4**) замість Surface/ Поверхность слід вибрати Contour/Lines/ Карта линий уровня і натиснути **OK** (**9**).

На цих рисунках для більшої наочності вони наведені графічно редагованими і з натуральними, а не нормованими значеннями аргументів.

Симплексні координати її точок та інших ізоліній показують, які значення незалежних факторів довжини частки ***l***, умісту зв'язуючого **δ** і кута конусності **α** матриці слід приймати для одержання брикету заданої щільності.



а) б)

Рис. 3. Тернарні графіки поверхні функції відгуку:
а – тернарна тримірна поверхня; б – тримірна карта ліній

Інтерпретація отриманих результатів не є темою даної роботи, тому не наводиться.

Висновки. На конкретному прикладі проілюстровано метод побудови із застосуванням ППП Statistica чотиривімірного тернарного графіка, який замінює представлення трьох тривимірних поверхонь парних взаємодій досліджуваних факторів функції відклику.

Запропонований метод дає змогу скоротити графічне представлення результатів не погіршуючи візуальної інформативності та умов аналізу характеру взаємозалежності між функції відклику з регресорами.

Література:

1. *Корольков В. И.* Планирование эксперимента: учеб. пособие / *В. И. Корольков, И. С. Попов.* – Воронеж: ФГБОУВПО "Воронежский государственный технический университет", 2013. – 80 с.

2. *Боровиков В.* STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов / *В. Боровиков.* – [2-е изд.] – СПб.: Питер, 2003. – 688 с.

3. *Зедгинидзе И. Г.* Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / *И. Г. Зедгинидзе.* – М.: Наука, 1976. – 390 с.

4. *Бакарджиев Р. А.* Обоснование конструктивных параметров и режимов работы пресс–брикетировщика для утилизации растительных материалов: дисс… канд. техн. наук: спец. 05.20.01 / *Р.А. Бакарджиев.* – Мелитополь, 1997. – 168 с.

ТЕРНАРНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА ТРИФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Милько Д.А., Бакарджиев Р.А., Комарова И.Б.

***Аннотация* – работа посвящена замене графического представления трех трехмерных поверхностей функции отклика парных взаимодействий исследуемых факторов, получаемых при проведении трёхфакторного регрессионного анализа, одним четырехмерным тернарным графиком.**

TERNARY REPRESENTATION OF THE SURFACE OF RESPONSE OF THREE FACTORIAL EXPERIMENTAL DESIGN

D. Milko, R. Barkargiev, I. Komarova

Summary

A paper presents the replacement option of three three-dimensional surfaces of the response function of pair factor interactions by a four-dimensional ternary graph.

УДК 620.178.16.004

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МЕТОДАМИ ОБРОБКИ

Кюрчев С.В., к.т.н.,
Юдовинський В.Б., к.т.н.,
Пеньов О.В., к.т.н.,
Мирненко Ю.П., інж.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-13-54

Анотація **– робота присвячена кількісній оцінці зміни інтенсивності спрацювання деталей машин у залежності від комплексу параметрів поверхневого шару при різних методах обробки плоских поверхонь.**

Ключові слова **– напрямні станин, інтенсивність зношування, коефіцієнт зношування, завантаження верстатів.**

Постановка проблеми. Підвищення зносостійкості деталей є важливим резервом росту надійності виробів у експлуатації, бо досягнення гранично допустимого зносу найбільш відповідальних деталей є основною причиною виходу зі строю більшості машин. У зв'язку з цим, дуже актуальним завданням є вивчення технологічних можливостей методів механічної обробки у підвищенні зносостійкості деталей машин.

Аналіз останніх досліджень. Згідно до сучасного уявлення, експлуатаційні властивості деталей, у тому числі зносостійкість, взаємопов'язані з цілим комплексом параметрів стану поверхневого шару. Однак, у теперішній час при призначенні технологічних регламентів механічної обробки, як правило, враховується лише один показник шорсткості – середнє арифметичне відхилення профілю Ra.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою статті є вплив технологічних методів обробки поверхонь на підвищення зносостійкості деталей машин.

Основна частина. Порівняємо різні методи обробки плоских поверхонь по критерію відносної зміни зносостійкості з урахуванням усього комплексу параметрів поверхневого шару та умов механічної обробки.

© Кюрчев С.В., Юдовинський В.Б., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П.

Відносний показник зміни зносостійкості на основі порівняння інтенсивності зношування, у залежності від зміни відносних показників параметрів поверхневого шару, визначених у порівнянні, прийнятих за основу, визначимо наступним чином

$$I_o = \frac{\sqrt[6]{Ra \cdot Wz \cdot Y_{\max}}}{\lambda_o \cdot \sqrt{t_m^3} \cdot \sqrt{S_m \cdot \sqrt[3]{H_{\max}^2}}} \quad , \qquad (1)$$

де Ra – середнє арифметичне відхилення профілю;

W_z – параметр хвилястості;

H_{max} – максимальне відхилення;

λ – коефіцієнт, який враховує остаточні поверхневі напруги;

t_m – відносна опорна довжина профілю на рівні середньої лінії;

S_m – середній крок нерівностей;

H – поверхнева мікротвердість; це відносні показники, визначені у порівнянні із базовими.

Відносні показники розраховуються на основі співставлення параметрів поверхневого шару методів обробки, які порівнюються, достатньо широко представлені у довідково-нормативній літературі. Проведемо аналіз лезвійної, алмазно-абразивної та зміцнюючої обробок плоских поверхонь, відносні показники параметрів поверхневого шару яких та відповідні їм відносні показники зміни інтенсивності зношування I_o наведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Відносні параметри поверхневого шару інтенсивності зношування I_o при різних методах обробки плоских поверхонь

Метод обробки	Відносні параметри стану поверхневого шару							Показник I_o
	Ra	W_a	H_{max}	H_μ	t_m	S_m	λ	
Фрезерування	1	1	1	1	1	1	1	1
Шліфування	0,32-0,4	0,5-1,0	0,3-0,32	0,2-0,25	1,1	0,3-0,6	0,9	2,2-3,1
Накочування	0,1-0,21	0,6-0,8	0,3-0,45	1,0-1,15	1,3	0,3-1,2	1,1	0,028-0,57

На рис. 1 наведені графіки залежності відносних показників інтенсивності зношування I_o від основних відносних показників параметрів стану поверхневого шару – середнього арифметичного відхилення профілю Ra та середнього кроку нерівностей S_m при алмазно-

абразивній й зміцнюючій обробках циліндричних и плоских поверхонь.

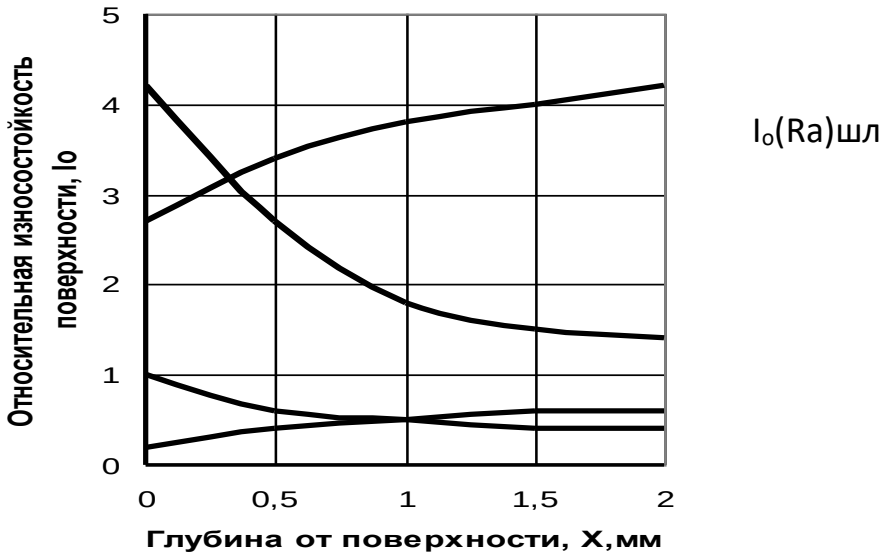


Рис. 1. Вплив відносних параметрів поверхневого шару при алмазно-абразивній та зміцнюючій обробці плоских поверхонь

Отримані результати свідчать о впливовом підвищенні інтенсивності зношування, зниження зносостійкості при використанні шліфування у якості кінцевого методу обробки плоских поверхонь у порівнянні із чистовою лезвійною обробкою.

Використання методів зміцнюючої обробки поверхневим пластичним деформуванням – накочуванням, дозволяє підвищити зносостійкість плоских поверхонь у порівнянні із чистовою лезвійною обробкою у 2-5 разів.

Теплота, яка утворюється у зоні різання, при механічній обробці у визначених умовах викликає структурні зміни металу поверхневого шару [3]. Структурні зміни металу при його механічній обробці та прижоги поверхні, яку шліфуємо, є серйозною причиною зниження довговічності деталей машин.

Рис. 2. Вплив шліфувального прижогу на знос стальних зразків: 1 - з прижогом; 2 - без прижогу

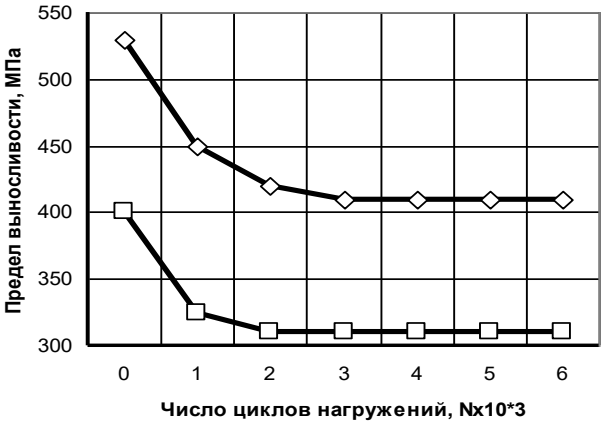


Рис. 3. Вплив шліфувального прижогу на межу витривалості сталі 40Х: 1 – без прижога;
2 – з прижогом

При обробці заготовок різанням під впливом сил у металі поверхневого шару здійснюється пластична деформація, яка супроводжується його наклепом. Ступінь та глибина розповсюдження наклепу змінюється у залежності від виду й режиму обробки та геометрії ріжучого інструмента. Вплив швидкості різання проявляється через зміну теплового впливу та тривалості впливу сил й нагріву на метал поверхневого шару [3].

Аналогічно точінню зростання подачі та глибини різання при фрезеруванні підвищує ступінь наклепу. При зустрічному фрезеруванні наклеп є більшим, ніж при попутному.

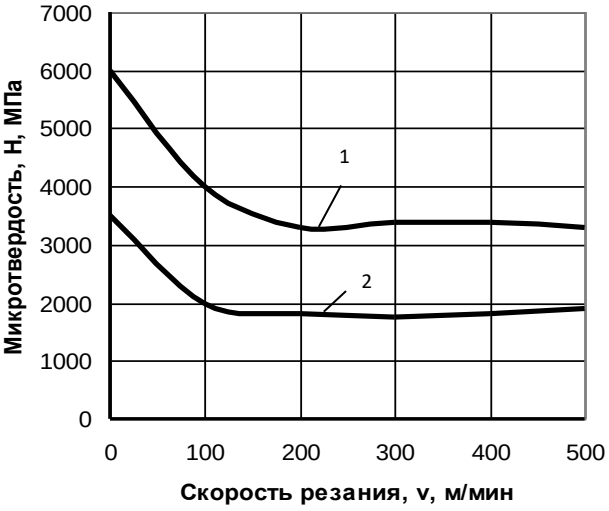


Рис. 4. Вплив швидкості різання на зміцнення, які не мають структурних змін при точінні 1 - сталь 30ХГС; 2 - сталь 20

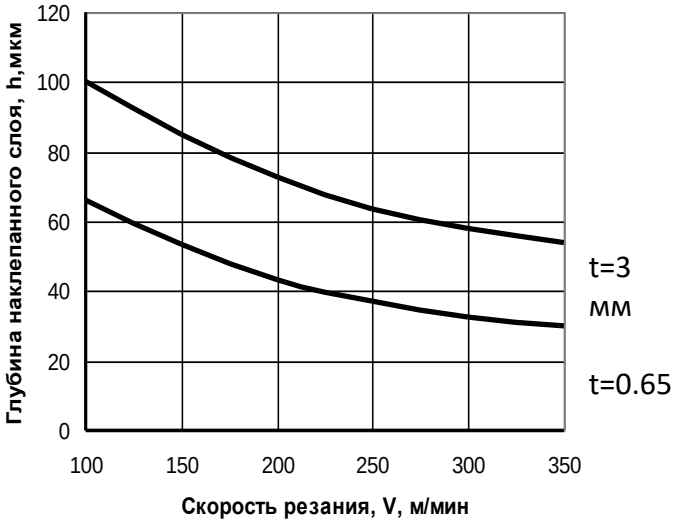


Рис. 5. Вплив швидкості різання на зміцнення сталей, які не мають структурних змін, та при фрезеруванні ($S_я$ = 0,13 мм/зуб)

Значно збільшується наклеп при зносі ріжучого інструменту. Контактна жорсткість визначає здатність поверхневих шарів деталей, які знаходять у контакті, опирається дії сил, які прагнуть їх деформувати. Контактні переміщення складають значну частину у балансі переміщення машин та їх вузлів. Контактна жорсткість впливає на точність роботи приборів, установки дета-

лей на верстатах і пристосуваннях, обробки та складання деталей, на якість машинобудівних виробів. Контактна жорсткість у значній мірі залежить від якості поверхні деталей спряжень [1,2,3].

Висновки. Таким чином, запропонована методика дозволяє кількісно оцінити зміну інтенсивності спрацювання деталей машин у залежності від комплексу параметрів поверхневого шару при різних методах лезвійної, алмазно-абразивної, зміцнюючої обробок плоских поверхонь. На її основі кількісно обґрунтовано вибір методів зміцнюючої обробки поверхневим пластичним деформуванням, що забезпечує гарантоване підвищення зносостійкості деталей машин.

Література:

1. *Колесников К. С.* Технологические основы обеспечения качества машин / *К.С. Колесников* [и др.] – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.

2. Суслов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин / *А.Г. Суслов*. – М.: Машиностроение, 2000. - 320 с.

3. Маталин А. А. Технология машиностроения : Учеб. для машиностроит. вузов по спец. «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» / *А.А. Маталин.* – Л.: Машиностроение, 1985. – 496 с.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТЕХНОЛОГИЧНЫМИ МЕТОДАМИ ОБРАБОТКИ

Кюрчев С.В., Юдовинский В.Б., Пенёв О.В., Мирненко Ю.П.

***Аннотация* – работа посвящена количественной оценке изменения интенсивности износа деталей машин в зависимости от комплекса параметров поверхностного слоя при различных методах обработки плоских поверхностей.**

INCREASING THE WEAR RESISTANCE OF MACHINE PARTS BY TECHNOLOGICAL METHODS OF PROCESSING

S. Kyurchev, V. Yudovinsky, O. Penyov, Y. Meernenko

Summary

A paper presents a numerical assessment of change of the machine parts wear rate which depends on parameter complex of the surface layer at different flat surface machining methods.

УДК 631.171.075.3

ЯКІСТЬ ОБРОБЛЕНОЇ ПОВЕРХНІ ПРИ ЛЕЗВІЙНІЙ ОБРОБЦІ МАТЕРІАЛІВ ІНСТРУМЕНТАМИ НА ОСНОВІ НІТРИДУ БОРУ

Сушко О.В., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-13-54

Анотація **– в статті досліджений вплив режимів різання на шорсткість та якість обробленої поверхні загартованих сталей при лезвійній обробці інструментами з полікристалічних надтвердих матеріалів на основі нітриду бору.**

Ключові слова **– полікристалічні надтверді матеріали (ПНТМ), лезвійна обробка, інструмент, модифікації нітридів бору, режими різання, шорсткість поверхні.**

Постановка проблеми. Поява в промисловості групи нових інструментальних матеріалів, якими є надтверді матеріали на основі нітриду бору, привела до революційного стрибка в матеріалообробці. Найбільш ефективним є застосування лезвійного інструменту з нітриду бору при обробці загартованих сталей, чавунів різної твердості, високолегованих сталей і сплавів, наплавлених матеріалів, що важко обробляються [1].

Процес лезвійної обробки нітридоборним інструментом, завдяки високій якості, є конкурентноздатним абразивній обробці [1]. Тому дослідження явищ, які супроводжують процеси різання інструментами на основі надтвердих модифікацій нітриду бору, є актуальними і потребують подальшого встановлення впливу режимів різання на якість обробленої поверхні.

Аналіз останніх досліджень. Різання загартованих сталей лезвійним інструментом з нітриду бору супроводжується нижчим рівнем сил різання в порівнянні з обробкою традиційним інструментом [2]. Зі збільшенням швидкості різання вони швидко ростуть, досягаючи максимуму, і далі знижуються. Інтенсивність зменшення сил різання знижується також, при цьому коефіцієнт тертя в контакті росте, як і сили різання. З підвищенням швидкості внаслідок збільшення роботи різання і кількості тепла, що виділяється, росте й температура, але її зростання відстає від

© Сушко О.В.

зростання швидкості різання. Це відставання посилюється в зоні високих швидкостей [2].

Встановлений зв'язок між швидкістю різання і стійкістю при обробці загартованих сталей інструментами з ПНТМ. З'ясований характер дії високої температури на поверхню деталі при лезвійній обробці, яка призводить до аморфізації поверхневого шару деталі завдяки контакту з таким інтенсивним аморфізатором, яким є нітрид бору. Отримана узагальнена залежність, яка описує поліекстремальну структуру залежності стійкості від чинників різання: подачі, глибини та діаметра обробки й найповніше відображає закономірності фізичних явищ при різанні [3].

Порівняльний аналіз процесів шліфування і лезвійної обробки дозволив зробити висновок про певні переваги останнього перед першим. Доведено, що найбільш ефективним та конкурентноздатним при обробці загартованих сталей, чавунів різної твердості, наплавлених матеріалів, що важко обробляються, високолегованих сталей і сплавів є застосування лезвійного інструменту з нітриду бору [3].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є дослідження впливу режимів різання на шорсткість та якість обробленої поверхні загартованих сталей при лезвійній обробці інструментами з ПНТМ на основі нітриду бору.

Основна частина. Порівняням характеристик якості обробленої поверхні при шліфуванні і точінні встановлено, що за таким критерієм, як шорсткість, точіння не поступається шліфуванню. Порівняння залишкової напруги в поверхневих шарах обробленої поверхні після шліфування і точіння показало, що лезвійна обробка забезпечує отримання сприятливої стискаючої напруги в той час, як шліфування – розтягуючої [4].

З порівнянням цих двох варіантів обробки поверхонь очевидним стає те, що шліфування далеко не завжди є більш продуктивним точіння. Так, внутрішнє шліфування, особливо поверхонь малих діаметрів, програє процесу розточування, і лише при обробці великих діаметрів ці процеси можна порівнювати. При заміні шліфування на точіння та обробці багатьох деталей із загартованої сталі багатократні переваги утворюються не тільки за рахунок меншого машинного часу, але й за рахунок економії допоміжного часу. Можливість виготовлення на одному верстаті, ліквідовуючи обробку на шліфувальному верстаті, значно скорочує цикл обробки.

Особливості стружкоутворення, обумовлені низьким коефіцієнтом тертя і великим кутом зрушення, великим тиском і високою температурою в зоні різання, локальність і короткочасність

її дії на оброблену поверхню, її проникнення на незначну глибину, впливають на шорсткість обробленої поверхні, її наклеп, рівень і знак залишкової напруги.

На формування мікронерівностей обробленої поверхні найбільш впливають режими різання та знос інструменту, а також твердість оброблюваного металу.

На рис. 1 показаний вплив швидкості різання на шорсткість обробленої поверхні при точінні загартованих сталей різної твердості.

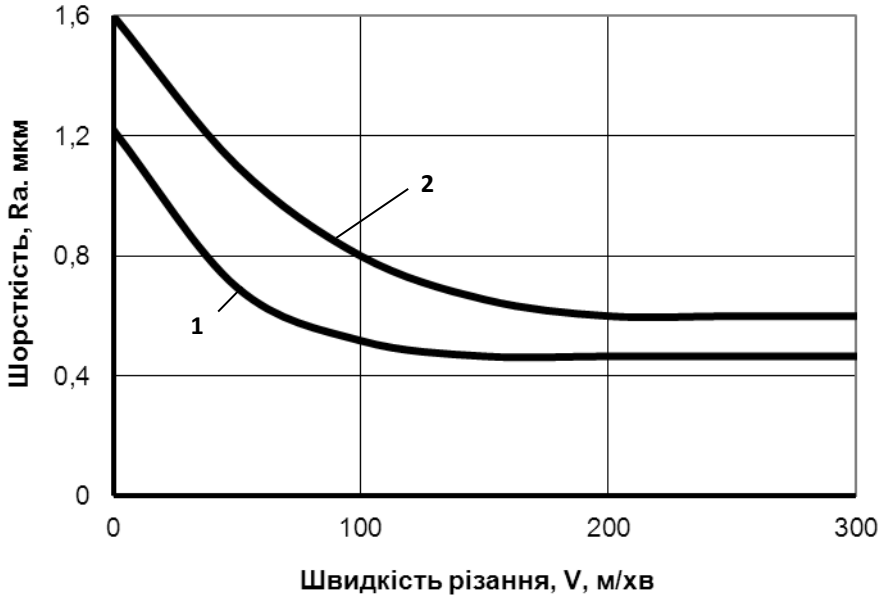


Рис. 1. Вплив швидкості різання на шорсткість обробленої поверхні при точінні:
1 - сталі (63HRC); 2 - сталі (55HRC)

Як видно, зі зростанням швидкості різання шорсткість поверхні зменшується: в області малих швидкостей різання (до оптимальних) інтенсивно, а в області оптимальних і вище оптимальних − незначно. Такий вплив швидкості різання на шорсткість пояснюється тим, що при малих швидкостях процес різання, як наголошувалося раніше, нестабільний, динамічно не стійкий, оскільки температура в зоні різання ще не висока. Звідси великі сили, велика усадка та несприятливі умови стружкоутворення.

Зі зростанням швидкості процес різання стабілізується і шорсткість зменшується. При обробці сталей з 63…65 HRC на верстатах підвищеної точності досягається шорсткість R_a = 0,35 мкм, а на верстатах звичайної точності – R_a = 0,4…0,5 мкм. Збільшення шорсткості зі зменшенням твердості оброблюваного матеріалу можна пояснити застійними явищами (наростом) на пе-

редній поверхні інструменту, які інтенсифікуються зі зниженням твердості.

Вплив подачі на шорсткість обробленої поверхні традиційний. Значне зменшення шорсткості може бути забезпечене за рахунок застосування методу бриючого, безвершинного різання. При цьому методі можна стійко забезпечувати шорсткість обробленої поверхні Ra = 0,2…0,3 мкм. Разом з тим даний метод значно збільшуєзносостійкість інструменту. Встановлено три основні діапазони швидкостей різання, які забезпечують різні значення шорсткості, найбільш сприятливим з яких є третій.

При лезвійній обробці загартованих сталей різцями з ПНТМ в поверхневому шарі формується стискуюча залишкова напруга, що підвищує зносостійкість деталей машин. Величина і знак залишкової напруги залежать від швидкості різання, подачі, геометрії різця та інших умов, вплив якихвиявляється в зміні ролі силового і температурного чинників. Превалююча дія першого призводить до виникнення в поверхневих шарах стискуючої залишкової напруги, другого - розтягуючих.

Висновки. Процес лезвійної обробки загартованих сталей різцями з ПНТМ завдяки високій якості є конкурентноздатним абразивній обробці. Багатократні переваги утворюються за рахунок меншого технологічного часу, значного скорочення циклу обробки деталей при одночасному збільшенні швидкості обробки, зменшенні шорсткості поверхні та значному збільшенні зносостійкості інструменту.

Література:

1. Зубарь В.П. Перспективы применения лезвийного инструмента из сверхтвердых материалов / *В.П. Зубарь //* СТМ. – 2004. - №4. - С. 42.

2. Сушко О.В. Лезвійна обробка інструментами на основі надтвердих модифікацій нітриду бору / *О.В. Сушко* // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Технічні науки. –Харків, 2014. – Випуск 148. – С. 219-224.

3. Сушко О.В. Залежність зносостійкості інструменту з нітриду бору від режимів різання при точінні / *О.В. Сушко* // Науковий вісник НУБіП України. – 2015. - Вип. 212, ч. 1. - С. 173-177. – (Сер. Техніка та енергетика АПК.)

4. Сушко О.В. Порівняльний аналіз процесів шліфування та лезвійної обробки інструментами з ПНТМ на основі нітриду бору / *О.В. Сушко, К.Л. Мельник* // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка: Наукове фахове видання**.** – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 395-399.

КАЧЕСТВО ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКЕ МАТЕРИАЛОВ ИНСТРУМЕНТАМИ НА ОСНОВЕ НИТРИДА БОРА

Сушко О.В.

Аннотация **– в статье исследовано влияние режимов резания на шероховатость и качество обработанной поверхности закаленных сталей при лезвийной обработке инструментами на основе нитрида бора.**

QUALITY OF THE PROCESSED SURFACE AT THE EDGE CUTTING OF MATERIALS BY TOOLS BASED ON BORON NITRIDE

O. Sooshko

Summary

Influence of cutting conditions on surface roughness and quality of the hardened steel processed surface at the edge cutting by tools based on boron nitride is investigated in the article.

УДК 621.43.004.18

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Гуйва С.Д., инж., ст. преп.*
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (619) 42-13-06

***Аннотация* – в статье рассматриваются недостатки существующих двигателей внутреннего сгорания (ДВС), методы их форсирования, а также альтернативные конструкции ДВС.**

***Ключевые слова* – ДВС, кривошипно-шатунный механизм (КШМ), удельная мощность, коэффициент полезного действия (КПД), рабочий объем, степень сжатия, механические потери, наполнение.**

Постановка проблемы. О недостатках существующих двигателей внутреннего сгорания (ДВС) известно всем – это и громоздкий кривошипно-шатунный механизм, и достаточно тонкая настройка систем впуска, зажигания и выпуска (например, правильно настроенный резонансный глушитель повышает мощность ДВС до 30%), четырехтактность (из четырёх ходов поршня только один является рабочим, остальные три – вспомогательными) и др. Однако поршневые двигатели внутреннего сгорания являются самыми распространёнными. Известны также альтернативные двигатели, конструкция которых либо слишком сложна для производства (двигатель Стирлинга), либо которые из-за низкого качества современных материалов обладают недостаточным ресурсом (роторно-поршневые и другие).

Анализ последних исследований. Первый двигатель внутреннего сгорания был изобретен в конце XVIII века вначале без сжатия смеси перед зажиганием. В XIX веке было предложено сжатие этой смеси и появились первые работоспособные ДВС, после чего конструкция ДВС принципиально практически не менялась. Эффективный КПД поршневых ДВС давно достиг практического потолка (у ДВС с искровым зажиганием 30%, а в дизелях 45%), хотя КПД теоретического цикла достигает 70% [1].

© Гуйва С.Д.
* Научный консультант – доцент, к.т.н. Стефановский А.Б.

Основным параметром любого двигателя является удельная мощность, т.е. сколько массы двигателя соответствует единице его мощности. Например, для четырехтактных ДВС удельная мощность не более 1 кВт/кг. Поэтому даже для самого легкого летательного аппарата - парамотора, силовая установка весит не менее 15…25 кг.

Двухтактные ДВС, у которых вдвое чаще происходят рабочие хода в цикле (двигатели мопедов, мотоциклов, парамоторов и т.д.), могут развить до 2 кВт/кг, но из-за недостатков конструкции (плохое сгорание смеси, невысокая степень сжатия и т.д.) потребляют больше топлива. Еще лучше по показателю мощность/масса роторно-поршневой двигатель, но у него ресурс довольно мал, расход топлива повышенный и форма камер сгорания далека от оптимальной.

Наиболее мощными являются газотурбинные двигатели (ГТД), развивающие до 6 кВт/кг, но они расходуют слишком много топлива и требуют очень дорогой керамики для материала турбины.

Таким образом, самый экономичный двигатель - поршневой, использующий силу давления газа, расширяющегося в цилиндрах (при этом предварительно топливная смесь сжимается перед зажиганием), а не тот, что использует давление струи газа на лопасти турбины. Платой за этот принцип является большая масса машины (поршни, массивный цилиндр и т.д.). Обычно для увеличения КПД ДВС стараются лучше сжечь топливо: используют по две свечи зажигания на цилиндр, компьютерное управление, специальную поверхность поршня и т.д. Если бы бензин сгорал в оптимальном режиме, то количество вредных выхлопов сократилось бы многократно.

Это первый путь (полное сгорание смеси), остальные нацелены на изменение самой конструкции ДВС. Последнее достигается повышением степени сжатия, использованием альтернативных механизмов вместо КШМ, простого вращательного движения, непрерывного горения и др.

Наиболее известный альтернативный ДВС – это роторно-поршневой двигатель Ванкеля, изобретенный в 1957 г. (рис. 1). Это четырехтактный двигатель, в котором ротор, в сечении напоминающий треугольник, вращается через планетарную передачу, попеременно увеличивая и уменьшая объем камеры между ротором и криволинейными стенками статора. Достоинства: более простая, лёгкая и

компактная конструкция (требует на 35...40% меньше деталей, почти в 2 раза меньшая масса при одинаковой мощности), работает почти без вибраций. Недостатки: недостаточный ресурс уплотнений, повышенный расход топлива, усложненное вращательное движение ротора; сам Ф. Ванкель до конца жизни искал более простой вариант двигателя.

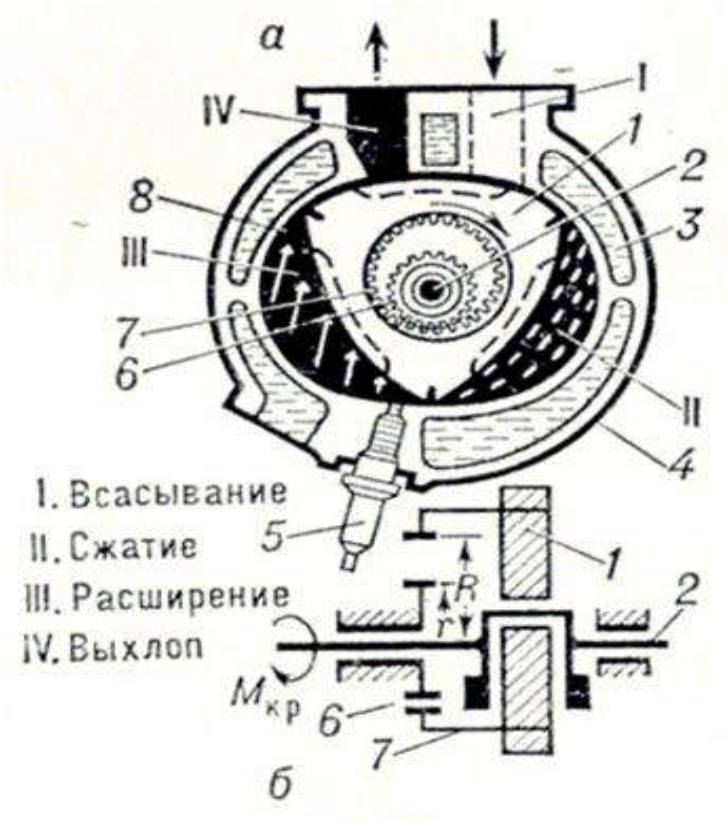


Рис. 1. Роторно-поршневой двигатель Ванкеля:
а – поперечный разрез; *б* – кинематическая схема

За рубежом некоторые фирмы оснащают серийные машины роторно-поршневым двигателем. Волжский автозавод (ВАЗ) выпускает двигатели Ванкеля мощностью 29 кВт и оснащает ими некоторые модели автомобилей. Роторно-поршневые двигатели весьма перспективны для малой авиации при необходимой мощности 15…29 кВт.

Другой вариант устранения кривошипно-шатунного механизма предложен А.С. Абрамовым [2] (рис. 2).

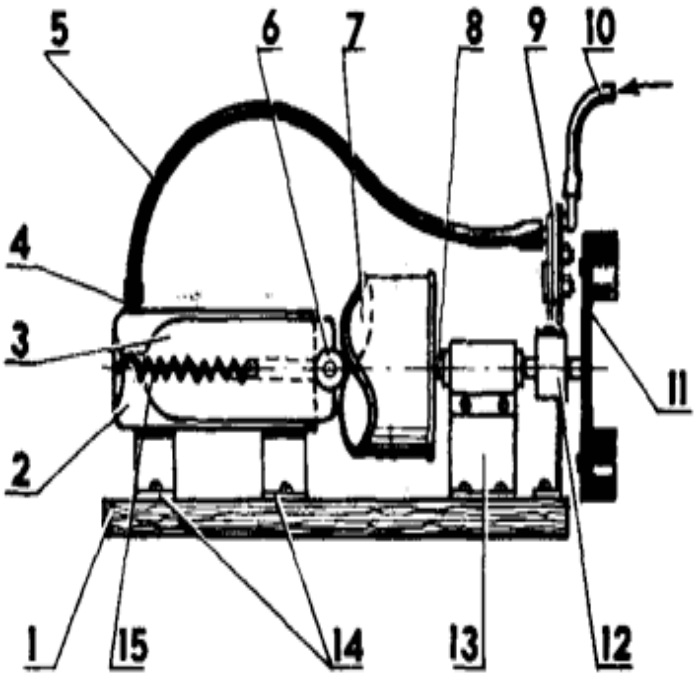


Рис. 2. Механизм преобразования прямолинейного движения поршня во вращательное движение вала: 1 – основание, 2 - рабочий цилиндр, 3 - поршень, 4 - впускной патрубок, 5 - шланг, 6 - ролик, 7 - цилиндрический кулачок, 8 - вал двигателя, 9 - золотник, 10 - патрубок подачи сжатого воздуха, 11 - маховик, 12 - кулачок привода золотника, 13 - кронштейн крепления вала, 14 - кронштейны крепления рабочего цилиндра, 15 - возвратная пружина

Здесь преобразование прямолинейного движения поршня во вращательное движение вала осуществляется за счет скольжения ролика, прикрепленного к поршню, по поверхности вала, напоминающей синусоиду.

Одновременно с Ф. Ванкелем С. Баландин предложил свою версию «бесшатунника», в котором улучшились условия работы поршня, резко увеличился ресурс пары трения «поршневое кольцо – гильза цилиндра», но слабым местом с точки зрения надежности оказался механизм преобразования линейного движения во вращательное.

Еще одну схему альтернативного двигателя предложили В. Соколов и др. Конструкторы стремились увеличить КПД, объемную производительность, снизить тепловые потери, исключить необходимость преобразования поступательного движения поршня во вращательное. Развитием этих идей стал двигатель с кольцевым поршнем, совершающим круговое поступательное движение [3]. Этот поршень имеет две рабочие поверхности – внешнюю и внутреннюю, а также подвижные разделители, формирующие переменные по объему полости (нагнетательную и расширительную). Возможно использование

двух пар разделителей, что сокращает длительность горения смеси до полуоборота. В данном двигателе расширение рабочего тела более полное, чем в обычном ДВС, и возможно дополнительное обеднение рабочей смеси. Кроме того, охлаждение деталей выполняется рабочей смесью. Предполагается, что такой двигатель будет в полтора раза экономичней существующих, обладать малым весом и простотой сборки (в 16 раз меньше деталей). Удельная мощность может достигать 2,5…3,2 кВт/кг.

Весьма привлекательной кажется схема роторного двигателя непрерывного горения. В этом ДВС камеры сжатия, сгорания и расширения рабочей смеси разнесены в пространстве, а процессы сжатия, сгорания и расширения совмещены во времени, что должно обеспечить непрерывность сжигания рабочей смеси и, соответственно, повысить удельную мощность ДВС (по расчетам автора – до 5 кВт/кг, на уровне лучших ГТД).

В предложенной Е. Горловым и др. конструкции винтового ДВС [4] процесс сжатия рабочего тела (воздуха или смеси его и топлива) и сгорания происходит в подобии турбины, выполненной из элементов со сложной - вогнутой конической сферовинтовой - поверхностью. В такой турбине небольшие замкнутые объемы перемещаются вдоль оси двигателя слева направо (рис. 3). В левой части при перемещении этих объемов они уменьшаются (происходит сжатие топливной смеси), в центре топливо поджигается, и дальше движется направо по расширяющимся объемам.

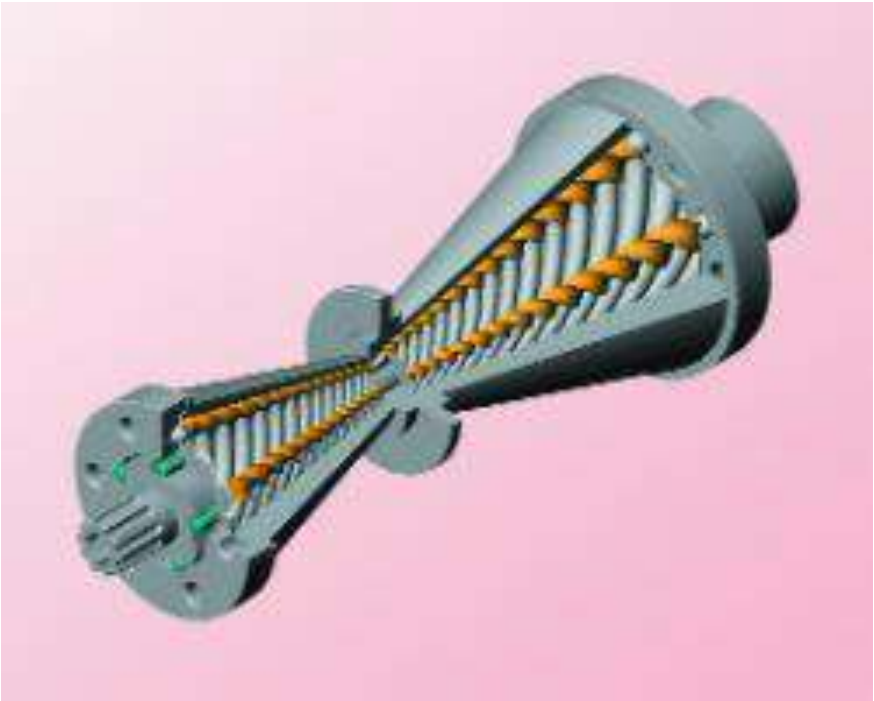


Рис. 3. Винтовой двигатель внутреннего сгорания

Преимущество такого двигателя перед ГТД в том, что в сжимающихся или расширяющихся изолированных объемах можно «снять» больше энергии с топлива, чем от сильной струи раскаленного газа в ГТД. Кроме того, доступна меньшая частота оборотов вала, а следовательно, уменьшаются потери на редукторе по сравнению с ГТД, где турбина может вращаться с частотой вплоть до 100000 1/мин и более, а на выходе необходимо лишь 500...3000 1/мин.

Достоинства конструкции винтового ДВС: отсутствие трения скольжения; теоретически неограниченная степень сжатия компрессора и, соответственно, степень расширения турбины; широкий рабочий диапазон оборотов двигателя; отсутствие несбалансированных масс, низкий уровень шума; небольшие масса и габариты; возможность работы на любых видах топлив, а также введения в зону горения реагентов для улучшения характеристик; высокие удельная мощность и КПД (до 60…70%).

Недостатком винтового ДВС является сложность технологии изготовления криволинейных элементов (из-за материала и требуемой точности).

Другая схема, немного похожая по принципу действия на винтовой ДВС, предложена А. Курочкиным [5]. Двигатель Курочкина тоже представляет собой своеобразный гибрид ГТД и поршневого ДВС, в котором рабочий процесс аналогичен тому, что происходит в ГТД, но используется не кинетическая энергия струи, а потенциальная энергия давления газа на рабочие лопатки ротора. Принцип действия: центробежный вентилятор засасывает сквозь мелкоячеистую сетку воздух, закручивает его и подает в зону сепарации. В этой зоне единый поток воздуха разделяется: одна его часть вместе с отброшенной к периферии пылью поступает в радиатор на охлаждение двигателя и затем выходит наружу; другая же часть, очищенная, через впускное окно направляется в рабочие полости (проточную зону), где происходят процессы, типичные для двухтактных ДВС. Выпуск происходит через специальное окно в глушитель, где отработанный газ смешивается с охлаждающим воздухом из радиатора и выбрасывается в атмосферу сквозь кольцевой диффузорный выхлопной аппарат.

Двигатель получается очень компактным, с удельной мощностью более 3 кВт/кг. При равной мощности габаритный объем двигателя Курочкина в 70 раз меньше, чем у дизеля, в 20 раз, чем у четырехтактного ДВС с искровым зажиганием и в 10…12 раз — чем у роторного или двухтактного поршневого ДВС. Меньше и его масса: соответственно в 30, 10 и 4 раза.

Известна схема компактного аксиально-поршневого двигателя, в котором цилиндры расположены вокруг выходного вала параллельно его оси. Для преобразования линейного движения поршней во

вращательное используется либо скольжение штока поршня по поверхности профилированной шайбы, как в плунжерном насосе, либо штоки опираются на жестко связанные с качающейся шайбой коромысла, вращающие вал двигателя.

Известен двигатель Стирлинга с двумя поршнями в одном цилиндре (есть также разновидности с двумя цилиндрами), работающий за счет разности температур в рабочем теле, причем источник тепла может быть любым. КПД теоретического цикла двигателя Стирлинга в 4...5 раз больше реальных значений эффективного КПД поршневых ДВС. Однако в двигателе Стирлинга используется внешние подвод и отвод теплоты, для чего требуются сложные теплообменники, так что он в этом отношении проигрывает традиционным ДВС. Кроме того, хорошие показатели двигателя Стирлинга достигаются при значительном давлении несменяемого рабочего тела (порядка 1 МПа и выше), что создает проблему надежного уплотнения внутреннего контура.

Перечисленные альтернативные двигатели пока не нашли широкого применения, а некоторые еще не построены.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Цель работы – проанализировать возможности для улучшения показателей поршневых транспортных ДВС.

Основная часть. Повышение мощности двигателей называют «форсированием» [6].

Эффективная мощность ДВС является расчетной величиной. Механическая работа на валу ДВС выражается крутящим моментом при определенной частоте вращения, а их произведение пропорционально мощности двигателя. Рассмотрим практические методы повышения мощности двигателя [7]:

- увеличение рабочего объема двигателя;
- увеличение степени сжатия;
- уменьшение механических потерь;
- оптимизация процессов горения смеси;
- увеличение наполнения цилиндров.

Увеличение рабочего объема двигателя. Увеличить его можно, заменив коленвал на другой с повышенным радиусом кривошипа и(или) увеличив диаметр цилиндра. Если степень сжатия сохраняется неизменной, то также необходимо увеличить объем камеры сгорания.

Так, в автомобильных двигателях ВАЗ, используемых на заднеприводных автомобилях, применяются коленвалы, обеспечивающие ход поршня (удвоенный радиус кривошипа) 66, 80, 84, 86, 88 мм. Для ВАЗовских двигателей, используемых на переднеприводных автомобилях, есть коленвалы, обеспечивающие ход 60,6, 71, 74,8, 75,6, 78, 80, 84 мм.

При установке коленвала, повышающего ход поршня, необходимо доработать или заменить шатунно-поршневые группы двигателя. К расточке цилиндров блока на значительную величину (2 мм и более) нужно подходить осторожно. Например, при расточке цилиндров серийного блока ВАЗ-21083 с 82 до 84 мм у двигателя наблюдается повышенный расход масла за счет потери жесткости блока. В этом случае лучше использовать специальную толстостенную отливку блока; они выпускаются малыми сериями.

Увеличение рабочего объема двигателя приводит к увеличению максимального крутящего момента, но при этом происходит снижение частоты вращения коленвала при максимальной мощности. Это происходит из-за уменьшения механического КПД. Если повышение объема происходит за счет увеличения диаметра цилиндров, то возрастает площадь контакта между стенками цилиндра и поршнем с поршневыми кольцами. Если повышение объема происходит за счет увеличения радиуса кривошипа и хода поршня, то возрастает средняя скорость поршня. Как следствие, повышаются потери на трение. Поэтому повышение рабочего объема приводит к падению эффективного КПД двигателя и, кроме того, может снизить его литровую мощность.

Увеличение степени сжатия. Увеличение степени сжатия (или расширения) является эффективным способом повышения КПД двигателя.

При работе двигателя, особенно на высоких оборотах, геометрический объем камеры сгорания уменьшается. Это происходит из-за выбирания зазоров, термического расширения поршня, динамического удлинения шатуна. Так, на гоночном беспрокладочном моторе при сборке поршень не доходил до плоскости головки 0,85 мм. После эксплуатации двигателя при 9000 1/мин на поршне и плоскости головки присутствовали следы контакта.

Степень сжатия у большинства двигателей с искровым зажиганием находится в диапазоне 7…10 и зависит от октанового числа используемого бензина. У дизелей она значительно выше (14…18). Установка на двигатель модифицированного распредвала с широкими фазами позволяет несколько увеличить геометрическую степень сжатия. Повышение степени сжатия с переходом на бензин с более высоким октановым числом приводит к увеличению мощности во всем диапазоне оборотов.

Существует понятие «динамической» степени сжатия, которая зависит от запаздывания закрытия впускного клапана и угла открытия дроссельной заслонки. Так, на серийных двигателях угол опережения зажигания при частичных нагрузках превышает 40 градусов, поэтому динамическая степень сжатия здесь ниже геометрической. Это воз-

можно благодаря низкому наполнению цилиндров, но чем оно лучше, тем выше динамическая степень сжатия.

Уменьшение механических потерь. Механические потери двигателя включают потери на трение, насосные и на привод вспомогательного оборудования. Наиболее значительная часть потерь вызвана трением поршневых колец и поршней в цилиндрах. Эти потери зависят от площади трущихся деталей, жесткости и количества поршневых колец, толщины масляной пленки и средней скорости поршня.

При превышении средней скорости поршня 20 м/с резко возрастают потери на трение и нагрузки на детали КШМ. Поэтому на высокофорсированных двигателях для увеличения механического КПД необходимо уменьшать ход поршня.

Для уменьшения потерь на трение в паре поршень – цилиндр необходимо использовать сборные маслосъемные кольца, а также целесообразно несколько увеличить зазор между поршнем и цилиндром. Облегчение шатуна, особенно верхней головки, уменьшает боковое давление на поршень, с этой же целью нужно использовать по возможности более длинный шатун. Необходимо подогнать по весу и отбалансировать все детали КШМ.

Для уменьшения потерь на трение в гоночные моторы ВАЗ-21083 устанавливаются новые поршни со значительно уменьшенной площадью юбки, одним компрессионным кольцом высотой 1,2 мм и сборным маслосъемным кольцом высотой 2 мм. Также используются специально изготовленные шатуны Н-образного сечения, которые длинней серийных на 12 мм, намного жестче и легче. Для уменьшения трения в шейках коленвала, хонингованием увеличивается на 0,02 мм (от номинального размера) внутренний диаметр нижней головки шатуна и постелей коленвала. Падение давления масла при этом не происходит. Сравнение масс деталей КШМ серийного и гоночного двигателей представлено в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнение масс деталей КШМ (в граммах) серийного и гоночного двигателей ВАЗ-21083

двигатель	шатун	поршень	палец	кольца	общая масса
серийный	674	382	103	35	1194
гоночный	496	234	53	12	795

При наполнении цилиндров воздухом возникает перепад давлений между ними и атмосферой. Двигатель в этой части цикла работает как насос, потребляя энергию. Чем меньше аэродинамическое сопротивление впускной системы, тем меньше насосные потери. Следовательно, уменьшение гидравлических сопротивлений в каналах головки приводит не только к увеличению наполнения, но и к уменьшению этих потерь. Так же полезно устанавливать распределительные валы с более широкими фазами.

Уровень масла в поддоне серийного двигателя находится в непосредственной близости от вращающегося коленвала. При боковых и линейных ускорениях автомобиля масло попадает на противовесы и шейки коленвала и тормозит его вращение. Применение «сухого картера», когда масло откачивается из поддона в отдельную емкость, позволяет увеличить мощность двигателя, особенно при высоких оборотах. Однако при этом нужно удалять из масла попадающие в него картерные газы.

Часть энергии двигателя используется на привод вспомогательного оборудования: механизма газораспределения, водяного насоса, электрогенератора и т.д. Для форсированных двигателей, работающих при высоких оборотах, целесообразно увеличить передаточное отношение привода водяного насоса и генератора. При установке кондиционера и гидроусилителя руля эффективная мощность двигателя снижается.

Оптимизация процессов горения смеси. Характеристики ДВС, в конечном счете, зависят от процессов, происходящих в камере сгорания, где происходит преобразование тепловой энергии в механическую работу. Перемешивание свежего заряда с остаточными газами, воспламенение смеси, протекание горения и потери теплоты зависят от конструкции камеры сгорания.

Конструкция камеры сгорания должна обеспечить хорошее перемешивание свежего заряда для улучшения процессов сгорания и быть компактной для уменьшения тепловых потерь и вероятности возникновения детонации. Чем больше площадь поверхности камеры сгорания, тем больше тепла отводится наружу и теряется. Чем на большее расстояние перемещается фронт пламени, тем больше вероятность возникновения детонации потому, что увеличивается время контакта еще не воспламенившейся смеси с горящим зарядом.

Большая часть объема в камере сгорания должна быть сконцентрирована около свечи. Во время движения поршня к головке цилиндра смесь выдавливается из зазора между поверхностями поршня и головки в сторону свечи зажигания, при этом происходит интенсивное движение (турбулизация) заряда, что способствует лучшему сгора-

нию. Чем меньше зазор, тем меньше вероятность возникновения детонации, так как уменьшается общее количество смеси, отдаленной от свечи зажигания. Но при этом работа двигателя становится жестче, из-за более высокой скорости нарастания давления.

Не следует расширять камеру сгорания со стороны свечи до размеров цилиндра, хотя при этом и происходит большая концентрация смеси в оптимальной зоне. Нужно создать небольшую зону противодавления, препятствующую забрызгиванию свечи зажигания.

Полирование поверхности камеры сгорания и днища поршня способствует некоторому уменьшению тепловых потерь, хотя в процессе длительной работы двигателя детали покрываются нагаром.

Увеличение наполнения цилиндров. Увеличение коэффициента наполнения цилиндров (объемного КПД) является самым эффективным способом повышения мощности двигателя.

Максимальный коэффициент наполнения цилиндров серийного двигателя ВАЗ-21083 примерно равен 75%. То есть в двигатель попадает количество воздуха, соответствующее 75% общего объема цилиндров. На лучших гоночных двигателях без наддува коэффициент наполнения достигает 115-125%. При правильной настройке двигателя с низким сопротивлением впускной системы, можно добиться показателей коэффициента наполнения выше 100%.

Коэффициент наполнения меняется при разных режимах работы двигателя и достигает своего максимального значения при благоприятном перепаде давлений в цилиндре, впускной и выпускной системах в узком диапазоне оборотов, близком к оборотам максимального крутящего момента.

При работе двигателя во впускной и выпускной системах происходят волновые процессы, их свойства зависят от многих причин: геометрических размеров и аэродинамического сопротивления впускной и выпускной систем, фаз газораспределения, оборотов двигателя и других факторов. С изменением режимов работы двигателя форма, частота и амплитуда волн меняются.

Для повышения максимальной мощности необходимо создать условия, при которых наибольший коэффициент наполнения сдвинется на более высокие обороты. Например, если на двигателе ВАЗ-21083 повысить коэффициент наполнения до 100% при частоте вращения 3000 1/мин, то мощность возрастает с 35 до 46 кВт, а если при 6000 1/мин, то она возрастает с 49 до 98 кВт!

Увеличение оборотов при максимальной мощности для повышения КПД атмосферного двигателя является неизбежным, так как коэффициент наполнения невозможно увеличить выше определенного числа, но можно поднять обороты, при которых достигается его максимальное значение. При этом происходит увеличение отдачи энергии за единицу времени. Именно этим объясняются высокие обороты двигателей гоночных автомобилей формулы 1 (17…18 тыс. 1/мин).

Для увеличения коэффициента наполнения также необходимо снизить аэродинамическое сопротивление во впускной и выпускной системах и каналах головки двигателя. Самое высокое сопротивление возникает в районе клапанной щели, поэтому ее конструкции нужно уделять особое внимание. Скорость воздуха во впускной системе не должна превышать 50…70 м/с. Для увеличения оборотов двигателя необходимо увеличить проходные сечения газовых каналов и в первую очередь диаметры тарелок клапанов. Это позволит увеличить обороты максимальной мощности и сделать перегиб кривой на скоростной характеристике более плавным. Но при этом может наблюдаться некоторое падение мощности на малых и средних оборотах, так как при этих режимах скорость воздуха недостаточно высока.

Установка на двигатель многодроссельной системы с индивидуальной впускной трубой на каждый цилиндр позволяет значительно повысить мощность, но только в том случае, если перекрытие клапанов достигает существенной величины. Установка спортивной выпускной системы также дает эффект только в этом случае. Так, установка «паука» на серийный двигатель может повысить мощность максимум на 1,5…2,2 кВт. Это обусловлено принципом работы настроенной выпускной системы. В первый момент после открытия выпускного клапана, отработавшие газы устремляются в выпускную трубу со скоростью, превышающей скорость звука. Быстрое удаление первой части отработавших газов создает в выпускной трубе низкое давление. При достижении звуковой волной первого резкого увеличения диаметра выпускной системы (резонатора) давление в системе повышается. Это создает первую волну, после чего колебательный процесс продолжается с уменьшающейся амплитудой.

Если впускной клапан открывается в тот момент, когда в выпуске давление ниже чем во впускном канале, то дополнительное разрежение способствует увеличению наполнения. При этом часть свежей смеси выбрасывается в выпускной канал. При благоприятных условиях эта часть заряда выталкивается обратно в цилиндр зоной повышен-

ного давления перед самым закрытием выпускного клапана. Чем выше высота перекрытия клапанов, тем более ярко выражен этот процесс.

К сожалению, это происходит в узком диапазоне оборотов, зависящем от геометрии впускной и выпускной систем и фаз газораспределения. В остальных режимах работы двигателя может происходить обратный процесс, когда зона повышенного давления в выпуске в момент перекрытия мешает поступлению свежего заряда.

Именно поэтому такие выпускные системы называются *настроенными* (узкий диапазон оборотов). Изменение размеров выпускной системы, а также конструкции и месторасположения резонатора, оказывает существенное влияние на характеристику форсированного двигателя: он «чувствует» изменения длины любой части «паука» на 20 мм и диаметра на 1 мм.

Рабочая температура спортивного двигателя не должна превышать 75…80 °С, так как при ней достигается максимальное наполнение цилиндров и уменьшается вероятность детонации. На стендовых испытаниях при увеличении температуры охлаждающей жидкости с 70 до 95°С наблюдается падение максимальной мощности на 4-6%. Для поддержания нормальной температуры двигателя на спортивные автомобили необходимо устанавливать масляные радиаторы, а также водяные радиаторы с повышенной площадью.

При значительном увеличении оборотов и мощности двигателя существенно возрастают нагрузки на его детали. В первую очередь это относится к клапанам, коленвалу, поршням, шатунам и шатунным болтам. Также увеличение давления в цилиндрах двигателя повышает требования к уплотнению разъема между блоком и головкой. Поэтому в высокофорсированных спортивных двигателях необходимо использовать специально изготовленные высококачественные комплектующие.

Для уплотнения разъема головки и блока рекомендуется использовать так называемую беспрокладочную конструкцию. В блоке фрезеруются канавки, в которые вставляются пассики из специальной термостойкой резины. Головка притягивается с моментом 60 Нм. Такая конструкция намного жестче, чем с серийной прокладкой и имеет более высокую теплоотдачу, устойчивость к разрушению от детонации и перегрева двигателя.

Также целесообразно улучшение двухтактных ДВС, чтобы устранить необходимость добавлять масло в бензин, которое ухудшает условия горения, понижает мощность и т.д. Предлагается исполь-

зовать впрыск топлива в двухтактный двигатель, чтобы повысить его экономичность до уровня четырехтактного ДВС.

Выводы. В конструкциях поршневых ДВС есть резервы для повышения мощности и улучшения других показателей. Вместе с тем, есть ряд перспективных конструкций альтернативных ДВС, требующие адаптации к возможностям отечественного машиностроения.

Литература:

1. Альтернативные двигатели внутреннего сгорания. SEAT клуб Россия. Клуб владельцев SEAT (CEAT) - все о Seat Leon, Cordoba, Ibiza, Altea, Toledo, EXEO [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.seat-club.ru/archive/index.php/t-2822.html.

2. *Абрамов А.С.* В поисках двигателя идеальной схемы [Электронный ресурс] / *А.С. Абрамов* // Моделист-конструктор. – 1990. – №1. – Режим доступа : http://www.mk-archive.narod.ru/mk90/mk9001/mk900112.htm.

3. Тепловой двигатель с круговым поступательным движением кольцевого поршня [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.reaa.ru/yabbfiles/Attachments/TEPLOVOJ_DVIGATEL__S_KRUGOVYM_POSTUPATEL_NYM_DVIZHENIEM_KOL_CEVOGO_PORSHNJA.doc.

4. *Горлов Е.* Винтовой двигатель внутреннего сгорания [Электронный ресурс] / *Е. Горлов* [и др.]. – Режим доступа : http://engine.aviaport.ru/issues/25/page34.html.

5. *Тимченко А.* Маленький двигатель с большим будущим [Электронный ресурс] / *А. Тимченко.* – Режим доступа : http://modelist-konstruktor.com/avtomotoservis/malenkij-dvigatel-s-bolshim-budushhim. – (Моделист-конструктор.)

6. Форсированная мощность [Электронный ресурс]. – Режим доступа : https://ru.wikipedia.org/wiki/Форсированная_мощность.

7. *Шахрай С.С.* Альтернативные двигатели внутреннего сгорания. Методы форсирования двигателей : Реферат [Электронный ресурс] / *С.С. Шахрай* ; БГАТУ. – Минск, 2010. – Режим доступа : http://www.studmed.ru/view/referat-alternativnye-dvigateli-vnutrennego-sgoraniya-metody-forsirovaniya-dvigateley_2b5acdd370d.html.

МЕТОДИ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Гуйва С.Д.

***Анотація* – у статті розглянуто недоліки існуючих двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), методи їх форсування, а також альтернативні конструкції ДВЗ.**

METHODS OF THE IMPROVEMENT OF PARAMETERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

S. Gooiva

Summary

A paper considers disadvantages of common internal combustion engines (ICE), methods of the improvement of their parameters and alternate ICE designs.

УДК 621.928

АНАЛІЗ ПОВІТРЯНО-РЕШІТНО-ТРІЄРНИХ МАШИН

Кюрчев С.В., к.т.н.,
Колодій О.С., асп.*,
Таврійський державний агротехнологічний університет
Мельник К.Л., інж., спеціаліст 1 категорії
Мелітопольський коледж ТДАТУ
Тел. (68) 068-85-18

Анотація **– у статті проведений аналіз повітряно-решітно-трієрних машин, що використовуються для сепарації насіння.**

Ключові слова **– сепаратор, насіння, решіто, трієр, повітряний потік.**

Постановка проблеми. На сьогоднішній день збільшення врожайності соняшника є актуальною задачею, так як це одна з культур, яка експортується з України в багатій кількості. Використання для сівби насіння попередньо відібраного із загальної маси найбільш якісних насінин підвищує врожайність.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженнями сепарації сипучих матеріалів за різницею аеродинамічних властивостей їх компонентів займалися: у природному повітряному потоці В.П. Горячкін, та інші; у сформованому вертикальному повітряному потоці, М.Н. Летошнєв, В.В. Гортинський, А.І. Нелюбов, М.Г. Гладков, М.С. Кулагін, В.В. Котов та інші; у горизонтальному та нахиленому повітряних каналах С.А. Алферов, М.Н. Летошнєв, М.Г. Гладков, Б.Г. Турбін, А.І. Бурков, О.М. Васильковський, П.М. Заїка, О. І. Завгородній, Ю.О. Манчинський, М.В. Бакум, І.П. Безручкин та інші.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Провести аналіз повітряно-решітно-трієрних машин, що використовуються для сепарації насіння на приватних підприємствах Запорізької області.

Основна частина. Сучасна промисловість випускає пневматичні сепаратори і комбіновані повітряно-решітно-трієрні машини. У комбінованих машинах повітряні системи можуть бути одно або двоканальними.

© Кюрчев С.В., Колодій О.С., Мельник К.Л.
* Науковий керівник – к.т.н., доц. Кюрчев С.В.

Одноканальні призначені для відокремлення легких домішок без втрат насіння основної культури з метою покращення умов сепарації на решетах. Другий канал повітряної системи комбінованих зерноочисних машин призначений для додаткового сортування очищеної фракції матеріалу з відокремленням фракції неповноцінного насіння [1].

Самопересувна машина вторинного очищення насіння МС-4,5 [5, 6] призначена для очищення зернових, зернобобових, технічних та олійних культур, насіння трав. МС-4,5 працює на відкритих токах або складських приміщеннях у всіх кліматичних зонах країни. Основні частини машини (рис. 1): завантажувальний скребковий транспортер 1 зі шнековими живильниками, решітний стан 2, повітряно-очисна частина 3, норія 4, трієрні циліндри 5, віброкоток, механізм пересування, відвантажувальний стрічковий транспортер 6.

Завантажувальний транспортер зібраний з похилого скребкового транспортера і двох Т-образно розташованих шнекових живильників, з'єднаних з нижньою головкою завантажувача. Ширина захоплення транспортера становить 3350 мм.

При русі машини уздовж оберемка шнекові живильники захоплюють зерновий матеріал і підводять до підйомної труби завантажувача, який подає його в розподільний шнек. Шнек розподіляє зерновий матеріал по ширині і подає його в повітряний канал першої аспірації, де висхідний потік повітря виносить в відстійну камеру легкі домішки (солому, легкі колосся тощо), які виходять через приймач I.

Пройшовши очищення в каналі першої аспірації, матеріал надходить на решето Б1 решітного стану, на якому вся зернова суміш ділиться на дві приблизно рівні частини (фракції). Матеріал, що пройшов через решето, містить частину зерна з дрібними домішками, які виділяються на підсівному решеті і далі на сортувальному решеті. Матеріал, що пройшов через решето, містить дрібні мінеральні домішки і бур'яни і виходить з машини через приймач.

Матеріал, що пройшов через решето, містить в основному дрібне і подрібнене зерно і виводиться по жолобу в приймач III. Схід з решета є очищеним матеріалом, який подається далі в повітряний канал другий аспірації, де висхідний потік повітря виносить у другу відстійну камеру легкі домішки і щупле зерно, яке залишилося.

Далі зерновий матеріал подається в робочу гілку норії, яка транспортує зерно в верхній трієрний циліндр, що виділяє короткі домішки. Короткі домішки перекидаються в лоток, з якого шнеком подаються в приймач V, звідки виводяться назовні разом з довгими домішками.

Очищене від коротких домішок зерно самопливом направляється в трієрний циліндр довгих домішок. Зерно забирається осередками трієра і прямує в жолоб, звідки шнеком подається в транспортер 6, а

довгі домішки сходом йдуть в приймач VI. При очищенні матеріалу без трієрів слід переключити заслінку режиму роботи у верхній головці елеватора. Тоді зерно виводиться на транспортер 6. При очищенні оберемка, у якого довжина частинок основного матеріалу (наприклад, вівса) більше довжини решти домішок, сходом з овсюжного циліндра піде основний матеріал, а в лоток будуть виводитися домішки.

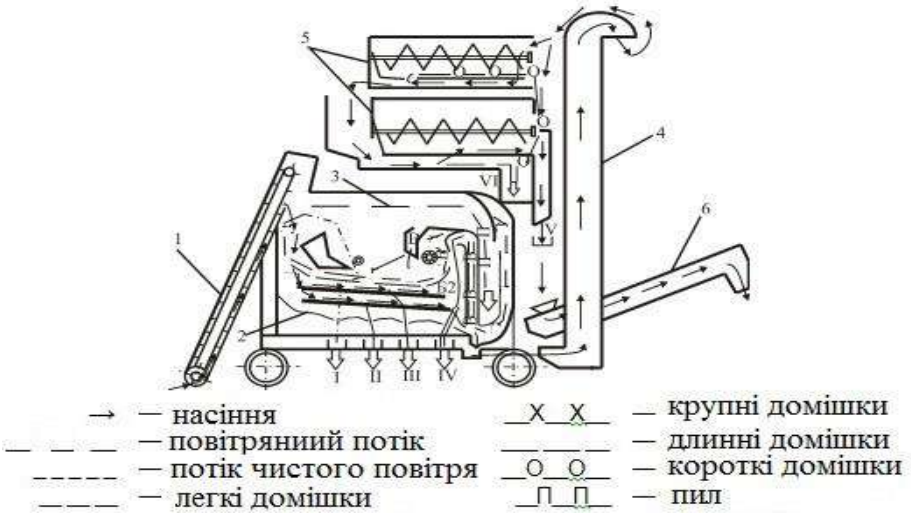


Рис. 1. Схема технологічна машини МС-4,5:
1–скребковий транспортер; 2 – решітний стан; 3– повітряно-очисна частина; 4 – норія; 5 – трієрні циліндри; 6 – стрічковий транспортер

Машина оснащена механізмом самопересування. Продуктивність машини 4,8 т/год, маса 2,2 т. Потужність встановлених електродвигунів 7,4 кВт.

Переваги розглянутої машини: при зміні решіт можливе сортування та очищення насіння різних культур; ефективне очищення насіння при вологості до 20%.

До недоліків слід віднести таке: складне регулювання; погане очищення насіння при русі машини по похилій поверхні; пошкодження зерна.

На рис. 2 представлена зерноочисна машина МПО-50 [5, 7, 8].

Вітчизняна зерноочисна машина МПО-50 призначена для попереднього очищення від домішок зернового оберемка колосових, зернобобових, технічних, олійних і інших культур, що поступають з поля. Основними робочими органами машини є приймальна камера і повітряно-очисна частина. Привід робочих органів здійснюється ремінною і ланцюгової передачами від електродвигуна. Зернова купа по зернопроводу надходить у завантажувальний шнек, який рівномірно розподіляє матеріал по ширині машини і подає за скатний лист на сітчастий транспортер. Зерно, легкі і дрібні домішки проходять через

нього, а великі домішки (солома, колоски тощо) виводяться сітчастим транспортером з машини. Для інтенсифікації просіювання зернової фракції ведена гілка транспортера струшується. Матеріал, що пройшов крізь сітчастий транспортер, ділиться на два потоки і надходить у всмоктуючий канал аспірації.

Замкнутий повітряний потік в машині створюється вбудованим діаметральним вентилятором. Швидкість повітряного потоку регулюється дросельною заслінкою, розташованою в нагнітальному каналі. Легкі домішки виводяться з машини шнеком, а очищене зерно виводиться самопливом.

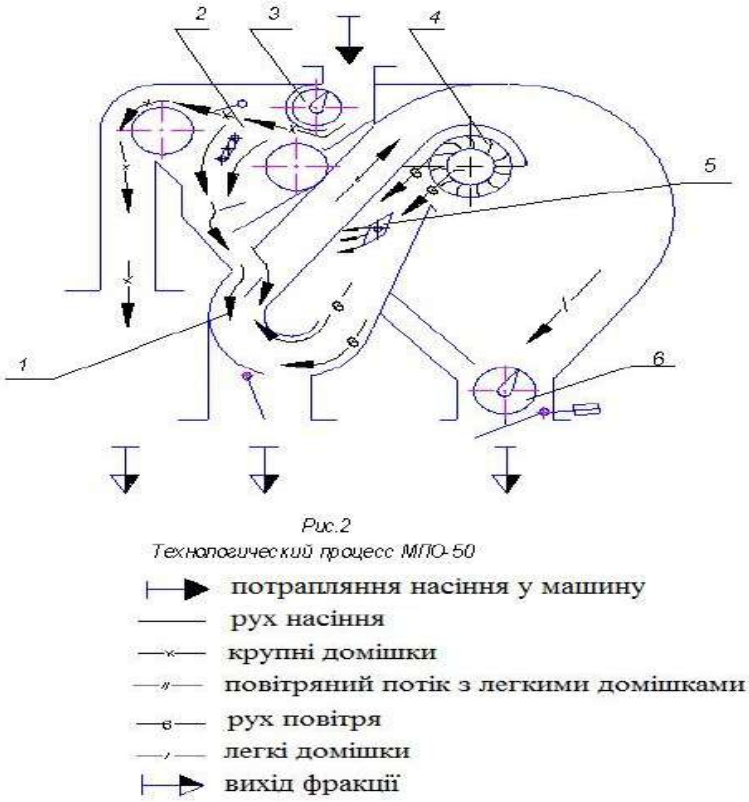


Рис. 2. Схема технологічна машини МПО-50:
1 – повітряний канал; 2 – струшувач; 3, 6 – шнеки;
4 – вентилятор; 5 – заслонка

Застосовується МПО-50 в потокових лініях зерноочисних агрегатів і зерноочисно-сушильних комплексів, а також в простих лініях для обробки зерна на фураж. Продуктивність машини 50 т/год.

Переваги даної машини: робочі органи машини дозволяють обробляти ворох з вихідними показниками, відмінними від рекомендованих (вологість до 25-30%, засміченість до 20%) при відповідному зниженні продуктивності; ефективне видалення вологоємких домішок у висхідному повітряному потоці виключає завали та ймовірність за-

горяння в сушарках.

Недоліками МПО-50 є такі: пошкодження насіння, низьке виділення насіння цінної фракції (62% [7, 8]).

На рис. 3 представлена технологічна схема лялькового (а) і овсюжного (б) трієрних циліндрів [5, 9]. При обертанні циліндра всередину його надходить зернова суміш. Насіння, довжина яких менше діаметра осередків, укладаються в них, а довгі розташовуються на поверхні циліндра. Обертаючись, циліндр піднімає зернову суміш вгору. При його повороті насіння під дією власної маси випадають з осередків у жолоб, розташований усередині циліндра. На дні жолоба змонтований шнек для виведення насіння з машини.

Довгі зерна під дією сил тертя піднімаються, а потім зсипаються вниз, просуваються по поверхні циліндра вздовж його осі і виходять з протилежного боку. Циліндричні трієри бувають одинарної і подвійної дії. Циліндр трієра одинарної дії має осередки одного розміру. Трієр подвійної дії має два циліндри з осередками двох розмірів: для відділення спочатку довгих, а потім коротких домішок. Трієри, що відокремлюють довгі домішки, називаються овсюжними, а для відділення коротких - ляльковими. Коміркова поверхня дискових трієрів має осередки у вигляді кишеньок. При обертанні диски захоплюють зерна, які по довжині менше розміру осередків, і викидають їх назовні. Довгі зерна, що не помістилися в осередках, лопатями, закріпленими на спицях дисків, переміщаються уздовж кожуха трієра і виводяться назовні.

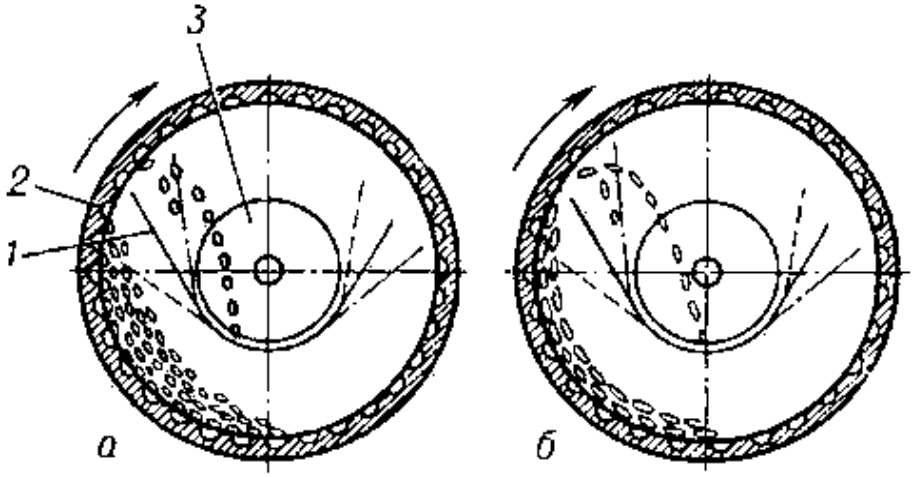


Рис. 3. Схема технологічна лялькового (а) і овсюжного (б) трієрних циліндрів: 1 – жолоб; 2 – циліндр з комірчастою поверхнею; 3 – шнек

Перевагами даної машини є порівняно незначні енергетичні витрати (2,2 кВт) та можливість роботи при вологості до 16%. До недоліків слід віднести складність настройки, забивання комірок соломою, пошкодження насіння.

Тому що для посівного матеріалу дуже важливо цілісність насіння, то використання повітряно-решетно-трієрних машин для покращення якості насіння нераціональне. Вони не забезпечують необхідної якості очищення насіння, тому сільськогосподарські виробники примушені використовувати додаткове очищення матеріалу.

Висновки. Встановлено, що існуючі технологічні схеми та конструкції пневматичних сепараторів мають ряд недоліків: недостатньо якісне очищення та розділення, складність налаштування завишенні енергетичні витрати, пошкодження насіння. Тому треба розробити принципово нову схему сепарації насіння соняшника.

Література:

1. Основные виды масличного сырья [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.znaytovar.ru.

2. Очистка и калибровка семян подсолнечника [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://fermerland.com.

3. *Алейников В.И.* Послеуборочная обработка семян подсолнечника / *В.И. Алейников*. - М.: Колос, 1979. - 144 с.

4. *Крекот М.М.* Аналіз способів регулювання швидкості повітряного потоку в сепарувальних каналах насінєочисних машин / *М.М. Крекот* // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2012. – Вип. 124, т. 2. – С. 366-373.

5. *Михайлов Є.В.* Післязбиральна обробка зерна у господарствах півдня України / *Є.В. Михайлов*. – Мелітополь, Люкс, 2012. – 260 с.

6. Классификация и комплексы машин для очистки и сортирования зерна [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://kalxoz.ru/str/3zerno2.htm.

7. *Окнин Б.С.* Машины для послеуборочной обработки зерна / *Б.С. Окнин* [и др.] – М. : Агропромиздат, 1987. – 238 с.

8. Машина предварительной очистки зерна МПО-50-НС-1 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://nz-sm.ru/.

9. Приставка триерная ПТ-600 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.vselmash.ru/.

АНАЛИЗ ВОЗДУШНО-РЕШЕТНО-ТРИЕРНЫХ МАШИН

Кюрчев С.В., Колодий А.С.

Аннотация **- в статье проведен анализ воздушно-решетчатых-триерных машин, использующих для сепарации семян.**

ANALYSIS OF AIR-SIEVE-INDENTED MACHINES

S. Kyurchev, O. Kolodiy

Summary

An article analyzes the air-lattice-indented machines used to separate seeds.

УДК 631.521

МОДЕЛІ МІНІТРАКТОРІВ ХТЗ

Мілаєва І.І., інж., ст. викл.
Таврийський державний агротехнологический університет
Тел. (619) 42-04-42

Анотація **– у статті розглянуті особливості мінітракторів виробництва Харківського тракторного заводу (ХТЗ).**

Ключові слова **– мінітрактор, мотоблок, двигун, потужність, навісне обладнання, прохідність, маневреність, радіус повороту.**

Постановка проблеми. Мінітрактори користуються все більшою популярністю. І це цілком закономірно, адже ця техніка дозволяє виконувати весь комплекс сільськогосподарських робіт. Найбільше застосування мінітрактори знайшли в сільському господарстві. Першорядним завданням для успішного ведення фермерського господарства була й залишається механізація ручної праці. У цій області без мінітрактора ніяк не обійтися. Він потрібен при веденні робіт з обробки землі, посівних роботах, збиранні врожаю, заготовці кормів і т.д. Мотоблоки й мотокультиватори часто не підходять по причині їх невеликої потужності, а повнорозмірні трактори, навпаки, занадто потужні й габаритні. Потрібно щось середнє, і цим саме й стали мінітрактори.

Аналіз останніх досліджень. Відзначимо, що використовуючи мінітрактор, можно без зайвих витрат часу й зусиль обробити будь-яку ділянку площею від кількох соток до декількох гектарів землі й виконати найрізноманітніші садово-городні роботи.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Аналіз мінітракторів ХТЗ та їх переваги.

Основна частина. Сьогодні люди можуть, не вдаючись до важкої фізичної праці, досягати високої результативності роботи. Однак, це можливо тільки за умови використання спеціальних машин. Наприклад, трактор здатний виконати набагато більше роботи за короткий проміжок часу, ніж багато працівників з граблями і лопатами.

Мінітрактори - багатофункціональні, мобільні, малогабаритні й відносно легкі машини. Функціональність мінітрактора залежить від навісного обладнання, яке з ним застосовується. Конструктивне вико-

© Мілаєва І.І.

нання деяких мінітракторів агрегатувати з ними до 50 видів різного навісного встаткування. Найчастіше використовується навісне обладнання для вантажно-розвантажувальних, комунальних, будівельних, земельних і садових робіт. Для садово-городніх робіт застосовується спеціальний садовий мінітрактор (райдер), що працює в агрегаті з безліччю насадок сільськогосподарського призначення, такими як косарки роторні й сегментні, борони, плуги, підгортальники, пололь ники, картоплесаджалки, картоплекопалки, візки і т.д. Для вантажно-розвантажувальних робіт застосовують, як правило, ковші, вила для піддонів, лебідки, а для будівельних робіт – відвал, екскаватор, бур, культиватор і планувальник.

Харківський тракторний завод більше 80 років забезпечує технікою вітчизняні сільське та комунальне господарства й намагається оновлювати лінійку своїх моделей. Ще в кінці восьмидесятих років він розпочав випуск мінітракторів Т-08 потужністю 5,9 кВт, які були призначені для роботи на невеликих земельних ділянках, в садах, теплицях та тваринницьких приміщеннях. Далі розглянемо дві сучасні моделі мінітракторів: ХТЗ-3512 і ХТЗ-2511.

Мінітрактор ХТЗ-3512. Він (рис. 1) викликає неабияку зацікавленість в аграріїв, маючи потужність 26 кВт (35 к.с.), та призначений для роботи на невеликих ділянках (навіть дачних), у садах, ягідниках і на малих тваринницьких фермах. Має високі тягово-зчіпні якості, гарну прохідність і маневреність. Для розширення меж застосування на ньому передбачена можливість зміни колії, колісної бази і дорожнього просвіту. Радіус розвороту трактора лише 3,5 м. Додаткову маневреність забезпечує роздільний привід на гальма, який дає можливість пригальмовувати одним із ведучих коліс, ще додатково зменшивши, таким чином, радіус повороту.

Трактор має трициліндровий двигун MMZ-3LD виробництва ППВП «МТЗ» (Білорусь) з рідинним охолодженням, економічний і невимогливий до якості палива. Взимку його легко завести завдяки системі електрофакельного передпускового підігріву. Коробка передач механічна реверсивна, має 8 передач переднього ходу і 6 заднього. Трактор має гідравлічну систему двосторонньої дії. Кабіна трактора одномісна, дводверна, відповідає сучасним вимогам з забезпечення вентиляції у літній період і опалення у зимовий.

Мінітрактор ХТЗ-2511. Розміри цього мінітрактора порівнянні з легковим автомобілем (рис. 2), радіус розвороту всього 3,5 м при ширині колісної бази 1,5 м дозволяє виконувати роботи на малих майданчиках. Даний трактор може транспортувати причепи та напівпричепи з вантажопідйомністю до 2 т і швидкістю до 30 км/ч. Високий агротехнічний і дорожній просвіт (587 мм) дозволяє виконувати роботи

практично по бездоріжжю, на нерівних будівельних майданчиках тощо.

Рис. 1. Трактор ХТЗ-3512

Додаткову маневреність трактору надають роздільний привід на гальма, який дає можливість пригальмовувати одним з ведучих коліс, зменшивши таким чином радіус повороту. Такий додатковий спосіб керування трактором буде дуже корисний при виконанні робіт на малих площах.

Двоциліндровий двотактний дизель Д-120 повітряного охолодження, встановлений на тракторі, економічний і невибагливий.

Рис. 2. Мінітрактор ХТЗ-2511

У холодних умовах завести двигун дозволяє система електрофакельного передпускового підігріву всмоктуваного повітря. Коробка передач механічна, реверсивна, має 8 передач переднього ходу і 6 заднього. Трактор має гідравлічну систему двосторонньої дії.

Технічне обслуговування трактора ХТЗ-2511 можливо проводити в польових умовах. Високу ремонтопридатність забезпечує простота конструкції і велика поширеність запасних частин, які виробляються в Україні і країнах СНД та які можна придбати у численних дилерів у своєму регіоні. Важливі також невисокі вимоги до якості застосовуваних олив і паливу. Різне навісне обладнання робить високоефективним використання трактора ХТЗ-2 511 у різних сферах. Він може служити як економічний транспортер причепів і напівпричепів до 2 т.

З допомогою цього трактора фермер може обробляти поля під посів зернових культур і проводити посадку картоплі, виконувати роботи в садах, ягідниках і малих фермах. При його допомозі можна розчищувати дороги від снігу і виконувати різні роботи на будівельних майданчиках. Кабіна водія одномісна, двухдверна, термо- і шумоізольована, з м'яким підресореним регульованим сидінням, має вентиляцію і каркас безпеки.

Висновки. Мінітрактори, що виробляються ХТЗ, екологічно безпечні і відповідають стандартам якості. В них поліпшені умови праці оператора (підвищена оглядовість, високий ступінь безпеки, вентиляція, опалення, похила рульова колонка, регульована по висоті і куту нахилу, можливість установки гідроруль та ін.). Ці трактори відрізняються простотою будови, обслуговування, ремонту та утримання, невибагливі до якості застосовуваних палива та мастил. Мінітрактори ХТЗ мають такі переваги, як компактність, економічність, наявність додаткової комплектації, легкість управління, висока продуктивність.

Література:

1. *Тодоров П.П.* Перспективи розвитку вітчизняного тракторобудування на Харківському тракторному заводі / *П.П. Тодоров* // Вісті Академії інженерних наук України. – 1996. - №1(10).

2. *Надикто В.Т.* Надійний помічник фермера / *В.Т. Надикто* // Пропозиція. – 2001. - №11.

3. *Ситников В.Р.* Малогабаритные блочно-модульные машины / *В.Р. Ситников* [и др.] // Тракторы и сельськохозяйственные машины. – 1995. - №6.

4. *Надикто В.Т.* Нові мобільні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві : Навч. посібник / *В.Т. Надикто* [та ін.] - Мелітополь, 2005. – 336 с.

МОДЕЛИ МИНИТРАКТОРОВ ХТЗ

Милаева И.И.

Аннотация **– статья посвящена особенностям современных моделей минитракторов ХТЗ.**

MODELS OF KhTZ MINI-TRACTORS

I. Millayeva

Summary

A paper considers peculiarities of modern models of KhTZ mini-tractors.

УДК 629.113.012.5

ЭВОЛЮЦИЯ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЯ

Гуйва С.Д., инж., ст. преп.
Таврийський державний агротехнологический університет
Тел. (619) 42-04-42

***Аннотация* – в статье рассмотрены история развития автомобиля от механического экипажа до автомобиля на солнечных батареях и тенденции развития автомобильной техники.**

***Ключевые слова* – моторная повозка, автомобиль, торговая марка, эмблема, солнечная батарея.**

Постановка проблемы. Желание освободиться от физических усилий при перемещении чего-либо или облегчить их, располагать большей силой, быстротой, оставить за собой лишь управление работой владело мечтами людей. Они создавали сказания о коврах-самолетах, семимильных сапогах и волшебниках, переносящих человека за тридевять земель мановением волшебной палочки.

С появлением первых транспортных средств, проблема передвижения частично была решена. Применение силы домашних животных внесло особый штрих в идею транспорта: живое существо требовало заботы, ухода, вызывало привязанность человека. Примечательно, что и конным, и впоследствии механическим экипажам присваивали имена, восхваляющие их скорость, надежность и другие ходовые качества.

Анализ последних исследований. Поучительно происхождение термина «автомобиль» [1].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Изложить пути развития автотранспортных средств.

Основная часть. Происхождение слова «автомобиль»: это комбинация слов из двух языков – греческого autos - «сам», «самостоятельный», и латинского mobilis - «подвижной, движущийся».

Повозки, которые двигались без помощи лошадей, в конце XIX века называли безлошадными экипажами, самобеглыми колясками и

© Гуйва С.Д.

самоходами. Каждый народ пытался называть автомобиль на своем языке, беря за основу хорошо известные слова: телега, коляска, вагон.

В Америке и в Англии автомобиль называют словом *car* «кар», т.е. «тележка», «вагончик». В США на каждых трех жителей приходится по две машины. Американцы их стали выпускать на конвейере первыми. Шведы вместо «автомобиль» говорят «биль».

Первые автомобили создали немецкие инженеры, но их производство они развернули позже французов. И все свои машины, даже новейшие, они называют *Kraftfahrzeug* «крафтфарцойг» - «моторная повозка» (рис. 1).

Рис. 1. Один из первых автомобилей

По-итальянски любой автомобиль в просторечии называется *vettura* «веттура», что означает «коляска».

Японцы не пользуются международным словом «автомобиль». Они называют машину *jidosha* «дзидося».

Франция первой в мире освоила производство автомобилей с конца XIX века. Француз называет свою машину по старинке *voiture* «вуатюр», что означает «коляска».

Как появился «безлошадный экипаж»? Отцами автомобиля считаются немцы Готлиб Даймлер и Карл Бенц. Несколько сотен изобретателей, до них и даже после них, утверждали, что именно они придумали «безлошадный экипаж».

Но совершить все четыре первых шага смогли только Даймлер и Бенц. Они выдвинули идею автомобиля, оформили патент (документ, который подтверждает их авторство на изобретение и закрепляет права на его использование), построили действующий образец и, наконец, организовали выпуск автомобилей в Германии.

С 1902 г. все легковые машины завода «Даймлер» стали называться «Мерседес». В марте 1899 г. Эмиль Елинек выиграл одну из ранних гонок на автомобиле Даймлера. Позже тот заказал 36 таких же машин и успешно их продал. Свой успех он увековечил тем, что настоял впредь давать автомобилям завода «Даймлер» имя своей дочери Мерседес (1889 – 1929).

Правой рукой Готлиба Даймлера стал инженер Вильгельм Майбах (1846 – 1929), которому машины марки «Даймлер» обязаны многими техническими новшествами. В дальнейшем Майбах расстался с Даймлером и основал собственную автомобильную и моторную фирму, которая до 1943 г. изготавливала машины марки «Майбах», а также танковые двигатели. В наши дни «Даймлер-Бенц» - старейшая автомобильная фирма в мире. Ее модели технически совершенны. В их конструировании применяются самые последние инженерные новшества. В то же время на фирме верны традициям и не спешат обгонять моду. Сегодня фирма объединилась с американской компанией «Крайслер», но марка автомобилей осталась прежней: «Мерседес-Бенц».

Если вам встретилась неизвестная машина, постарайтесь записать не только ее название, но и узнать восемь важнейших чисел. Они помогут понять, что это за машина перед вами: вес, мощность, количество посадочных мест, грузоподъемность, рабочий объем двигателя, максимальная скорость, типичный расход топлива, габаритные размеры.

Рабочий объем двигателя выражается в литрах («литраж») или в кубических сантиметрах, иногда в кубических дюймах, и показывает, насколько велик и, следовательно, тяжел и дорог двигатель.

Мощность раньше измеряли в лошадиных силах (1 л.с. = 736 Вт), а затем, благодаря СИ, стали измерять в киловаттах. Она говорит о том, какую работу двигатель может выполнять за секунду. Номинальная мощность двигателя, как правило, является наибольшей и «привязана» к определённой частоте вращения его вала.

Максимальная скорость и типичный расход топлива относятся к важнейшим характеристикам автомобиля, определяющим его производительность и прямые эксплуатационные затраты.

Еще один важный показатель - количество мест или грузоподъемность. У грузовиков называют не количество мест, как у легковых машин или автобусов, а грузоподъемность, т.е. сколько тонн груза он может везти на своей «платформе» и сколько - на прицепе (если возможно).

Автомобили бывают большие и маленькие – с различными высотой, длиной и шириной, то есть габаритными размерами. Важную роль также играет дорожный просвет автомобиля.

Поток автомобилей невероятно пестрый не только потому, что у проносящихся машин разные конструкции, форма и цвет: они часто разные по своему назначению. Самая распространенная профессия автомобиля - возить людей. Но всего таких профессий свыше тысячи.

Самые распространенные – легковые автомобили. Они хороши для езды по городу и загородным шоссе. У легковых вездеходов все колеса ведущие. К легковым относятся и спортивные машины, быстроходные и низкие. В мире 36 стран выпускают легковые автомобили, их делают на заводах 131 фирмы. Например, японская фирма «Тойота» выпускает легковые автомобили 39 разных моделей.

В легковой автомобиль садятся от двух до семи человек. У них есть множество различных кузовов: открытых и закрытых, с количеством дверей от двух до пяти.

Развитие концепции большого легкового автомобиля привело к возникновению автобуса. Это автомобиль для перевозки более 7 пассажиров; в особо большом автобусе помещается до 200 пассажиров. Ясно, что перевезти их в таком автобусе будет дешевле, чем в десятках легковых автомобилей.

Предшественником автобуса был омнибус на конной тяге (от латинского «omnibus» - «для всех»). Корень «бус» перешёл в слово «автобус», в ряде языков сократившееся до этого корня (например, английское *bus*).

Для сельских районов и малых городов выпускают 15-25-местные машины. В крупных городах курсируют большие и особо большие (сочлененные) автобусы. Из одного города в другой можно доехать на более комфортабельном междугороднем автобусе, имеющем багажный отсек, мягкие кресла, телевизор, иногда бар и туалет.

Грузовики бывают не только двухосными, но и трех- и четырехосными. Грузовики могут быть с бортовой грузовой платформой, самосвалы, цистерны, седельные тягачи. На шасси грузовика вместо

грузового кузова может быть установлена цистерна, автокран, пожарная лестница, снегоуборщик и т.д.

Родовые гербы фирм. Как у живого существа, у автомобиля есть свое имя - марка. Завод-изготовитель может менять и название, и владельца, но торговая марка («Форд», «Волга», «Шкода») многие десятилетия должна оставаться неизменной. Иначе покупатель не сможет разобраться, какая фирма предлагает ему машину: солидная, с вековой традицией или совсем новая. Торговая марка должна быть постоянной, как и эмблема фирмы, по которой можно узнать, кто изготовил машину. И марка, и знак проходят официальную регистрацию в специальных учреждениях, и за их подделку нарушителя ждет наказание. На современном автомобиле эмблемы завода и название модели помещают на капоте, руле, дисках колес…

Машин одной и тоже марки одновременно может выпускаться множество. Например, «Форд»: у владельцев этой фирмы много заводов в разных странах мира. Американские заводы, например, выпускают различные по конструкции машины «Форд»: «Эскорт», «Контур», «Мустанг» и т.д.

А вот среди всех автомобилей «Форд-Таурас», например, есть разновидности с моторами разной мощности, с кузовами разных типов и т.д. Эти разновидности называют модификациями. Каждую из модификаций завод может предложить покупателю на выбор с разным дополнительным оборудованием: с люком в крыше, стереомагнитолой, кожаной обивкой сидений. Тогда про автомобиль говорят, что он такой-то комплектации.

Что касается товарных знаков или эмблем, то многие из них связаны с историей завода или фирмы. Часто в марках указаны имена изобретателей, конструкторов, владельцев заводов: «Форд» и «Рено», «Лянча» и «Опель», «Порше» и «Феррари». Нередко марка образуется из аббревиатуры: «ФИАТ» (от итальянского «Фабрика итальянских автомобилей в Турине»), «ЗиЛ» (Завод имени Лихачева), «БМВ» (от немецкого «Баварский моторный завод»). Многие эмблемы показаны в приложении к работе [2].

Сегодня автомобили - самое распространенное средство передвижения по городу. Шумные и грязные, они постепенно покинут город, а на смену им придет высокоэффективный и экологически чи-

стый транспорт. Например, это машины на солнечных батареях, переоборудованные для использования водорода (рис. 2).

Будет решена проблема психологической перегрузки водителей. «Умный» автомобиль, оборудованный навигационной системой, проложит себе путь в дорожном потоке, позволяя водителю немного отдохнуть.

Рис. 2. Современный автомобиль на солнечных батареях

Есть много предсказаний о том, каким будет автомобиль будущего, но можно предположить, что его главная задача – служить человеку – останется неизменной.

Выводы. Современные автомобили прошли долгий путь развития и характеризуются большим разнообразием конструкций. Это объясняется как различиями условий эксплуатации, так и технической политикой, принятой заводами-изготовителями автомобильной техники.

Литература:

1. *Шугуров Л.М.* Автомобили : Научно-популярное изд. для детей / *Л.М. Шугуров*. – М.: Росмэн-Пресс, 2006. – 62 с. – (Энциклопедия техники.)

2. *Усольцев Р.А.* Автомобили: вчера, сегодня, завтра / *Р.А. Усольцев* ; рук. *А.В. Шаренко.* – Качканар, 2005. – 13 с.

ЕВОЛЮЦІЯ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЯ

Гуйва С.Д.

Анотація **– у статті розглянуто історію розвитку автомобіля від механічного екіпажу до автомобіля на сонячних батареях та тенденції розвитку автомобільної техніки.**

EVOLUTION OF THE VEHICLE DEVELOPMENT

S. Gooiva

Summary

History of the vehicle development from a mechanized cart to a sun battery vehicle and vehicle development trends are considered in a paper.

УДК 631.521

ОСОБЕННОСТИ ОППОЗИТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Милаева И.И., инж., ст. преп.
Таврийський государственный агротехнологический университет
Тел. (619) 42-04-42

***Аннотация* – в статье описаны особенности устройства, преимущества и недостатки автомобильных оппозитных двигателей.**

***Ключевые слова* – оппозитный двигатель, автомобиль, такт, мертвая точка, боксер.**

Постановка проблемы. Улучшение конструкции оппозитного двигателя позволяет улучшить динамические и эксплуатационные характеристики автомобиля.

Анализ последних исследований. Нынешние оппозитные двигатели заметно эволюционировали по сравнению с их ранними моделями и до сих пор улучшаются и модернизируются, особенно разработанные для автомобилей Subaru. Заметными отличиями оппозитного двигателя от V-образного двигателя можно считать расположение кривошипов коленвала таких двигателей. Количество цилиндров в двигателях Subaru колебалось от 4 до 12, но оптимальный вариант – шестицилиндровый двигатель такого типа. Благодаря особенностям коленвала он имел самый низкий уровень вибрации, которая является одной из проблем четырехцилиндровых оппозитных двигателей. Проблему эту пытаются разрешить, разработав гидроопоры для двигателя. [1].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Анализ оппозитных двигателей, их преимуществ и недостатков.

Основная часть. Оппозитный двигатель представляет собой форму устройства двигателя внутреннего сгорания автомобиля, имеющий особую структуру: его поршни расположены под развернутым углом и осуществляют движение в горизонтальной плоскости навстречу друг другу и в обратные стороны (друг от друга). Другая, соседняя пара поршней, располагается в одном положении (например, вверху). Взаимодействие поршней внутри двигателя напоминает чем-то боксерский раунд, отсюда и другое название устройства — «боксер». Конструкция механизма предполагает установку каждого поршня на обособленных шейках коленчатого вала. Количество цилиндров

© Милаева И.И.

в оппозитном двигателе может быть от 2 до 12, но всегда четное. Наиболее популярны модели с четырьмя и шестью цилиндрами (четырех- и шестицилиндровые «боксеры»). Оппозитный двигатель не нужно путать с V-образным двигателем с углом развала цилиндров 180°. При внешнем сходстве в таком двигателе соседние поршни с шатунами располагаются на одной шатунной шейке. Поэтому, когда один поршень достигает верхней мертвой точки, другой находится в нижней мертвой точке. Первые оппозитные двигатели появились еще в 1938 г. и устанавливались на автомобили Volkswagen Käfer («Жук», рис. 1). Именно компания Volkswagen впервые разработала горизонтально оппозитный двигатель. Некоторые современные автомобили, входящие в Volkswagen Group, сейчас комплектуются такими двигателями (например, Porsche 997, Porsche Boxster и т.д.).

Рис. 1. Первый оппозитный двигатель автомобиля «Жук»

Со временем установкой таких моторов занялись и разработчики компании Porsche. Так, оппозитные моторы появились на Porsche 987 Boxster и сериях GT. С 1963 г. к этим фирмам присоединилась японская Subaru, для которой данный вид двигателей стал приоритетным (рис. 2) [xx].

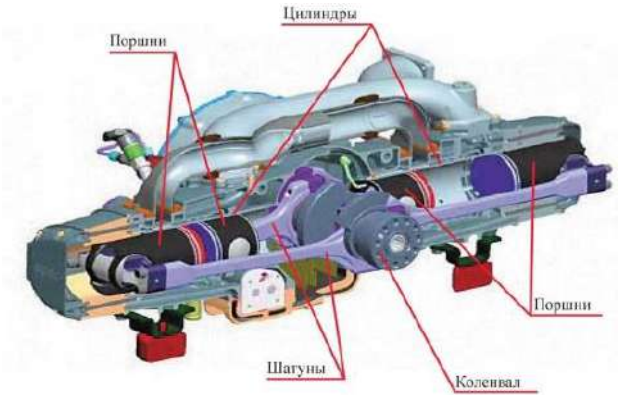


Рис. 2. Оппозитный двигатель Subaru

На сегодняшний день разработкой и применением оппозитных двигателей сейчас занимаются две фирмы: Subaru и Porsche. Раньше оппозитный двигатель устанавливался на такие автомобили, как Alfa Romeo, Honda, Chevrolet, Volkswagen, Ferrari и другие.

Весь процесс работы оппозитного двигателя аналогичен другим двигателям внутреннего сгорания, но главной изюминкой оппозитного горизонтального двигателя является расположение цилиндров. Поршни движутся в горизонтальной плоскости друг навстречу другу и в обратном направлении. Каждая пара поршней оснащена двумя распределительными валами. То есть, с правой стороны два распределительных вала и 8 клапанов, и аналогичное расположение с противоположной (левой) стороны. Распредвал и клапаны газораспределительного механизма располагаются вертикально, в отличие от классического рядного мотора, в котором они располагаются горизонтально (рис. 3).

Создавая эту модель двигателя, конструкторы стремились снизить центр тяжести машины. Чем центр тяжести ниже, тем ездовая характеристика автомобиля выше, и во время поворотов автомобиль будет меньше крениться.

Рис. 3. Механизмы оппозитного двигателя

Сегодня существует два основных типа оппозитных двигателей.

ОРОС – уникальный в своем роде мотор. Его особенность заключается в том, что поршни не просто горизонтально расположены – они двигаются асинхронно друг другу [2].

Благодаря этому конструкция существенно упрощается – отпадает необходимость использовать систему клапанов. В итоге двигатель теряет в массе и общем объеме вредных выбросов. У двигателей типа «ОРОС», использующих бензин и дизельное топливо, соответственно, в первом случае топливная смесь попадает в мотор из карбюратора, а во втором томливо впрыскивается в цилиндры.

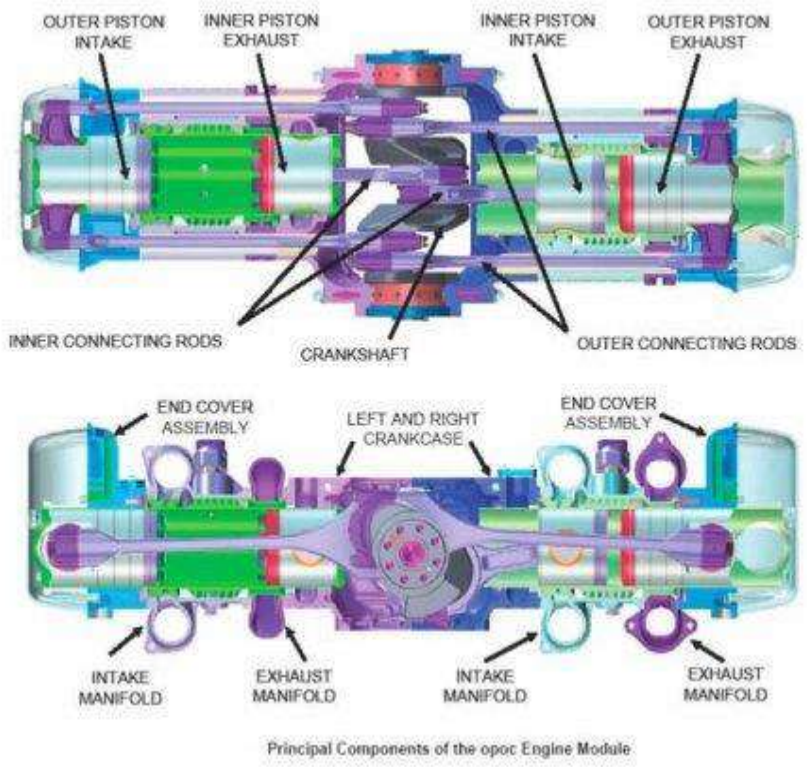


Рис. 4. Схема двигателя ОРОС

«Боксер» – второй тип оппозитного двигателя, который по принципу действия очень похож на V-образный. Особенность такого мотора – синхронное перемещение поршневых групп через каждые 1/2 оборота коленвала. Число цилиндров может различаться – от 4 до 12 (рис. 5). Наибольшей популярностью пользуются 6-цилиндровые оппозитные моторы, которые отличаются минимальным уровнем вибрации.

Рис. 5. Кривошипно-шатунный механизм двигателя «Боксер»

Преимущества оппозитного двигателя. Благодаря низкому расположению узла можно говорить о существенном снижении центра тяжести автомобиля. Как следствие, управляемость автомобиля и его устойчивость на дороге (даже при большой скорости) увеличиваются.

Оппозитный двигатель находится практически на одном уровне с трансмиссией, поэтому передача мощности от узла к узлу происходит с максимальной эффективностью.

Данный вид мотора хорош практически полным отсутствием вибраций во время движения. Поршневые группы, развернутые на 180° друг относительно друга, отлично сбалансированы, и, как следствие, двигатель работает плавно и без рывков.

Оппозитный двигатель отлично сбалансирован, поэтому всегда есть возможность установить коленчатый вал на трех подшипниках (в обычных моторах их целых пять). Благодаря этой особенности, вес и длина мотора существенно уменьшаются.

Что касается пассивной безопасности во время движения, то у данного типа моторов практически нет конкурентов. В случае лобового удара с движущимся навстречу транспортным средством двигатель не будет входить в салон, а просто выпадет вниз.

Оппозитный мотор при правильной эксплуатации имеет огромный ресурс – до миллиона километров. Главное – своевременно производить замену масла и прочих материалов.

Недостатки оппозитного двигателя. Главный недостаток – сложность выполнения ремонтных работ. Из-за горизонтального расположения «подлезть» к двигателю просто нереально, и часто его приходится снимать, чтобы провести небольшие ремонтные работы. Практика эксплуатации показала, что из-за горизонтального располо-

жения двигателя гильзы цилиндров истираются неравномерно, поэтому довольно быстро двигатель начинает «есть масло».

При разработке данного двигателя планировалось сэкономить место под капотом, но получилось наоборот – оппозитник занимает большое пространство. Из-за сложности конструкции очень сложно найти специалиста, готового взяться за серьезный ремонт.

Выводы. Несмотря на существующие недостатки, оппозитные двигатели продолжают устанавливаться на модели автомобилей Subaru и Porsche [3]. Компания Subaru не собирается менять оппозитные двигатели на стандартные, так как ее представители склонны считать, что это будет большим шагом назад. На уровень продаж автомобилей данной марки дороговизна обслуживания двигателя никак не влияет, так как машины зарекомендовали себя исключительно с положительной стороны.

Литература:

1. Оппозитный двигатель. Преимущества и недостатки [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://yamotorist.ru/index.php/kontent/chto-takoe-oppozitniy-dvigatel.

2. Оппозитный двигатель, достоинства и недостатки [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.avto-pulss.ru/obuchenie/693-oppozitnyy-dvigatel.html.

3. Flat engine [Электронный ресурс]. – Режим доступа : https://en.wikipedia.org/wiki/Flat_engine.

ОСОБЛИВОСТІ ОППОЗИТНОГО ДВИГУНА

Мілаєва І.І.

***Анотація* – в статті описані особливості будови, переваги та недоліки автомобільних опозитних двигунів.**

PECULIARITIES OF AN OPPOSED-CYLINDER ENGINE

I. Millayeva

Summary

A paper considers peculiarities of the design, advantages and disadvantages of automotive opposed-cylinder (flat) engines.

УДК 631.362

МЕТОДИКА ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДІЕЛЕКТРИЧНО-АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ

Кюрчев С.В., к.т.н.,
Шокарев О.О., асп.*
Тайврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-20-74

Анотація **– у статті наведена методика обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів комбінованого діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння на етапі експериментальних досліджень. Обґрунтовано висновок щодо раціональної величини швидкості повітряного потоку в вертикальному каналу сепаратора.**

Ключові слова **– сепарування насіння, діелектрично-аеродинамічний сепаратор, пропускна здатність, швидкість повітряного потоку, методика, експеримент.**

Постановка проблеми. Конструктивно-технологічні параметри комбінованого діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння обґрунтовуються на етапі теоретичних досліджень, на підставі яких виготовляється експериментальна установка.

Аналіз останніх досліджень. Виникає потреба в аналізі якості процесу сепарації насіння та надійності конструкції діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння, а також у порівнянні показників якості сепарації запропонованим сепаратором з аеродинамічним сепаратором [1, 2].

Експериментальні дослідження – останній рівень декомпозиції загальної задачі дослідження ефективності – забезпечують рішення усіх питань, які торкаються конструктивно-технологічних параметрів комбінованого діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння.

© Кюрчев С.В., Шокарев О.О.
* Науковий керівник – к.т.н., доц. Кюрчев С.В.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Важливою складовою загальної якості роботи розробленого сепаратора насіння є величина швидкості повітряного потоку всередині діелектричного аспіраційного каналу сепаратора. Параметром, що визначає продуктивність та економічну ефективність роботи запропонованого сепаратора, є діаметр патрубку введення насіння. Зупинимось на методиці експериментальних обгрунтувань цих параметрів.

Основна частина. Величина швидкості повітряного потоку всередині діелектричного аспіраційного каналу сепаратора є важливою складовою загальної якості роботи розробленого сепаратора насіння.

При випаданні із патрубку введення насіння потрапляє при падінні до каналу, створеному його бічними стінками, в якому на насіння діють сила тяжіння, сила повітряного опору та діелектрична сила аеродинамічного притягнення до навитки, що розташована із зовнішнього боку цього каналу та має живлячий електричний струм високої напруги.

В результаті взаємодії насіння із силами аеродинамічного опору, насіння починає при русі зверху-донизу розщеплювати свою вертикальну траєкторію, тобто відклонятися від своєї вертикальної траєкторії.

Таким чином, в ході проведення експериментальних досліджень необхідно визначити раціональну величину швидкості повітряного потоку, що просмоктується всередині аеродинамічного каналу сепаратора. Для цього проведемо дослідження за наступною методикою.

1. Виготовимо мішень для фіксації насіння після його випадання із нижнього кінця вертикального діелектричного каналу сепаратора, для чого візьмемо дерев'яну дошку та виготовимо з неї квадратну поверхню із зовнішніми розмірами 400 х 400 мм.

Зверху цієї мішені нанесемо фіксуючий липкий шар автомобільної бітумної мастики, що використовується для антикорозійної обробки автомобілів.

Товщина шару має становити від 0,5 до 2 мм, а сам шар не має містити вільних від мастики часток поверхні його верхньої частини.

2. Для проведення досліджень встановимо на експериментальну установку пластмасову трубу із товщиною стінки 1 мм та внутрішнім діаметром 150 мм, попередньо прийнявши її довжину 1 м.

3. Виготовимо пристрій для фіксації насіння (рис. 1), зробивши його із шматка пластмасової труби з внутрішнім діаметром 150 мм у вигляді кільці висотою 40 мм, із розрізом вздовж вісі цієї труби.

Цей розріз дозволяє зменшити зовнішній діаметр цього пристрою до необхідної величини, що забезпечує можливість вставляння її в середину вертикального каналу сепаратора.

Фіксація пристрою постачання насіння відбувається за допомогою двосторонньої липкої стрічки.

Всередині пристрою для фіксації та подавання насіння (рис. 1) за допомогою гвинтів із потайною голівкою закріплено опорну металеву скобу 2, до якої прикріплено рухому частину електромагнітного реле типу РЕС-6 напругою 12 В.

Над рухомою частиною реле, що при подаванні постійного струму на котушку 3 притягується до металевого сердечника, розміщена із зазором в 2...3 мм додаткова скоба із металу 4, котра виконує функцію затискання насіння 5 на етапі підготовки її до введення у вертикальний аспіраційний канал сепаратора.

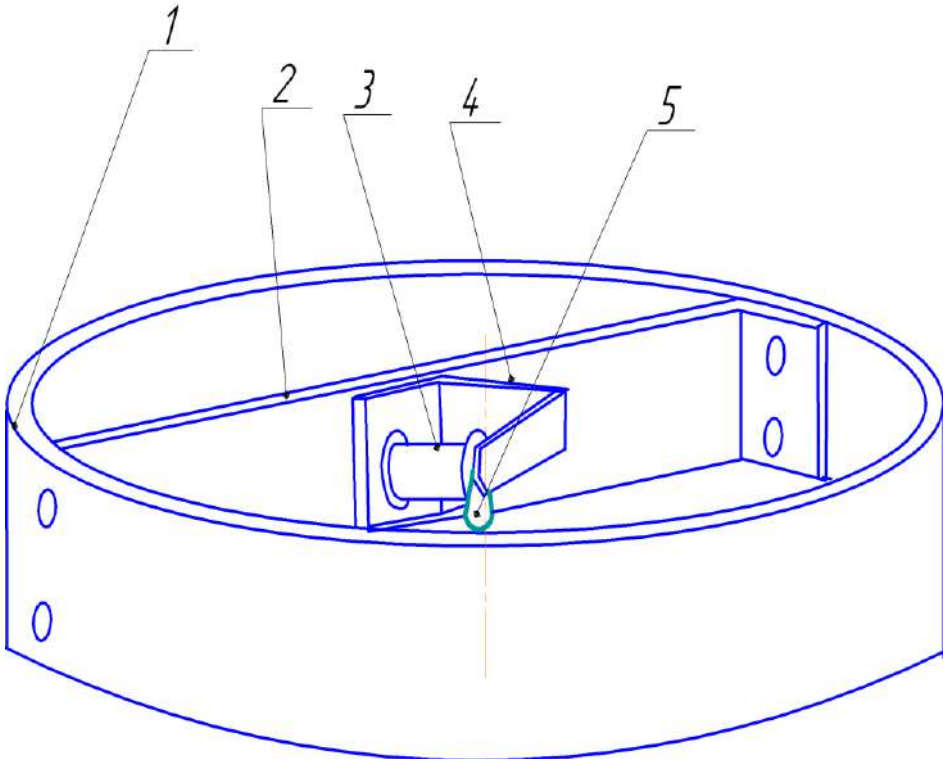


Рис. 1. Конструкція пристрою для фіксації та подавання насіння:
1 - розрізний патрубок; 2 - основна несуча скоба; 3 - навитка електромагнітного реле; 4 - скоба попередньої фіксації насіння;
5 - піддослідне насіння

4. Встановимо пристрій для фіксації та подавання насіння на відстань від нижнього кінця вертикального каналу 800 мм, та за допомогою двостороннєго липкого матеріалу зафіксуємо його в такому положенні.

В пускове реле закладаємо із защемленням піддослідне насіння, використавши для цього найбільш питомо-легке насіння, що було попередньо відібране.

В ході проведення експериментальних досліджень, в середині вертикального аспіраційного каналу за допомогою спеціального електричного вимірювача малих швидкостей повітряного потоку необхідно встановлювати швидкість повітряного потоку від мінімальної до максимально припустимої з інтервалом у 0,5 м/с. За максимально припустиму приймемо таку швидкість повітряного потоку в середині діелектричного аспіраційного каналу, коли насіння із найменшою питомою масою буде вилучене повітряним потоком наверх каналу, при його вивільненні із затиснутого стану реле пристрою для подавання насіння.

Для кожного значення величини швидкості повітряного потоку необхідно вимірювати абсолютну відстань радіусу розщеплення вертикальної траєкторії руху насіння, тобто заміряти відстань від найближчої бічної стінки проекції зовнішнього діаметру вертикального каналу на мішень для фіксації насіння, описану у п. 1.

Після заміру відстані від найближчої бічної стінки проекції зонішнього діаметру вертикального каналу підраховують абсолютну величну радіусу рознесення насіння із найменшою питомою масою у кожному окремо взятому досліді, віднявши від радіусу вертикального каналу 75 мм отриману відстань до найближчої стінки цього каналу на мішені.

Для отримання більш точних даних, дослідження при кожній конкретній величині значення швидкості повітряного потоку проводять із трикратною повторністю.

В ході проведення досліджень також перевіряють умову перебільшення величини радіусу рознесення насіння 75 мм, тобто якщо в ході експериментів радіус рознесення насіння буде в межах 70…75 мм, то тоді зменшують величину відстані встановлення пристрою для фіксації та подавання насіння на 100 мм (від нижнього кінця верти-

кального каналу) до тої пори, коли максимальний радіус рознесення не буде дорівнювати 65…70 мм.

За отриманими в ході експериментальних досліджень даними будується графік залежності відстані рознесення насіння із найменшою питомою масою у залежності від швидкості повітряного потоку всередині вертикального аспіраційного каналу сепаратора.

На основі отриманих графіків можливо зробити висновок щодо раціональної величини швидкості повітряного потоку в середині вертикального каналу сепаратора.

Діаметр патрубку введення насіння є однією із найбільш важливих параметрів, що визначає продуктивність та економічну ефективність роботи запропонованого сепаратора.

Якщо виготовити діаметр патрубку введення насіння у вертикальний канал завеликим, то в результаті буде створена необхідність виготовлення великого діаметру вертикального каналу, що обумовить великі енерговитрати на утворення повітряного потоку в його середині із великою витратою, і в результаті буде встановлено занадто потужний вентилятор. В результаті, окрім збільшення загальної вартості на занадто енергооснащеність сепаратора, це додатково зменшить якість відбору насіння при сепарації.

З метою визначення експериментальним шляхом раціонального діаметру патрубку введення насіння в вертикальний канал, необхідно провести серію досліджень наступним чином.

1. Треба підібрати та закріпити у робочому положенні п'ять кутників 45˚ пластикової труби з діаметром 32, 40, 50, 90 та 110 мм.

Для отримання найбільшої продуктивності та при цьому мінімального геометричного розміру будемо використовувати для дослідів готові пластикові деталі, що використовуються у сантехнічному обладнанні систем водовідведення.

2. Виготовимо для проведення експериментальних досліджень лабораторну установку, що імітує постачання насіння у вертикальний канал із діелектричною навиткою реального насіння, що складається із бункера, із якого насіння під дією сили тяжіння постачається у піддослідні патрубки введення різного діаметру.

3. З'єднаємо із дослідним патрубком необхідного діаметру вихідний отвір бункеру, при чому при зміні діаметрів патрубків має

замінятися відповідно і патрубок, що приєднує бункер до патрубка введення насіння в вертикальний канал.

4. Для визначення середньої продуктивності постачання насіння, тобто продуктивності вільного проходження насінням фракції, що сепарується, через патрубок введення у вертикальний канал, візьмемо для проведення досліджень навіску 5 кг.

5. Проведемо із трикратною повторністю вимірювання часу звільнення бункеру насінням фракції масою 5 кг, використовуючи для цього електронний секундомір.

6. Повторимо дослідження п.1 - п.5, встановлюючи різні за діаметром кутники пластикової труби, відповідно з діаметром 32, 40, 50, 90 та 110 мм.

За отриманими даними можливо побудувати графіки залежності пропускної здатності пристрою для введення насіння в вертикальний канал запропонованого сепаратора, в залежності від його діаметру.

Висновки. Використовуючи побудовані графіки, можливо зробити висновок щодо раціональних значень швидкості повітряного потоку в середині вертикального каналу сепаратора та діаметру патрубка введення насіння у вертикальний діелектричний канал розробленого сепаратора. Також можна порівняти його теоретичну пропускну здатність із експериментально отриманими значеннями, для даного діаметру патрубку. Можливе також порівняння показників якості сепарації комбінованого діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння з аеродинамічним сепаратором.

Література:

1. *Котов Б.І.* Перспективи розвитку конструкцій зернонасінноочисної техніки / *Б.І. Котов* // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин. – Кіровоград, 2001. – Вип. 31. – С. 110-111.

2. *Тищенко Л.Н.* К исследованию разделения фракций зерновой смеси при сепарировании на вертикальном цилиндрическом виброцентробежном решете / *Тищенко Л.Н., Пивень М.В.* // Вибрации в технике и технологиях. — 2002. — № 5(31). — С. 40-43.

МЕТОДИКА ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКО-АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА СЕМЯН

Кюрчев С.В., Шокарев О.О.

Аннотация **– в статье приведена методика обоснования конструктивно-технологических параметров комбинированного диэлектрическо-аэродинамического сепаратора семян на этапе экспериментальных исследований. Обоснован вывод о рациональной величине скорости воздушного потока в вертикальном канале сепаратора.**

METHODOLOGY OF THE SUBSTANTIATION OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF A DIELECTRIC AND AERODYNAMIC SEED SEPARATOR

S. Kyurchev, O. Shockarev

Summary

Methodology of the substantiation of design and technological parameters of a combined (dielectric and aerodynamical) seed separator during the experimental research is presented in a paper. Conclusion related to a reasonable value of the separator vertical duct air flow speed is substantiated.

УДК 631.354.022

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ВЗАЄМОДІЇ ОБЧЕСАНИХ СТЕБЕЛ З РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ РІЗАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Данченко М.М., к.т.н.,
Шокарев О.М., к.т.н.,
Шегеда К.О., асп.*
Тайврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-00-11

***Анотація* – у статті розглянуто механіко-технологічні особливості поведінки обчесаних стебел з граблинами транспортуючого механізму в зоні вивантажного вікна валкоутворювача різального пристрою комбайна типу, що обчісує.**

***Ключові слова* – комбайн типу, що обчісує, різальний пристрій, транспортуючий механізм, валкоутворювач, кінематичний аналіз.**

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямів комбайнової технології збирання зернових культур є збирання методом обчісування рослин на корню [1, 2].

Однак невирішеність до теперішнього часу проблеми збирання обчісаного стеблестою вважається основним стримуючим фактором при широкому впровадженні в виробництво зернозбиральної техніки обчісувального типу.

Аналіз останніх досліджень. На теперішній час відомо декілька типів різальних пристроїв, що забезпечують зрізання обчісаних стеблин перед рушіями комбайнів по всієї ширині захвата обчісувального пристрою і укладання їх в валок, який здатні підібрати і утилізувати існуючі комплекси машин [3, 4].

Але для підвищення надійності технологічного процесу обчісування зернових культур треба підвищити в першу чергу надійність робочих органів різального пристрою комбайна, зокрема транспортуючого механізму та валкоутворювача.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Робота присвячена дослідженню процесу транспортування та укладки в валок

© Данченко М.М., Шокарев О.М., Шегеда К.О.
* Науковий керівник – к.т.н., доц. Шокарев О.М.

зрізаних, обчесаних стебел зернових культур, які збираються методом обчісування рослин на корені.

Елементи технологічного процесу збирання незернової частини врожаю (обчесаного на корені стеблостою) підпорядковані виконанню наступних технічних і технологічних задач, зумовлених кінцевою метою технології збирання зернових культур обчісуванням рослин на корені.

1) Потік обчесаних стеблів по всій ширині захвату різального пристрою (РП) необхідно розділяти на вузькі паралельні потоки, спрямовані в окремі робочі зони поодиночного зрізання стеблин, тобто робити поділ загального потоку на елементарні паралельні потоки та впорядковане їх спрямування до зон різання. Іншими словами, необхідно забезпечити неперервний процес перерозподілу суцільного потоку стеблостою по всій ширині захвату РП на дискретні дрібні його порції та їх подачу (спрямування) в робочі мікрозони різального апарату сегментного типу.

2) Забезпечити повне зрізання всіх стеблів по всій ширині захвату РП на заданій висоті, тобто робити гарантоване своєчасне зрізання в кожній робочій мікрозоні поступивших до неї стеблин з обов'язковим дотриманням вимог на висоту стерні.

3) Забезпечити неперервне очищення зон різання від зрізаних стеблів по всій ширині захвату РП, тобто робити своєчасне визволення мікрозон різання від зрізаних стеблин.

4) Забезпечити транспортування зрізаних стеблів до валкоутворюючого механізму, тобто робити безперервне транспортування зрізаних стеблів із мікрозон різання до місця формування валка.

5) Забезпечити безперервне формування із зрізаних стеблів валка з дотриманням певних агротехнічних вимог (ширина валка, орієнтованість стеблів у валку відносно продольної осі комбайна, зв'язність стеблів у валку та його щільність і товщина, висота відносно грунту укладки на стерню валка та ін.) та його укладку на стерню.

При цьому слід зазначити, що технологічний процес зрізання у валок обчесаних на корені рослин повинен здійснюватися на всьому діапазоні робочих швидкостей комбайну. Тобто різальний пристрій не повинен бути причиною зниження робочої швидкості комбайна - негативним чинником зниження продуктивності зернозбирання за даною технологією.

Зусиллями науковців проблемної лабораторії зернозбиральних машин ТДАТУ було створено оригінальний різальний пристрій для збирання обчесаного стеблостою у валок [3].

Основні технологічні і конструктивні параметри різального пристрою до зернозбирального комбайну типу, що обчісує, мають наступні позначення:

B – конструктивна ширина захвату комбайна (відповідає ширині захвату обчісуючого та різального його пристроїв), *м*; $\boldsymbol{V_m}$ – робоча швидкість руху комбайна, *м/с*; $\boldsymbol{\delta}$ – зазор робочої мікрозони різального апарату, *мм*; ***b*** – шаг розстановки робочих мікрозон, *мм*; ***G*** – густота стеблостою, *шт./м*^{2}; $\boldsymbol{V_н}$ – швидкість руху різальних сегментів відносно рами РП, *м/с*; …

Розрахункова схема щодо обгрунтування параметрів робочої мікрозони різального апарату наведена на рис. 1.

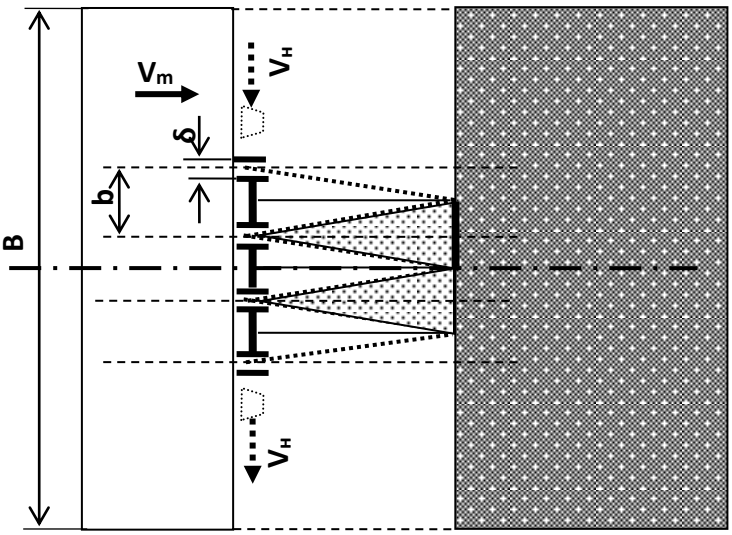


Рис. 1. Розрахункова схема

З рис. 1 видно, що в один зазор $\boldsymbol{\delta}$ робочої мікрозони різального апарату спрямовується поток стеблостою зі смужки поля, ширина якої дорівнює параметру ***b***. Якщо допустити, що густота стеблостою (***G***) є сталою величиною для даного поля, то за фіксований проміжок часу ***t*** кількість стеблів ($\boldsymbol{N_t}$), що попадає в один зазор $\boldsymbol{\delta}$, визначиться формулою

$$N_t = b \cdot V_m \cdot t \cdot G \,. \qquad (1)$$

Зробимо ще одне припущення про те, що час $\boldsymbol{\tau}$ між попаданнями в зазор двух суміжних стеблин є величиною сталою. Тоді на підставі (1) можна записати наступну формулу

$$\tau = \frac{t}{N_t} = \frac{1}{b \cdot V_m \cdot G} \quad . \qquad (2)$$

Результати чисельних польових випробувань такого пристрою показали на наявність в ньому конструктивно-технологічної недоробки механізму валкоутворення. До того ж з’ясувалось, що процес взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача достатньо

складний з погляду аналітичного його опису. Тому з метою вирішення цієї проблеми були проведені дослідження процесу відбивання зрізаних стеблин обертаючою циліндричною поверхнею з використанням методу фізичного моделювання.

Основна частина. Розглянемо схему взаємодії стебла з поверхнею відбиваючого вальця (рис. 2).

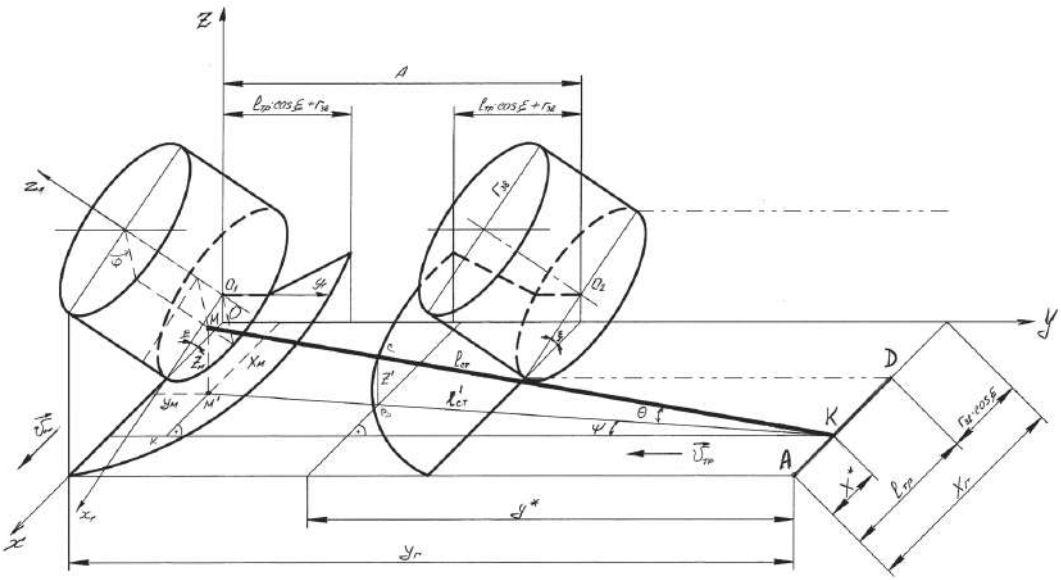


Рис. 2. Схема взаємодії стебла з циліндричною поверхнею відбиваючого вальця

Для цього введемо наступні дві системи координат: *OXYZ* – зв'язану з комбайном, де вісь *OX* направимо по ходу руху комбайна паралельно ґрунту, вісь *OY* – перпендикулярно напряму руху комбайна і паралельно ґрунту, вісь *OZ* – вертикально вгору (перпендикулярно поверхні ґрунту); і систему координат $O_1x_1y_1z_1$ – зв'язану з вальцем, де вісь O_1x_1 направлена по ходу руху комбайна і під кутом ξ до осі *OX*, вісь O_1y_1паралельна з віссю *OY*, а вісь O_1z_1направимо по осі відбиваючого вальця ($O_1x_1z_1 \in OXZ$).

Як управляючими параметрами, варіюватимемо величиною X^*, що визначає положення краю стебла на транспортуючій граблині, і кутом ψ, який складає стебло в площині *OXY* з віссю *OY*. Величина X^* може змінюватися в межах від *0* до $l_{тр}$ (довжина транспортуючої граблини), проте з рис. 3 видно що діапазон можливих значень X^*, за умови руху стебла без затискання, реально зменшений до інтервалу від [0; $l_{тр} \cdot cos^2 \xi$]. Значення ж кута ψ при заданому значенні X^* може знаходитися в діапазоні від $\psi=0$ до $\psi=\psi_{max}$, яке, згідно до вибраній схеми (рис. 3), визначається виразом

$$\psi_{\max} = 90^0 - \beta = 90^0 - arctg\,\frac{l_{\grave{o}\,\eth} \cdot \cos\xi \cdot \sin\xi}{l_{\grave{o}\,\eth} \cdot \cos^2\xi - X^*}. \qquad (3)$$

Таким чином, задача про визначення області можливих значень точки удару *M* на поверхні відбиваючого вальця зводиться до задачі про розгляд функції двох змінних X^* *і* ψ.

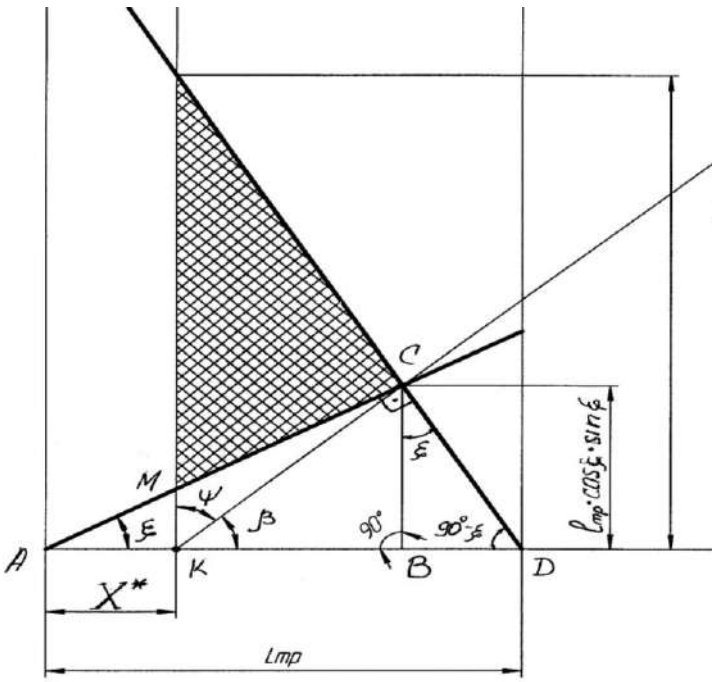


Рис. 3. Розрахункова схема

Початковими даними в даному завданні є: довжина стебла ($l_{ст}$), положення центра мас стебла ($l_{ц.м.}$), відстань між відбиваючими поверхнями (*A*), що обертаються, кут нахилу між осями *OX* і O_1x_1 (ξ), довжина транспортуючої граблини ($l_{тр}$). Вважаємо, що поверхня, що обертається, має вид циліндра, радіусом $r_в = r_{зв}$.

Розглядаючи вплив всіх вищеперелічених величин на положення точки удару *M* в системі координат *OXYZ* та використовуючи як розрахункову схему рис. 2, ми одержали наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} X_M = l_{\grave{o}\,\eth} + r_{\varsigma\hat{a}} \cdot \cos\varepsilon - X^* - l_{\tilde{n}\grave{o}} \cdot \cos\theta \cdot \sin\psi \\ Y_M = Y_{\tilde{A}} - l_{\tilde{n}\grave{o}} \cdot \cos\theta \cdot \cos\psi \\ Z_M = l_{\tilde{n}\grave{o}} \cdot \sin\theta \end{cases}. \qquad (4)$$

Проекції точки удару *M* в системі координат *OXYZ* можуть бути також визначені з розрахункової схеми, зображеній на рис. 4. В цьому

випадку одержимо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} X_M = x_1 \cdot \cos\xi + z_1 \cdot \sin\xi \\ Z_M = r_{çâ} \cdot \sin\xi + z_1 \cdot \cos\xi - x_1 \cdot \sin\xi, \\ Y_M = y_1 = \sqrt{r_{çâ}^2 - x_1^2} \end{cases} \quad (5)$$

де $x_1 y_1$, z_1 – координати точки удару M в системі координат $O_1 x_1 y_1 z_1$.

Розглядаючи взаємозв'язок кутових параметрів руху стебла θ і ψ та використовуючи рис. 2, ми встановили між ними наступну залежність

$$\theta = \arctan(tg\xi \cdot \sin\psi). \quad (6)$$

Одержана система рівнянь (4) і (6) дозволяє при фіксованих значеннях X^* і ψ визначати положення точки удару M на поверхні відбиваючого вальця в будь-якій з представлених систем координат.

Задаючись положенням краю стебла на транспортуючій граблині X^* і змінюючи значення кута ψ від 0 до ψ_{max} *(12)*, за допомогою системи рівнянь (4) - (6) ми одержали масив всіх можливих координат точки удару M в системах координат $OXYZ$ і $O_1 x_1 y_1 z_1$.

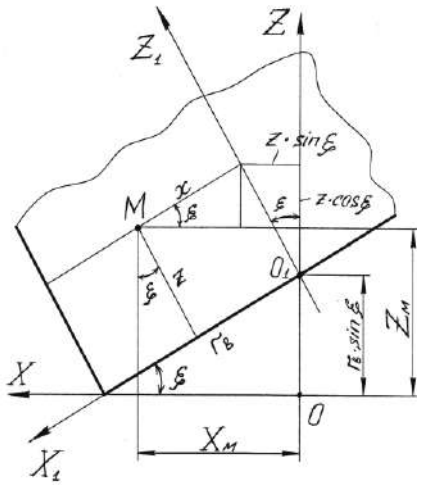


Рис. 4. Розрахункова схема

Оскільки величина X^* в реальних умовах руху стебла є величиною випадкової, то і положення точки M є випадковим. На рис. 5 представлені гістограми щільності розподілу координати z_1 і кутової координати φ.

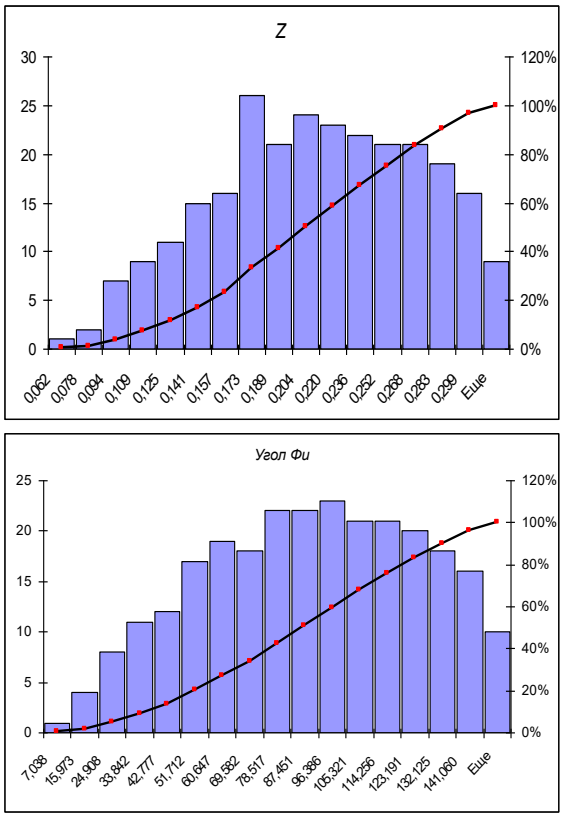


Рис. 5. Гістограми щільності розподілу координати z_1 і кутової координати φ

Була проведена статистична обробка отриманих масивів даних. А саме, в системі координат $O_1x_1y_1z_1$ область можливих значень координати z_1знаходиться в інтервалі від $z_{min}=6{,}2$ до $z_{max}= 31{,}5$ *см* при $<z>=20{,}2$ *см*, $\sigma_z=6{,}0$ *см* (рис.4). Значення кутової координати φ в системі координат $O_1x_1y_1z_1$ може змінюватися в межах від $\varphi_{min}=7°$ до $\varphi_{max}=150°$ при $<\varphi>=85°, \sigma_\varphi=35°$ (рис. 6).

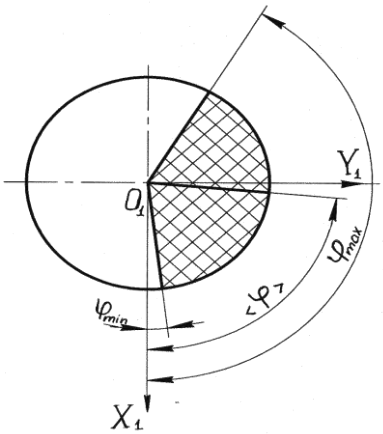


Рис. 6. Розрахункова схема

Використання одержаної системи рівнянь дозволяє нам, по-перше, визначити область можливих значень точки удару M на поверхні відбиваючого вальця, що надалі використовується при моделюванні процесу взаємодії стебла з поверхнею відбиваючих вальців (рис. 7).

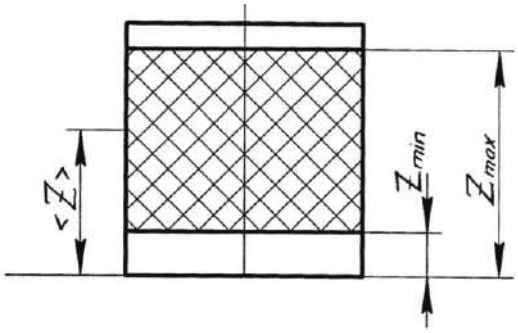


Рис. 7. Розрахункова схема

По-друге, це дає можливість визначити максимальну висоту Z_{max}, якої може досягти стебло при своєму розвороті, що надалі використовується для обґрунтування висоти вальців.

По-третє, знаючи координати y^*, $X_г$ - X^*, а також кути ψ і θ при розвороті стебла, можна визначити координати точки M в будь-якій з вибраних нами систем координат.

Висновки. В процесі вивчення механіко-технологічних особливостей взаємодії обчесаних стебел з робочими органами різального пристрою були вирішені наступні завдання: обрана схема транспортування поступаючої маси стебел, що формує і укладає валок між рушіями комбайна; в результаті кінематичного аналізу транспортуючого механізму було визначено, що в місці розвороту граблини складаються сприятливі умови для очищення його від стебел і формування валка.

Розроблена фізична модель процесу взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача дає можливість розробити і виготовити лабораторну установку для фізичного моделювання процесу взаємодії зрізаних стебел з обертаючою поверхнею валкоутворювача.

Література:

1. Разработать технологические процессы и основные рабочие-органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню.// Заключительный отчет по НИР / Мелитоп. ин-т мех. сел. хоз-ва; № ГР02910041798. – Мелитополь, 1990. – 60 с.

2. А.с. 1165278 СССР. Устройство для обмолота сельскохозяйственных культур на корню / *И.К. Голубев* [и др.] - Б.И. – 1985. - №25.

3. А.с. 1601971 СССР. Режущее устройство сельскохозяйственных машин / *А.Н. Шокарев* [и др.] - Б.И. – 1990. - №20.

4. *Шокарев О.М.* Технічні вимоги до різального пристрою рисозбирального комбайна обчісувального типу та його польові дослідження/ *О.М. Шокарев, М.М. Данченко* // Праці Таврійської держ. агротехн. академії. – Мелітополь, 2001. - Вип. 1, т. 18. – С. 88-91.

МЕХАНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОЧЕСАННЫХ СТЕБЛЕЙ С РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ РЕЖУЩЕГО УСТРОЙСТВА

Данченко М.М., Шокарев О.М., Шегеда К.О.

Анотация **– в статье рассмотрены механико-технологические особенности поведения очесанных стеблей в транспортирующем механизме в зоне выгружного окна режущего устройства комбайна очесывающего типа.**

MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PECULIARITIES OF THE INTERACTION OF COMBED STEMS WITH TOOLS OF THE CUTTER

N. Darnchenko, A. Shockarev, K. Sheghedar

Summary

Mtchanical and technological peculiarities of behaviour of combed stems in the transporter near a download window of the cutter of a combing-type combine harvester are considered in a paper.

УДК 631.173

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА БЕЗВІДМОВНОСТІ ПІДСИСТЕМ МОЛОТКОВИХ ДРОБАРОК В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Болтянський О.В., к.т.н.,
Болтянська Н.І., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-05-70

Анотація **– у статті досліджені довговічність та безвідмовність підсистем молоткових дробарок в процесі їх експлуатації.**

Ключові слова **– довговічність, безвідмовність, експлуатація, подрібнювач концентрованих кормів, відмова, ймовірність безвідмовної роботи.**

Постановка проблеми. Технології і обладнання підприємств сільськогосподарського машинобудування України морально застаріли, а їх фізичне зношення обладнання досягає 40…90% [1]. Виробничі потужності розраховані на великі обсяги виробництва, а попит на ринку суттєво зменшився [2]. Застарілі технології і обладнання та низька якість конструкційних матеріалів, що застосовуються, не дозволяють виготовляти конкурентоздатні сільськогосподарські машини [3]. Отже, рівень безвідмовності таких машин повинен бути достатньо високим на всіх стадіях використання, але усунення відмов і пов’язані з цим простої наносять значні матеріальні збитки підприємствам [4].

Подрібнення зерна - одна з найважливіших операцій в кормоприготуванні. Для подрібнення існує багато конструкцій кормодробарок, найпоширенішими серед яких є молоткові. На сьогодні парк цих машин, що знаходяться в експлуатації, складає біля 20 тисяч штук. Суттєвим недоліком кормодробарок є недостатня їх надійність, яка обумовлена, насамперед, низькою безвідмовністю механізмів, різницею в наробітках на відмови окремих вузлів і деталей.

Проблема забезпечення необхідної надійності пов’язана з особливостями і складністю конструкцій дробарок, а також умовами їх експлуатації: високими швидкостями подрібнення зерна, наявністю вібрації, впливом абразивного середовища тощо.

© Болтянський О.В., Болтянська Н.І.

*Аналіз останніх досліджень. З*начний вклад в питання вивчення надійності та підвищення довговічності основних робочих органів дробарок, шляхом удосконалення конструкцій машин, їх вузлів і деталей внесли такі видатні вчені, як Фабрикант М.Б., Мельников С.В., Ялпачик Г.С., Золотарьов С.В., Бойко А.І., Пилипенко О.М., Сідашенко О.І., Новицький А.В. та інші [5-8].

В результаті проведених досліджень закладені основи забезпечення надійності машин, але багато важливих питань ще не отримали свого остаточного вирішення. В науковій літературі практично відсутні публікації по дослідженню надійності кормодробарок. Недостатньо висвітлена методологія оцінки надійності дробарок в реальних умовах експлуатації.

Тенденція розвитку техніки показує, що вирішення питань надійності неможливе без системного, комплексного підходу. Дотепер знаходяться в стадії розробки розрахункові методи визначення основних показників надійності кормодробарок, дослідження фізики відмов, їх характеру і розподілу. Постає необхідність у проведенні дослідження динаміки спрацювання деталей, що лімітують надійність.

Зростання навантаження на кормодробарки за кількістю переробленого матеріалу поставило питання про підвищення їх довговічності та технологічної надійності. У першу чергу це робочі органи дробарок - молотки та деки.

У процесі експлуатації дробарок інтенсивно спрацьовуються ротор із молотками, підшипники, сита і деки, шнеки. Досвід експлуатації дробарок свідчить, що найбільше нарікань буває на подрібнювальний ротор із молотками, які спрацьовуються швидше, ніж інші деталі. Встановлено, що основними дефектами вала ротора є спрацювання посадочних місць під підшипники і напівмуфту, а також спрацювання шпоночної канавки.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Дослідити довговічність та безвідмовність кормодробарок в процесі їх експлуатації. Визначити найменш надійну підсистему кормодробарок та розподілення відмов по підсистемах молоткових дробарок.

Основна частина. З позиції надійності, спрощена загальна структурна схеми кормодробарки може бути представлена у вигляді послідовно з’єднаних наступних типових складових підсистем: завантажувального шнека, зернового бункера, подрібнювальної камери, роздільної камери, шнека роздільної камери, вивантажувального шнека. Таке представлення правомірне, виходячи з того, що відмова будь-якої з підсистем, призводить до відмови машини в цілому.

У процесі експлуатації, кормодробарка може знаходитись в різних станах, обумовлених можливістю її роботи або необхідністю технічного обслуговування та ремонту. З точки зору надійності, найбіль-

ший інтерес представляє перехід машини із роботоздатного стану в нероботоздатний і навпаки. Час знаходження об'єкта дослідження в роботоздатному стані і час відновлення після відмови носять випадковий характер [9].

Для оцінки надійності кормодробарок прийняті одиничні показники довговічності, безвідмовності, ремонтопридатності та комплексний показник - коефіцієнт готовності.

Найбільш суттєвими для кормодробарок є показники безвідмовності, оскільки під час приготування кормів необхідно забезпечити роботоздатність машини на протязі певного інтервалу часу без перебоїв у годівлі тварин. Практика свідчить, що тільки через порушення режиму годівлі та поїння відзначається зниження продуктивності дійних корів приблизно на 15%.

Крім цього, важливо мати характеристики ремонтопридатності, бо роботи по підтриманню роботоздатного стану машини бажано проводити в стислі строки, в періоди між змінами по приготуванню кормів.

Ймовірність безвідмовної роботи кормодробарки визначається шляхом дослідження переходів в різні можливі стани.

На основі рівнянь Колмогорова, ймовірності переходів підсистем дробарки і її, як складної системи, в цілому, у різні стани можна записати у вигляді системи диференціальних рівнянь [9]

$$\begin{cases} \dfrac{dP_0(t)}{dt} = -aP_0(t) + \mu_i P_i(t); \\ \dfrac{dP_i(t)}{dt} = \omega_i P_0(t) - (\mu_i + a_i) P_i(t), \end{cases} \qquad (1)$$

де P_0 – ймовірність безвідмовної роботи кормодробарки;

P_i – ймовірність відмови будь-якої з і-їх підсистем;

ω_i – параметр потоку відмов і-ої підсистеми;

μ_i – параметр потоку відновлень і-ої підсистеми;

a_i – параметр перетворень потоків відмов і-ої підсистеми.

Практичний інтерес для аналізу роботоздатності дробарки з позиції надійності в період тривалої експлуатації після припрацювання до списання, представляє сталий, стаціонарний режим, для якого $\frac{dP_i}{dt} = 0$. Тоді система диференціальних рівнянь (1) переходить в алгеб-

раїчну, вирішення якої відносно невідомих, після відповідних математичних перетворень, дає

$$\begin{cases} P_0 = \left(1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\omega_i}{\mu_i + a_i}\right)^{-1}; \\ P_i = P_0 \cdot \frac{\omega_i}{\mu_i + a_i}, \end{cases} \qquad (2)$$

де n – кількість підсистем дробарки.

Аналіз першого рівняння системи (2) показує, що ймовірність безвідмовної роботи дробарки, як цілої системи, може тільки асимптотично спрямуватись до максимального свого граничного значення і завжди менше його, оскільки до одиниці додаються ще складові обумовлені конкретними величинами параметрів потоків відмов і відновлень.

З другого рівняння системи (2) видно, що на ймовірність відмови будь якої з підсистем впливає тільки другий множник, який і враховує особливості їх ймовірнісних характеристик пов'язаних з розподілом відмов і відновлень.

Оскільки отримане значення ймовірності безвідмовної роботи кормодробарки P_0 характерне для моменту часу значно віддаленого від початку експлуатації, а до складу рівнянь входять параметри відмов і відновлень механізмів, то ця ймовірність дорівнює коефіцієнту готовності $K_г$, тобто

$$P_0 = K_Г . \qquad (3)$$

Найменш надійна підсистема дробарок, на які першочергово спрямовуються дії з підвищення довговічності та безвідмовності - подрібнювальна камера, для якої можна виділити п'ять основних елементів, які лімітують її ресурс: молотки, деки, решета, підшипники вала подрібнювального ротора та привідні паси. Відмови цих елементів визначають стан підсистеми, в якому вона може перебувати [3].

Відмови по підсистемах молоткових дробарок розподіляються нерівномірно. Найбільша їх кількість припадає на подрібнювальну камеру – 33,6%, завантажувальний шнек – 21,9% та зерновий бункер – 18,5% (рис. 1). По групах складності відмови формуються наступним чином: 1 група складності –13,7% відмов, 2 група складності – 84,2% і 3 група складності – 2,1% відмов від загальної їх кількості.

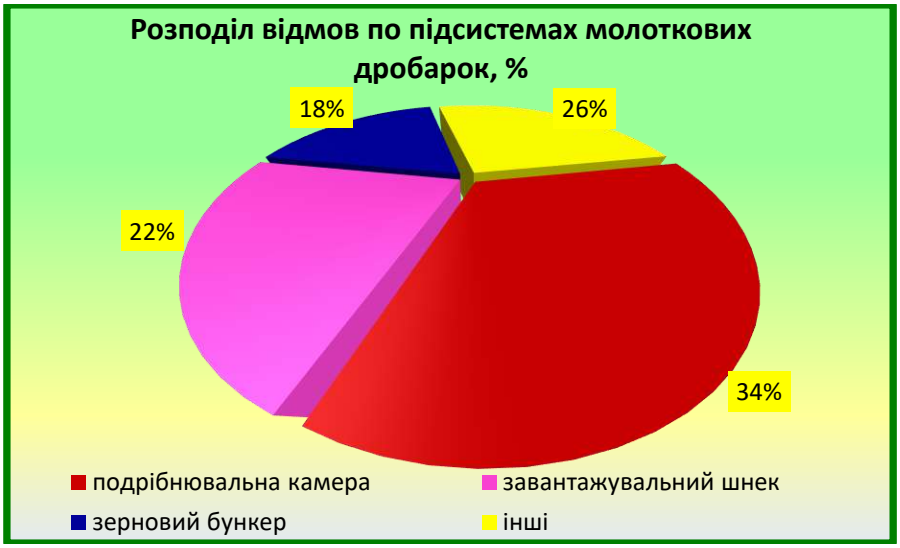


Рис. 1. Розподіл відмов по підсистемах молоткових дробарок (%)

Важливим для забезпечення надійності кормодробарки є вивчення впливу окремих видів пошкоджень з визначенням ймовірності їх появи.

Надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани. Основний вплив на пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерновою масою.

Висновки. Значної уваги набули роботи з підвищення довговічності робочих органів і дробарок в цілому конструкторсько-технологічними методами. Такий напрямок в поєднанні з застосуванням деталей підвищеної довговічності дозволяє значно підняти наробіток дробарок, зменшити витрати на проведення технічного сервісу.

Важливим для забезпечення надійності кормодробарки є вивчення впливу окремих видів пошкоджень з визначенням ймовірності їх появи.

Надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани.

Основний вплив на пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерновою масою.

Перспективним напрямком подальших досліджень в галузі підвищення надійності кормоподрібнювальної техніки слід вважати комплексний структурний аналіз надійності машин на основі системного підходу до їх конструктивних рішень.

Література:

1. *Пастухов В.І.* Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : Автореф. дис… докт. техн. наук ; 05.05.11 / *В.І. Пастухов*. – Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2006. – 38 с.

2. *Басін В.С.* Надійність як умова подальшого розвитку / *В.С. Басін* // Техніка АПК. – 2007. – №10. – С. 14–15.

3. *Гарькавий А.Д.* Конкурентоспроможність технологій і машин / *А.Д. Гарькавий, В.Ф. Петриченко, А.В. Спірін*. – Вінниця: Тірас, 2006. – 73 с.

4. *Басін В.С.* Надійність та конкурентоспроможність / *В.С. Басін* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2007. – Вип. 51. – С. 16–21.

5. *Іванов В.І.* Теоретичні положення забезпечення надійності машин підвищенням кореляції між їх елементами (селекція елементів в машині) / *В.І. Іванов, В.А.Бантковський, Д.О.Козій* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.– Харків, 2007. – Вип. 67, т.1. – С. 145–150.

6. *Бойко А.І.* Підвищення надійності кормодробарок та подрібнювачів / *А.І. Бойко, А.В. Новицький* // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ, 1997. – Т. III. – С. 6-8.

7. *Новицький А.В.* Метод оцінки роботоздатності кормоподрібнюючих машин / *А.В. Новицький* // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ, 1998. – Т. IV. – С. 63-68.

8. *Новицький А.В.* Підвищення безвідмовності кормодробарок конструкторсько-технологічними методами на основі структурного аналізу їх надійності : Автореф. дис… канд. техн. наук; 05.05.11 / *А.В. Новицький*. - Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. - НАУ, Київ, 2001.

9. *Сухарєв Е.О.* Експлуатаційна надійність машин / *Е.О. Сухарєв*. – Рівне: НУВГП, 2006. – 190 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И БЕЗОТКАЗНОСТИ ПОДСИСТЕМ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК В ПРОЦЕССЕ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

***Аннотация* – в статье исследованы долговечность и безотказность подсистем молотковых дробилок в процессе их эксплуатации.**

A RESEARCH OF DURABILITY AND RELIABILITY OF SUBSYSTEMS OF HAMMER CRUSHERS AT THEIR OPERATION

O. Boltyansky, N. Boltyanskaya

Summary

A paper considers a research of durability and reliability of subsystems of hammer crushers during their operation.

УДК 621.423

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДА ВИРОБНИЦТВА БІОПАЛИВА НА ОСНОВІ РОСЛИННИХ ОЛІЙ

Мовчан С.І., к.т.н.,
Болтянський О.В., к.т.н.,
Болтянська Н.І., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-23-85[1], 42-04-42

Анотація **– розглянуто існуючі технології виробництва біопалива на основі рослинних олій та запропоновано удосконалену відповідну схему.**

Ключові слова **– виробництво біопалива, рослинні олії, ріпакові ефіри, паливо.**

Постановка проблеми. Останні події, які спостерігаються на ринку нафтопродуктів, підтвердили залежність України від імпорту нафти, яка за даними [1, 4] знаходиться в межах 75...85%. Збільшення її ціни на нафтових біржах неминуче призводить до подорожчання паливно-мастильних матеріалів всередині країни. Така ситуація в черговий раз підтверджує необхідність пошуку та перевід двигунів мобільних енергетичних засобів на альтернативні види палива [1, 3, 5, 10, 12]. Їх широке використання, звичайно, не зможе вирішити всіх енергетичних проблем. Проте за неминучого зростання світових цін на мінеральні палива, альтернативні види, для виробництва яких в Україні є достатні умови і потужності, зможуть задовольнити значну частку внутрішнього попиту на пальне, суттєво зменшити негативний вплив відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Аналіз останніх досліджень. Використання альтернативних видів палива в дизельних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) ставить за мету дослідження з використання сільськогосподарської сировини по різних напрямах.

Ріпаково-етиловий ефір можна використовувати у чистому вигляді. Проте, проведеними раніше дослідженнями [6, 7] встановлено, що його ефективніше використовувати в суміші з дизельним паливом (ДП) або газовим конденсатом, оскільки в такому разі його найважливіші фізико-хімічні та експлуатаційні показники наближаються до по-

© Мовчан С.І., Болтянський О.В., Болтянська Н.І.

казників ДП. Рекомендоване співвідношення компонентів суміші – 50…60% ріпаково-етилових ефірів та 50...40% газового конденсату [8]. Досліджуючи роботу двигуна на різних режимах, можна підтвердити доцільність використання цього альтернативного виду палива та обґрунтувати склад компонентів суміші.

Палива на основі рослинних олій. Хімічний склад рослинних олій різноманітний: існує різниця не тільки між оліями, отриманими з різних рослин, але і між оліями з однієї тієї ж рослини, що впливає на технологію її збирання та переробки. Оскільки олії мають близьку до ДП самозаймистість і теплоту згоряння, то вони створюють йому хорошу альтернативу. Із багатьох відомих видів олій найбільш придатною для виробництва біопалива для дизелів в Україні є ріпакова.

Існує декілька технологій використання біопалива для ДВЗ, виробленого з насіння ріпаку.

1) Необроблена холоднопресована олія. Аналіз опублікованих досліджень показує [5], що під час роботи дизелів на рослинних оліях з безпосереднім їх впорскуванням в системі паливоподачі і на стінках камери згоряння утворюються смолисті і лакові відкладення. Це призводить до збільшення витрати олії і прискореного зносу деталей циліндропоршневої групи. Щоб усунути даний недолік, необхідно, щоб робочий процес відбувався за більш високих температур [8].

Інший недолік зумовлюється надто високою в’язкістю ріпакової олії, яка приблизно у 15 разів перевищує відповідний показник ДП. Щоб її використовувати, необхідно певним чином модифікувати систему паливоподачі двигуна. Порівняно невисока температура застигання олії (мінус 2°С) викликає потребу в її додатковому підігріві [8].

2) Ріпакова олія холодного пресування з присадками. Шляхом додавання присадок до холоднопресованої фільтрованої олії одержують паливо, яке придатне для використання у двигунах різних поколінь без конструктивних змін. В’язкість даного палива значно вища, ніж в’язкість ДП, а цетанове число при цьому вище, ніж у необробленої олії [1].

Ріпакова олія холодного пресування в суміші з ДП. Через надмірну густину і незадовільні фізико-хімічні властивості виникає проблема у приведенні багатьох показників до таких, що відповідають вимогам стандарту для ДП. В даному випадку пропонується змішувати ріпакову олію з ДП, щоб дещо зменшити її незадовільні експлуатаційні властивості. На даний час співвідношення суміші ріпакової олії та дизельного палива рекомендується в широких межах - від 0,75:0,25 до 0,25:0,75 [5, 7].

3) Ріпакові ефіри. Даний вид пального одержують в результаті процесу етерифікації – обміну молекули гліцерину з трьома молекулами метанолу за високої температури і в присутності каталізаторів. Важливою ознакою даного пального є те, що при його використанні паливна апаратура не потребує змін в конструкції. Однією із перешкод широкого впровадження ріпакових ефірів як альтернативного пального для дизелів є його нижча, порівняно з ДП, якість за основними фізико-хімічними показниками [2, 5, 7, 8]. Дослідження [5] свідчать, що динамічна в'язкість ефірів порівняно з ДП збільшується майже вдвічі, що призводить до зменшення кута розкриття струмини пального та збільшення далекобійності. Внаслідок цього, до 79% циклової подачі палива потрапляє на стінки камер згоряння, що зменшує частку об'ємного сумішоутворення і негативно впливає на процес згоряння. Дані негативні показники можна зменшити, якщо дане паливо виготовляти за чітко визначеною схемою виробництва. Фізико-хімічні показники залежать також і від якості ріпакової олії, тобто сортів та процесу переробки насіння ріпаку.

Використання альтернативних видів палива в дизельних ДВЗ досліджено в роботі [13]. Детальний аналіз та представлені напрями застосування сільськогосподарської сировини є основою для розроблення технологічних рішень.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Наведений аналіз використання різних олійних культур визначає напрямок досліджень, який полягає в удосконаленні технологічної схеми виробництва біопалива на основі рослинних олій.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Провести аналіз напрямків використання альтернативних видів палива у виробничій діяльності;

2. Удосконалити технологічну схему виробництва біопалива на основі рослинних олій.

Основна частина. Удосконалення схеми виробництва біопалива на основі рослинних олій базується на існуючих технологіях виробництва біопалива на основі рослинних олій. Розглянемо деякі з них та визначимо їх позитивні характеристики.

Традиційна технологія виробництва біопалива з рослинних олій полягає в реалізації реакції етерифікації рослинних олій за допомогою метилового спирту в присутності каталізатора [9, 11].

Ефіри на основі олії редьки олійної отримують в реакторах, розроблених для ефективної етерифікації рослинних олив. Всі компоненти біодизеля - олія, метиловий спирт, каталізатор, стиснуте повітря повинні бути безводними. Спирт застосовують чистий (99,9%); гідро-

ксид натрію повинен бути технічно чистим (також 99,9%), у формі кристалів. Ніякі інші компоненти не допустимі.

Олію ретельно титрують, щоб можна правильно визначити кількість необхідного каталізатора. Її кислотне число повинне бути не менше, ніж сім. Олію подають в реактор за температури 55…60°С.

Кількість метанолу становить 17…20% від об'єму олії. Маса каталізатора, який використовується, складає 4…8 г гідроксиду натрію на 1 л олії. Якщо за наслідками титрування необхідно більше 8 г каталізатора на 1 л олії, то вона має підвищену кислотність, і отримане паливо буде низької якості.

До нагрітої олії поволі додають метиловий спирт. Після цього засипають їдкий натр, не більш ніж 0,5 кг за хвилину, та суміш нагрівають до температури 85 °С. Після цього її інтенсивно перемішують впродовж 15…20 хв. За цей час проходить реакція етерифікації, в результаті якої утворюються ефіри та гліцерин, який видаляється шляхом осаджування.

З метою спрощення конструкції обладнання, зменшення витрат на отримання біопалива нами розроблена нова технологія виготовлення біопалива на основі ріпакової олії, що відрізняється способом етерифікації олії. На запропоновану технологію подані необхідні матеріали для отримання патенту України.

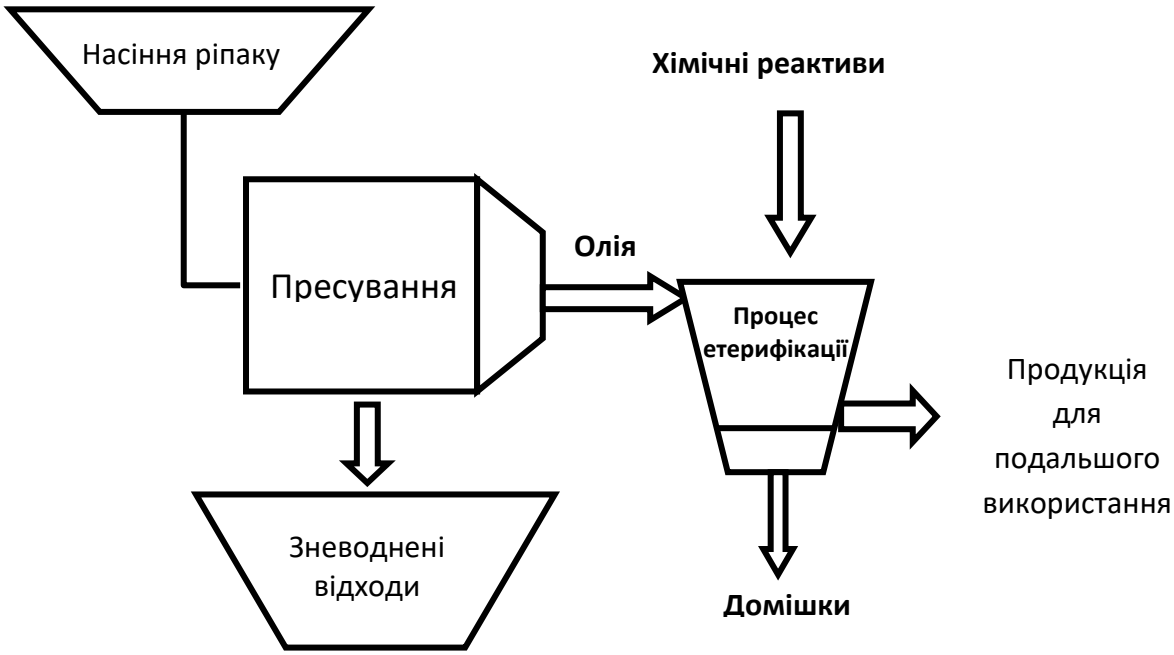


Рис. 1. Удосконалена схема виробництва біопалива на основі рослинних олій

Завдяки новому способу отримання ріпакових ефірів суттєво спрощується технологічна схема їх виробництва, яка передбачає виконання тільки двох операцій: пресування насіння ріпаку з метою отримання олії та її етерифікацію.

Етерифікація олії, разом з іншими складовими, передбачає використання етилового спирту. За запропонованою технологією, даний процес не потребує нагрівання сумішей і відбувається за температури навколишнього середовища (не вище 20 ºС) та займає не більше однієї години.

На відміну від вище проаналізованих, запропонована нами схема має низку переваг:

- олію та складові компоненти, що беруть участь в процесі її етерифікації, не потрібно нагрівати. Даний процес проходить за температури навколишнього середовища (не вище 20 ºС);
- виключає виконання багатьох технологічних операцій, як фільтрацію та додаткову очистку олії, нагрівання суміші, вимивання і випарювання метилового ефіру, що суттєво зменшує кількість необхідного технологічного обладнання для виробництва біопалива;
- дозволяє інтенсифікувати процес отримання ріпакових ефірів, оскільки за часом він займає не більше однієї години, тоді як в розглянутих вище схемах – не менше 2 годин;
- передбачає використання етилового спирту, що з одного боку суттєво зменшує агресивний корозійний вплив на кольорові метали, а з іншого – підвищує нижчу температуру спалаху біопалива.

За даною технологією з 1 т насіння ріпаку можна отримати 300 л ефірів.

Висновки. Для умов переважної більшості території країни найбільш ефективною та придатною культурою, з насіння якою отримують олію як сировину для виробництва біопалива, є озимий ріпак.

Внаслідок виконаного аналізу існуючих технологій, запропонована схема виробництва біопалива на основі рослинних олій забезпечує повний цикл виробничих процесів, які відповідають стандартам на даний вид продукції.

Література:

1. *Адаменко О.* Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії / *О. Адаменко* [та ін.] - Івано-Франківськ: ІМЕ, 2001. – 432 с.

2. *Білоконь Я.Ю.* До питання про замінники дизельного палива / *Я.Ю. Білоконь* // Механізація сільськогосподарського виробництва. Теорія и розрахунок сільськогосподарських машин : Зб. наукових праць / Нац. аграрний ун-т. – Київ, 1999. – Т. VI. – С. 46–49.

3. *Васильєвих Л.А.* Перспектива створення стратегічної паливної системи для агропромислового комплексу України / *Л.А. Васильєвих* // Вісті академії інженерних наук України.- 1999.- №1(10).- С. 8-11.

4. *Вірьовка М.І.* Фізико-хімічні властивості альтернативного пального на основі рослинних олій / *М.І. Вірьовка* [та ін.] // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2002. – Вип. 86. – С. 290-294.

5. *Марченко А.П.* Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії / *А.П. Марченко* [та ін.] // Вестник ХГПУ : Сб. науч. тр.– Харьков, 2000. - Вип. 101. – С. 159-163.

6. *Ковалишин С. Й.* Вплив попередньої очистки ріпакової олії на в'язкісні властивості біопального / *С. Й. Ковалишин* [та ін.] // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Агромех – 2004". - Львів, 2004. – С. 118-122.

7. *Масло І.П.* До питання використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві / *І.П. Масло //* Механізація та електрифікація сільського господарства : Зб. наук. праць. – Глеваха, 2001. – Вип. 85. – С. 45–49.

8. *Окоча А.І.* Альтернативні палива для дизельних двигунів сільськогосподарської техніки / *А.І. Окоча* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – Вип. 33.

9. *Редзюк А.* Чи є перспектива у використання ріпакової олії як моторного пального в Україні? / *А. Редзюк* // Пропозиція. – 1999. - №5. - С.55-56.

10. *Семенов В.Г.* "Біодизель": "у них" и у нас / *В.Г. Семенов* // Автодвор. – 2001. –№1. – С. 6.

11. *Семенов В.Г.* Фізико-хімічні показники альтернативних біопалив на основі похідних ріпакового масла //Экотехнологии и ресурсосбережение.–2001.–№ 2.– С. 8–10.

12. *Штефаньо І.* Стан і перспективи виробництва рослинного пального для дизельних двигунів у європейських країнах // *І. Штефаньо* // Пропозиція.– 1999. - №5. - С. 54.

13. *Болтянська Н. І.* Аналіз шляхів використання біопалива на

основі ріпакової олії та його суміші з дизельним пальним / *Н.І. Болтянська, С.І. Мовчан, О.В. Болтянський* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 13, т. 6. – С. 142–151.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ПРОИЗВОДСТВА БИОТОПЛИВА НА ОСНОВЕ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ

Мовчан С.И., Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

***Аннотация* – рассмотрены существующие технологии производства биотоплива на основе растительных масел и предложена усовершенствованная его схема.**

IMPROVEMENT OF A METHOD OF THE PRODUCTION OF BIOFUELS BASED ON VEGETABLE OILS

S. Movchyan, O. Boltyansky, N. Boltyanskaya

Summary

Existing biofuel production technologies on the basis of vegetable oils are considered and its improved scheme is proposed.

УДК 621.43: 62-531.9: 62-544:001.3

ДЕАКТИВАЦІЯ ЦИЛІНДРІВ У ДВИГУНАХ: ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ, ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ

Бешун О.А., к.т.н.
Національний університет біоресурсів і природокористування України
Тел. (044) 527-88-95

Анотація **– розглянуто історичні аспекти розвитку методу відключення циліндрів і циклів у двигунах внутрішнього згоряння, а також проблеми та перспективи застосування даного методу у багатоциліндрових дизельних двигунах з метою покращення їх економічних і екологічних показників на режимах часткових навантажень і холостого ходу.**

Ключові слова **– дизель, бензиновий двигун, економічність, режим, метод, регулювання, потужність, відключення, циліндр, цикл, історія, перспектива.**

Постановка проблеми. Дві проблеми, економія енергетичних ресурсів та зменшення навантаження на довкілля, на сьогоднішній день є найгострішими у світі. Очевидно, що актуальність пошуку шляхів вирішення цих проблем буде лише посилюватись з часом. Відомо, що одним з резервів покращення експлуатаційної паливної економічності та зниження рівня шкідливих викидів багатоциліндрових двигунів є застосування методу регулювання потужності відключенням циліндрів [1 – 12] і циклів [3 – 6]. Найбільший ефект при застосуванні цього методу досягається на режимах холостого ходу і малих навантажень.

Аналіз останніх досліджень. Історичні аспекти розвитку та окремі проблеми застосування методу відключення циліндрів і циклів у автомобільних бензинових двигунах розглянуті у праці [1]. Проте в даній роботі практично не приділено уваги дизельним двигунами, у робочих процесах яких є цілий ряд особливостей, а також відсутня інформація про метод відключення окремих робочих циклів, що також суттєво відрізняється від методу відключення циліндрів, і має порівняно з ним ряд переваг.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). На основі аналізу літературних джерел систематизувати інформацію про історію

© Бешун О.А.

розвитку методу покращення економічних і екологічних показників багатоциліндрових автотракторних, тепловозних і судових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) шляхом деактивації циліндрів, виявити основні проблемні питання, які на сьогоднішній день залишаються недостатньо вивченими та перспективи подальших досліджень і впровадження у виробництво.

Основна частина. Ідея підвищення ефективності роботи поршневих бензинових двигунів шляхом відключення частини циліндрів вперше зародилася в США в 1905 р. [2], далі була розвинута в 1917 р. [1] та передбачала деактивацію половини циліндрів (6-ти на 12-циліндровому двигуні).

В колишньому СРСР метод відключення циліндрів як спосіб підвищення експлуатаційних якостей ДВЗ, вперше був запропонований академіком Є.О. Чудаковим (див. фото на рис. 1). Сутність цього методу, як випливає з його назви, полягає в тому, що на часткових режимах і особливо на холостому ході відключають подачу палива в частину циліндрів [2].

В СРСР і пострадянському просторі дослідження в галузі відключення циліндрів в різний час виконувалися в НАМІ (Росія), НТУ (Україна) і в інших організаціях (див. карту на рис. 2; цифра біля назви міста вказує на кількість установ і організацій, в яких проводили дослідження систем відключення циліндрів; відсутність цифр відповідає одній установі) [1 – 8].

Певні наукові і практичні результати були досягнуті в роботах ЦНДІ МФ, РУДН, МАДІ, ПО «Пенздизельмаш», УкрДАЗТ, СДУШС, ВАТ «НТЦ «КамАЗ»», ВАТ ЯМЗ, ТОВ «ЧТЗ-Уралтрак», НВО ЦНДТА, що знайшло відображення у наукових статтях достатньо великої кількості вчених, які працювали у наукових школах, очолюваних відомими провідними фахівцями в даній галузі (див. фото на рис. 1).

В Україні такі дослідження проводилися на автомобілі МАЗ-500 з V-подібним 6-циліндровим дизелем ЯМЗ-236 ще наприкінці 1970-х років, а також на дизелі Д-50 в Національному транспортному університеті та ДержавтотрансНДІпроекті Мінтрансу. На двотактному Д-100 і чотиритактних тепловозних дизелях типу 6ЧН 31,8/33 (ПДГ1М), 12ЧН 14/14, 6ЧН 26/26, 8ЧН 26/26, 16ЧН 26/26, а також на тракторних дизелях 4Ч 12/14 (СМД-14) і 6ЧН 13/11,5 (СМД-62) – у Харківській державній академії залізничного транспорту спільно з ГСКБД та ОГК ПО “Пенздизельмаш”. А на дизелях будівельних машин – у Київському національному університеті будівництва й архітектури, та в інших установах і організаціях [5].

В Росії аналогічні дослідження виконувались: в Російському університеті дружби народів (РУДН) ім. П. Лумумби [2] на дизель-

генераторах та дизелях фірми “Перкінс” і “Сканія” спільно з Московським автомобільно-дорожнім інститутом та Національним інженерним університетом Перу (м. Ліма); в НТЦ "КамАЗ" спільно з РУДН – на дизелі КамАЗ-740; в ПО "ЯМЗ" спільно з РУДН – на дизелі ЯМЗ-238 та в НАТИ на дизелі 12Ч 15/18; у Воронежському лісотехнічному інституті – на дизелі ЯМЗ-740; в НАМІ – на дизелі 8Ч 13/14 та дизелі автобуса ЛиАЗ; у ВНІТІ спільно з МІІТ та Балаківським машинобудівним заводом ім. Ф. Дзержинського – на дизелі 6ЧН 21/21 маневрового тепловозу типу ТГМ-4; в Мурманському філіалі ЦНІІМФ – на суднових дизелях Д100, 2Д100, 3Д100, 12Д70, 11Д45 та 6Д49, головному дизелі 9МН51 (9Д 51/55) криголама типу "Москва", судновому допоміжному дизелі 2Ч 12,5/18 та серійних дизелях 10ДП 20,7/25,4×2; а також у Коломенському філіалі ВЗПІ.

Рис. 1. Керівники наукових шкіл і провідні науковці країн СНД, які досліджували метод відключення циліндрів і циклів

Аналіз вітчизняної та зарубіжної патентної документації також показав, що і в Україні, і в країнах близького та дальнього зарубіжжя існує достатньо велика кількість робіт, присвячених цьому напрямку [1-8, 12 та багато ін.].

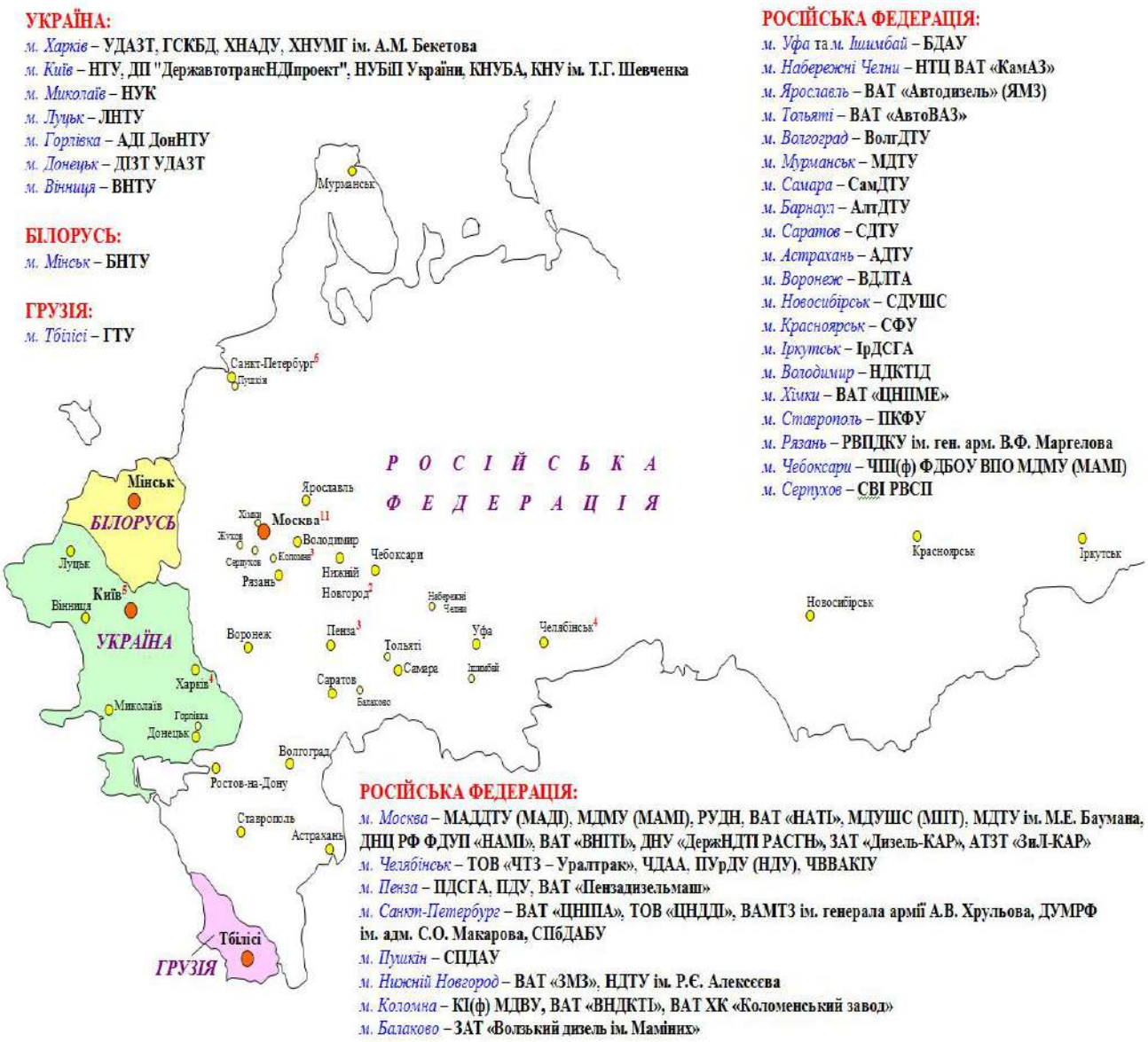


Рис. 2. Географія експериментальних, теоретичних і патентних досліджень методу покращення експлуатаційної паливної економічності та зниження шкідливих викидів багатоциліндрових ДВЗ шляхом регулювання потужності відключенням циліндрів і циклів в країнах СНД

Загальну динаміку публікацій, присвячених методу деактивації циліндрів у ДВЗ, представлено на рис. 3. Хоча автор даної статті не претендує на абсолютну вичерпність даних, але аналіз рис. 3 дає підстави зробити висновок, що науковий інтерес до даного методу покращення економічних і екологічних показників роботи ДВЗ з часом значно зростає. Деяке падіння на графіку в 2013, 2014 і особливо 2015 р. можна пояснити затримкою в надходженні інформації та її опрацюванні.

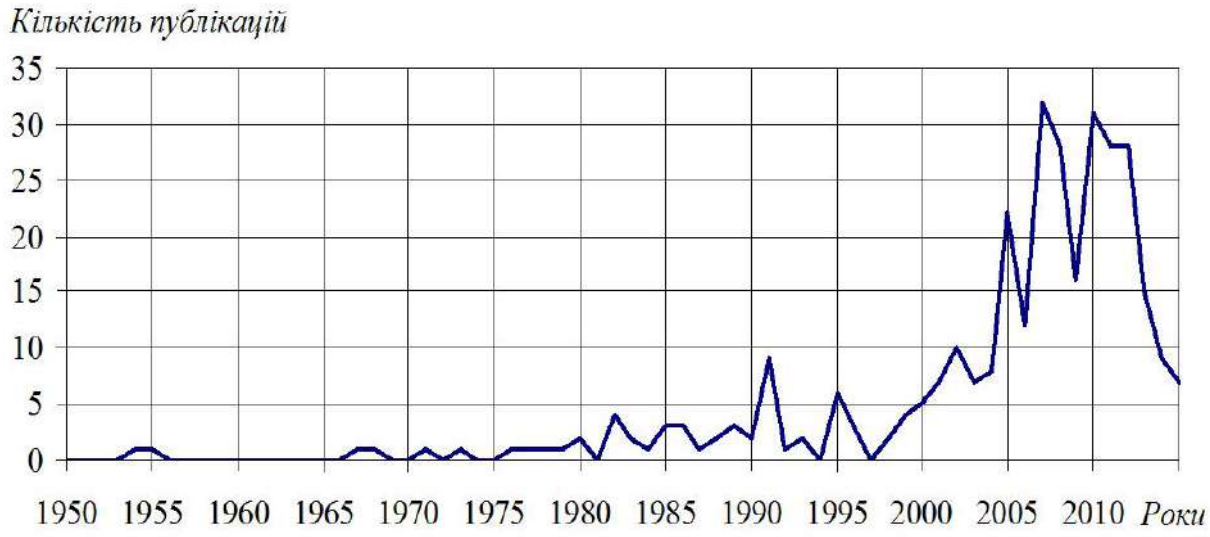


Рис. 3. Загальна динаміка публікацій,
присвячених методу деактивації циліндрів у ДВЗ

У роботах [1-8, 12 та багато ін.] вивчалися як найпростіші способи відключення циліндрів – припиненням подачі палива, так і більш складні: поряд із припиненням подачі палива здійснювалось примусове закриття або відкриття клапанів цих циліндрів і живлення непрацюючих циліндрів відпрацьованими газами працюючих.

В період з 1970-х років до теперішнього часу науковцями Росії і України було виконано ряд дисертаційних досліджень, спрямованих на вивчення доцільності застосування відключення циліндрів і циклів у ДВЗ. Всього станом на початок 2015 р. в СРСР і країнах СНД захищено 49 дисертаційних робіт, які більшою чи меншою мірою стосувалися дослідження даного методу, з яких – 11 докторські дисертації.

В країнах далекого зарубіжжя подібні дослідження виконували такі вчені, як Bemman Y.-J., Bowles P., Batteh J., Douglas K.J., Falkowski A., McElwee M., Bonne M., Fukui T., Howard G., Jost K., Kreuter P., Leone T.G., Pozar M., Moskwa J., Mangun D., Lemke A., Lahti J., Pischinger M., Sandford H., Allen J., Tudor R., Vinodh B., Univ A., Watanabe E., Fueutani I., Zheng Q., Zmudka Z., Postrzednik S., Ciesiolkiewicz A., Zammit J.P., McGhee M.J., Shayler P.J., Zammit J.-P., McGhee M.J., Shayler P.J., Pegg I., Mo H., Huang Y., Mao X., Zhuo B., Yang J., Quan L., Yang Y., Xin Q. (H.), Manna S., Foudzisava Hideya, Bergman N., Netman R., Sougasava F., Camleytner E., Sanaca Y. та інші.

Практично у всіх роботах було доведено можливість покращення експлуатаційної паливної економічності в межах 3…25 % залежно від способів і засобів реалізації методів з одночасним покращенням екологічних показників. На режимі холостого ходу економія палива сягала в окремих випадках 45 %.

Доцільність застосування цього методу на багатоциліндрових автомобільних бензинових двигунах підтверджується також тим, що з початку 80-х років минулого сторіччя такі провідні автомобілебудівні фірми світу, як Cadillac, General Motors, Mercedes-Benz, Honda, Toyota, Chrysler, Audi, Volkswagen та інші застосовують системи відключення циліндрів на серійних автомобілях, причому дві останні – навіть на 4-циліндрових двигунах невеликого об'єму (1,4 л) та потужності (103 кВт) [7].

В більшості випадків, це системи відключення груп (як правило, половини) циліндрів на серійних легкових автомобілях з V-подібними багатоциліндровими бензиновими двигунами. Зокрема це системи: Active Cylinder Control (ACC) фірм Daimler AG і Mercedes-Benz; Active Fuel Management (AFM) і Displacement on Demand (D.O.D.) фірми General Motors; Dynamic Skip Fire (DSF) фірми GMC і Tula Technology; Variable Cylinder Management (VCM) фірми Honda; Cylinder on Demand System (CDS) фірми Audi; Multi-Displacement System (MDS) фірми Chrysler; Active Cylinder Management (ACT) фірми Volkswagen та інші. Відомі також дослідження системи відключення циліндрів з припиненням руху поршнів у трициліндровому двигуні з можливістю зміни ступеню стиснення Scalzo Piston Deactivation 3-cylinder Engine PDE with Variable Compression Ratio.

Вище зазначена інформація свідчить про перспективність даного методу, який по суті є частинним випадком методу відключення циклів і має ряд суттєвих недоліків порівняно з ним, проте дещо простіший в реалізації, через що він і застосовується в серійному виробництві.

Метод регулювання потужності відключенням окремих робочих циклів вперше був запропонований в 1966 р. проф. Андрусенком П.І. [3] і детально досліджений в НТУ проф. Філіпповим А.З. [4] відносно багатоциліндрових бензинових поршневих та роторно-поршневих двигунів. Відносно дизелів, даний метод досліджувався в НУБіП України [5] і НУК імені адмірала Макарова [6], але він потребує більш поглибленого вивчення, що обумовлено широким застосуванням останнім часом акумуляторних систем паливоподачі, які значно спрощують питання реалізації методу на практиці.

Сутність цього методу полягає в тому, що зміна навантаження здійснюється зменшенням (або збільшенням) кількості навантажувальних робочих циклів шляхом припинення подачі палива в циліндри двигуна.

Пошукові дослідження відносно дизелів, що проводились протягом понад 15 років і охопили понад 5000 джерел інформації показали, що за винятком тракторів Т-100М з двигуном Д-108 [9, с. 95-102] і Т-130М з двигуном Д-160 [10, с. 54-58] та автомобіля IFA W50LA з

двигуном 4VD 14,5/12-1SRW [11] (див. рис. 4), в серійному виробництві метод відключення циліндрів не застосовувався. Слід відмітити, що на зазначених вище машинах даний метод застосовувався, в основному, з метою зменшення закоксовування розпилювачів форсунок на холостому ході, а також для зниження витрати палива на цьому режимі.

а) *б*) *в*)

Рис. 4. Серійні машини, на яких застосовувався метод відключення половини циліндрів при роботі двигуна на режимі холостого ходу: а) трактор Т-100М; б) трактор Т-130М; в) автомобіль IFA W50LA

Стрімкий розвиток систем живлення і механізмів газорозподілу [8] створює широкі можливості для реалізації методу відключення окремих робочих циклів без внесення значних змін у конструкції двигунів. Забезпечити оптимальні параметри робочого процесу в цих умовах практично не можливо при застосуванні традиційних систем і механізмів. Проте, застосовуючи метод відключення окремих робочих циклів, який у порівнянні з методом відключення циліндрів має ряд суттєвих переваг, в поєднанні з акумуляторною системою паливоподачі типу Common Rail та альтернативними газорозподільними механізмами, можна забезпечити найоптимальніші параметри робочого циклу дизеля, а регулювання його потужності при цьому здійснювати не зміною кількості впорскуваного в циліндр палива, а зміною частоти робочих циклів.

Висновки. Таким чином, не дивлячись на тривалий період досліджень і велику кількість наукових публікацій по проблемі відключення циліндрів у ДВЗ, на сьогоднішній день залишається ряд питань, які потребують більш глибокого вивчення. Насамперед, це питання доцільності застосування методу відключення окремих робочих циклів на багатоциліндрових дизельних ДВЗ, обладнаних акумуляторними системами паливоподачі типу Common Rail і альтернативними механізмами газорозподілу, що дозволяють реалізувати синхронне припинення процесів газообміну, питання доцільності застосування даного методу на тракторах у складі МТА і особливо самохідних лісових машинах (харвестерах,

форвардерах, процесорах, скідерах і т.п.), вивчення впливу обох методів на зміну показників ресурсу ДВЗ і його вібрації, що, як відомо, є одним з недоліків цих методів [4, 5, 12] та інші важливі для практики питання.

Література:

1. Мищенко Н.И. Автомобильные двигатели с отключением цилиндров. Конструкции, анализ / *Н.И. Мищенко* [и др.] // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Вип. 122. – Севастополь, 2011. – С. 163-166.

2. Патрахальцев Н.Н. Изменение числа работающих цилиндров дизеля – вариант повышения экономичности его режимов малых загрузок / *Н.Н. Патрахальцев* [и др.] // Автомобильная промышленность, 2012. – №2. – С. 11-13.

3. Андрусенко П.И. Теория и исследование новой системы топливоподачи для тракторных двигателей: Дис... д-ра техн. наук / *П.И. Андрусенко*. – К., 1954.

4. Филиппов А.З. Повышение экономических и экологических показателей ДВЗ отключением отдельных рабочих циклов: Дис... д-ра техн. наук: 05.04.02 / *А.З. Филиппов.* – К., 1996. – 460 с.

5. Бешун О.А. Вплив регулювання потужності дизеля відключенням окремих робочих циклів на його економічні, екологічні та динамічні показники: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / *О.А. Бешун*. – К., 2006. – 282 с.

6. Мошенцев Ю.Л. Моделирование рабочего цикла дизельного двигателя с системой периодического отключения работы цилиндров [Електронний ресурс] / *Ю.Л. Мошенцев* // Електронне видання «Вісник НУК», 2012. – №3-4. – С. 77-83. – Режим доступу: http://jn.nuos.edu. ua/ru/ material;jsessionid=79a4c4fde4d12eec05ac806e08ca? Publication Id=19068 .

7. Программа самообучения 510 (Volkswagen): Система отключения цилиндров (АСТ) на двигателе 1,4 л 103 кВт TSI: Устройство и принцип действия [Електронний ресурс]. – Б. г. – 34 с. – Режим доступу: http://vwts.ru/engine/cpta/pps510_syst_otkl_cyl_act_1_4_tsi_cpty_rus.pdf .

8. Балабин В.Н. Научные основы создания регулируемых приводов газораспределения локомотивных двигателей внутреннего сгорания нового поколения: Дис... д-ра техн. наук: 05.02.02 / *В.Н. Балабин*. – М., 2010. – 292 с.

9. Лазарев А.А. Двигатели Д-108 и КДМ-100 / *А.А. Лазарев, М.А. Ефимов*. – М.: Машиностроение, 1971. – 300 с.

10. Злотник М.И. Трактор Т-130М / *М.И. Злотник* [и др.] – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1985. – 200 с.

11. Степанов В. IFA W50L: предшественники и потомки [Елект-

ронний ресурс] / *В. Степанов* // Грузовик Пресс. – 2008. – №1. – Режим доступу: http://www.gruzovikpress.ru/article/2313-ifa-w50l-predshestvenniki-i-potomki .

12. Peters G. Cylinder deactivation on 4-cylinder engines. A torsional vibration analysis : DCT 2007-11 [Електронний ресурс] / *G. Peters*; Eindhoven University of Technology. - February 15, 2007. – VII; 75 p. – Режим доступу: http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/7849.pdf .

ДЕАКТИВАЦИЯ ЦИЛИНДРОВ В ДВИГАТЕЛЯХ: ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ, ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ

Бешун А.А.

***Аннотация* – рассмотрены исторические аспекты развития метода отключения цилиндров и циклов в двигателях внутреннего сгорания, а также проблемы и перспективы применения данного метода в многоцилиндровых дизельных двигателях с целью улучшения их экономических и экологических показателей на режимах малых нагрузок и холостого хода.**

CYLINDER DEACTIVATION IN ENGINES: HISTORY OF THE DEVELOPMENT, PROBLEMS AND PROSPECTS OF ITS APPLICATION

O. Beshune

Summary

A paper considers historical aspects of the development of a method of the cylinder deactivation and separate working cycle switching-off in internal combustion engines, also problems and prospects of application of this method in multicylinder diesel engines for improvements of economical and ecological parameters on small loading and idling modes.

УДК 631.348

МОДЕЛЬ ПОШИРЕННЯ ПОВІТРЯНО-РІДИННОГО ПОТОКУ В КРОНІ ВИНОГРАДНОГО КУЩА ПРИ ОБПРИСКУВАННІ

Сєра К.М.*, к.т.н.,
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ
Степанов А.В., д.т.н.
Кримський федеральний університет ім. В.І. Вернадського, м. Сімферополь
*Тел. (044) 527-88-95

Анотація **– пропонується математична модель процесу поширення повітряно-рідинного потоку, яка основана на гіпотезі про турбулентну дифузію дисперсної суміші у певному об'ємі. Побудова такої моделі має значну актуальність при моделюванні процесів обприскування рослин.**

Ключові слова **– математична модель процесу поширення повітряно-рідинного потоку, турбулентна дифузія, дисперсна суміш, обприскування рослин.**

Постановка проблеми. Теоретичний опис процесів, що відбуваються у кроні рослин під час обприскування, дотепер недостатньо обґрунтований навіть враховуючи чисельні дослідження в цій області.

Аналіз останніх досліджень. У розрахунках процесів обприскування в якості робочої і найбільш поширеної гіпотези прийнята теорія розпаду струменя ідеальної (нев'язкої) рідини, внаслідок його нестійкості під дією малих випадкових коливань. Хоча ця теорія і узгоджується з експериментальними даними, але придатна для опису тільки ламінарних потоків, тобто стабільних тонких струменів, що мають відносно невисоку швидкість.

При цьому, як зазначено у [6], розвиток теорії досі не призвів до переконливого кількісного аналізу процесів розпилення рідини при невпорядкованому турбулентному русі рідини і середовища, а також до створення прийнятних методів розрахунку розпилювальних пристроїв обприскувачів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробити теоретичну модель поширення повітряно-рідинного потоку в певному об'ємі для розрахунку параметрів технологічного процесу обприску-

© Сєра К.М., Степанов А.В.

вання на основі турбулентної дифузії частинок робочої рідини у кроновому просторі. Представити чисельну реалізацію моделі з використанням сіткових методів.

Основна частина. В основі моделі, що пропонується, покладена гіпотеза про те, що частинки рідини при проходженні крізь кроновий простір куща, затримуються і осідають. При цьому газовий потік розділяється на чистий газ і осад. Сам процес можна розглядати як фільтрування суспензії через проникну перегородку.

При моделюванні повітряно-рідинного потоку у кроні, прийнято вважати його двофазним струменем, тобто сумішшю газу (повітря) з дрібними частинками рідини. Вважають, що рух рідини у потоці в цілому підпорядкований законам руху повітря.

Відповідно до теорії фільтрування [7], існує два механізми уловлювання крапель на проникній перегородці: дифузія і інерційне осадження (перехоплювання). Для оптимального обприскування повинні одночасно відбуватися обидва процеси. Турбулентна дифузія, в принципі, відповідає цим двом умовам і далі буде розглядатися, як основний механізм поширення повітряно-рідинного потоку при обприскуванні.

Запропонована модель розглядається у застосуванні до процесів обприскування виноградних кущів. Під час поступального руху обприскувача уздовж міжрядь винограднику, потік змінює напрямок. Тоді сумарна швидкість потоку складається з відносної швидкості потоку створеного вентилятором, і поступальної швидкості руху агрегату.

Дослідження [1] показали, що оптимальним кутом подачі повітряно-рідинного потоку слід вважати кут, що дорівнює 75° від напрямку руху. У цьому випадку поступальний рух агрегату гальмує рух повітряно-рідинного струменя, що сприяє відхиленню потоку в бік куща наближаючи кут атаки до прямолінійного (90°). Це, у свою чергу, скорочує шлях крапель і сприяє кращому проникненню рідини в крону куща.

Приймаємо, що виноградну рослину вписано в паралелепіпед, що має об’єм Ω (рис.1). Процес проникнення розпилених крапель в цей об’єм в певному наближенні представимо рівнянням дифузії.

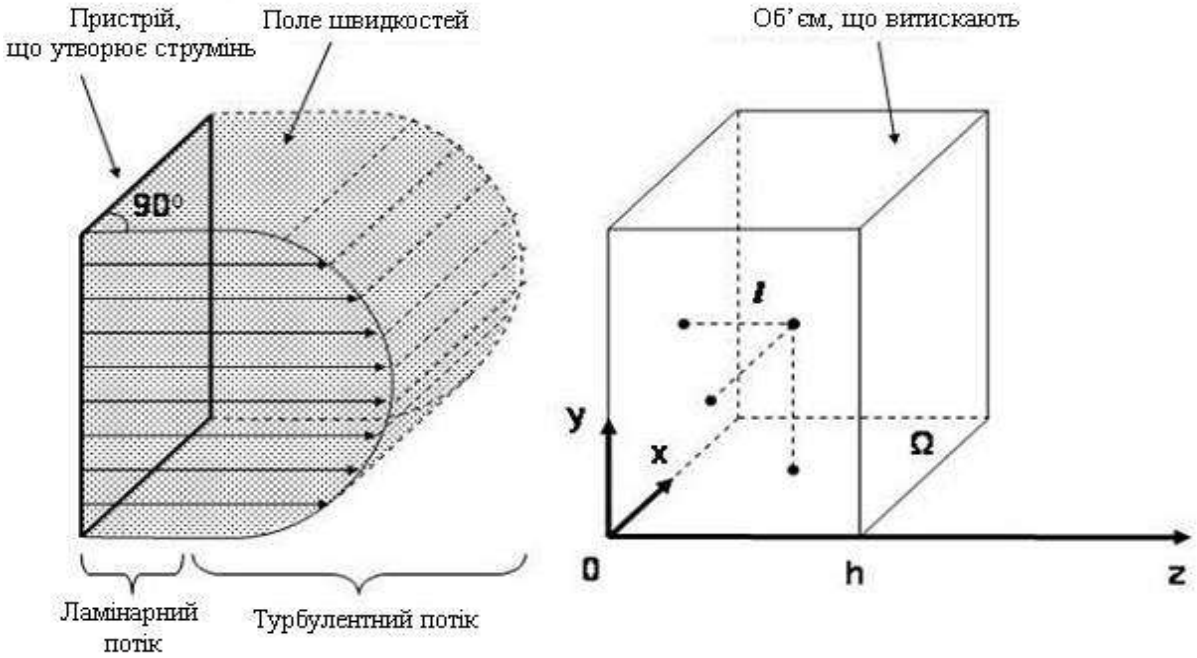


Рис. 1. Схема процесу проникнення

Глибина проникнення $h = h(t)$ – це функція часу t. Переходячи до безрозмірною перемінної $\xi = \frac{z}{h}$, в перемінних ξ і t рівняння турбулентної дифузії можна представити у вигляді

$$\grave{a}(\tilde{n},\rho)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{h^2}\cdot\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial \xi}\right) + \grave{a}(c,\rho)\frac{dh}{dt}\cdot\frac{\xi}{h}\cdot\frac{\partial T}{\partial \xi} - \\ -\grave{a}(c,\rho)\frac{1}{h}\frac{\partial h_0}{\partial t}\cdot\frac{\partial T}{\partial \xi} - \frac{1}{h}\cdot\frac{\partial S}{\partial \xi} + M, \quad (1)$$

де c - коефіцієнт диффундування; ρ - щільність;

λ - коефіцієнт, пов'язаний зі швидкістю заповнення об'єму;

T - концентрація;

$\frac{\partial h_0}{\partial t}$ - швидкість прирощення шару;

S - потік;

M - облік впливу перемішування на концентрацію по напрямку осі Oz [5].

Для розрахунку потоку в об'ємі застосовується експоненціальна залежність

$$S(\xi) = S(0)\exp(-\alpha h\xi),$$

де α - коефіцієнт ослаблення.

Параметризація на основі рівняння для кінетичної енергії турбулентності і швидкості її дисипації. Коефіцієнт турбулентної дифузії λ може бути визначений таким чином [4]:

$$\lambda = c\rho k, \tag{2}$$

де k – коефіцієнт турбулентності;

$$k = C_\xi \frac{E^2}{\varepsilon}. \tag{3}$$

Кінетична енергія турбулентності

$$E = \frac{1}{2}\sqrt{\dot{u} + \dot{v} + \dot{w}}.$$

Турбулентна енергія E і швидкість її дисипації ε [4]

$$\begin{cases} \dfrac{\partial E}{\partial t} = \dfrac{\alpha_E}{h^2}\dfrac{\partial}{\partial \xi} k \dfrac{\partial E}{\partial \xi} + \dfrac{\xi}{h}\dfrac{\partial h}{\partial t}\dfrac{\partial E}{\partial \xi} + p - \varepsilon \\ \dfrac{\partial E}{\partial t} = \dfrac{\alpha_\varepsilon}{h^2}\dfrac{\partial}{\partial \xi} k \dfrac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} + \dfrac{\xi}{h}\dfrac{\partial h}{\partial t}\dfrac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} + C_1 \dfrac{\varepsilon}{E}(p - \varepsilon), \end{cases} \tag{4}$$

де α_E і α_ε – безрозмірні величини; C_1- функція числа Рейнольдса Re:

$$C_1 = \frac{C_0}{1 + \dfrac{0{,}69(2 - C_0)}{\sqrt{\mathrm{Re}}}}, \qquad \mathrm{Re} = \frac{\left(\dfrac{2E}{3}\right)^2}{\nu\varepsilon},$$

тут ν - молекулярна в'язкість суміші (хімікат + повітря);

$C_0 = \text{const}$.

Визначимо граничні умови. Для складових вектора швидкості потоку на поверхні $\xi = 0$ матимемо наступні залежності:

а) Безперервність потоку імпульсу. Напруженість тертя по Ox і Oy в правих частинах

$$-\frac{\rho k}{h}\frac{\partial U}{\partial \xi}\bigg|_{\xi=0} = \tau_x,$$

$$-\frac{\rho k}{h}\frac{\partial V}{\partial \xi}\bigg|_{\xi=0} = \tau_y;$$

б) Умова прилипання в приграничному шарі: $u|_г = v|_г = 0$.

Додатково $E|_{\xi=0} = \dfrac{C_\tau}{\rho}\tau_a$,

де C_τ - безрозмірний коефіцієнт;

τ_a - модуль напруженості тертя потоку уздовж осі Oz.

$$E|_z = \frac{C_\tau}{\rho}\tau_b,$$

$$\tau_b = \frac{\rho k}{h}\sqrt{\left(\frac{\partial U}{\partial \xi}\right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial \xi}\right)^2}.$$

Граничні умови для ε можуть бути отримані з граничних умов для E і визначаються за формулою

$$\varepsilon = C_\varepsilon \frac{E^{2/3}}{l}.$$

Тоді шлях зміщення (масштаб турбулентності):

$$l\sqrt{E} = k = C_\varepsilon \frac{E^2}{\varepsilon},$$

$$l = C_\varepsilon \frac{E^{3/2}}{\varepsilon}.$$

Чисельна реалізація може бути здійснена за наступним алгоритмом [3]:

1) Складемо рівняння дифузії в кінцевих різностях

$$c\rho\frac{T_i^{j+1}-T_i^j}{\Delta t} = \frac{\lambda}{\left(h^j\right)^2}\cdot\frac{T_{i+1}^{j+1}-2T_i^{j+1}+T_{i-1}^{j+1}}{(\Delta\xi)^2} + c\rho\frac{\Delta h}{\Delta t}\cdot\frac{\xi}{h^j}\cdot\frac{T_{i+1}^{j+1}-T_{i-1}^{j+1}}{2\Delta\xi} - \\ -c\rho\frac{\Delta h_0}{\Delta t}\cdot\frac{1}{h^j}\cdot\frac{T_{i+1}^{j+1}-T_{i-1}^{j+1}}{2\Delta\xi} - \frac{1}{h}\cdot\frac{\partial S^j}{\partial\xi}; \qquad (5)$$

2) Апроксимація рівняння для турбулентної енергії і швидкості її дисипації має вигляд

$$\delta_{\bar t}E_i^{j+1} = \frac{\alpha_E}{h^j}\delta_\xi\left(k_i^{j+1}\delta_{\bar\xi}E_i^{j+1}\right) + \frac{\xi_i}{h^j}\delta_{\bar t}h^{j+1}\delta_\xi E_i^{j+1} + P_i^{j+1} - \varepsilon_i^{j+1},$$

$$\delta_{\bar t}\varepsilon_i^{j+1} = \frac{\alpha_\varepsilon}{h^j}\delta_\xi\left(k_i^{j+1}\delta_{\bar\xi}E_i^{j+1}\right) + \frac{\xi_i}{h^j}\delta_{\bar t}h^{j+1}\delta_\xi\varepsilon_i^{j+1} + C_{li}^{j+1}\frac{\varepsilon_i^{j+1}}{E_i^{j+1}}\left(P_i^{j+1}-\varepsilon_i^{j+1}\right),$$

$$P_i^{j+1} = \frac{k_i^{j+1}}{h^j}\left[\left(\delta_\xi u_i^{j+1}\right)^2 + \left(\delta_\xi v_i^{j+1}\right)^2 - \frac{g}{\rho}\delta_\xi\rho_i^j\right],$$

$$k_i^{j+1} = C_\varepsilon\frac{\left(E_i^{j+1}\right)^2}{\varepsilon_i^{j+1}},$$

$$\delta_{\bar{t}}(\cdot)_i^{j+1} = \frac{(\cdot)_i^{j+1} - (\cdot)_i^{j}}{\Delta t}, \qquad \delta_{\xi}(\cdot)_i^{j+1} = \frac{(\cdot)_{i+1}^{j+1} - (\cdot)_i^{j+1}}{\Delta \xi}, \tag{6}$$

$$\delta_{\bar{\xi}}(\cdot)_i^{j+1} = \frac{(\cdot)_i^{j+1} - (\cdot)_{i-1}^{j+1}}{\Delta \xi}, \qquad \delta_{\xi}(\cdot)_i^{j+1} = \frac{(\cdot)_{i+1}^{j+1} - (\cdot)_{i-1}^{j+1}}{2\Delta \xi};$$

3) На кожному кроці рішення перших двох рівнянь визначиться методом прогонки;

4) Визначають швидкості u_i^{j+1} і v_i^{j+1} до моменту вирішення рівнянь (6):

$$\delta_{\bar{t}} u_i^{j+1} = \frac{\alpha_E}{h^j} \delta_{\xi}\left(k_i^j \delta_{\bar{\xi}} u_i^{j+1}\right) + \frac{\xi_i}{h^j} \delta_{\bar{t}} h^{j+1} \delta_{\xi} u_i^{j+1},$$

$$\delta_{\bar{t}} v_i^{j+1} = \frac{\alpha_E}{h^j} \delta_{\xi}\left(k_i^j \delta_{\bar{\xi}} v_i^{j+1}\right) + \frac{\xi_i}{h^j} \delta_{\bar{t}} h^{j+1} \delta_{\xi} u_i^{j+1};$$

5) Після визначення E_i^{j+1} і ε_i^{j+1} за формулою (3) і (2) знаходиться коефіцієнт турбулентної дифузії λ_i^{j+1}. Як видно, дана схема є повністю неявній відносно величин E і ε. Це забезпечує її сталість. У той же час, в силу її нелінійності, рішення шукається за допомогою ітераційного процесу.

Висновки. Запропонована модель дозволить визначити концентрацію речовини (отрутохімікату) в точках кронового простору куща. Наведений алгоритм вирішення розглянутої задачі дозволяє здійснити чисельну реалізацію для кожного конкретного випадку обприскування виноградників. Результати можуть бути використані для проектування вихідних параметрів повітряно-рідинного потоку і пристрою обприскувача, що утворює повітряний струмінь.

Література:

1. *Болбочан Е.К.* Определение оптимального угла атаки воздушно-жидкостного потока при встрече с виноградным кустом / *Е.К. Болбочан* // Садоводство, виноградарство и виноделие Молдавии. – 1968. – №2. – С. 49-50.

2. *Заїка П.М.* Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 4). Машини для захисту рослин від шкідників і хвороб / *П.М. Заїка*. – Харків: Око. – 272 с.

3. *Лебедев В.И.* Функциональный анализ и вычислительная математика / *В.И. Лебедев*. – М.: Физматлит, 2005. – 296 с.

4. *Лыкосов В.Н.* О проблеме замыкания моделей турбулентного пограничного слоя с помощью уравнений для кинетической энергии турбулентности и скорости её диссипации / *В.Н. Лыкосов* // Изв. АН СССР. Физ. атм. и океана. – 1992. – Т. 28. - С. 696-704.

5. *Монин А.С.* Статистическая гидромеханика (механика турбулентности). Ч. 1 / *А.С. Монин, А.М. Яглом*. – М.: Наука, 1965. – 640 с.

6. *Войтюк Д.Г.* Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку / *Д.Г. Войтюк* [та ін.]; за ред. Д.Г.Войтюка. - К.: Вища освіта, 2005. - 464 с.

7. *Страус В.* Промышленная очистка газов / *В. Страус*. - М.: Химия, 1981. - 604 с.

8. *Shnaydman V.A.* Two-equation turbulence closure for quantitative description of boundary layers / *V.A. Shnaydman* // Research activities in atmospheric and oceanic modeling / Edited by H. Ritchie. - April 2002. - Report No. 32.

МОДЕЛЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОГО ПОТОКА В КРОНЕ ВИНОГРАДНОГО КУСТА ПРИ ОПРЫСКИВАНИИ

Серая Е.М., Степанов А.В.

***Аннотация* – предлагается математическая модель процесса распространения воздушно-жидкостного потока, основанная на гипотезе о турбулентной диффузии дисперсной смеси в некотором объеме. Построение такой модели имеет значительную актуальность при моделировании процессов опрыскивания растений.**

A MATHEMATICAL MODEL OF THE AIRBLAST SPRAYING PROCESS IN THE VINEYARDS

C. Syera, A. Steparnov

Summary

A paper presents a mathematical model of the airblast spraying based on a hypothesis of the turbulent diffusion of dispersed mixture in a volume. The model is important at the modeling plant spraying.

УДК 662.756.3

УСТАНОВКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА РІПАКО-МЕТИЛОВОГО ЕФІРУ ТА СУМІШЕВОГО БІОПАЛИВА

Кушлик Р.Р., асп.*,
Назаренко І.П., д.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-11-52

Анотація **– в роботі проведено аналіз сучасних установок та пристроїв для виробництва ріпако-метилового ефіру та сумішевого біопалива**.

Ключові слова **– дизельне паливо, сумішеві біопалива, пристрої, ріпако-метиловий ефір, установки.**

Постановка проблеми. Виготовлення сумішевого біопалива потребує змішування його компонентів (рослинної олії, ріпако-метилового ефіру) з дизельним паливом. Дві різнорідні і не змішувані рідини - спирт і рослинна олія при перемішуванні створюють емульсію типу «спирт в олії». Якщо швидкість складної хімічної реакції визначається швидкістю її найбільш повільної стадії, то швидкість елементарних реакцій - їх енергією активації. Її визначають як енергію, необхідну для здійснення ефективного зіткнення молекул, що приводить до хімічної взаємодії. У хімічну взаємодію вступають тільки активні молекули, що володіють енергією, достатньою для здійснення даної реакції. Для перекладу неактивних молекул в активні їм потрібно повідомити необхідну додаткову енергію. Від вибору відповідного обладнання або пристроїв для зазначеної стадії процесу, по суті, залежить ефективність використовуваної технології [1].

Аналіз останніх досліджень. Аналіз установок та пристроїв для виробництва ріпако-метилового ефіру (РМЕ) та сумішевого біопалива показує, що вони мають ряд серйозних недоліків. Так в роботах Дідура В.А., Бурякова А.С., Лискутіна А.П, Малахова К.С., Шматок О.І., Фокіна Р.В., Громакова А.В., Кіреєва Н.С. та інших дослідників показано, що основні з них, це неможливість проведення безперервного процесу, велика маса та габарити, недостатньо якісне перемішу-

© Кушлик Р.Р., Назаренко І.П.
* Науковий керівник – д.т.н., доц. Назаренко І.П.

вання суміші, малий термін зберігання приготовленого біопалива, розшарування палива.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мета роботи - провести аналіз установок та пристроїв для виробництва РМЕ і сумішевого біопалива і визначити шляхи обробки сумішевого біопалива з метою отримання більш стійких емульсій.

Основні матеріали дослідження(основна частина). Для виробництва РМЕ застосовуються технологічні лінії, які містять ємності для олії, метанолу, каталізатора КОН і реактор, в якому проходить постійне змішування компонентів за допомогою мішалки на протязі 8 годин при температурі 40^0С. Внаслідок хімічної реакції утворюються дві нові речовини – РМЕ («біодизель») і гліцерин. Після закінчення реакції суміші дають відстоятись. На загал частка біодизелю в одержаному продукті становить в середньому 75%, решта – гліцерин [2].

Недоліком даної технології виробництва РМЕ є невисокиий вихід метилових ефірів, неможливість проведення безперервного процесу, велика маса і габарити.

В міру збільшення потреби в біодизельному паливі відбувався пошук найбільш ефективнихтехнологій та біореакторів. Виявлено, що традиційну циклічну технологію витіснила багатореакторна безперервна технологія, що використовує кілька біореакторів, об'єднаних в єдиний ланцюг.

Недоліком багатореакторної технології в цілому, включаючи проведення трьохстадійного безперервного метаноліза, є складність технологічного процесу, в якому тривалість реакції залежить від числа реакторів, а велика маса і габарити установок зумовлюють високу вартість отримання біодизельного палива.

Гідродинамічні змішувачі є ефективними апаратами, які одночасно виконують дві функції: змішування і перекачки рідини і їх можна застосовувати як в технологічних лініях для виробництва РМЕ, так і для приготування сумішевого біопалива. На рис. 1 приведено технологічну схему гідродинамічного змішувача[3].

Недоліками гідродинамічного змішувача є недостатньо якісне перемішування суміші, недотримання заданого відсоткового співвідношення змішуваних рідин, неможливість зміни об’ємних витрат рідини і контролю інтенсивності процесу змішування в змішувачі.

Для активації молекул метанолу та триацилгліцеридів рослинної олії пропонується використовувати біореактор, реакційний обсяг якого заповнений феромагнітними частинками, які вчиняють під дією зовнішнього обертового електромагнітного поля складні імпульсно-коливальні рухи. Обертове електромагнітне поле не тільки приводить в рух феромагнітні частинки, що перемішують реакційну масу, але й чинить додатковий вплив на реагенти. Ефективне перемішування при-

зводить до інтенсифікації масопередачі, а вплив електромагнітного поля - до різкого підвищення енергії активації вихідних сполук і збільшенню швидкості хімічної реакції [1].

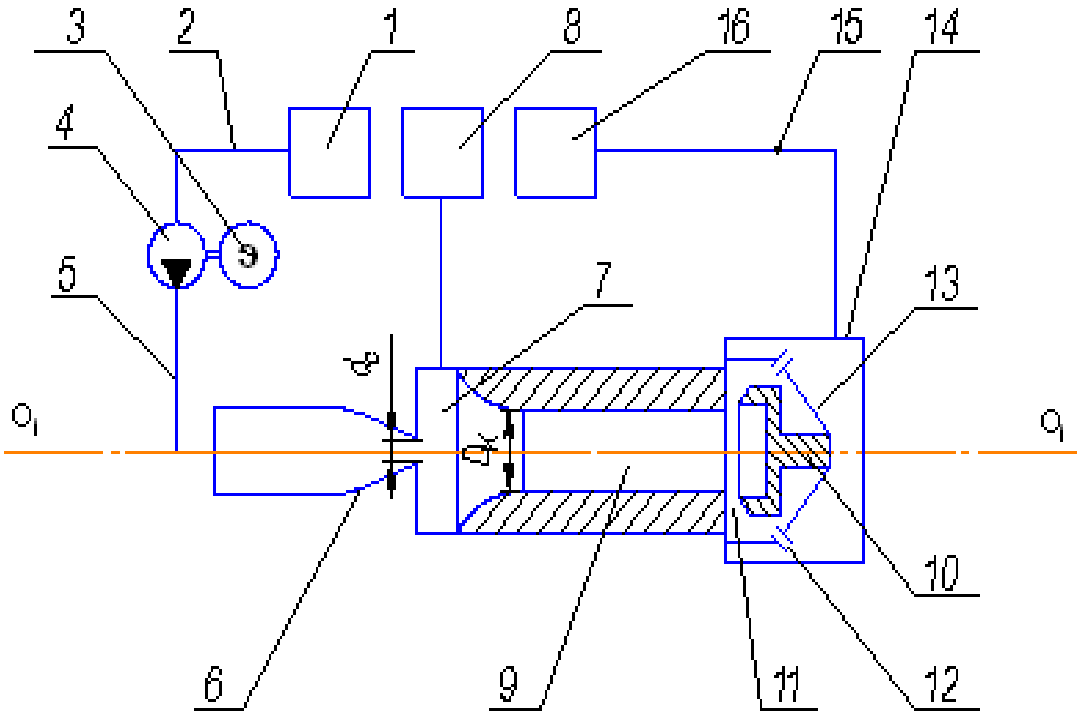


Рис.1. Технологічна схема гідродинамічного змішувача:
1 – ємність з ДП; 2 – усмоктувальна гідролінія; 3 – електродвигун; 4 – насос; 5 – напірна гідролінія; 6 – сопло; 7 – приймальна камера; 8 – ємність з РМЕ; 9 – камера змішування; 10 – відбивач; 11 – щілинне сопло; 12 – отвір; 13 – конус; 14 – корпус; 15 – зливна гідролінія; 16 – ємність з біопаливом

Недоліками даної технологічної лінії є те, що після сепаратора незначна частина сирого гліцерину залишається в РМЕ, малий термін зберігання приготовленого біопалива, розшарування палива.

Для ефективної роботи автотракторних дизелів розроблені механічні пристрої для отримання біопалива, які забезпечують підтримку необхідного складу суміші при заправці трактора. Прикладом таких апаратів є роторно-пульсаційні апарати, в яких реалізується комплекс факторів впливу на оброблюване середовище (рис. 2).

Модифікований роторний апарат складається з вхідного патрубка 1, порожнини ротора 2, робочої камери 3, вихідного патрубка 4, каналів зовнішнього ротора 5, каналів внутрішнього ротора 6 і каналів статора 7.

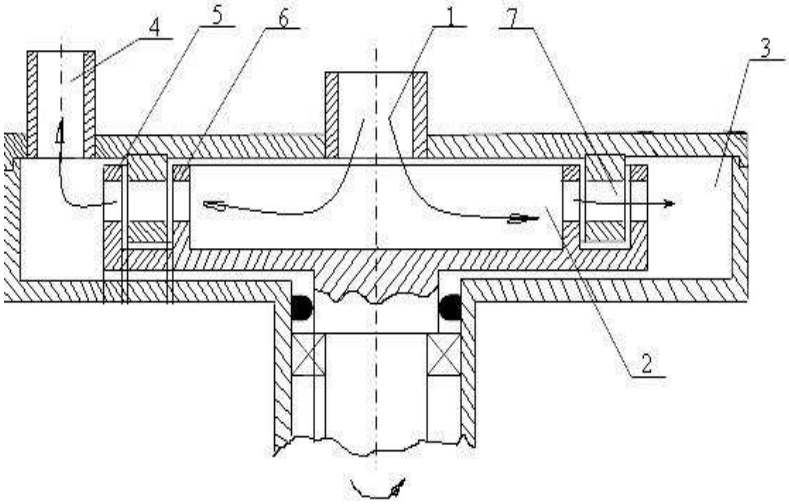


Рис. 2. Схема модифікованого роторного апарату

В роторних апаратах відбувається багатофакторний енергетичний вплив на оброблювані рідкі різнорідні середовища в імпульсній формі, яка обумовлює інтенсифікацію кінетики метаноліза рослинних олій, процесу змішування нафтового дизельного палива та біопалива, а також зниження енерговитрат (до 35%) при проведенні технологічних процесів отримання біопалива в порівнянні з традиційними апаратами з механічним перемішуванням і електронагрівачами. В робочому об’ємі роторного апарату оброблювана рідина при русі через апарат піддається багатофакторному впливу, що полягає в пульсаціях тиску і швидкості її потоку, розвиненій турбулентності, кавітації, пульсаціях тиску в локальних її обсягах при захлопуванні кавітаційних бульбашок, жорсткому кумулятивному впливі, високих зсувних зусиллях, активації рідини. Все це призводить до різкої інтенсифікації процесу метаноліза і поліпшенні якості палива за рахунок деструкції його молекул [4].

Одним із шляхів підвищення ефективності використання біопалива є обробка його ультразвуком безпосередньо в системі живлення двигуна. Це дозволяє поліпшити фізико-хімічні властивості сумішевого біопалива (рис. 3).

У ємність вмонтовані вхідний і вихідний патрубки. Біопаливо В20, надходячи з паливного бака, потрапляє в ємність, де обробляється ультразвуком. Ультразвуковий генератор встановлений безпосередньо на ємності з випромінювачами ультразвуку. Прилад підключається до електричної системи трактора [5].

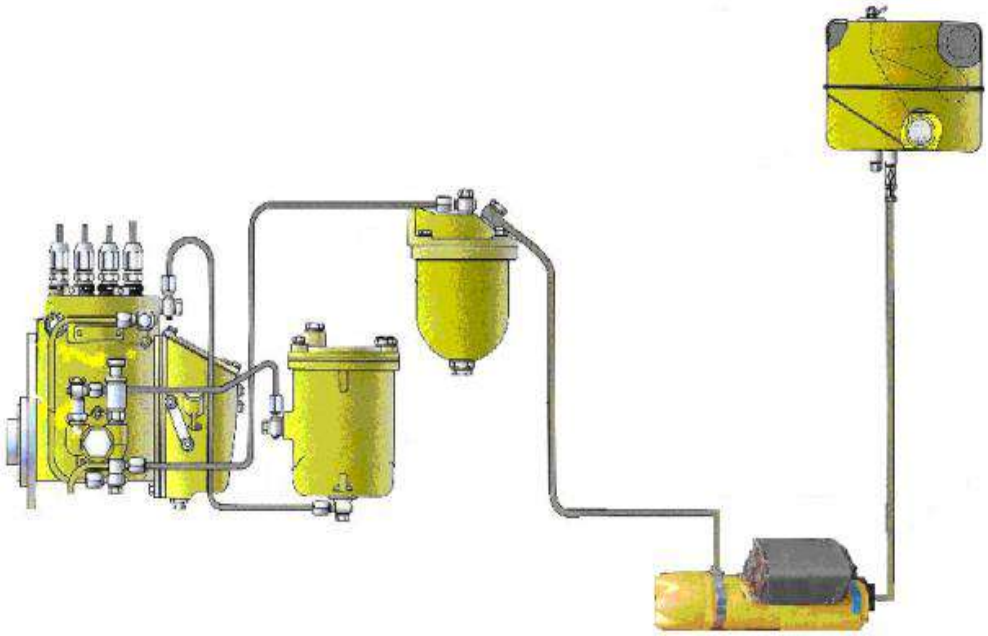


Рис. 3. Схема установки ультразвукового приладу в системі живлення паливом трактора

Недоліками даного пристрою для ультразвукової обробки біопалива є незначне зниження в'язкості палива, у зв'язку з малою пропускною здатністю ультразвукового випромінювача, та можливість роботи пристрою тільки при позитивних температурах повітря, так як в пристрої не передбачено підігріву біопалива.

Змішувачі-фільтри мінерального палива і рослинної олії знайшли застосування в системі живлення автотракторних дизелів (рис. 4).

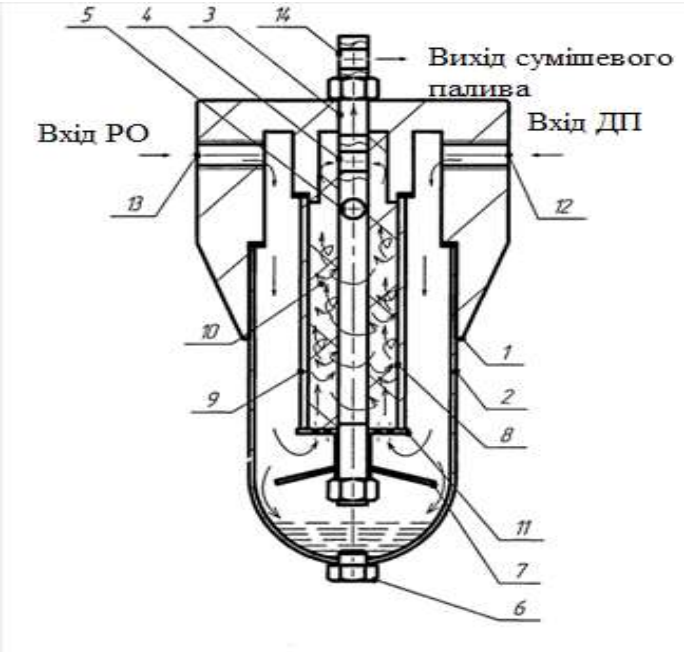


Рис. 4. Змішувач-фільтр мінерального палива і рослинної олії

Змішувач-фільтр мінерального палива і рослинної олії включає корпус 1 з вхідними 12, 13 каналами, розташованими діаметрально. У нижній частині корпусу 1 закріплений стакан 2, що має зливну пробку 6. Всередині склянки 2 розташована пустотіла вісь 3 з двома радіальними отворами 4, 5 і вихідним каналом 14, розміщена співвісно склянці 2 і корпусу 1. На осі 3 закріплений фільтруючий елемент 8, а в нижній частині осі встановлений заспокоювач 7. Фільтруючий елемент 8 являє собою втулку 9 з сітчастою набивкою 10 і багатодирчату шайбу 11. Технічний результат полягає в додатковому очищенні та підвищенні інтенсивності перемішування мінерального палива і рослинної олії [6].

Недоліком змішувача-фільтра є недостатньо якісне перемішування мінерального палива і рослинної олії, а також неможливість додаткового очищення в процесі змішування.

Для змішування компонентів сумішевого біопалива безпосередньо в потоці доцільно використовувати апарат струмінного типу, в якому здійснюється процес інжекції [7]. Принципова схема струмінного змішувача наведена на рис. 5.

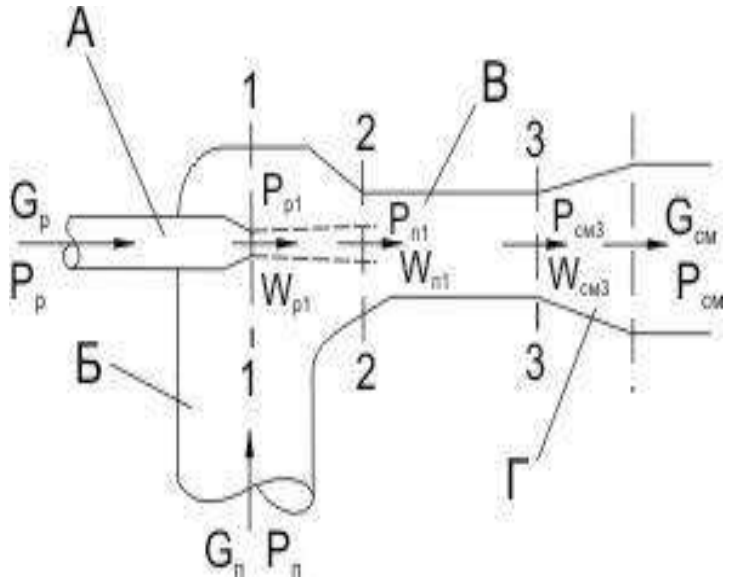


Рис. 5. Принципова схема струминного змішувача:
А – робоче сопло; Б – приймальна камера; В – змішувальна камера; Р – дифузор; G - масова витрата, кг/с; Р – тиск, Па; W – швидкість потоку рідини, м/с

Висновки. Недоліком практично всіх існуючих технологій виробництва біопалива є використання ємнісних апаратів з перемішуючими пристроями, у яких неможлива суттєва інтенсифікація тепломасообмінних процесів, а також його розшарування з часом на вихідні

складові – дизельне паливо і рослинну олію (або РМЕ), що ускладнює експлуатацію дизельного двигуна.

Експериментально встановлено, що для інтенсифікації процесу отримання біодизельного палива тільки кавітаціоного і термічного впливу на рослинні олії і метанол недостатньо. Необхідний подальший пошук ресурсозберігаючих технологій отримання якісного біодизельного палива, подальший розвиток нових конструкцій біореакторів, в яких інтенсифікація процесу досягається за рахунок багатофакторного впливу на реагенти зовнішніх силових полів різної фізичної природи. Безсумнівний інтерес у цьому плані представляють технічні рішення, спрямовані на створення змішувачів з механічним, кавітаційним, електричним та електромагнітним впливом.

Література:

1. *Малахов К. С.* Технология непрерывного получения дизельного смесевого топлива с улучшенными свойствами : Дис… канд. тех. наук: 05.20.03 / *К.С.Малахов*. - Мичуринск, 2010. – 163 с.

2. *Коротич П.* «Самогон» для залізних коней / *П. Коротич* // Пропозиція. - 2006.- №6. – С.17-19.

3. *Громаков А. В.* Повышение эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов за сет применения биотоплива: Автореферат дис... канд. тех. наук: 05.20.01 / *А. В. Громаков*. - Ростов-на-Дону, 2012. – 21 с.

4. *Фокин Р.В.* Разработка комплексной технологии получения смесевого топлива с улучшенными свойствами для дизельных двигателей: Автореферат дис... канд. тех. наук: 05.20.03 / *Р. В. Фокин*.- Мичуринск, 2008. – 24 с.

5. *Загородских Б. П.* Пат. 88396 РФ, МПК F02M 27/08. Устройство для ультразвуковой обработки биотоплива / *Б. П. Загородских, С. А. Фадеев*: заяв. и патентообладатель СГАУ им. Н.И. Вавилова. - № 2009127033/22; 14.07.2009; опубл. 10.11.2009, Бюл. №31.

6. *Уханов А. П.* Пат. 2486949 РФ, МПК B01F5/06. Смеситель фільтр мінерального топлива и растительного масла / *Уханов А. П.* [и др.]; заявитель и патентообладатель Федеральное гос. бюджетное образовательное учрежд. высш. професс. образования «Пензенская гос. сельскохоз. академия». - Заявл. 06.04.2012; опубл. 2013, Бюл. №11.

7. *Островский Е.А.* Комплекс транспортно-складского и заправочного оборудования для обеспечения сельскохозяйственной техники смесевым биотопливом на основе рапсового масла: Автореферат дис... канд. тех. наук: 05.20.03 / *Е.А.Островский*.- М., 2009. – 16 с.

УСТАНОВКИ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА РАПСО-МЕТИЛОВЫХ ЭФИРОВ И СМЕСЕВОГО БИОТОПЛИВА

Кушлик Р.Р., Назаренко И.П.

***Аннотация* – в работе проведен анализ современных установок и устройств для производства рапс-метилового эфира и смесевого биотоплива.**

INSTALLATIONS AND DEVICES FOR RAPE-METHYL ESTER AND MIXED BIOFUEL PRODUCTION

R. Kushlyk, I. Nazarenko

Summary

Modern facilities and equipment for the production of rapeseed methyl ester and mixed biofuels are analyzed in a paper.

УДК 66.086.2

ОЧИЩЕННЯ ТРАНСФОРМАТОРНОЇ ОЛИВИ В ЕЛЕКТРИЧНОМУ ПОЛІ

Назаренко І.П., д.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-11-52

***Анотація* – в роботі розглянуто особливості очищення трансформаторної оливи в електричному полі, що біжить**.

***Ключові слова* – трансформаторна олива, очищення, електрод, електричне поле.**

*Постановка проблеми.*Трансформаторна олива є рідким діелектриком, що отримується шляхом перегонки нафти. Діелектричні властивості трансформаторної оливи знаходяться в прямій залежності від ступеня його зволоження і забруднення різними домішками: чим більше в маслі вологи і механічних домішок, тим нижче його електрична міцність. У ремонт поступають пошкоджені трансформатори, що знаходилися в роботі тривалий час, тому олива в них буває настільки сильно зволоженою і забрудненою, що повторно використовувати її можна тільки після очищення і сушки. Очищення трансформаторної оливи від механічних домішок, що містяться в ній, і вологи зазвичай проводять за допомогою спеціальних апаратів - центрифуги і фільтр-преса. Процес очищення в таких апаратах є дуже енерговитратним. Тому застосування менш енерговитрат них технологій є актуальним завданням. До таких технологій відноситься очищення діелектричних рідин в електричному полі, зокрема в такому, що біжить [1,2,3].

*Аналіз останніх досліджень***.** Використання електричного поля, що біжить, в пристроях очищення діелектричних рідин має суттєві переваги: достатньо високий ступінь очищення; відсутність накопичення частинок домішок на електродах; відсутність потреби зупинки процесу для розвантаження вловлених частинок домішок.

Для підвищення ефективності роботи таких пристроїв потрібно зменшувати відстань між електродами та діаметр циліндричних електродів. Як показано в роботі [4], при цьому збільшується сила, що діє на поляризовану в електричному полі частинку. В міжелектродному просторі системи циліндричних електродів поле сили, що діє на час-

© Назаренко І.П.

тинку в електричному полі, неоднорідне. Особливо ця неоднорідність має місце поблизу електродів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). В статті поставлена задача провести аналіз поля сил поблизу поверхні електродів, що створюють біжуче електричне поле, і визначити можливість затримки частинок домішок на електродах.

Основні матеріали дослідження. Електричне поле, що біжить, створюється за допомогою рядів циліндричних електродів, на які подають багатофазну (зокрема, трифазну) напругу.

Для опису електричного поля таких систем електродів був застосований метод комплексного потенціалу з конформним перетворенням областей [4]. Були отримані рівняння, що описують поле сили [5]:

$$\left.\begin{aligned} \vec{F} &= A\cdot\frac{B}{D}\cdot\frac{\bar{D}\cdot\bar{C}-\bar{H}\cdot\bar{B}}{\left(\bar{D}\right)^3} \\ z &= \frac{h}{\pi}\sum_{k=1}^{n}\ln\left(\varpi-a_k\right)+\frac{h}{\pi}\sum_{i=1}^{m}\ln\left(\varpi-c_i\right) \end{aligned}\right\}; \tag{1}$$

$$B=\frac{dW_{\varpi}}{d\varpi}=\frac{1}{\pi}\left(\sum_{k=1}^{n}\frac{U_{1(k-1)}-U_{1k}}{\varpi-a_k}+\sum_{i=1}^{m-1}\frac{U_{2i}-U_{2(i+1)}}{\varpi-c_{i+1}}+\frac{U_{1n}-U_{21}}{\varpi-c_1}\right); \tag{2}$$

$$C=\frac{d^2W_{\varpi}}{d\varpi^2}=-\frac{1}{\pi}\left(\sum_{k=1}^{n}\frac{U_{1(k-1)}-U_{1k}}{\left(\varpi-a_k\right)^2}+\sum_{i=1}^{m-1}\frac{U_{2i}-U_{2(i+1)}}{\left(\varpi-c_{i+1}\right)^2}+\frac{U_{1n}-U_{21}}{\left(\varpi-c_1\right)^2}\right); \tag{3}$$

$$D=\frac{dz}{d\varpi}=\frac{h}{\pi}\left(\sum_{k=1}^{n}\frac{1}{\varpi-a_k}+\sum_{i=1}^{m}\frac{1}{\varpi-c_i}\right); \tag{4}$$

$$H=\frac{d^2z}{d\varpi^2}=-\frac{h}{\pi}\left(\sum_{k=1}^{n}\frac{1}{\left(\varpi-a_k\right)^2}+\sum_{i=1}^{m}\frac{1}{\left(\varpi-c_i\right)^2}\right), \tag{5}$$

де F - сила, що діє на поляризовану частинку в електричному полі, Н;

A - параметр, що характеризує поляризацію частинки, Н·м/В^2;

W - комплексний потенціал, В;

z - функція, що конформно відображає верхню півплощину комплексної площини ϖ на багатокутник;

h - розмір міжелектродної області (відстань між рядами електродів), м;

a_k, c_i - параметри функції, що відображає;

U - потенціал електродів, В.

Топологія поля сил відповідно рівнянням (1) - (5) будувалась за допомогою програмних засобів MATLAB. Діюче значення потенціалів на електродах приймалось рівним 1 В. Співвідношення розмірів міжелектродної області - 1.

Побудовані на рис.1 і 2 складові поля сил показують, що Y-складова сили в міжелектродній області має однаковий знак, і тому завдяки цій складовій частинки домішок будуть рухатись вздовж рядів електродів в зону вивантаження з технологічного блоку.

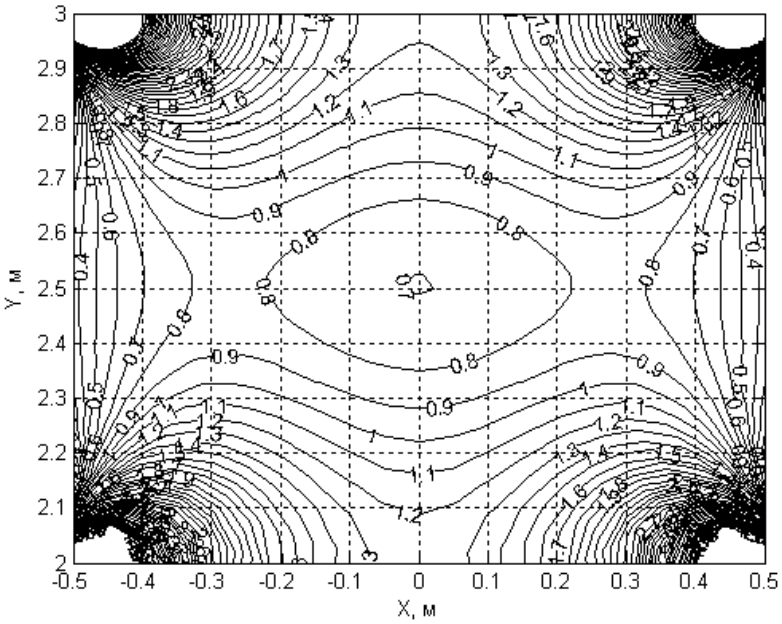


Рис. 1. Поле Y-складової сили, що спрямована вздовж рядів трифазних електродів

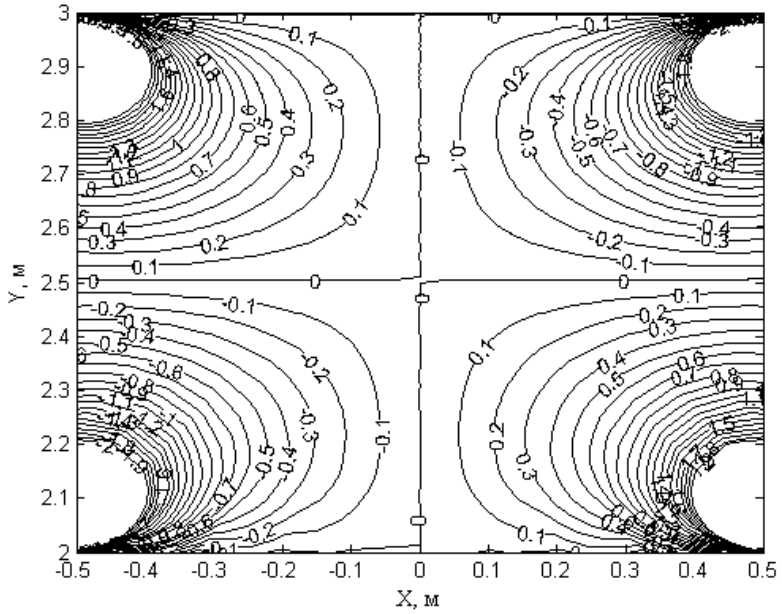


Рис. 2. Поле X-складової сили, що спрямована перпендикулярно рядам трифазних електродів

X-складова сили при русі частинки вздовж рядів електродів (вздовж координати Y) змінює знак, і тому при певних значеннях сили вона може бути осадженою на електрод (рис. 3).

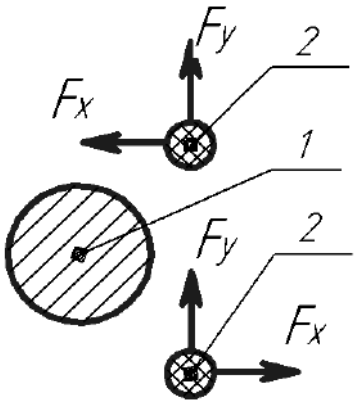


Рис. 3. Сили, що діють на частинку поблизу електроду:
1 – електрод; 2 – частинка

Для оцінки можливості осадження частинки на електрод потрібно розглянути поле сили поблизу електроду (рис. 4, рис. 5).

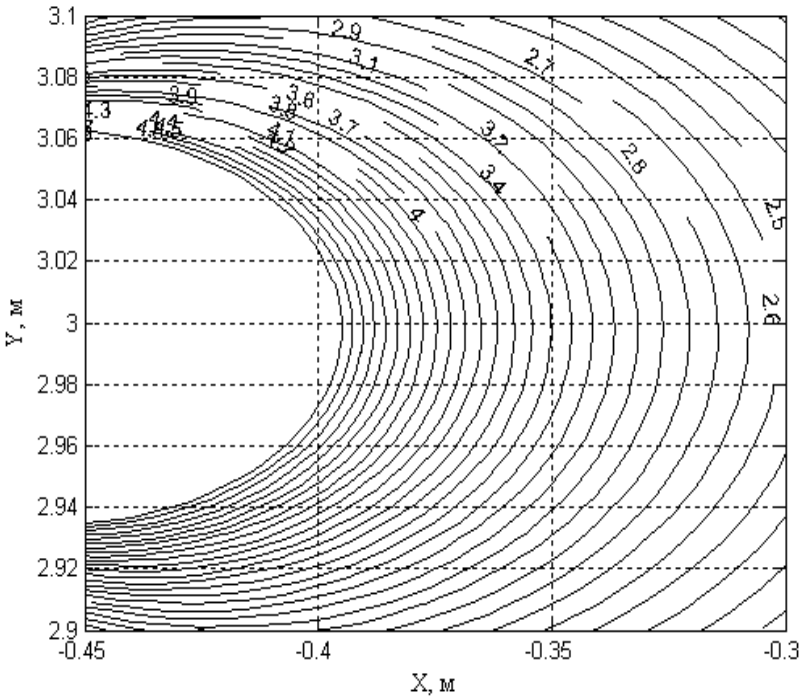


Рис. 4. Поле Y-складової сили поблизу електрода

Середнє значення Y-складової сили поблизу електрода складає 3,8 Н.

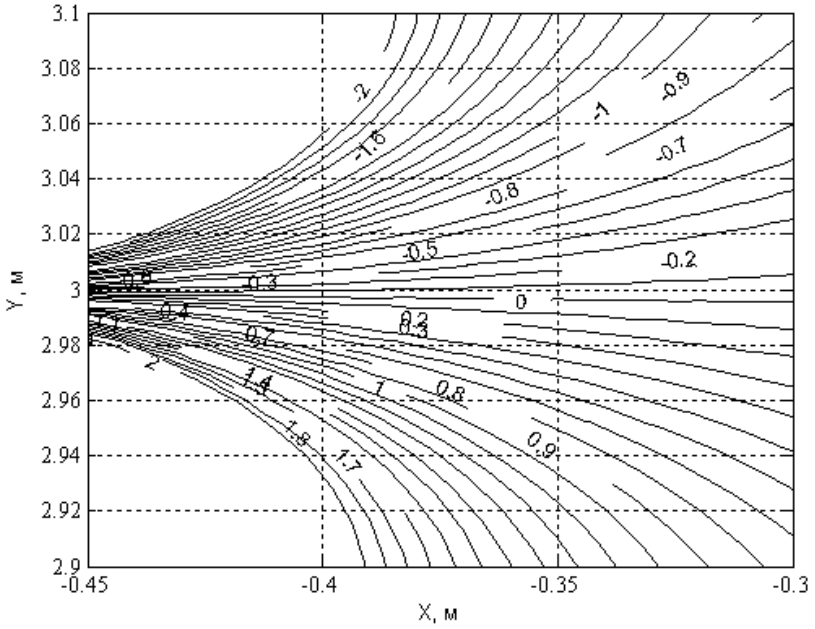


Рис. 5. Поле X-складової сили, поблизу електрода

Середнє значення X-складової сили поблизу електрода складає 0,8 Н.

Висновки. Аналіз величини та напряму X- та Y-складових сили показує, що умови, при яких частинка може затриматись на поверхні електрода, відсутні. Тобто при русі частинки під дією Y-складової сили біжучого поля вздовж електродів X-складова сили відхиляє частинку, що набігає від електроду, а потім повертає її до початкового напряму руху.

Література:

1. *Эфендиев О.Ф.* Электроочистка жидкости в пищевой промышленности / *О.Ф. Эфендиев*. – М.: Пищевая промышленность, 1977. –149 с.

2. Пат. 94810 Україна, МПК B 01D35/6. Спосіб електричної очистки діелектричних рідин / *І. П. Назаренко, В. А. Дідур*. - № а200911592; заявл. 13.11.2009 ; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.

3. *Назаренко І.П.* Сепарація діелектричних суспензій в біжучому електричному полі / *І.П. Назаренко* // Науковий вісник Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України / Редкол.: *Д.О. Мельничук* (відп. ред.) [та ін.] – К., 2010. - Вип.148. - С. 117-122.

4. *Назаренко І.П.* Теоретичні дослідження взаємодії електричного поля з діелектричними суспензіями в багатоелектродних системах / *І.П. Назаренко* // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2012. - Вип. 12, т. 1. - С. 35-45.

5. *Лаврентьев М.А.* Методы теории функции комплексного переменного/ *М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат*. – М.: Наука, 1987. – 740 с.

ОЧИСТКА ТРАНСФОРМАТОРНОГО МАСЛА В ЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ПОЛЕ

Назаренко И.П.

***Аннотация* – в работе рассмотрены особенности очистки трансформаторного масла в бегущем электрическом поле.**

THE PURIFICATION OF TRANSFORMER OIL IN THE ELECTRIC FIELD

I. Narzarenko

Summary

Features of the purification of transformer oil in the running electric field are considered in a paper.

УДК 621.436.004.67

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИЙ СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ БЛОК-КАРТЕРА

Паніна В.В., к.т.н.,
Полудненко О.В., інж.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (619) 42-20-74

***Анотація* – у статті розглядається ресурсозберігаючий спосіб відновлення блок-картера в умовах господарства.**

***Ключові слова* – базисна деталь, епоксидні смоли, блок-картер.**

Постановка проблеми. Сьогодні велику увагу приділяють використанню у народному господарстві вторинних матеріальних ресурсів, також спостерігається тенденція впровадження новітніх технологій з ремонту сільськогосподарської техніки, які дозволяють більш раціонально використовувати засоби виробництва та економити кошти господарства, тому створення ресурсозберігаючого способу відновлення блок-картеру є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Для базисних деталей характерна наявність систем точно оброблених основних отворів, координованих між собою та відносно площин, кріпильних систем і інших дрібних отворів. Для деталей коробчастого типу характерним є наявність множини плоских поверхонь і основних отворів на декількох осях. Ці деталі часто виконують роз'ємними в діаметральній площині основних отворів (наприклад, корпус коробок передач гусеничних машин) або з роз'ємною кришкою, на якій монтують другу опору валу. У деталей фланцевого типу плоскі поверхні зазвичай є торцевими поверхнями основних отворів і мають виточки або виступи, що визначає їх обробку точінням [1].

Найпоширеніші дефекти блок-картеру такі (табл. 1): тріщини перемичок між циліндрами; тріщини в стінках водяної сорочки; знос, відхилення від співвісності гнізд вкладишів корінних підшипників; знос торцевих поверхонь корінних опор під упорні півкільця; жолоблення привалочної площині, сполученої з головкою циліндрів; знос гнізд під втулки розподільного валу; знос різьби (зрив, злам шпильок) в тілі блоку; знос отвору під штовхач.

© Паніна В.В., Полудненко О.В.

Таблиця 1 – Дефекти блок-картеру,частота їх виникнення

Найменування дефектів	Частість, %
Тріщини перемичок між циліндрами	60
Тріщини в стінках водяної сорочки	75
Зношення гнізд вкладишів підшипників	100
Знос або порожнини гнізд вкладишів корінних підшипників	77
Жолоблення привалочної площини, сполученої з головкою циліндрів	41
Знос гнізд під втулки розподільного валу	88
Знос різьб в тілі блоку	25
Знос отвору під штовхач	71
Знос торцевих поверхонь корінних опор під упірні кільця	34

Частини корінних опор блоку піддаються зношуванню, вони працюють в умовах динамічних навантажень. Тому виникає необхідність поліпшення умов роботи та факторів, що впливають на якість ремонту при відновленні блоку циліндрів картера.

Проведення робіт по уніфікації та стандартизації конструкцій, а також типізації технологічних процесів обмежує число типових схем процесів обробки базисних деталей.

Зношені отвори під установочні штифти кожухів, розподільних шестірень, зчеплення, задніх балок і інших деталей розгортають у складеному вигляді. При незначному зносі отвори під штовхачі в блок-картері розгортають до ремонтного розміру [1].

При значному (більш 0,7 мм) зносі отвір розсвердлюють, запресовують втулку з натягом 0,02...0,05 мм або встановлюють її на епоксидному клеї, а потім розгортають до нормального розміру.

Пошкоджені різьбові отвори відновлюють до нормальних розмірів постановкою різьбових перехідних втулок або розсвердлюють і нарізають різьбу збільшеного розміру. Можна відновити різьбовий отвір постановкою різьбових спіральних вставок. Для цього різьбові отвори розсвердлюють, нарізають наступний стандартний розмір різьблення, в який вкручують спіральну вставку, використовуючи комплект пристосувань ПІМ-5331.

Постіль під вкладиші корінних підшипників, що вийшли з допустимих розмірів або з порушеною співвісністю, відновлюють до нормальних розмірів. Для цього знімають шар металу 0,3...0,5 мм з торців кришок корінних підшипників шліфуванням (фрезеруванням, обпилюванням); розточують, а потім приварюють до них сталеву стрічку (півкільця); наплавляють шар металу або наносять шар клею на основі

епоксидної смоли (при незначному зносі) на поверхні гнізд. Наплавлення постелі проводять маловуглецевими електродами або електродами на нікелевій основі [2].

Кавітаційний знос на стінках блоку близько ущільнювальних кілець гільз відновлюють розточенням на алмазно-розточувальному верстаті моделі 278Н з подальшою постановкою на эпоксидному клеї чавунного кільця з виточкою під гумове кільце.

Жолоблення привалочної поверхні блок-картеру до головки блоку усувають фрезеруванням або шліфуванням відповідно на фрезерному або плоско-шліфувальному верстатах. Шорсткість обробленої поверхні повинна бути не більше 1,25 мкм, допускається жолоблення 0,05...0,08 мм. Жолоблення нижньої привалочної поверхні блок-картеру усувають аналогічно. Неперпендикулярність передньої і задньої стінок до загальної осі опор корінних підшипників не повинна перевищувати 0,2 мм.

Торцеву поверхню виточок блоку під верхні посадочні бурти гільз циліндрів відновлюють торцевими фрезами відповідного діаметру на фрезерному верстаті або різцем на алмазно-розточувальному верстаті 278Н до виведення слідів зносу на одну й ту саму глибину. Знятий шар металу при установці гільз компенсують постановкою мідних або латунних кілець.

Пробоїни на бічних стінках блок-картеру і на стінках водяної сорочки, які не проходять через площини роз'єму, усувають постановкою латок на болтах з картонною прокладкою, змащеною суриком, зашпаровують композицією епоксидних смол або приварюють латки з листової сталі товщиною 3 мм з відбортовкою її по краях на 4...5 мм. У чавунних блок-картерах тріщини в перемичках між отворами під гільзи усувають приваренням електродами МНЧ-1 сталевої накладки. Перед зварюванням перемичку оброблюють фрезеруванням або шліфуванням) свердлять отвір, нарізають різьбу і закріплюють накладку. Тріщини на ребрах жорсткості заварюють з установкою зміцнювальних скоб, потім приварюють накладку і зачищають напливи обертовим шліфувальним колом. При зламі фланців на краю зламу знімають фаски під кутом 40...45 °С з однієї або двох сторін (в залежності від товщини), після, до блок-картеру болтами або струбциною прикріплюють фланець і приварюють його за місцем електродами ОЗЧ-1 дугового зварювання постійним струмом зворотної полярності. Після заварки тріщини блок-картер випробовують на герметичність під тиском 0,4...0,5 МПа протягом 3 хв на стендах. Підтікання води і потіння швів не допускається.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Постілі корінних підшипників зношуються через прокручування вкладишів, що зазвичай відбувається внаслідок зношування підшипників. Іноді

для компенсації зносу під вкладиші підкладають щільний папір або фольгу. Але цей прийом не дуже надійний, тому що точно компенсувати знос важко. Тому метою роботи є обґрунтування використання полімерних матеріалів для відновлення постілі корінного підшипника.

Основна частина. Ремонт таких отворів тільки розточенням не дозволяє забезпечити високі експлуатаційні характеристики, тому що досить складно забезпечити стабільний розмір і необхідні геометричні параметри отворів по всім шийкам. Велика небезпека прослабити отвір виникає через труднощі обробки навареного шару або через наявність наклепу після провороту вкладишів. Висока шорсткість обробленої поверхні погіршує тепловідвід. Тому при ремонті отворів опор колінвала з метою забезпечення мінімальних геометричних похибок, жорсткого допуску і необхідної шорсткості слід застосовувати хонінгування в якості фінішної операції.

Верстати для розточування корінних опор колінчастого валу випускаються за кордоном, а якщо сюди додати інструмент і устаткування для хонінгування, то вартість ремонту значно зростає. Крім того, імпортні хонінгувальні головки для відновлення постелей колінвала мають малий діапазон обробки, знижену радіальну і осьову жорсткість, в них застосовуються тільки дорогі абразивні бруски імпортного виробництва.

Треба виготовити круглу оправку завдовжки трохи більшу за довжину блоку і з діаметром, що відповідає номінальному діаметру постілі вкладишів. Поверхня оправки повинна бути оброблена до шорсткості не грубіше 8-го класу. Зношену постіль і її кришку очищають до металевого блиску, отвір масляної магістралі закривають, поверхню знежирюють і вкривають епоксидним клеєм. Оправку змазують маслом або обертають тонким (копіювальним) папером. Встановивши оправку в постіль, ставлять на місце кришки підшипників і їх болти затягують зівстановленим моментом. Зайвий клей видавлюється з постілі, а довга оправка через весь блок забезпечує співвісність постелей. Затвердіння клею при кімнатній температурі відбувається протягом доби, після чого оправку виймають, края постілі очищують від затверділого клею і отвір масломагистрали раскупорюють.

Технологічний процес відновлення постелей блок-картеру

010 Знежирення внутрішніх поверхонь опор.

-Знежирення.

Вана з лужним розчином. Склад розчину: 50 г на 1 л води.

$T_о$ = 2 хв, $T_б$ = 0,5 хв.

- Промивання.

Вана з водою.

$T_о$ = 1 хв, $T_б$ = 0,5 хв.

- Сушіння.

Пристрій для подачі гарячого повітря (технічний фен).

$T_о$ = 3 хв, $T_б$ = 0,5 хв, t = 40° С.

015 Встановлення блок-картеру на стенд.

$T_о$ = 4 хв, $T_б$ = 1 хв.

020 Нагрів місця відновлення технічним феном.

$T_о$ = 18 хв, $T_б$ = 2 хв, t = 50° С.

025 Приготування полімерної композиції в скляній тарі.

Склад композиції: ЕД-2 0,915 кг, пластифікатор МГФ-9 0,138 кг, графіт (ГОСТ 5279-61) - 0,138 кг, затверджувач - поліетиленполіамин 0,109 кг.

030 Укладання полімерної композиції.

$T_о$ = 9 хв, $T_б$ = 1 хв.

035 Підігрів постелей з використанням фену.

$T_о$ = 18 хв, $T_б$ = 2 хв, t = 80° С.

040 Охолодження на повітрі.

$T_о$ = 40 хв, $T_б$ = 5 хв, t = 10…20° С.

045 Розбирання оснащення.

$T_о$ = 4 хв, $T_б$ = 0,5 хв.

Встановлено, що для кращих адгезійних властивостей композиції на основі акрилових смол оптимальна кількість графіта є 10 масових часток, а для композиції на основі епоксидних смол – 15 масових часток. Такі композиції мають достатньо високий рівень адгезії (прилипання) до поверхні металів, малу усадку, високі характеристики міцності, та високі антифрикційні властивості.

Використання полімерних матеріалів для відновлення постілі значно спрощує технологічний процес, виключає термічний вплив на деталі, зменшує трудомісткість і собівартість ремонту.

Якщо немає можливості виготовити оправку, то у постілі встановлюють вкладиші і колінчастий вал. Вкладиші, які встановлені у відновлювану постіль, змазують з тильної сторони маслом. Перед установкою кришок корінних підшипників на корінні шийки колінчастого валу накладають стільки паперу, щоб при затягуванні болтів був усунений зазор в підшипниках.

Висновки. Удосконалено технологічний процес відновлення постілі за рахунок уникнення механічної обробки після нанесення композиції, заміни хонінгування на поверхнево-пластичну деформацію. Це дозволяє покращити структуру поверхні, придає твердості втулці, знижує спрацювання деталі. Встановлено, що епоксидна композиція має задовільні антифрикційні та адгезійні властивості, витримує знакозмінні навантаження і не змінює фізичних властивостей при зміні температури під час роботи двигуна.

Література:

1. *Батищев А.Н.* Обоснование рационального способа восстановления деталей / *А.Н. Батищев* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1992. – №9. – С.12.

2. *Зорин А.И*. Рекомендации по способам восстановления деталей в мастерских хазяйств / *А.И. Зорин.* - Ижевск: Ижевский сельскохоз. ин-т, 1989. – 97 с.

3. *Чернин И.З.* Эпоксидные полимеры и композиции / *И.З. Чернин* [и др.] – М.: Химия, 1982. – 232 с.

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЙ СПОСОБ ВОССТАНОВЛЕНИЯ БЛОК-КАРТЕРА

Панина В.В., Полудненко О.В.

***Аннотация* – в статье рассматривается ресурсосберегающий способ восстановления блок-картера в условиях хозяйства.**

A RESOURCE-SAVING WAY OF THE RESTORATION OF A CRANKCASE

V. Parnina, O. Poludnenko

Summary

A paper considers a resource-saving method of the crankcase restoration in enterprise conditions.

УДК631.3.004.67

МИФЫ О КАПИТАЛЬНОМ РЕМОНТЕ МАШИН

Серый И.С., к.т.н.
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (619) 42-20-74

***Аннотация* – раскрывается объективная необходимость капитального ремонта машин как эффективный путь экономии живого овеществленного труда и ресурсосбережения.**

***Ключевые слова* – капитальный ремонт машин, трудоемкость изготовления и ремонта машин, ресурсосбережение.**

Постановка проблемы. Необходимость капитального ремонта машин как эффективный путь экономии живого овеществленного труда и ресурсосбережения.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Миф – это неправда, которую принято считать правдой. В нашем случае важно мнение производителей машин, потребителей, эксплуатирующих машины, ученых, работающих в области эксплуатации и ремонта машин. Цель работы – обосновать объективную необходимость капитального ремонта машин.

Основная часть. Миф 1: капитальный ремонт необходим, так как производители машин не в состоянии произвести необходимое их количество.

Апологет автостроения к. т. н. Кугель Р.В., выступая на симпозиуме ученых ремонтников стран Совета Экономической Взаимопомощи, так обосновал это мнение: «Капитальный ремонт машин – это производство второсортной продукции, которой в СССР занимается 2 млн. человек. Дайте нам, автомобилестроителям, эти 2 млн., и мы завалим страну новыми первоклассными машинами». При этом ни слова не было сказано о том, что для этих 2 млн. человек надо построить автозаводы, по крайней мере два города-миллионика с жильем и всей необходимой инфраструктурой (транспорт, магазины, рынки, предприятия общественного питания, поликлиники, больницы, родильные дома, ясли, детсады, школы, вузы, дома культуры и прочее).

Всё это со временем было сделано, но капитальный ремонт машин остаётся.

© Серый И.С.

В США, самой автомобилизованной стране мира, которая борется за рынки сбыта своих автомобилей, еще в 80-е годы прошлого века работало 115 тысяч мастерских по обслуживанию и ремонту машин и 105 тысяч мастерских по капитальному ремонту агрегатов и автомашин в целом. «Мастерскими» в США считаются предприятия с числом работающих менее 300 человек [1].

Значит, первый миф остается мифом, а капитальный ремонт существует.

Миф 2: «Трудоемкость изготовления машин всегда будет меньше трудоемкости капитального ремонта тех же объектов» - это цитата из учебного пособия для вузов по механизации сельського хозяйства [2].

Это укоренившееся мнение большинства производителей и потребителей, занимающихся эксплуатацией и ремонтом машин, как видим, проникло и в умы ученых и преподавателей, готовящих кадры. Мотивируется это тем, что капитальный ремонт включает все элементы машиностроительного производства, а также специфические технологические операции такие, как разборка с очисткой, дефектация и т.д. При этом не учитывается, что по данным ЗИЛ и ГАЗ стоимость материалов и заготовительных работ при производстве автомобилей составляет 75% всех затрат на их изготовление. Примерно такое же их соотношение в тракторной промышленности [3].

Действительно, изготовление генератора, стартера или гидрораспределителя требует затрат труда во много раз больше, чем трудоемкость их установки на трактор или автомобиль, которую только и включают при изготовлении машины, а в трудоемкость капитального ремонта входит и ремонт электрооборудования, агрегатов гидросистем. Поэтому неосновательны сопоставления несравнимых величин. Тем более нельзя эти мифы преподносить как истину при подготовке будущих инженеров-механиков сельского хозяйства.

Миф 3: качество капитально отремонтированной машины всегда намного ниже, чем новой.

В нормативных документах советского периода даже определялось, что межремонтный срок машини после капитального ремонта должен составлять 80% от новой. В условиях плановой экономики такое количественное определение качества ремонта было необходимо для определения потребности в ремонтно-обслуживающих воздействиях и составления финансового плана.

В условиях рыночной экономики требуемое качество ремонта машины определяет потребитель и от этого зависит конкурентноспособность отремонтированной машины. Но это не значит, что более низкое качество отремонтированной машины является объективно обоснованным. Например, известная страховая фирма «Ллойд», име-

ющая заводы по производству судовых двигателей, принимала двигатели своего производства и осуществляла их капитальный ремонт на этих же заводах. Долговечность отремонтированных двигателей составляла 150% от новых. И это не фантазия, а просто объясняемая объективная реальность.

Блоки цилиндров 12-цилиндровых однорядных двигателей после отливки проходят перед механической обработкой старение для снятия внутренних напряжений в температурных условиях, далеких от реальных условий на работающих двигателях. Поэтому процесс старения, следовательно, и перераспределение внутренних напряжений сопровождающееся деформациями и изменением расположения поверхностей и осей, продолжались в процессе работы.

Обязательное при капитальном ремонте восстановление базовых деталей, включая блок цилиндров, создавало стабильные условия для работы кривошипно-шатунного механизма и долговечность двигателя, увеличивалось. В 4-цилиндровых двигателях мобильной техники эти деформации меньше, но и там они присутствуют.

Поэтому снижение долговечности отремонтированной машины не является объективно обоснованным, а вызывается несовершенством технологического процесса ремонта, где полное восстановление размеров базовых деталей при капитальном ремонте машин не всегда производится.

Сразу уточним, что всё вышесказанное относится к машинам производственного назначения, таким как тракторы, комбайны, грузовые автомобили и часть легковых, таких как такси, машины скорой помощи, инкассаторские и т.п.

Легковые машины личного пользования подчиняются совершенно другим законам, в том числе зависят от моды. В США была в ходу поговорка, что «время заключения контракта обратно пропорционально длине автомобиля, на котором приехали заключать контракт», то есть автомобиль играет роль визитной карточки. Поэтому здесь технико-экономические расчеты не работают.

Трудно поверить в то, что одними логическими рассуждениями можно изменить укоренившееся мнение о сомнительной целесообразности капитального ремонта машин и считать его только вынужденной мерой.

Чтобы доказать целесообразность капитального ремонта машин как пути сокращения затрат живого и овеществленного труда, энерго- и ресурсосбережения, необходимо перейти к языку цифр.

Выводы. Капитальный ремонт машин - не вынужденная временная мера, а объективно необходимая часть жизненного цикла продукции, экономящая живой и овеществленный труд и обеспечивающая энерго- и ресурсосбережение.

Литература:

1. *Волчок И.П.* Системы современных технологий / *И.П. Волчок, С.П. Беликов*. – Запоріжжя: Мотор-Січ, 2004. - 332 с.

2. *Сідашенко О.І.* Ремонт машин / *О.І. Сідашенко* [та ін.] – Київ:Урожай, 1994. – 462 с.

3. *Казарцев В.И.* Ремонт машин / *В.И. Казарцев.* – М.: Сельхоз издат, 1964. – 255 с.

4. *Тельнов Н.Ф.* Восстановление изношенных деталей – важный резерв обеспечения материалресурса и повышение надежности машин / *Н.Ф. Тельнов*. – М.: МИИСП, 1970. – 230 с.

5. Конкин М.Ю. Проблемы ресурсосбережения при использовании и утилизации техники / *М.Ю. Конкин*. – М.: ФПУ Росинформагротех, 2004. – 200 с.

МІФИ ПРО КАПІТАЛЬНИЙ РЕМОНТ МАШИН

Сєрий І.С.

***Анотація* – розкривається об'єктивна необхідність капітального ремонту машин як ефективний шлях економії живої і матеріалізованої праці та ресурсозбереження.**

MYTHS ABOUT THE OVERHAUL OF MACHINES

I. Seryy

Summary

Objective need of the overhaul of machinery as an efficient way of saving the live and embodied labour and resources.

УДК 620.178.16.004

ВЛИЯНИЕ АБРАЗИВНОСТИ БИОТОПЛИВА НА ИЗНОС ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВД

Журавель Д.П., к.т.н.,
Юдовинский В.Б., к.т.н.,
Коломоец В.А., к.т.н.
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (619) 42-13-54

***Анотация* – работа посвящена влиянию абразивности топлива на износ плунжерных пар топливного насоса высокого давления (ТНВД).**

***Ключевые слова* – абразивность топлива, абразивное изнашивание, гидравлическая плотность, время простоя.**

Постановка проблемы. Эксплуатационные характеристики дизельных двигателей во многом зависят от надежности топливной аппаратуры, в частности от сопряжения плунжер – гильза. Даже незначительный износ элементов плунжера и гильзы, резко сказывается на давлении впрыска и объеме топлива, подаваемого в цилиндр. Это приводит к снижению мощности двигателя и тяговых характеристик трактора.

Анализ последних исследований. Плунжер изнашивается в определенных местах, от чего эти участки получили название местных износов. В основном это зависит от абразивности топлива [1, 2].

Статистический анализ замера износов деталей плунжерных пар дизельных топливных насосов, выбракованных на ремонтных предприятиях, позволил установить величины местных износов плунжера и гильзы.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Целью статьи является исследования влияния абразивности топлива на износ плунжерных пар ТНВД.

Основная часть. Суммарный износ плунжерных пар ТНВД в процессе эксплуатации зависит от размеров абразивных частиц и концентрации абразива в топливе. Особенно это наблюдается в южных регионах Украины. Эти зависимости представлены на рис. 1 и 2.

В процессе работы происходит изнашивание деталей сопряжения плунжер – втулка за счет трения плунжера по втулке из-за боль-

© Журавель Д.П., Юдовинский В.Б., Коломоец В.А.

ших скоростей движения топлива в период перекрытия плунжером отверстий. Прецизионные детали, вблизи которых топливо движется с большой скоростью, изнашиваются быстрее [2].

Быстрее всего изнашиваются поверхность плунжера вблизи верхней его кромки, обращенная при работе к впускному окну корпуса, и поверхность, прилегающая к отсечной кромке со стороны отсечного окна. Зеркало втулки (корпуса) изнашивается в зонах впускного и отсечного окон, то есть плунжерные пары изнашиваются в определенных местах, отчего эти участки получили название местных износов.

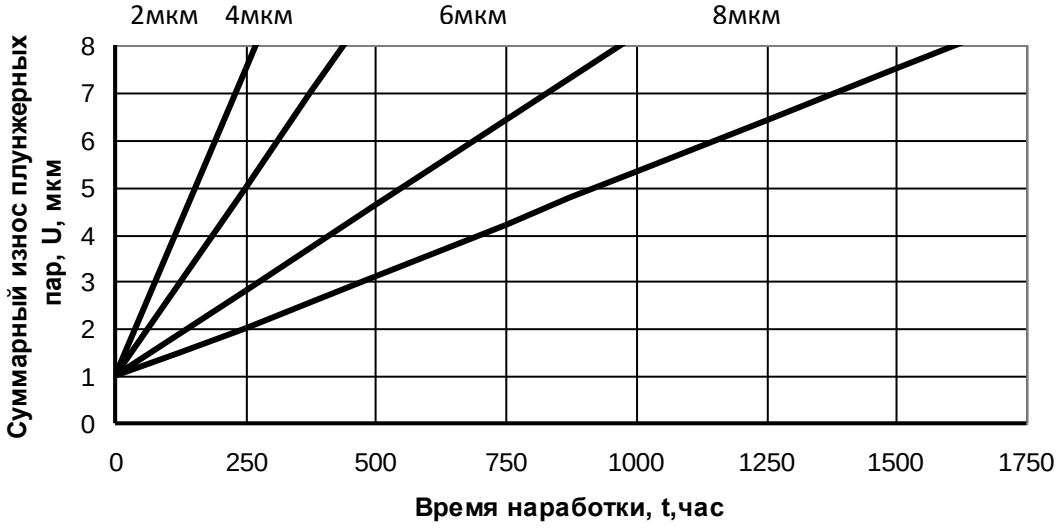


Рис. 1. Зависимость суммарного износа плунжерных пар ТНВД в процессе эксплуатации для разных размеров абразивных частиц при концентрации абразива 100 г/т

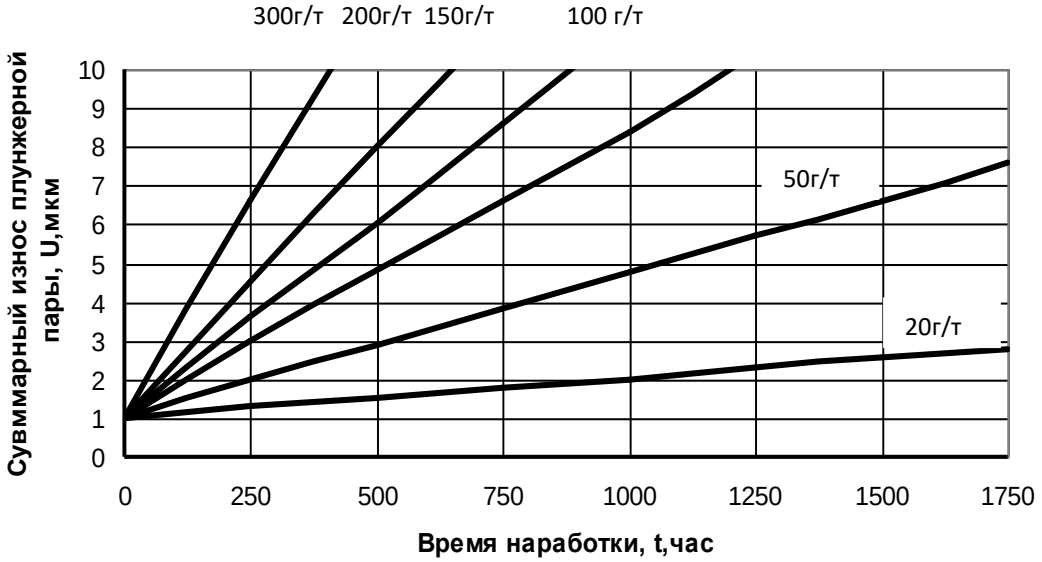


Рис. 2. Зависимость суммарного износа плунжерных пар ТНВД в процессе эксплуатации при разной концентрации абразива в топливе при диаметре частиц абразива 6 мкм

Из этих зависимостей видно, что увеличение степени загрязнения топлива абразивом, сокращает период наработки в 50…100 раз.

Концентрация абразива в топливе влияет на суммарный износ в плунжерной паре топливного насоса, который влияет на гидравлическую плотность плунжерных пар. Эта зависимость представлена на рис. 3.

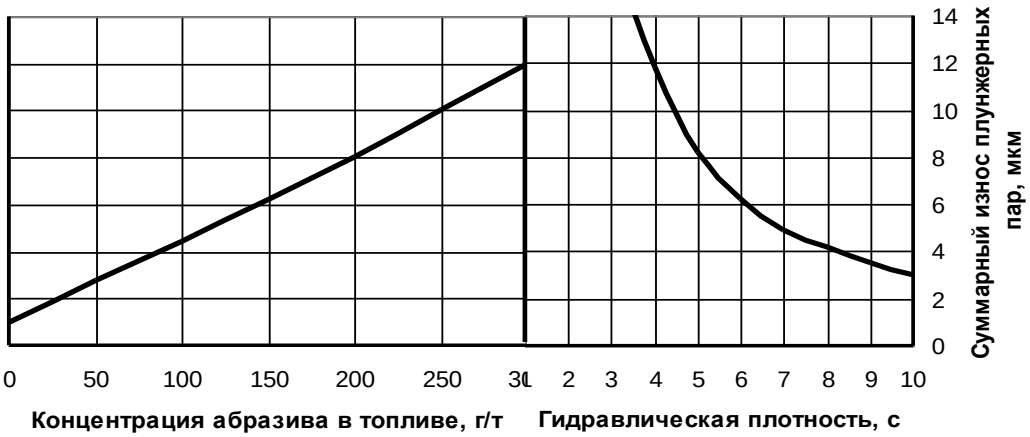


Рис. 3. Влияние концентрации абразива в топливе на гидравлическую плотность плунжерных пар ТНВД

Величина суммарного износа плунжерных пар зависит от частоты вращения приводного вала.

При работе топливных насосов на метиловых биотопливах суммарный износ плунжерных пар ТНВД зависит от времени простоя дизеля. Зависимости изменения суммарного износа плунжерных пар и гидравлической плотности от времени простоя представлены на рис. 4.

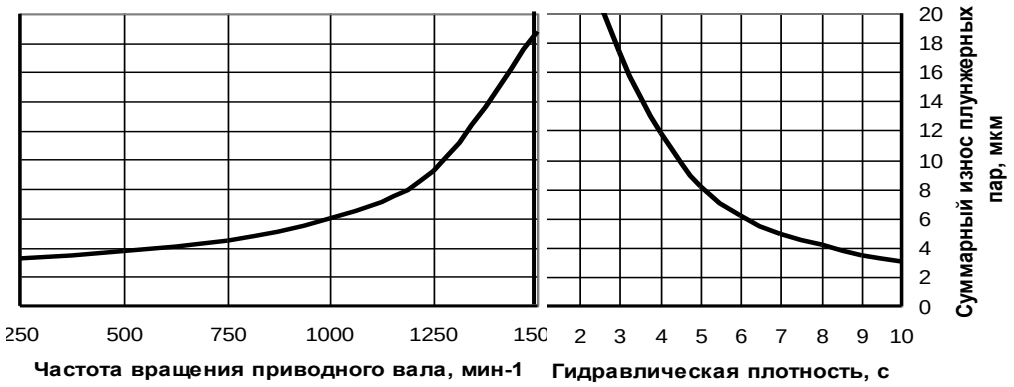


Рис. 4. Зависимость изменения суммарного износа плунжерных пар и гидравлической плотности от времени простоя

Эти зависимости суммарного износа плунжерных пар и их гидравлической плотности от частоты вращения приводного вала, концентрации абразива в топливе и величины простоя позволили провести ускоренные испытания плунжерных пар с определением их ресурса.

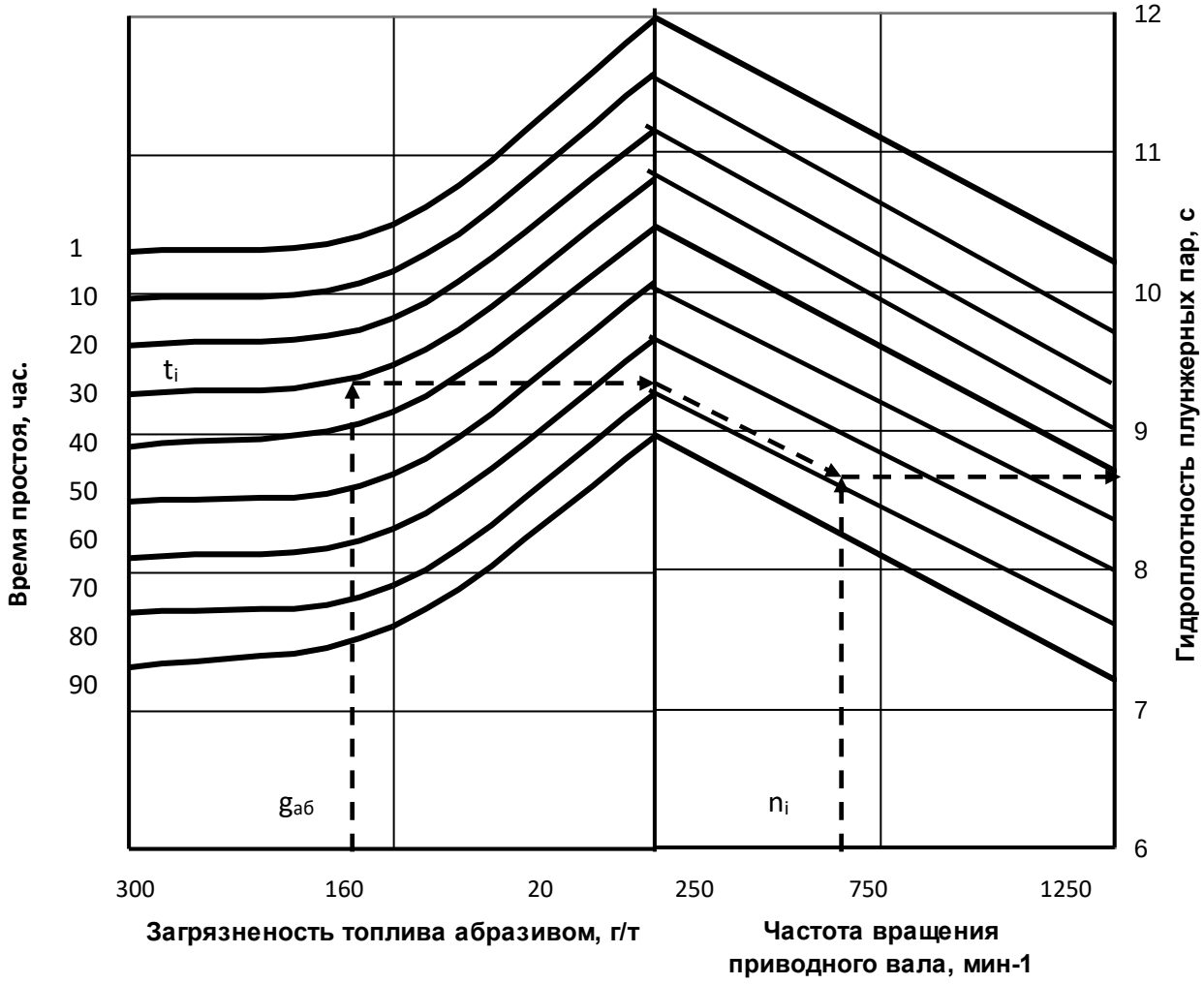


Рис. 5. Номограмма определения гидравлической плотности плунжерных пар ТНВД от степени загрязнения абразивом топлива, времени простоя и частоты вращения приводного вала топливного насоса (ключ номограммы: $t_{пр} \rightarrow g_{аб} \rightarrow n_i \rightarrow ГП$)

В качестве параметров процесса изнашивания элементов плунжерных пар были выбраны: частота вращения приводного вала $n_н$ (X1), время простоя $t_{пр}$ (X2) и степень загрязненности абразивом биотоплива $g_{аб}$ (X3). В качестве выходной функции принята гидравлическая плотность плунжерной пары, которая зависит от величины сум-

марного износа плунжера и гильзы $U_{\sum}$ и определяет ресурс сопряжения. Уровни вариации параметров ускоренных износных испытаний плунжерных пар ТНВД представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Уровни вариации параметров ускоренных износных испытаний плунжерных пар ТНВД

	X1	**X2**	**X3**
	Частота вращения приводного вала $n_н$, мин$^{-1}$	Время простоя, $t_{пр}$, ч	Степень загрязненности абразивом биотоплива $g_{аб}$, г/т
Нижний предел	250	1	20
Верхний предел	1250	90	300
Уровень вариации	500	44,5	140

Принимаем матрицу активного эксперимента 2^3. Были проведены ускоренные испытания топливных насосов высокого давления с изменением выбранных параметров.

Математическая модель имеет вид (используются только значимые коэффициенты B_{ij})

$$\mathbf{Y_i = 8{,}25 \cdot X_0 - 0{,}9 \cdot X_1 - 1{,}35 \cdot X_2 - 1{,}5 \cdot X_3}. \qquad (1)$$

Из уравнения регрессии (1) видно, что наибольшее влияние на величину гидравлической плотности плунжерных пар оказывает загрязненность абразивом биотоплива. Наименьшее влияние на величину гидравлической плотности плунжерных пар оказывает частота вращения приводного вала и время простоя.

По установленной гидравлической плотности можно определить остаточный ресурс плунжерной пары ТНВД (рис. 6).

Выводы. Таким образом, проведенные ускоренные испытания плунжерных пар, изготовленных из стали ШХ15, подтвердили представленную математическую модель прогнозирования ресурса плунжерных пар дизельных топливных насосов высокого давления.

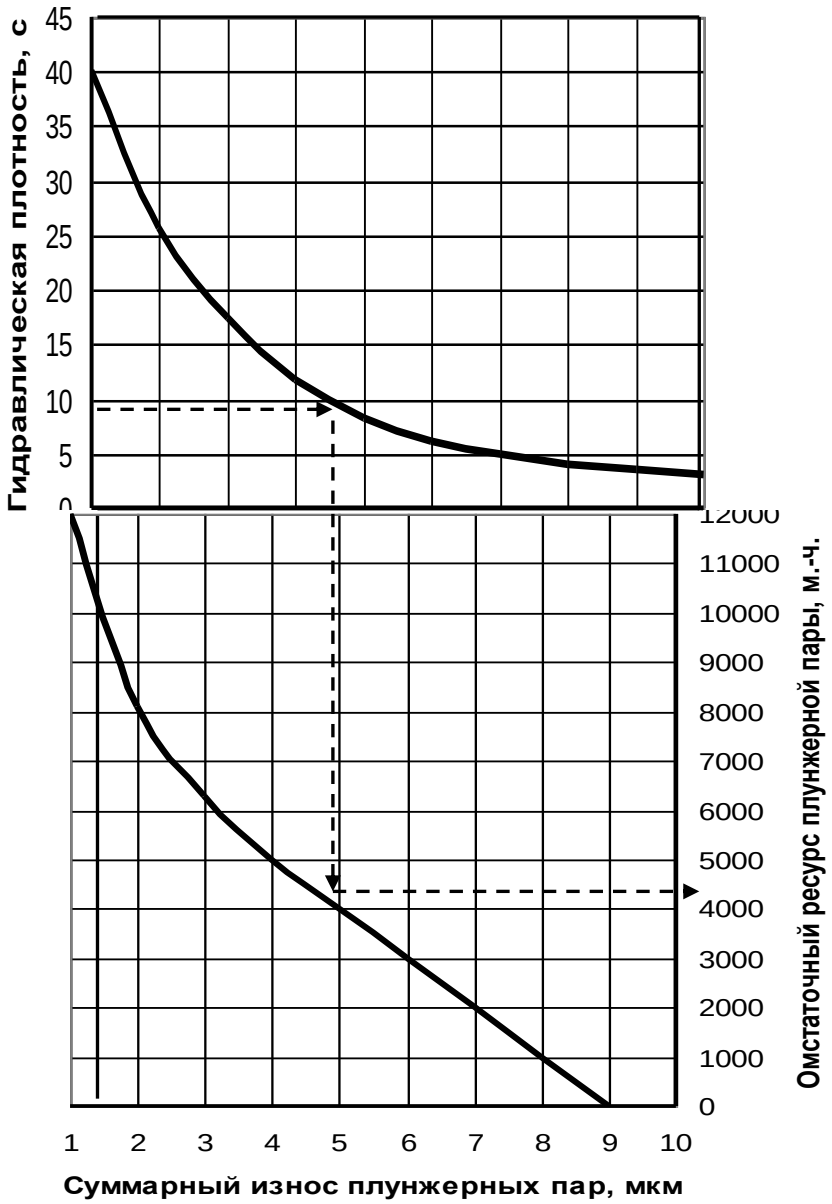


Рис. 6. Номограмма определения остаточного ресурса плунжерной пары по величине гидравлической плотности, изготовленной из стали ШХ15

Литература:

1. *Фанлейб Б.Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей / *Б.Н. Фанлейб.* – М.: Машиностроение, 1974. - 264 с.

2. *Журавель Д.П.* Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов / *Д.П.Журавель* // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КНТУ, 2012. - Вип. 39. - С. 347-352.

3. *Дидур В.А.* Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК / *В.А. Дидур* [и др.] – М.: МГАУ, 2008. – 395 с.

ВПЛИВ АБРАЗИВНОСТІ БІОПАЛИВА НА ЗНОС ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПНВТ

Журавель Д.П., Юдовинський В.Б., Коломоєць В.О.

Анотація **– робота присвячена впливу абразивності палива на знос плунжерних пар паливного насоса високого тиску (ПНВТ).**

INFLUENCE OF THE ABRASIVE CONTENTS OF BIOFUEL ON WEAR OF PLUNGER JOINTS OF THE HIGH PRESSURE FUEL PUMP

D. Juravel, V.Yudovinsky, V. Kolomoyets

Summary

A paper investigates influence of the abrasive contents of fuel on wear of plunger joints of the high pressure fuel pump.

ЗМІСТ

Лурье З.Я., Панченко А.И., Соловьев В.М., Гасюк А.И. Трехмерное численное моделирование рабочего процесса оптимального шестеренного насоса 3

Анісімов В.В., Єрмаков П.П. Аналіз основних математичних моделей кавітації 31

Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. Побудова стохастичної моделі електрогідравлічного мехатронного модуля руху 42

Фабричнікова І.А., Коломієць В.В. Методика розробки комплексного способу зміцнення тонких різальних інструментів на прикладі бурякорізальних ножів 58

Панченко А.И., Волошина А.А. Исследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель 66

Антощенков Р.В., Антощенков В.М., Кашин Д.В. Аналіз експериментальних досліджень динаміки буксування рушіїв гусеничних та колісних тракторів 80

Шацький В.В., Дем'яненко Д.В. Розробка математичної моделі одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій віброповерхні 86

ПанченкоА.І., Кравець О.В., Ялпачик О.В. Методичні аспекти визначення економічної ефективності додаткових капіталовкладень при впровадженні у виробництво інноваційних технологій подрібнення кормів 96

Соловьев В.М., Початовский С.В., Стримовский С.В. Повышение параметров подвижности транспортных средств военного назначения 100

Лук'яненко В.М. Математичний опис безвідривного руху ізольованого насіння по похилій вібруючій неперфорованій поверхні 125

Скляр О.Г. Механізовані технології утримання перепелів 135

Рудницька Г.В. Особливості вимірювання температури повітря у плодових насадженнях 142

Шуляк М.Л. Вплив рельєфу несучої поверхні на коливання швидкості руху МТА 149

Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Экспериментальные исследования области изменения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа 157

Морозов В.І. До обгрунтування економічної ефективності кормозбиральних машин 175

Болтянський Б.В. Обґрунтування конструктивно-функціональної схеми біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною) 182

Кюрчев С.В., Верхоланцева В.А. Особенности хранения зерновых запасов 189

Мілько Д.О., Бакарджиєв Р.О. Рекомендації щодо створення повнораціонних кормів для молодняку великої рогатої худоби 195

Кувачов В.П. Оцінка стійкості руху ширококолійних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва 204

Стефановський О.Б. Спосіб врахування високотемпературних властивостей сталі при конструюванні теплонапружених деталей двигунів 211

Буніна Л.М., Мельник К.Л. Кінцеве розкислення сталей для поковок 218

Мілько Д.О., Бакарджиєв Р.О., Комарова І.Б. Тернарне представлення поверхні відклику трифакторного експерименту 224

Кюрчев С.В., Юдовинський В.Б., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П. Підвищення зносостійкості деталей машин технологічними методами обробки 230

Сушко О.В. Якість обробленої поверхні при лезвійній обробці матеріалів інструментами на основі нітриду бору 235

Гуйва С.Д. Методы улучшения показателей двигателей внутреннего сгорания 240

Кюрчев С.В., Колодій О.С. Аналіз повітряно-решітно-трієрних машин 255

Мілаєва І.І. Моделі міні-тракторів ХТЗ 262

Гуйва С.Д. Эволюция развития автомобиля 267

Мілаєва І.І. Особенности оппозитного двигателя 274

Кюрчев С.В., Шокарев О.О. Методика обгрунтування конструктивно-технологічних параметрів діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння 280

Данченко М.М., Шокарев О.М., Шегеда К.О Механіко-технологічні особливості взаємодії обчесаних стебел з робочими органами різального пристрою 287

Болтянський О.В., Болтянська Н.І. Дослідження довговічності та безвідмовності підсистем молоткових дробарок в процесі їх експлуатації 296

Мовчан С.І., Болтянський О.В., Болтянська Н.І. Удосконалення метода виробництва біопалива на основі рослинних олій 303

Бешун О.А. Деактивація циліндрів у двигунах: історія розвитку, проблеми та перспективи застосування 310

Сєра К.М., Степанов А.В. Модель поширення повітряно-рідинного потоку в кроні виноградного куща при обприскуванні 319

Кушлик Р.Р., Назаренко І.П. Установки та пристрої для виробництва ріпако-метилового ефіру та сумішевого біопалива 326

Назаренко І.П. Очищення трансформаторної оливи в електричному полі 334

Паніна В.В., Полудненко О.В. Ресурсозберігаючий спосіб відновлення блок-картера 340

Серый И.С. Мифы о капитальном ремонте машин 346

Журавель Д.П., Юдовинский В.Б., Коломоец В.А. Влияние абразивности биотоплива на износ плунжерных пар ТНВД 350

Наукове фахове видання

Праці
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 15. Том 3

Свідоцтво про державну реєстрацію
Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Панченко А.І.

Підписано до друку 06.05.2015 р. друк Rizo. Друкарня ТДАТУ.
10,2 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (6192) 6-88-38