МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ПРАЦІ
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 17. Том 3

Наукове фахове видання

Технічні науки

Мелітополь – 2017

УДК 631.3
Т.2
Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. – Вип. 17, т. 3. – 237 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 4 від 28.11.2017 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.

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

ISSN 2078-0877

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.644:621.833.15

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАЧАЮЩЕГО УЗЛА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Лурье З.Я., д.т.н.,
Национальный технический университет «Харьковский политехнический университет»
Панченко А.И., д.т.н.,
Таврический государственный агротехнический университет
Соловьев В.М., к.т.н.,
Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова»
Тел. (057)757-41-45
Гасюк А.И., к.т.н.
Национальный технический университет «Харьковский политехнический университет»
Тел. (057)707-66-46

Аннотация **– в статье обсуждается вопрос формирования научного направления в области проектирования шестеренных насосов, основанного на сочетании многокритериальной оптимизации параметров зубчатого зацепления и численного моделирования гидродинамических процессов; на основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32см^3 и давлением 16 МПа) поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации, позволившая из множества допустимых решений выбрать оптимальное; на примере поиска трех коэффициентов исходного контура, которые определяли значимые параметры натурного образца , поставлена и решена обратная задача (как задача идентификации) методом проб и ошибок.**

Ключевые слова **– многокритериальная оптимизация, параметрические, функциональные и критериальные ограничения, корреляционный анализ, таблица испытаний.**

Постановка проблемы. Несмотря на продолжение исследований и полученные положительные результаты по снижению потерь регулируемых объемных насосов различного принципа действия и конструктивных схем, нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления (далее НШ), благодаря таким положительным качествам, как простота конструкции, дешевизна изготовления, надежность в эксплуатации, относительно высокий КПД и неприхотливость к чистоте фильтрации рабочей жидкости, остаются широко используемыми источниками энергии в современных гидравлических системах как низкого, так и высокого давления, занимая существенный сегмент современного рынка гидравлического привода. На текущий момент каталоги таких мировых лидеров по производству гидравлического оборудования как Sauer Danfoss, Bosch Rexroth, Casappa, Parker и др. содержат обширную унифицированную номенклатуру шестеренных насосов, в том числе с внешним эвольвентным зацеплением, что является свидетельством востребованности данного продукта.

Невзирая на продолжительную историю развития математического аппарата для расчета шестеренных насосов, имеющегося опыта проектирования, наличие значительного объема экспериментального материала и существующий широкий номенклатурный ряд, к современным шестеренным насосам предъявляются новые требования, среди которых можно выделить:

- ***увеличение КПД.*** Этот вопрос исследован в работах [1-4]: в работе [1] рассматривается уменьшение потерь в зазоре между вершинами зубьев шестерен и корпусом насоса путем введения дополнительного усилия и последующего уменьшения величины зазора; в работе [2] на основе проведения численного моделирования насоса проанализирована проблема переноса элементарных объемов жидкости шестернями из камеры нагнетания в камеру всасывания при высоких частотах вращения, что приводит к снижению объемного КПД насоса; работы [3,4] посвящены численному и экспериментальному определению величины объемного КПД насосов;

- ***оптимизация параметров зубчатого зацепления и геометрии полостей.*** Этот вопрос исследован в работах [5, 6]: в работе [5], на основе решения задачи многокритериальной оптимизации осуществляется построение дерева логических решений; предложенная в докладе [6] программа проектирования шестеренных насосов HYGESim использует для получения решения один из критериев оптимизации, который направлен на снижение пульсации давления;

- ***снижение пульсаций скорости и давления.*** Этот вопрос исследован в работах [7, 8]: в работе [7], на основе проведения оптимизации и численного моделирования теоретически обосновывается

возможность снижения пульсаций скорости и давления; в работе [8] проведено теоретическое и экспериментальное исследования пульсации давления в камере нагнетания серийного насоса НШ-32УК. Сообщается, что расхождение теоретических и экспериментальных данных составило порядка 14%.

- ***разработка насосов на более высокие давления***. Этот вопрос исследован в работах [9, 10]: в работе [9] предложено теоретическое обоснование возможности создания специализированного шестеренного насоса с давлением до 34,5 МПа при частоте вращения 3000 мин$^{-1}$; в работе [10], на основе новой запатентованной конструкции шестеренного насоса с пониженными внутренними утечками, проведено его экспериментальное сравнение с серийными насосами – при номинальном рабочем давлении (зафиксирован КПД 90% и более) и давлении 32 МПа (зафиксирован КПД 74-88%).

Пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни с эвольвентным профилем, создают переменную во времени геометрию проточной части. Это накладывает определенные трудности при построении математической модели для определения оптимальных параметров качающего узла и насоса в целом. Кроме того, рабочий процесс включает много сложных явлений, исследования которых может быть выполнено на основе законов механики твердого тела и механики жидкости и газа. Также можно отметить, что проблемам многокритериальной оптимизации параметров и исследования внутренней гидродинамики не уделено должного внимания. В данном 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.

Завершая введение отметим, что нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления представляют научный интерес для исследователей различных стран более 50 лет, который сохранился и в настоящее время.

Анализ последних исследований. Кроме рассмотренных (или лучше отмеченных) во введении работ, уделим внимание ряду публикаций. Работа [11] 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 зубчатой передачи (далее ЗП). Поиск оптимальных параметров предлагается выполнять на основе решения задачи многокритериальной оптимизации методом исследования пространства параметров [12,13]. Од-

нако статья содержит лишь постановку задачи многокритериальной оптимизации, математическую модель ,в которую теперь следует ввести ряд результатов исследований, изложенных в работах [14,15].

Также известен ряд работ по оптимизации шестеренных насосов внутреннего эвольвентного зацепления (далее НШВ). В работе [16] приведены результаты оптимизации НШВ, где в качестве варьируемых переменных использованы параметры ЗП. Были заданы параметрические и функциональные ограничения, при этом единственным критерием оптимальности был выбран уровень шума работающего насоса. Рассмотрены вопросы связи пульсации подачи и пульсации давления с величиной шума при работе насоса. В статье частично были использованы результаты, полученные в работе [17], в части влияния коэффициентов смещения X_1 и X_2 на зону зацепления, расположенную между начальной точкой зацепления (точка вхождения в зацепление), и конечной точкой зацепления (точка выхода из зацепления). Также были использованы уравнение расчета рабочего объема, уравнения максимума и минимума мгновенной подачи . Однако в работе не учтены гидродинамические процессы течения рабочей жидкости (далее РЖ) . В статье [18] рассмотрена задача многокритериальной оптимизации НШВ, на основе использования метода исследования пространства параметров, с заданием 21 варьируемой переменной, 15 функциональных ограничений и 9 критериев оптимальности. Однако и здесь не учтена гидродинамика движения РЖ.

Формулирование целей статьи (постановка задачи). Рассматривая НШ как объект многокритериальной оптимизации, в математическую модель следует включить:

- функциональные уравнения, определяющие: геометрические параметры зубчатого зацепления, профиль зуба шестерни, кинематические параметры зубчатой передачи, рабочий объем насоса, габаритные размеры, коэффициент использования объема венцов ЗП в формировании подачи насоса. Выполнение функциональных ограничений обеспечивает работоспособность расчетных вариантов в части смещения шестерни, высоты зуба, толщины вершины зуба, отсутствия интерференции зубьев шестерен, и др;
- варьирумые параметры и их ограничения;
- критерии оптимальности и критериальные ограничения.

Здесь следует отметить, что задачи проектирования машин всегда многокритериальны, так как при выборе наилучшего варианта приходится учитывать множество различных требований предъявляемых к машине и среди этих требований встречаются противоречивые друг к другу. Однако, большинство математических методов оптимизации предназначены для отыскания оптимального значения одной функции – одного критерия. Поэтому на практике пытаются неоправ-

данными способами упрощения свести многокритериальную задачу к однокритериальной. Даже при двухкритериальной задаче с противоречивыми критериями ее решение представляет собою гиперболу из которой видно, что улучшая один критерий, мы ухудшаем другой (компромиссная кривая) [2]. На основании исходных данных нельзя дать ответ какое решение ,точка гиперболы, есть лучшее. Здесь слово за специалистами ,за лицом или группой принимающей решение (ЛПР).

В качестве метода многокритериальной оптимизации, с помощью которого выбираются (а не определяются) оптимальные параметры в задачах со многими критериями принят метод исследования пространства параметров (ИПП), алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется следующими этапами:

первый этап: при включенных параметрических ограничениях (множество $\pi \subseteq X$) и функциональных ограничениях определяется множество Парето $G \subseteq \pi \subseteq X$ с последующим проведением корреляционного анализа назначенных критериев (здесь X-пространство параметров, π– n-мерный параллелепипед);

второй этап: включение критериальных ограничений и формирование допустимого множества $D \subseteq G \subseteq \pi \subseteq X$ решений, в которых содержится информация о диапазонах изменения назначенных критериев оптимизации;

третий этап: многокритериальная оптимизация НШ, т.е. поиск решений, ориентированных на рабочий объем 32 см^3, диаметр вершин и других данных прототипом которого является насос НШ-32УК ПАО «Гидросила», г. Кировоград, Украина.

Для условия равенства числа зубьев Z_1=Z_2 предлагаемая математическая модель НШ включает уравнения DIN 3960 (Германия) [19], определяющие геометрические параметры ЗП, кинематические параметры, шаг и длину зацепления, высоту зуба шестерни, толщину зуба шестерни у вершины, коэффициент перекрытия и др. При этом используется исходный контур, показанный на рис.1.

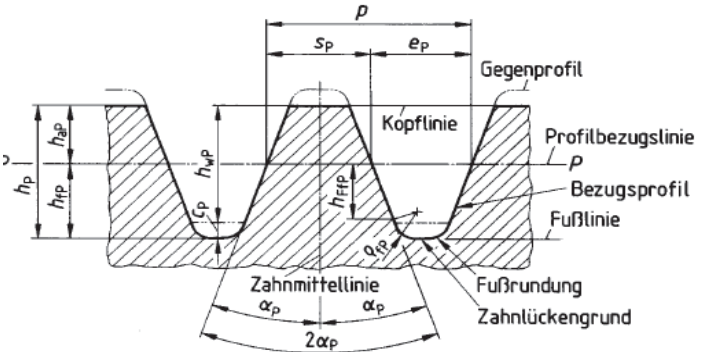


Рис. 1.Теоретический исходный реечный контур

Требования к ЗП как к качающему узлу НШ дополняются уравнениями:

- коэффициента смещения [20]

$$X = \frac{z \cdot \left(inv\alpha_w - inv\alpha\right) - \dfrac{J_n \cdot \cos\alpha_w}{2 \cdot m \cdot \cos\alpha}}{2 \cdot tg\alpha}, \qquad (1)$$

где J_n – нормальный боковой зазор ;

- рабочего объема [20]

$$V_0 = 0{,}5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(d_a^2 - d_w^2 - \frac{t_0^2}{3} \right); \qquad (2)$$

- угла профиля окружности вершин

$$\alpha_a = \arccos\frac{d_b}{d_a}; \qquad (3)$$

- радиуса кривизны активного профиля зуба в нижней точке [21]

$$\rho_p = a_w \cdot \sin\alpha_w - 0{,}5 \cdot d_b \cdot tg\alpha_a; \qquad (4)$$

- радиуса кривизны активного профиля зуба в граничной точке [21]

$$\rho_l = 0{,}5 \cdot m \cdot z \cdot \sin\alpha_w - \frac{\left(h_l^* - h_a^* - x\right) \cdot m}{\sin\alpha_w}; \qquad (5)$$

- габаритного размера качающего узла НШ [14]

$$G = a_w + d_a; \qquad (6)$$

- коэффициента использования объема венцов шестерен [15]

$$K_{V_0} = \frac{V_0}{b \cdot \left(0{,}25 \cdot \pi \cdot d_a^2 + d_a \cdot a_w\right)}; \qquad (7)$$

- удельного скольжения шестерен в нижних точках активных профилей зубьев [21]

$$\vartheta p = \frac{2(tg\alpha_a - tg\alpha_w)}{2 \cdot tg\alpha_w - tg\alpha_a}. \qquad (8)$$

В качестве варьируемых параметров приняты: z, a_w ,α, h_a*, c*, m, J_n, h_f*, и b (10 параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазоном их изменения составляют параметрические ограничения.

Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность НШ [20, 21], представлены следующими не-

равенствами, отображающими необходимость выполнения ограничений на геометрические и кинематические параметры в процессе оптимизации :

- на минимальное смещение шестерни

$X > X_{min}$; (9)

- на высоту зубьев шестерен

$H \leq 0{,}25m$; (10)

- на толщину вершины зуба

$S_a \geq 0{,}2\ m$; (11)

- на минимальные радиальные зазоры шестерен

$c^* \geq 1/m$; (12)

- на условие отсутствия интерференции зубьев шестерен с переходной кривой

$\underline{\rho_p} \geq \rho_l$; (13)

- на нижнюю границу коэффициента перекрытия

$\varepsilon_\alpha > 1{,}03$; (14)

- на рабочий объем НШ

$V_0 \geq V_{0.ЗАД}$, (15)

где $V_{0.ЗАД}$ –заданное значение рабочего объема;

- на габаритный размер качающего узла

$G \leq G_{Д,}$ (16)

где $G_{Д}$ – допускаемое значение габаритного размера.

Критерии оптимальности.

При выборе критериев использовались рекомендации, изложенные в работах [14-16,20,21]. В качестве критериев приняты следующие:

$F1=\varepsilon_\alpha$; $F2=V_0$; $F3=S_a$; $F4=\vartheta p$. (17)

Перейдем к особенностям определения мгновенной теоретической подачи НШ и ее пульсации. В работах [20, 22] принято допущение, что объем вытесненной за время dt жидкости равен произведению площади между кривой, которую займет профиль ведущей шестерни и кривой, которую займет профиль ведомой шестерни, на ширину зуба. Такой подход с позиций механики твердого тела утверждает, что подача НШ определяется скоростью изменения объема камеры нагнетания, в которой нет твердого тела, но и нет жидкости с ее гидродинамическими особенностями в такой сложной проточной части. Корректное решение этого вопроса возможно лишь средствами вычислительной гидродинамики на основе законов механики жидкости и газа, что будет изложено во второй части. Поэтому здесь за пятый критерий условно (в качестве сравнения) принято значение величины неравномерности (пульсации) подачи РЖ уравнение из работы [22]:

$$F5 = K_H = \frac{\left(4 - 6\cdot\varepsilon_\alpha + 3\cdot\varepsilon_\alpha^2\right)\cdot p_{bn}{}^2}{4\cdot\left(d_a - d_w\right)\cdot\left(d_a + d_w\right)} = \frac{\left(4 - 6\cdot\varepsilon_\alpha + 3\cdot\varepsilon_\alpha^2\right)\cdot p_{bn}{}^2}{4\cdot\left(d_a^2 - d_w^2\right)}; \quad (18)$$

$$F6 = G = a_w + d_a; \qquad F7 = K_{V_o}. \quad (19)$$

Восьмой критерий – безразмерный коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой

$$K_{ЗИ} = (1 - \frac{\rho_L}{\rho_P}) * 100,\% . \quad (20)$$

Критериальные ограничения.

Критериальное ограничение $F_v^{**}(v = 1,2,\ldots,k)$ - это худшее значение критерия F_v, которое конструктор-исследователь считает приемлемым. При выборе критериальных ограничений нужно обеспечить не пустоту множества D допустимых точек [12,13].

К их числу следует отнести:

- на допустимую высоту зубьев шестерен

$H \leq H_{ДОП}$; (21)

- на допустимую толщину вершины зуба

$Sa \leq Sa_{ДОП}$; (22)

- на максимальные радиальные зазоры шестерен

$C^* \leq C^*_{ДОП}$; (23)

- на габаритный размер качающего узла

$G \leq G_{ДОП}$, (24)

где $G_{ДОП}$ – допускаемое значение габаритного размера ;

- на верхнюю границу коэффициента перекрытия

$\varepsilon_\alpha < 1,05$; (25)

- на нижнюю границу K_{V_0}

$K_{V_0} \geq K_{V_0\,ДОП}$. (26)

Основная часть. Задача оптимизации в многокритериальной постановке решалась применительно к НШ на номинальное давление 16 МПа и рабочим объемом 32см^3. При выполнении первого этапа были приняты следующие константы и интервалы варьируемых параметров, в целом составляющие параметрические ограничения: число зубьев шестерен Z_1=Z_2=8; межосевое расстояние a_w=45мм; угол исходного контура α=20°; модуль m=5мм; коэффициент высоты головки зуба исходного контура ha*=1,15…1,19; коэффициент радиального зазора c*=0,15…0,45; коэффициент высоты ножки зуба исходного контура h_f*=1,15…1,5; боковой зазор 0,03мм; коэффициент радиуса

переходной кривой ρ^*=0,38; ширина зубчатого венца b=22 мм. При этом кроме параметрических были введены функциональные ограничения. В процессе решения было рассмотрено 495 пробных вариантов зубчатого зацепления и в целом качающего узла, из которых заданным условиям и указанным ограничениям, принятым в модели, удовлетворило 176 решений из 495 пробных точек.

На этом этапе оценивалась линейная зависимость между принятыми критериями путем определения коэффициентов корреляции с использованием уравнения [12]

$$R_{i,j} = \frac{\sum_{n=1}^{KT}\left(F_{i,n} - F_i\right)\cdot\left(F_{j,n} - F_j\right)}{\sigma_i \cdot \sigma_j} \quad , \qquad (21)$$

где i, j – номера критериев, выступающих в качестве параметров (случайных величин);

КТ – число точек в таблице испытаний;

Fi,n – значение i-го критерия точки n;

Fj,n – значение j-го критерия точки n.

Среднеарифметические отклонения i-го и j-го критериев соответственно равны:

$$\overline{F_i} = \frac{1}{KT}\cdot\sum_{n=1}^{KT} F_{i,n} \ , \qquad (22)$$

$$\overline{F_j} = \frac{1}{KT}\cdot\sum_{n=1}^{KT} F_{j,n} \ . \qquad (23)$$

При КТ→ ∞, среднеарифметические отклонения i-го и j-го критериев стремятся к математическим ожиданиям. Среднеквадратичные отклонения i-го и j-го критериев соответственно равны:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{KT}\cdot\sum_{n=1}^{KT}\left(F_{i,n} - \overline{F_i}\right)^2} \quad , \qquad (24)$$

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{KT}\cdot\sum_{n=1}^{KT}\left(F_{j,n} - \overline{F_j}\right)^2} \ . \qquad (25)$$

При КТ→ ∞ подкоренные выражения стремятся к дисперсиям.

В табл.1 серым цветом выделены ячейки с наиболее сильными корреляционными связями между соответствующими критериями. Напомним, что физический смысл корреляционных критериев следующий:

F1 – коэффициент перекрытия, F2 – рабочий объем, F3 – толщина зуба на диаметре вершин, F4 – удельное скольжение, F5 – коэффициент неравномерности, F6 – габаритный размер насоса, F7 – коэффи-

циент использования объемов венцов шестерен, F8 – коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

Как следует из табл.1 критерий F1 находится в тесных корреляционных связях с критериями F2,F3,F4 и F7 (положительная корреляция). Данные связи подтверждаются физической картиной зацепления шестерен и уравнениями ЗП. Таким образом, критерий F1 по отношению к критериям F2- F4 и F7 является лишним, т.е. с ростом критерия F1 (коэффициент ε_α) критерии F2(рабочий объем),F3 (толщина зуба), F4(удельное скольжение) и F7(коэфффициент использования объема венцов шестерен) линейно возрастают. Однако критерии F1- F4 и F7 характеризуют различные характеристики проектируемого НШ и поэтому при выборе следует оставить все.

Таблица 1 – Коэффициенты корреляции критериев при оптимизации НШ

	Критерии						
	F1	**F2**	**F3**	**F4**	**F5**	**F6**	**F7**
F2	0,99						
F3	0,98	-1					
F4	0,99	-1	1				
F5	0,83	0,75	-0,67	-0,71			
F6	-0,95	0,98	0,99	0,98	-0,58		
F7	0,99	1	-1	-1	0,67	0,99	
F8	-0,05	0,05	-0,054	-0,054	0,038	-0,055	-0,054

Это правило относится и к остальным линейно зависимым критериям. Для составления табл.1 был проведен расчет и получено176 решений множества G из 495 пробных вариантов НШ. Непрошедшие пробные варианты не удовлетворили параметрическим и функциональным ограничениям. Графически корреляционная связь между любой парой выглядит в виде проекции возможных решений на плоскости, образованной этой парой критериев (рис.2 и 3).

Коэффициент корреляции критериев 1и 2=1

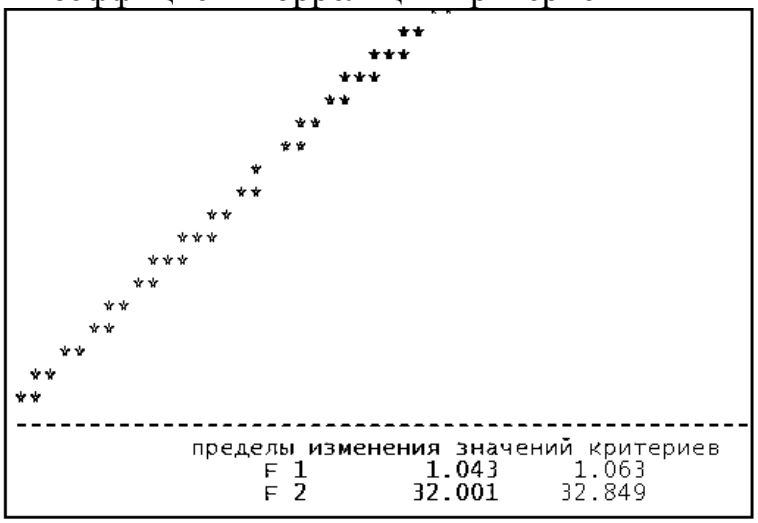


Рис.2.Распределение возможных критериев в плоскости критериев F1и F2

Коэффициент корреляции критериев 1 и 8=0,05

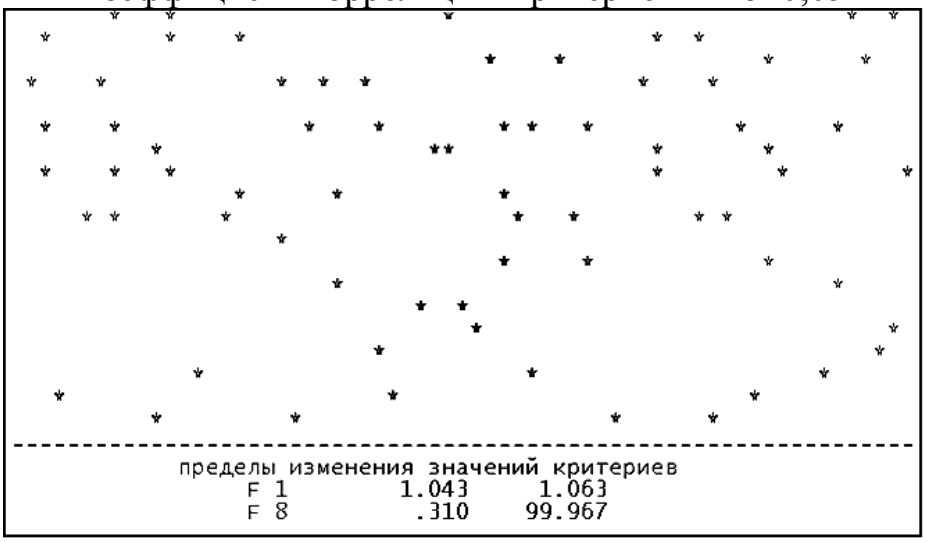


Рис.3. Распределение возможных критериев в плоскости критериев F1и F8

Для критериев 1 и 2 это распределение – прямая (рис.2), а для критериев 1 и 8 – хаотическое распределение на плоскости (рис.3).

В целом корреляционный анализ позволяет глубже оценить постановку оптимизационной задачи в части выбора: назначенных критериев и их числа, интервалов параметрических и критериальных ограничений, варьируемых параметров и в целом уточнить постановку задачи.

На втором этапе были введены в модели критериальные ограничения и согласно методу ИПП получена таблица испытаний, содер-

жащая 62 решения, которые составляют допустимое множества D . На основе диалога с программной системой многокритериальной оптимизации «ОРТ» [23] на экран монитора системой команд можно вывести результаты различных функций обработки информации таблицы испытаний. Представляет интерес поиск предельных значений по каждому критерию с указанием в каком решении (в какой точке таблицы испытаний) они находятся. Таблица 2 содержит такую информацию.

Таблица 2 – Предельные значения критериев F1-F8 в таблице испытаний с указанием номера точки

№ критерия	Fi.max /№ точки	Fi.min / № точки
F1	1,05 / 9	1,043 /25
F2	32,292 cm3/ 9	32,001cm3 /25
F3	1,238 мм /25	1,158 мм / 9
F4	3,354 / 9	3,294 / 25
F5	100,064мм/ 9	99, 988 мм / 25
F6	21,938% /25	21,798% / 9
F7	0,302 /9	0,3 /25
F8	96,65% /32	0,311% /39

Анализ табл.2 показывает, что предельные значения критериев F1-F7 содержатся в т. 9 и 25. Причем максимальные значения критериев F1,F2,F4, F5 и F7 содержатся в т.9, а критериев F3,F6 в т.25. Минимальные значения для критериев F1,F2,F4, F5 и F7 содержатся в т.25, а критериев F3,F6 в т.9.

Для оценки таких результатов необходимо знать значения варьируемых параметров и критериев. В табл.3 показаны эти значения. Так как прототипом является насос НШ-32УК ПАО «Гидросила», в табл.3 показаны только 3 варьируемых параметров, остальные 7 постоянны (при расчете не изменялись) и аналогичны прототипу . Из данных табл.2 и 3 видно, что предельные значения всех критериев как то распределены только в 4 решениях (точки 9,25,32 и 34) из 62 решений . Но каждое решение кроме предельного значения конкретного критерия содержит существенно разные значения варьируемых параметров и других критериев (табл3). И выбор наилучшего варианта на таком большом массиве весьма затруднителен.

Таблица 3 – Значения варьируемых параметров и критериев точек 9,25,32 и 34 таблицы испытаний с 62 решениями

№точки	h_a*	C*	h_f*	F1 ε_α	F2 V_0 см^3	F3 S_a мм	F4 ϑ_P	F5,**G** мм	F6 Кн %	F7 K_{v0}	F8. %
9	1,175	0,368	1,355	1,05	32,29	1,16	-3,35	100,06	21,8	0,302	52,7
25	1,168	0,439	1,496	1,043	32	1,24	-3,29	99,98	22	0,3	74,9
32	1,171	0,266	1,392	1,046	32,12	1,21	-3,32	100,02	22	0,301	96,6
34	1,173	0,322	1,283	1,048	32,215	1,179	-3,39	100,04	21,8	0,302	44,4

На третьем этапе завершается поиск решений, ориентированных на рабочий объем 32 см^3, диаметр вершин и других данных прототипа -насоса НШ-32УК и выбор (а не определение) оптимального решения. При анализе большóго числа оставшихся решений из числа 62 было обнаружено, что значения коэффициентов высоты ножки мал (согласно рис.1 в h_f* входит коэффициент C*), что приводит к увеличению диаметра впадин, уменьшению высоты зуба и граничной высоты исходного контура. Для исключения этой части решений введем следующее дополнительное функциональное ограничение $(h_f^* - K_C * C^*) \geq h_a^*$.. Предварительные исследования при тех же неизменных исходных данных показали , что при множителе K_C=1 множество D оказалось пустым из 495 пробных вариантов, при K_C =0,75 получено D с 5 решениями ,а при K_C=0,725 - 9 решений (табл.4).

Таблица 4 – Таблица испытаний и значений 3 варьируемых параметров

№точки	h_a*	C*	h_f*	F1 ε_α	F2 V_0 см^3	F3s_a мм	F4 ϑ_P	F5,**G** мм	F6 Кн %	F7 K_{v0}	F8. %
1	1,175	0,243	1,355	1,05	32,3	1,16	-3,35	100,06	21,8	0,301	92,3
2	1,168	0,212	1,333	1,043	32,0	1,24	-3,29	99,989	21,9	0,3	95.2
3	1,17	0,233	1,346	1,045	32,1	1,2	-3,31	100,01	21,9	0,301	92,5
4	1,172	0,212	1,377	1,047	32,2	1,2	-3,33	100.03	21,8	0,301	96.5
5	1,169	0,236	1,353	1,044	32,1	1,23	-3,3	99.998	21,9	0,32	93,8
6	1,17	0,254	1,386	1,045	32,1	1,21	-3,31	100,01	21,9	0,301	98.4
7	1,171	0,215	1,35	1,046	32,1	1,2	-3,32	100,02	21,9	0,301	99,5
8	1,171	0,236	1,383	1,046	32,1	1,2	-3,32	100,02	21,9	0,301	96,7
9	1,17	0,255	1,374	1.045	32.1	1.21	-3.31	100.01	21.9	0.301	94.4

Теперь ЛПР при оценке значимости критериев и сопоставлений значений каждого критерия 9 решений может сделать выбор одного или двух претендентов на лучшее решение. Таким является второе решение за счет меньшего F1=1,043, более близкого значения F2 к заданному заказчиком 32см^3, лучших значений критериев F3- F5. По значениям критериев F6- F8 он незначительно уступает. На основе диалога с программной системой многокритериальной оптимизации «ОРТ»с выбранным решением 2 была проведена локальная процедура округления значений варьируемых параметров до трех десятичных знаков после запятой и получено h_a*=1,168 ,C*=0,212 и h_f*=1,333. При построении таблицы испытаний и выводе ее на экран монитора программа «ОРТ» выполняет эту функцию автоматически, но сами значения варьируемых и расчетных параметров, определенные в период оптимизации, остаются неизменными (неокругленными).

Полученные значения критериев и геометрических параметров оптимального варианта, показаны в табл. 5 и 6 .

Таблица 5 – Значения критериев при оптимизации НШ

Критерии							
F1 (ε_a)	**F2 (V_0)** см^3	**F3 (S_a)** мм	**F4 (ϑ_P)**	**F5(G)** мм	**F6 (Кн)** %	**F7 (K_{v0})**	**F8 ($K_{зи}$)** %
1,043	32,0	1.234	-3,296	99,991	21,932	0,3	95,11

Таблица 6 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a, мм	54,990	ha*	1,168
d_b, мм	37,89	m, мм	5
d_f, мм	33,358	d_w, мм	45
d,мм	40	*Jn* ,мм	0,03
a_w , мм	45	c*	0,25
α_w, °	33°20′	Z	8
X	0,6688	**α, °**	20
Xmin	0,6532	hf*	1.333
H	10,816,мм	Pt	14.76

При расчете геометрии зубчатого зацепления НШ по результатам оптимального решения с целью оценки близости предлагаемой математической модели и модели программы KISSsoft получен следующий результат (табл.7,8 , построены по протоколу).

Таблица 7 – Значения критериев в протоколе KISSsoft
(в терминах настоящей статьи)

F1 (ε_α)	**F3 (S_a)** мм	**F4 (ϑ_P)**
1,04	1.258	-3,296

Таблица 8 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Программа KISSsoft	Обозначение параметра	Программа KISSsoft
d_a, мм	54,992	ha*	1,168
d_b, мм	37,588	m, мм	5
d_f, мм	33,358	d_w, мм	45
d,мм	40	*Jn* , мм	0,034
a_w , мм	45	c*	0,212
α_w, °	33°20′	Z	8
X	0,6688	**α, °**	20
Xmin	в протоколе нет	hf*	1.333
H	10,78,мм	Pbt	14.76

Затемненным цветом показаны параметры, имеющие небольшое отличие (табл.5,6 и 7,8). В целом сравнение данных таблиц 5,6 и 7,8 показывает достаточную для практики точность геометрических параметров зубчатого зацепления, полученных на основе обсуждаемой модели с помощью пакетов «ОРТ» и KISSsoft.

Перейдем к оценке аналога НШ-32УК. Известны о нем следующие достоверные данные: Z=8, **α, =20°,** a_w=45мм, d_b =37,588мм, d_a,=55мм, $\alpha_{w=}$ 46,48°; d_f^*-34,5мм; d_w=45мм, Pbt=14,76мм; ρ^*=0,38; b=22мм, d=40мм.

Возникает обратная задача: определить такие значения коэффициентов исходного контура h_a*,C*и h_f*, при которых подтверждаются значения диаметров d_a, d_f^* и толщина зуба на окружности диаметра вершин $\mathbf{S_a}$. Путем метода проб и ошибок с помощью модели и программы «ОРТ» были определены h_a*=1,168, C*=0,25 и h_f*=1,218 ,

получены значения критериев и расчетные параметры НШ-32УК (табл.9 и 10).

Таблица 9 – Значения критериев НШ-32УК

Критерии							
F1 (ε_α)	**F2 (V_0)** см^3	**F3 (S_a)** мм	**F4 (ϑ_P)**	**F5(G)** мм	**F6 (Кн)** %	**F7 (K_{v0})**	**F8 ($K_{зи}$)** %
1,043	32,014	1.234	-3,296	99,99	21,93	0,3	47,22

Таблица 10 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления НШ-32УК

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a, мм	54,990	ha*	1,168
d_b, мм	37,5886	m, мм	5
d_f, мм	34,5	d_w, мм	45
d,мм	40	*Jn* ,мм	0,03
a_w , мм	45	c*	0,25
α_w, °	33°20′	Z	8
X	0,6688	**α, °**	20
Xmin	0,5	hf*	1.218
H	10,24,мм	Pt	14.76

Как видно из табл.5,6 и 9,10 коэффициент h_f* у НШ-32УК меньше на 0,115 чем у оптимального НШ. Это привело к увеличению диаметра окружности впадин d_f с 33,358 до 34,5мм , к уменьшению высоты зуба с10,816 до 10,24мм и почти в 2 раза уменьшился коэффициент запаса $K_{зи}$ от возникновения интерференции.

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение по определению параметров НШ было использовано для последующего построения 3D компьютерной модели и дальнейшего исследования в программе вычислительной гидродинамики . Для построения 3D модели рекомендуется использовать программу KISSsoft или программный продукт аналогичного уровня.

Выводы.

1. Проведенный обзор работ показывает, что к современным шестеренным насосам предъявляются новые требования, среди которых можно выделить: увеличение КПД , оптимизацию параметров зубчатого зацепления и геометрии полостей, снижение пульсаций

скорости и давления. разработку насосов на более высокие давления. Решение всех перечисленных вопросов возможно с привлечением постановки и решения задач оптимизации, в том числе многокритериальной.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32см^3 и давлением 16 МПа и другими параметрами близкими к насосу типа НШ-32УК), 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.Проведенные исследования показали, что в задачах с многими критериями определение оптимального решения осуществляется на основе выбора из множества допустимых решений (порядка 8-10) и при необходимости с локальной оптимизацией (метод исследования пространства параметров (ИПП)).

4. Проведенное сравнение результатов оптимизации с использованием предложенной математической модели и диалоговой программы ОРТ с результатом расчета программы KISSsoft подтвердило близости их моделей и достаточную для практики точность.

5. На примере поиска трех коэффициентов исходного контура, которые определяли значимые диаметры зубчатого зацепления натурного образца НШ (НШ-32УК) поставлена и решена обратная задача методом проб и ошибок. Открыта еще одна характеристика метода ИПП и программы ОРТ в процессе диалогового режима, как средство идентификации.

6. Решение поставленной многокритериальной задачи на базе сохранения ряда значений (числа зубьев, угла исходного профиля, диаметра вершин зубьев, межосевого расстояния и др.) как у аналога НШ-32УК (после идентификации) привело к двум вариантам зубчатых зацеплений(ЗЗ). В НШ32-УК больше диаметр впадин, меньше высота зуба и коэффициент ножки зуба. Насос многократно модернизировался и является серийной продукцией завода и представляет практическую значимость сравнение его с оптимальным НШ, параметры ЗП которого получены в результате многокритериальной оптимизации.

Литература:

1. *Osinski P.* Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump / *P. Osinski, G. Chruscielski* // Journal of theoretical and applied mechanics. – 2016. – №54, vol. 1. – P.251-262.

2. *Del Campo D.* Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation / *D. del Campo, R. Castilla, G.A. Raush, P.J. Gamez-Montero, E. Codina* // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2014. – V. 228 (16). – P. 2925-2937.

3. *Borghi M.* External gear pump volumetric efficiency: numerical and experimental analysis / *M. Borghi, B. Zardin, E. Specchia* // SAE, COMVEC.– Rosemont, IL, United States, 6 October 2009.

4. *Michael P.* An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values / *P. Michael, H. Khalid, T. Wanke* // SAE. – 2012. – doi:10.4271/2012-01-2041.

5. *Osiński P.* Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees / *P. Osiński, A. Deptuła, M.A. Partyka* // ACME. – 2013. – V. 13 (4). – P. 422-431.

6. *Casoli P.* Optimization of relevant design parameters of external gear pumps / *P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta* // Proceedings of the 7th JFPS, TOYAMA, 2008 September 15-18. – P. 277-282.

7. *Noorpoor A.R.* Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine / *A.R. Noorpoor* // IJAE. – 2013. – V.3. – P.496-507.

8. *Svishchev A.V.* The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump / *A.V. Svishchev, I.P. Aistov* // Procedia Engineering. – 2015. – V.113. – P.186-191.

9. *Heisler A.* The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems / *A. Heisler, J. Moskwa, F. Fronczak* //, SAE. – 2009. – doi:10.4271/2009-01-1117.

10. *Osinski P.* Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype / *P. Osinski* // Wulfenia. – 2015. – V.22 (1). – P. 458-469.

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

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

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

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

15. *Кулешков Ю.В.* Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ [Текст] / *Ю.В. Кулешков* // – Кировоград: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – 2004. – №34. – С. 178-186.

16. *Jianshou Z.* Optimizing Technique of design parameters for quied internal pump [Text] / *Z. Jianshou, D.Xingen, X. Weixian* // Shanghai Univiversity. – 1990. N3. – P.70-76.

17. *Jianshon Z.* Drive characteristics of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate [Text] / *Z. Jianshon* // Mach. Tool and Hydraul. – 1990/ – N3. – P.25-28.

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

19. DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung //-1987.-59p.

20. *Юдин, Е.М.* Шестеренные насосы [Текст] / *Е.М. Юдин* // – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

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

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

23. *Оксененко А.Я., Лурье З.Я., Левитин Г.С.* Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации [Текст] / *А.Я. Оксененко, З.Я. Лурье, Г.С. Левитин* // Управляющие системы и машины. – К.: Техника. – 1988. – 33. – С. 101-103.

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

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

***Анотація* – у статті обговорюється питання формування наукового напрямку в області проектування шестеренних насосів, заснованого на поєднанні многокритериальної оптимізації пара-**

метрів зубчастого зачеплення і чисельного моделювання гідродинамічних процесів; на основі запропонованої математичної моделі шестерневого насосу (з робочим об'ємом 32см3 і тиском 16 МПа) поставлена і вирішена задача багатокритеріальної оптимізації, що дозволило з безлічі допустимих рішень вибрати оптимальне; на прикладі пошуку трьох коефіцієнтів вихідного контуру, які визначали значущі параметри натурного зразка, поставлена і вирішена зворотна задача (як завдання ідентифікації) методом проб і помилок.

MULTI-CRITERIAL DESIGNING PULLING PUMP NODE EXTERNAL TRAINING

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

Summary

The article discusses the issue of the formation of a scientific direction in the design of gear pumps, based on the combination of multicriteria optimization of gearing parameters and numerical simulation of hydrodynamic processes; on the basis of the proposed mathematical model of a gear pump (with a working volume of 32 cm3 and a pressure of 16 MPa), a multicriteria optimization problem was posed and solved, which made it possible to choose the optimal one from a set of admissible solutions; on the example of searching for three coefficients of the initial contour that determined the significant parameters of the natural sample, an inverse problem (as an identification problem) was posed and solved by trial and error.

УДК 621.221

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ГІДРОАГРЕГАТІВ ОБЕРТАННЯ НА СТАДІЇ ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

Андренко П.М., д.т.н.,
Гречка І.П., к.т.н.,
Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"
Хованський С.О., к.т.н.,
Сумський державний університет
Свинаренко М.С., к.т.н.
Харківський національний університет будівництва та архітектури
Тел. (057)707-61-28

***Анотація* – в статті наведено результати порівняльних аналітичних досліджень надійності гідроагрегатів обертання верстатів для намотування обмоток електродвигунів методом структурних схем. Показано, що запропоноване перспективне рішення такого гідроагрегату з гідравлічним керуванням та гідравлічним зворотнім зв'язком має вище показники надійності.**

***Ключові слова* – гідроагрегат обертання, надійність, імовірність безвідмовної роботи, термін служби, структурна схема.**

Постановка проблеми. Технічний рівень технологічних та мобільних машин в значній мірі залежать від показників технічного рівня гідроагрегатів (ГА) обертання, що входять до їх складу та керують роботою виконавчих механізмів. Одним із основних показників технічного рівня машин є їх надійність [1]. Вона залежить від багатьох факторів, а саме, від конструктивного виконання, режиму роботи, міцності конструкції елементів, кваліфікації обслуговуючого персоналу, параметрів навколишнього середовища, стану робочої рідини, наявності засобів технічного діагностування тощо. Використання при проектуванні таких машин сучасних ГА обертання, завдяки їх відомим перевагам, дозволяє підвищити експлуатаційні характеристики та інші показники технічного рівня. Однак, на стадії вибору схемного рішення ГА, при проектуванні машин, виникає потреба в порівнянні їх споживчих властивостей, визначення гарантованого часу роботи, а отже і надійності.

Аналіз останніх досліджень. Питанням розрахунку надійності елементів та систем присвячена достатньо велика кількість наукових робіт, наприклад [2, 3]. Наведені в них методики розрахунку цілком правомірно можуть бути використані при розрахунках надійності ГА обертання. Як відмічено в роботі [2], на сьогодні, на стадії проектування, найбільше розповсюдження отримали два методи, а саме не перевищень та структурних схем. Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування ГА обертання викликана прагненням споживачів до підвищення їх технічного рівня. Однак, в доступних нам літературних джерелах відсутні відомості, що до надійності таких ГА, не розглядаються питання, пов'язані з порівнянням надійності ГА обертання, реалізованих за різними конструктивними схемами. Таким чином, визначення надійності ГА обертання на стадії їх проектування дозволить більш обґрунтовано провести вибір його схемного рішення, яке задовольняє заданим технічним умовам.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Порівняння надійності ГА обертання, реалізованих за різними конструктивними схемами.

Розрахункові дослідження надійності ГА обертання. Їх виконували методом структурних схем [2]. Приймали, що всі складові елементи ГА є одновідмовні та відмови елементів незалежні. Відомі, також, зв'язки між окремими елементами та час їх функціонування. Вважали, що однотипні елементи є рівнонадійні, режими їх роботи відповідають номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Вважали, що термін роботи окремих елементів ГА визначається за експоненційним законом розподілення, а імовірність їх безвідмовної роботи

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \tag{1}$$

де λ – інтенсивність відмов, t – час.

Зауважимо, що розрахунок імовірності безвідмовної роботи згідно залежності (1) правомірний для невідновлюваних елементів і ГА. Для відновлюваних елементів і ГА залежність (1) дає дещо занижені результати, однак, маючи на увазі невизначеність часу відновлення, в подальших розрахунках використовували залежність (1). При послідовному з'єднанні i-тих елементів, з 1 по n, імовірності безвідмовної роботи розраховували за формулою

$$P(t) = \prod_{1}^{n} P_i(t), \tag{2}$$

де $P_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i-того елементу.

При паралельному з'єднанні n елементів чи ланцюгів, імовірність безвідмовної роботи визначали за залежністю

$$P(t) = 1 - \prod_{1}^{k}\left[1 - \prod_{1}^{n} P_i(t)\right], \qquad (3)$$

де k – кількість паралельних ланцюгів.

Розглядали два ГА для намотування обмоток електродвигунів.

Нами розроблено схемне рішення ГА обертання верстата для намотування обмоток електродвигунів (рис. 1) [4].

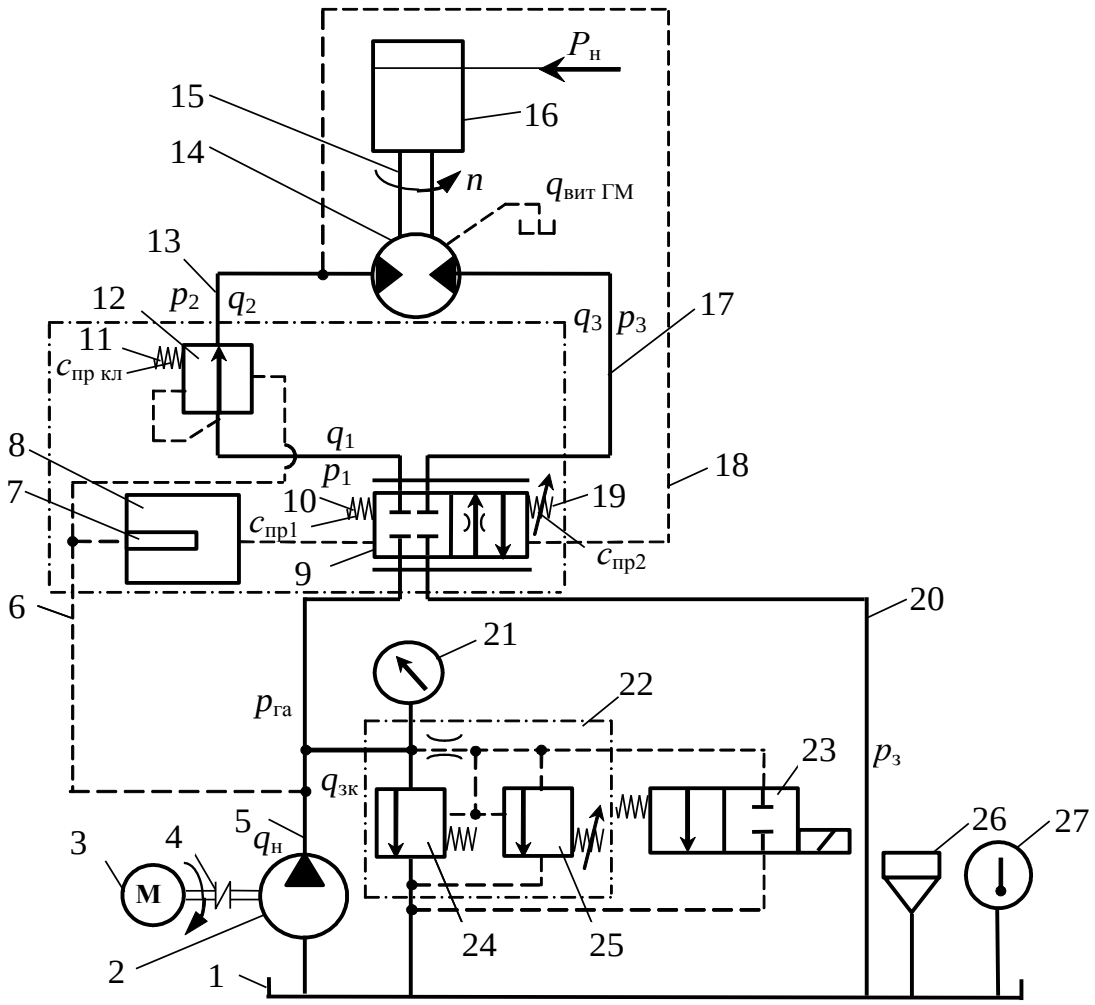


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів: 1 – бак; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – муфта; 5, 6, 13, 17, 20 – трубопроводи; гідравлічний вібраційний контур (ГВК): 7 – внутрішній патрубок; 8 – камера; 9 – слідкуючий гідророзподільник (ГР); 10 і 19 – пружини ГР 9; 11 – пружина клапана тиску; 12 – клапан тиску; 14 – гідромотора (ГМ); 15 – вал ГМ; 16 – котушка для намотування дроту; 18 – трубопровід (гідравлічний зворотний зв’язок по тиску); 21 – манометр; 22 – запобіжний клапан: 24 – основний; 25 – допоміжний; 23 – ГР; 26 – заливна горловина; 27 – термометр

Схема ГА обертання містить з'єднані послідовно ГР із ГВК, що дозує витрату, та клапан тиску 12, який складається із золотника, під торці якого підведені тиски – до ГР із ГВК (тиск на виході насоса $p_н$) і після ГР 9 p_1 і пружини 11, розташованої в камері більш низького тиску (за ГР 9), що забезпечує постійний перепад тиску на дроселюючій щілині ГР 9. Клапан тиску 12 виконує функцію керуючого дроселя (компенсатора тиску) і одночасно елемента порівняння в системі гідравлічного зворотного зв'язку, а ГР із ГВК – компенсатора витоків за рахунок введення зворотного зв'язку по тиску із входу ГМ 14. Таким чином, забезпечується значення витрати, яка підводиться до ГМ 14, та відповідна частота обертання, незалежно від зовнішнього навантаження й витоків ГМ 14, завдяки наявності двох дроселів – дроселюючої щілини ГР 9, клапана тиску 12 й гідравлічного зворотного зв'язку по тиску.

При вмиканні електродвигуна 3, з’єднаного з об’ємним насосом 2 муфтою 4, робоча рідина з частотою пульсацій, кратною частоті обертання приводного електродвигуна 3, помноженою на кількість робочих камер насоса 2, та амплітудою тиску, обумовленою навантаженням ГМ 14, подається каналом 6 через внутрішній патрубок 7 до камери 8 – резонатора, де відбувається підсилення амплітуди пульсацій тиску, а далі до лівої камери керування ГР 9. На золотник ГР 9, з одного боку діють, змінна в часі, сила, обумовлена пульсаціями тиску з виходу об’ємного насоса, які підсилюються в резонаторі, та сила пружини 10, а з іншого – сила пружини 19. Завдяки цьому, золотник здійснює осцилюючий зворотно-поступальний рух з великою частотою та малою амплітудою, усуваючи, таким чином, силу тертя спокою та підвищуючи чутливість ГР 9 до гідравлічного керуючого сигналу. Одночасно робоча рідина з виходу об’ємного насоса 2 підводиться до правої камери керування клапана тиску 12 та до ГР 9.

Під дією сил пружин 10 і 19 та тиску в лівій камері керування ГР з ГВК його золотник займає положення, при якому дроселюючі щілини закриті. Початкове відкриття дроселюючих щілин ГР 9, тобто частоту обертання ГМ 14, задаємо за допомогою регульованої пружини 19 при працюючому насосі під час налаштування ГА.

Використання для керування слідкуючим ГР 9 тиску живлення ГМ 14, тобто запровадження гідравлічного зворотного зв’язку по тиску та гідравлічної осциляції, дозволяє забезпечити постійну силу натягу дроту, підвищити гідравлічну жорсткість ГА та надійність за рахунок використання одного виду енергії та компенсувати витоки, які виникають при роботі ГМ і змінюються в процесі експлуатації ГА. Таким чином, підвищується щільність заповнення обмотки електродвигуна та його ККД, розширюється сфера застосування та покращуються показники технічного рівня ГА.

ГА обертання з електрогідравлічною системою керування (рис. 2), що містить електронну систему керування, яка здійснює обробку інформації, та електрогідравлічний привод регулювання частотою обертання, який забезпечує високу точність підтримання частоти обертання ГМ [7].

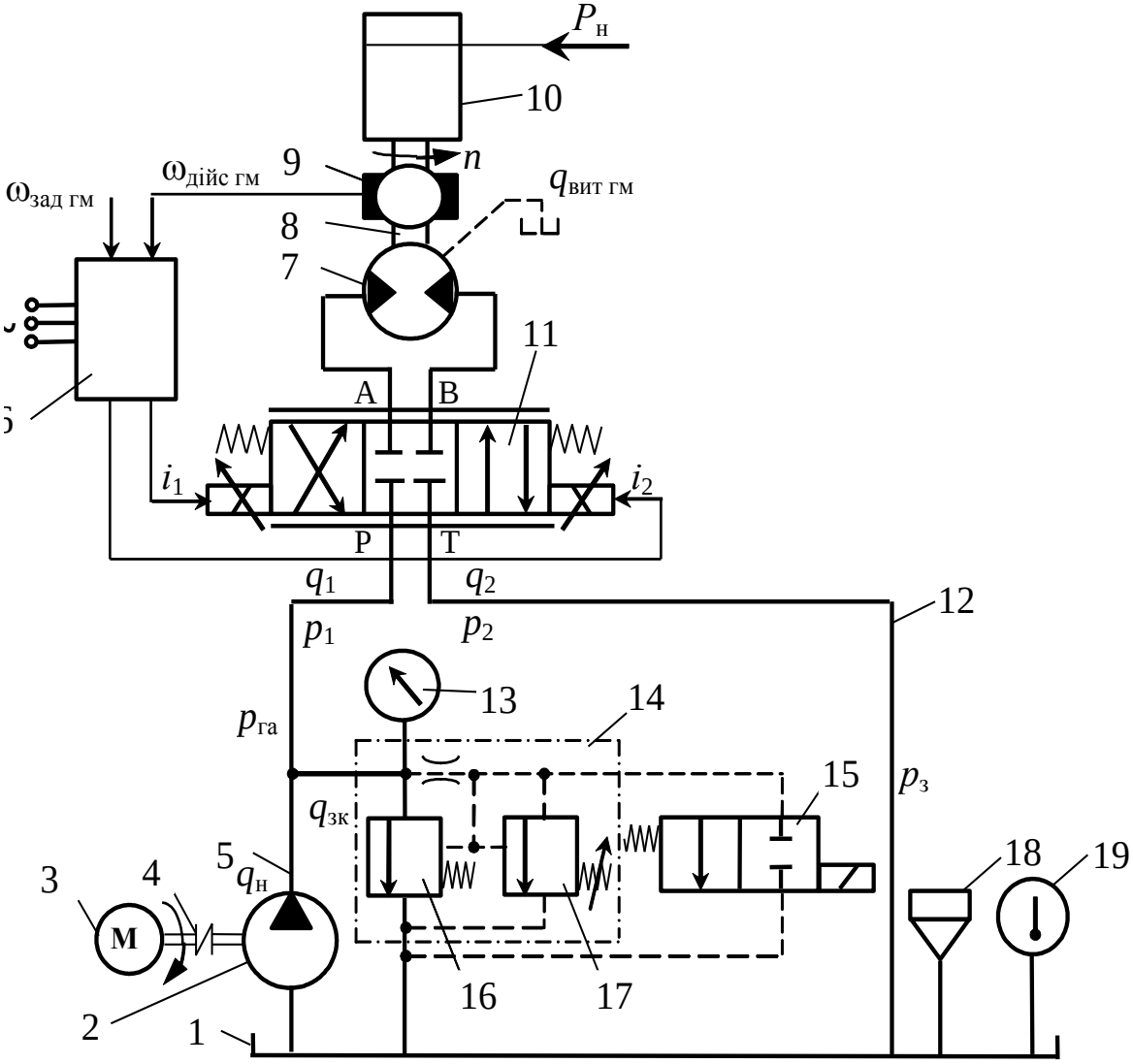


Рис. 2. Електрогідравлічна схема верстата для намотування обмоток електродвигунів: 1 – бак; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – муфта; 5, 12 – трубопроводи; ГВК: 6 – електронний блок керування; 7 – ГМ; 8 – вал ГМ; 9 – датчик оптико-електричний; 10 – котушка для намотування дроту; 11 – ГР з пропорційним електричним керуванням; 13 – манометр; 14 – запобіжний клапан; 15 – ГР; 16 – основний запобіжний клапан; 17 – допоміжний запобіжний клапан; 18 – заливна горловина; 19 – термометр

Зворотний сигнал з виходу робочого органа вала ГМ знімається тахогенератором та надходить до електронної системи керування, де порівнюється із заданим сигналом та формує сигнал керування, вихідний сигнал якого керує слідкуючим ГР. Це забезпечує регулювання частотою обертання вала ГМ відповідно до сигналу пристрою, що задає частоту обертання. У цьому випадку слідкуючиий ГР є не тільки перетворювачем електричного сигналу в гідравлічний, а й підсилювачем потужності сигналу. Зауважимо, що в такому випадку робочим органом ГА є вал ГМ. Система живлення цього ГА аналогічна зображеному на рис. 1.

Для розрахунку надійності ГА обертання складали їх структурні схеми (рис. 3, 4).

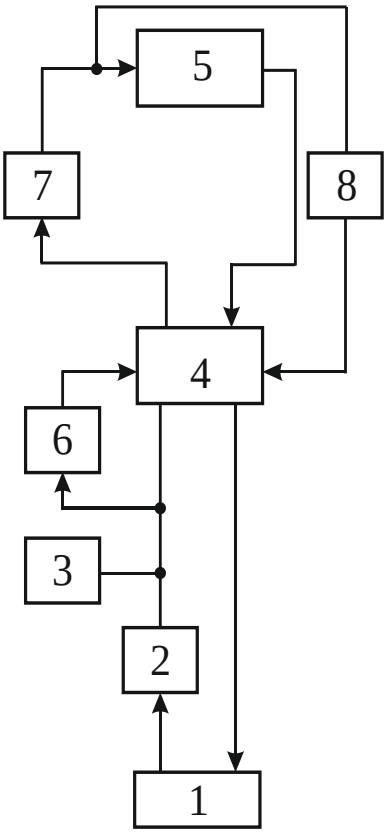


Рис. 3. Структурна схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів з гідравлічним керуванням: 1 – бак; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – ГР; 5 – ГМ; 6 – ГВК; 7 – клапан тиску; 8 – трубопровід

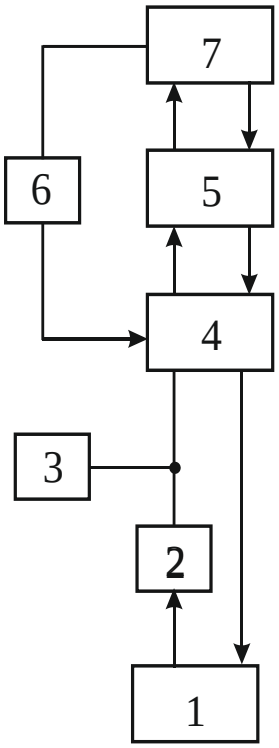


Рис. 4. Структурна схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів з електричним керуванням: 1 – бак; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – ГР; 5 – ГМ; 6 – система керування; 7 – датчик оптико-електричний

За структурними схемами ГА, враховуючи формули (2) і (3), отримали розрахункові залежності імовірності безвідмовної роботи:

для ГА з гідравлічним керуванням (рис. 3) [4]

$$P_{\Sigma}(t) = P_1P_2\left(P_1P_2P_8 + P_3P_8 - P_1P_2P_3P_8^2\right)\left(P_6 + P_8 - P_6P_8\right)\left(P_7 + P_8 - P_7P_8\right)\times$$
$$\times\left[P_8 + \left(P_7 + P_8 - P_7P_8\right) - P_8\left(P_7 + P_8 - P_7P_8\right)\right]\times$$
$$\times\left[P_4 + \left(P_7 + P_8 - P_7P_8\right) - P_4\left(P_7 + P_8 - P_7P_8\right)\right]P_5; \qquad (4)$$

для ГА з електрогідравлічним керуванням (рис. 4) [7]

$$P_{\Sigma}(t) = P_1P_2\left(P_1P_2P_{\text{тр}} + P_3P_{\text{тр}} - P_1P_2P_3P_{\text{тр}}^2\right)\times$$
$$\times\left(P_6P_7P_{\text{елз}} + P_4P_5P_{\text{тр}}P_{\text{елз}} - P_6P_7P_4P_5P_{\text{тр}}P_{\text{елз}}^2\right), \qquad (5)$$

де $P_{\text{тр}}$ і $P_{\text{елз}}$ – імовірності безвідмовної роботи трубопроводу і електричної лінії зв’язку відповідно.

Зазначимо, що в формулах (4) і (5) імовірності безвідмовної роботи окремих елементів залежать від часу, але для скорочення запису час не показано.

З робіт [3, 5] знаходили інтенсивність відмов окремих елементів ГА (табл. 1).

Таблиця 1 – Інтенсивність відмов елементів ГА

Інтенсивність відмов	$\lambda \cdot 10^{-6}$, годин$^{-1}$		
	найменша	середня	найбільша
Трубопровід	–	0,7	–
Бак	0,48	1,5	2,5
Насос	3,3	13,5	27,4
Запобіжний клапан	7,9	10,3	14,8
Камера ГВК	–	1,5	–
Слідкуючий ГР	–	7,0	–
Клапан тиску	5,6	8,4	12,3
ГМ	1,45	4,3	7,15
Електрична лінія зв’язку	0,1	0,3	0,4
Електронний блок керування	–	20,01	–
Датчик оптико-електричний	0,3	0,7	1,5

За залежностями (4) і (5), попередньо задавшись часом роботи ГА, знаходили імовірності безвідмовної роботи ГА обертання (табл. 2). Знаючи імовірності безвідмовної роботи ГА, знаходили час безвідмовної роботи (табл. 2 і 3) за залежністю

$$T = 1/\Lambda, \tag{6}$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов ГА, яку визначали з (1).

Таблиця 2 – Імовірності та середній час безвідмовної роботи ГА при t = 1000 годин

ГА	$P_\Sigma(1000)$			T, годин		
	найменша	середня	найбільша	найменша	середня	найбільша
з гідравлічним керуванням	0,99332	0,98057	0,90955	97648,05	97797,67	98180,72
з електро-гідравлічним керуванням	0,92834	0,91642	0,85005	91259,86	91399,69	91757,68

Таблиця 3 – Імовірності та середній час безвідмовної роботи ГА при t = 10000 годин

ГА	$P_\Sigma(10000)$			T, годин		
	найменша	середня	найбільша	найменша	середня	найбільша
з гідравлічним керуванням	0,90284	0,88712	0,74218	95562,37	96798,77	97824,36
з електро-гідравлічним керуванням	0,84378	0,82908	0,69363	94406,51	95831,25	96737,15

Точність розрахункових значень імовірності безвідмовної роботи ГА характеризують дисперсією, розрахунок якої для ГА обертання, у відповідності до структурної схеми, проводили за формулою [6]

$$G_P^2 = t^2 \left(\sum_{i=1}^{N^*} k_i^2 \, n_i^2 \, \lambda_i^2 + 2 \sum_{i=1}^{N^*} k_i \, n_i \, \lambda_i \sum_{\substack{i=1 \\ j \neq 1}}^{N^*} k_j \, n_j \, \lambda_j \right) e^{-2t \sum_{i=1}^{N^*} n_{i\lambda_i}}, \tag{7}$$

де $G_\text{р}$ – дисперсія; N^* – кількість груп елементів у ГА; n_i – кількість елементів в i-тій групі; $k_i = \dfrac{\lambda_{i\max} - \lambda_{i\min}}{6\lambda_i}$.

Дисперсія для ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів з гідравлічним керуванням становить 0,093 · 10^{-2}, а для ГА з електрогідравлічним керуванням – 0,078 · 10^{-2}.

Висновки. Проведений порівняльний аналіз надійності ГА показав, що запропоноване схемне рішення ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів із гідравлічним керуванням, крім переваг відмічених вище, має на 7 % більший час безвідмовної роботи, тобто

вищу надійність. Розроблена методика порівняння надійності ГА обертання може бути використана на стадії проектування будь-яких ГА.

Література:

1. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с. (Отраслевой стандарт).

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

3. Методичні вказівки до практичних занять "Вивчення принципу дії, експлуатації та розрахунку надійності гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією" з курсу "Надійність та експлуатація гідромашин і гідроприводів": [уклад. *П. М. Андренко* і ін.]. – Харків: НТУ "ХПІ", 2003. – 72 с.

4. Пат. 45554 Україна, МПК F15B 9/00. Гідроагрегат верстата для намотки обмоток електродвигунів / *Андренко П. Н., Гречка І. П., Білокінь І. І., Стеценко Ю. М.*; заявник і патентовласник *Андренко П. Н., Гречка І. П., Білокінь І. І., Стеценко Ю. М.* – № u 2009 07102; заявл. 07.07.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.

5. *Фінкельштейн З. Л.* Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / *З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко*; під ред. проф. *П. М. Андренка*. – Харків : НТУ "ХПІ", 2014. – 308 с.

6. *Бычков А. А.* Основы теории и организации технической эксплуатации средств связи : сборник задач / *А. А. Бычков, В. А. Кальченко*. – К. : КВВИУС, 1975. – 105 с.

7. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учеб. пособие / [*Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. Г. Кириченко* и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с.

ОЦЕНКА НАДЁЖНОСТИ ГИДРОАГРЕГАТОВ ВРАЩЕНИЯ НА СТАДИИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Андренко П.Н., Гречка И.П., Хованский С.А., Свинаренко М.С.

***Анотация* – в статье приведены результаты сравнительных аналитических исследований надежности гидроагрегатов вращения станков для намотки обмоток электродвигателей методом структурных схем. Показано, что предложенное перспективное решение такого гидроагрегата с гидравлическим управлением и гидравлической обратной связью имеет выше показатели надежности.**

ASSESSMENT OF RELIABILITY OF HYDRAULIC ENGINES OF ROTATION AT THE STAGE OF THEIR DESIGNING

P. Andrenko, I. Grechka, S. Khovansky, M. Svinarenko

Summary

The article presents the results of comparative analytical studies of the reliability of hydraulic turbo rotators for winding windings of electric motors by the method of structural circuits. It is shown that the proposed perspective solution of such a hydraulic unit with hydraulic control and hydraulic feedback has higher reliability indicators.

УДК 621.225.001.4

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТОРЦЕВОЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА ФУНКЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Панченко А.І., д.т.н.,
Волошина А.А., д.т.н.,
Засядько А.І., інженер
Таврійский державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація **– наведено конструктивні особливості розподільних систем планетарних гідромоторів серії ПРГ, призначених для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки. Гідромотори серії ПРГ представлені чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: ПРГ-33 номінальною потужністю 33 *кВт* з робочим об'ємом 800...1600 *см*^{3}, ПРГ-22 потужністю 22 *кВт* з робочим об'ємом 160...630 *см*^{3}, ПРГ-11 потужністю 11 *кВт* з робочим об'ємом 50...200*см*^{3} і ПРГ-8 потужністю 8 *кВт* з робочим об'ємом 32...125*см*^{3}, які забезпечують частоту обертання робочого органу в діапазоні від 40 до 2500 *об/хв* при зміні потужності від 8 до 33 *кВт*. Розглянуто переміщення робочої рідини по каналах і отворах елементів торцевої розподільної системи, а також побудовані образи її проточних частин за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» і «SolidWorks».**

Ключові слова **- планетарний гідромотор, робоча рідина, торцева розподільна система, розподільник, золотник, образи проточних частин.**

*Постановка проблеми. С*учасні тенденції розвитку гідрофікації мобільної техніки вимагають розробки принципово нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин [1-9], а також нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення функціональних параметрів гідроприводів, шляхом раціонального вибору режимів роботи елементів гідроприводу, а також дослідженням робочих процесів, що відбуваються в гідромашинах обертального дії.

Робочі процеси, що протікають в гідроприводах і їх елементах в процесі експлуатації, пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами трубопроводів, а також через робочі вікна, отвори та канали гідравлічних машин [10-13]. Тобто, поряд з основними потоками робочої рідини, необхідними для функціонування гідроприводу, виникають додаткові течії в торцевих зазорах між елементами розподільних систем гідромашин, їх отворах і каналах, що викликають наявність великих гідравлічних втрат, зумовлених геометрією проточних частин [12,13].

Таким чином, виникає проблема дослідження впливу конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора з метою поліпшення ефективності використання гідроприводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження причин незадовільної роботи планетарних гідромашин показує, що одним з основних вузлів, що лімітує ефективність роботи планетарних гідромашин, є розподільна система [14-19], що представляє собою пристрій для подачі робочої рідини в робочі камери в строго визначеній послідовності, що залежить від положення ротора в робочій порожнині, а також для її зливу.

Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата рідини), тобто площа прохідного перетину. Площа прохідного перетину залежить від площ перекриття вікон золотника вікнами розподільника, яка в свою чергу залежить від геометричних параметрів та кількості вікон розподільника і золотника, а також від їх форми [15-198].

Розподіл робочої рідини в планетарних гідромашинах може бути торцевим [15-18,20] шляхом обертового або нерухомого торцевого розподільника, за допомогою цапфового розподільника [19,20] та безпосереднім [13,18-20], коли розподіл рідини здійснюється безпосередньо самим ротором.

Аналіз конструктивних особливостей планетарних гідромашин показав [3,4,6,7], що в них є втрати, викликані тертям поверхонь елементів витискувальної системи – це механічні втрати [9,14] та втрати напору потоку робочої рідини в проточних частинах розподільних систем – це гідравлічні і об'ємні втрати [9,13,14].

Таким чином, якщо механічні втрати, викликані тертям поверхонь елементів витискувальної системи розглянуті в роботах [8,14], то гідравлічні і об'ємні втрати в проточних частинах торцевих розподільних систем, що дозволяють поліпшити ефективність роботи гідравлічних машин планетарного типу, на сьогоднішній день практично від-

сутні.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Поліпшення ефективності використання гідравлічних машин для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної техніки шляхом моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи планетарного гідромотора за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys».

Основна частина. Для вирішення проблем, пов'язаних з гідрофікацією активних робочих органів та ходових систем мобільної техніки лабораторією «Гідравлічні машини та гідропривід сільськогосподарської техніки» кафедрою мобільних енергетичних засобів Таврійського державного агротехнологічного університету розроблені планетарні гідромотори серії ПРГ (рис. 1). Серія планетарних гідромоторів серії ПРГ [4-9] представлена чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: ПРГ-33 номінальною потужністю 33 *кВт* з робочим об'ємом 800...1600 *см*^{3}, ПРГ-22 потужністю 22 *кВт* з робочим об'ємом 160...630 *см*^{3}, ПРГ-11 потужністю 11 *кВт* з робочим об'ємом 50...200 *см*^{3} та ПРГ-8 потужністю 8 *кВт* з робочим об'ємом 32 ... 125 *см*^{3}.

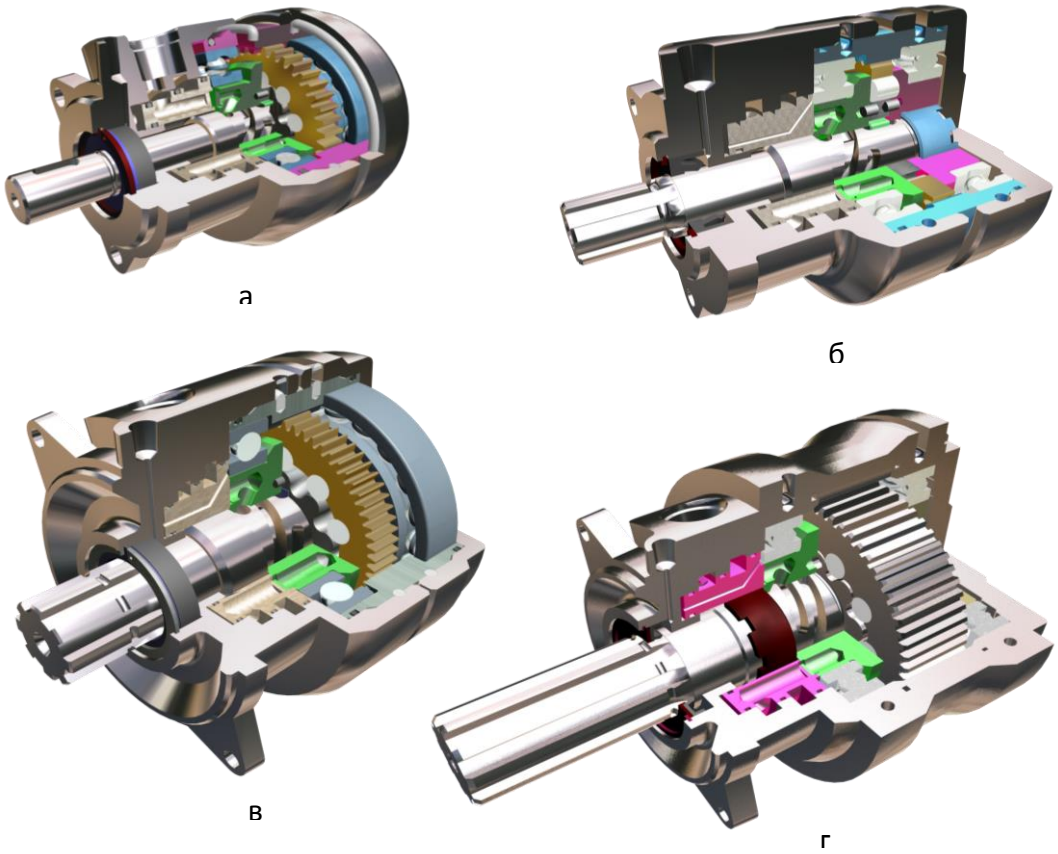


Рис. 1. Планетарно-роторні гідромотори серії ПРГ:
а – гідромотори ПРГ-8; б – гідромотори ПРГ-11;
в – гідромотори ПРГ-22; г – гідромотори ПРГ-33

Представлені типорозмірні ряди планетарних гідромоторів серії ПРГ конструктивно виконані однаково і відрізняються потужністю та габаритними розмірами. Кожен типорозмірний ряд представлений гамою гідромоторів, що відрізняються робочими об'ємами.

Аналіз конструкцій планетарних гідромоторів показує [4-9], що в більшості випадків для формування гідравлічного поля в них застосовується торцевий розподіл робочої рідини, тому що при рівній продуктивності відносна швидкість ротора по прилеглим до нього поверхнях в планетарній гідромашині в десятки разів менше, а малі швидкості ротора дозволяють встановлювати значно менший зазор, який забезпечує високий об'ємний ККД.

Торцева розподільна система (рис. 2) планетарних гідромоторів серії ПРГ представлена розподільником 1, що обертається, одягненим на вал 2 та нерухомим золотником 3, встановленим в кришці 4 [15-19]. Причому золотник 3 з передньою кришкою 4 утворюють золотниковий пристрій, а разом з розподільником 1 і валом 2 – торцевий розподільний механізм.

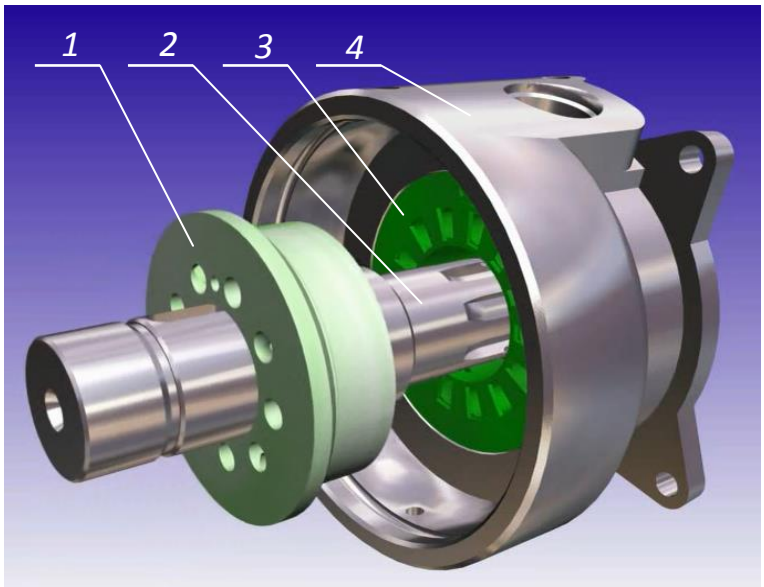


Рис. 2. Торцева розподільна система гідромоторів серії ПРГ:
1 – розподільник; 2 – вал; 3 – золотник; 4 – кришка

У планетарному гідромоторі серії ПРГ блок подачі (рис. 3) і розподілу робочої рідини виконаний на основі передньої кришки 5, в якій виконані два кільцевих канали 6, пов'язаних з підведенням 7 робочої рідини [4-9]. В кришку 5 встановлений золотник 1, на якому так само виконані дві кільцеві проточки 3, в яких виконані радіальні канали 4. Радіальні канали 4, в свою чергу, з'єднані з торцевими отворами, через які робоча рідина потрапляє в розподільні вікна 2. Причому ці канали розраховані так, що при реверсі тиску торцеве зусилля в них абсолютно однакове.

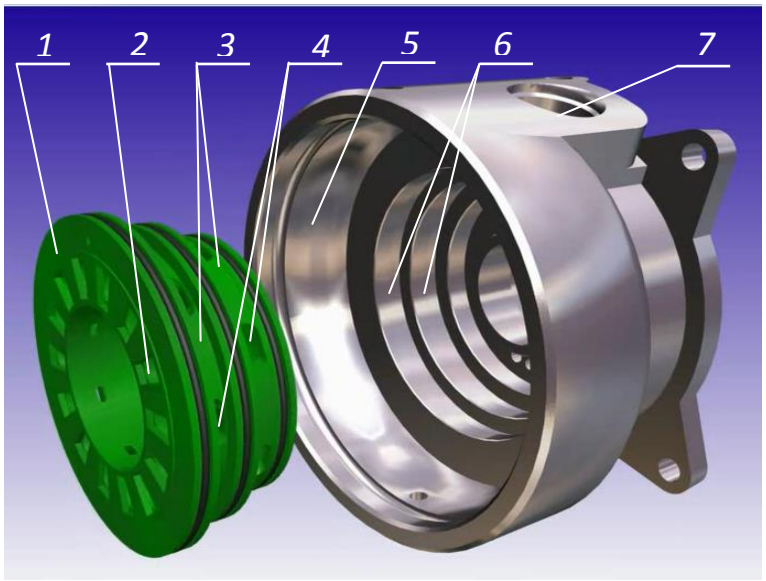
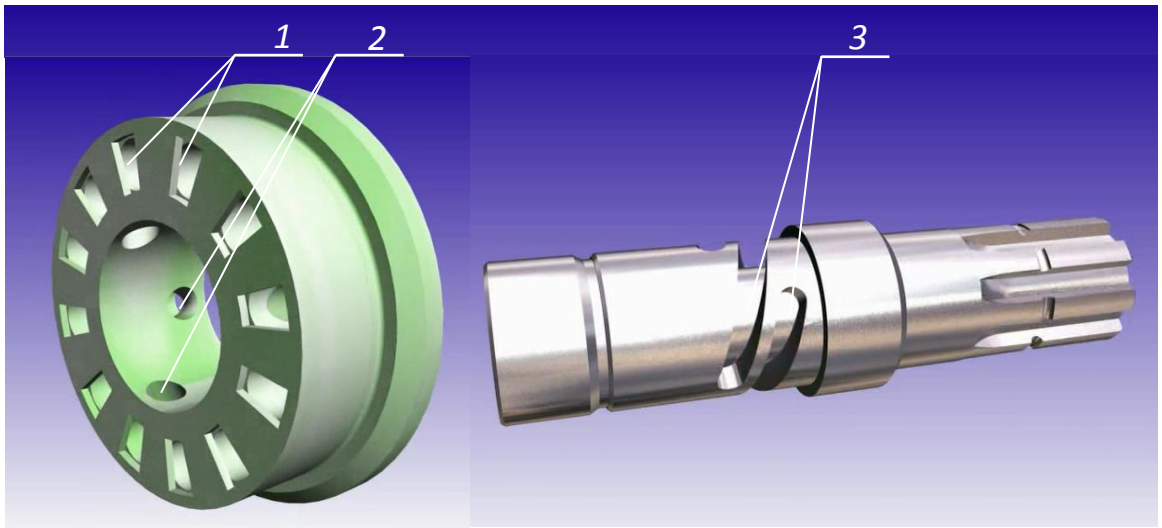


Рис. 3. Блок подачі робочої рідини в гідромоторах серії ПРГ:
1 – золотник; 2 – вікна нагнітання і зливу; 3 – кільцеві проточки;
4 – радіальні отвори; 5 – кришка; 6 – кільцеві канали кришки;
7 – підведення робочої рідини

Вал (рис. 4, б) має нарізані гвинтові канавки 3 в місці, де на нього буде одягатися розподільник (рис. 4, а), який в свою чергу має радіальні канали 2 та розподільні вікна 1, по яким рухається робоча рідина. Причому через канавки 3, нарізані на валу, робочу рідина передається в необхідні робочі камери (тобто з розвантажувальних вікон в робочі) [9] за допомогою радіальних каналів 2.



а б

Рис. 4. Елементи торцевої розподільної системи:
а – розподільник; б – вал;
1 – робочі і розвантажувальні вікна; 2 – радіальні канали, що з'єднуються з гвинтовими канавками вала; 3 – гвинтові канали вала

Принцип роботи торцевої розподільної системи можна представити в такий спосіб (рис. 5) [21]. Робоча рідина під тиском підводиться в передню кришку 7 і рухається по кільцевим каналах 8, які виконані в кришці 7 та золотнику 6. З кільцевого каналу 8 золотника 6 робоча рідина надходить в радіальні отвори, а потім по торцевим отворам до вікон нагнітання 5, які виконані на торцевій поверхні золотника 6.

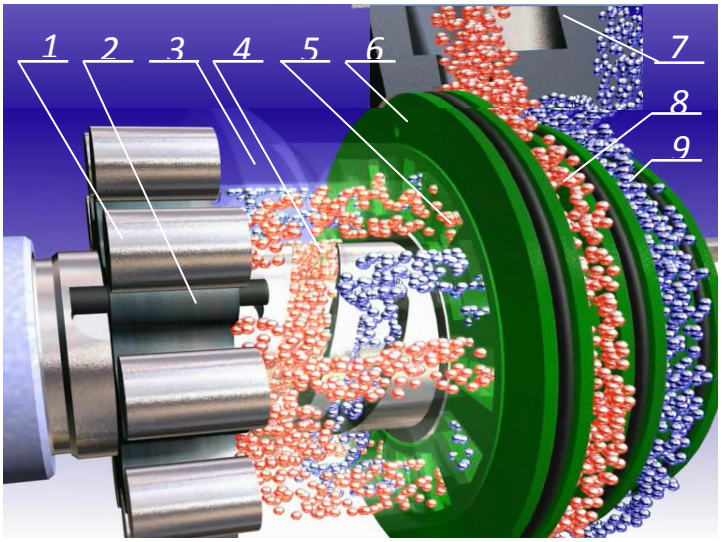
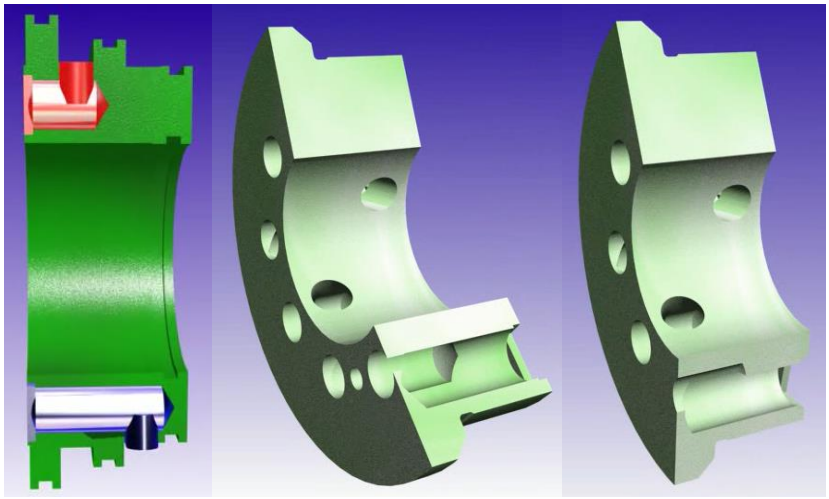


Рис. 5. Принцип роботи торцевої розподільної системи:
1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач;
3 – розподільник; 4 – канали, виконані в розподільнику;
5 – вікна нагнітання золотника; 6 – золотник; 7 – кришка;
8 – кільцевий канал; 9 - злив робочої рідини

Торцева поверхня золотника 6 (рис. 5) контактує з торцевою поверхнею розподільника 3, на якій виконані робочі та розвантажувальні вікна розподільника, через які робоча рідина по каналах 4, виконаних в розподільнику 3, надходить в робочі камери, утворені зубчастими поверхнями охоплюючого 1 та охоплюваного 2 витискувачів. При обертанні розподільника зона нагнітання (червоний колір) змінюється зоною зливу (синій колір), тобто гідравлічне поле починає переміщатися і робоча рідина надходить на злив, потрапляючи в канали, виконані в розподільнику 3, а по них до торцевих вікон розподільника. Розподільні вікна з'єднуються з вікнами зливу золотника 6, по яким робоча рідина переміщується в радіальні отвори золотника, пов'язані з кільцевими проточками 9 і відводиться на злив.

Фізичні процеси, що протікають в торцевій системі планетарного гідромотора та її елементах [8,9] в процесі роботи, завжди пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами, а також через вікна розподільних систем [12,13,15-19,21].

На рис. 6, а представлені канали (проточні частини), виконані в золотнику, а на рис. 6, б, в варіанти каналів, що виконані в розподільнику.



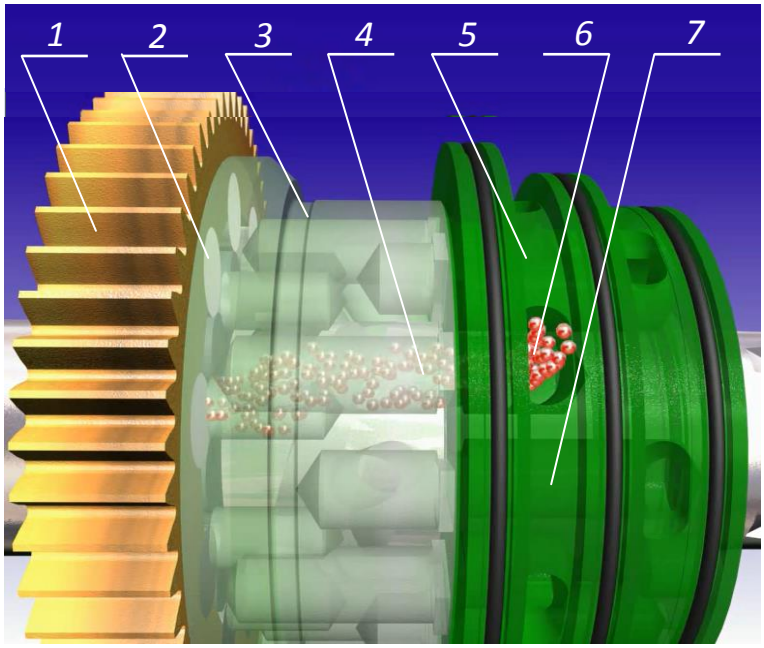
а б в

Рис. 6. Канали (проточні частини), по яких переміщається робоча рідина: а – в золотнику; б, в – в розподільнику

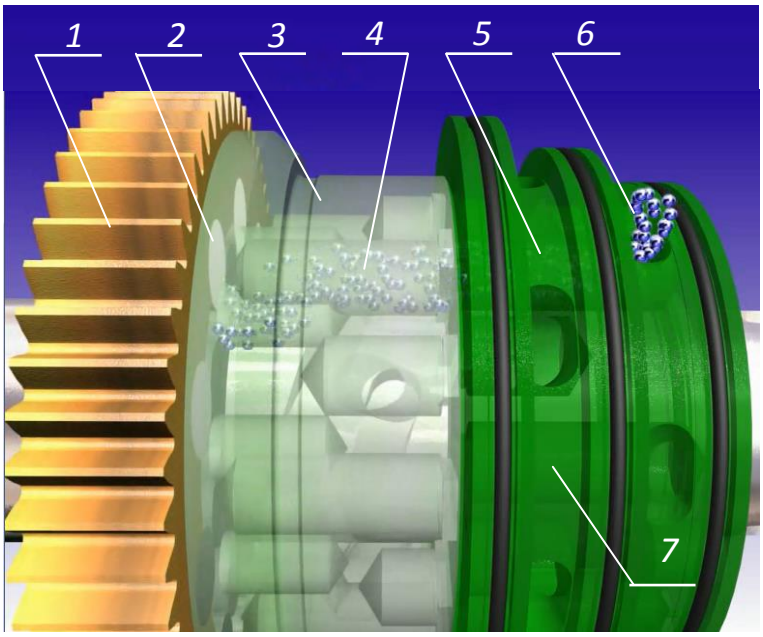
Для моделювання проходження робочої рідини через проточні частини торцевої розподільної системи необхідно розглянути переміщення робочої рідини в каналах і отворах розподільника та золотника, а також побудувати образи проточних частин.

Розглянемо рух робочої рідини по каналах, що виконані в золотнику (рис. 6, а) та по двом видам каналів, що виконані в розподільнику (рис. 6, б, в).

На рис. 7, а представлений рух робочої рідини по каналу розподільника, наведеного на рис. 6, б. Робоча рідина під тиском (червоного кольору) через вхідний отвір кришки попадає в кільцеву проточку між кришкою і золотником 5 (зеленого кольору), з якої робоча рідина надходить до радіальних 6 і торцевих 7 каналів золотника 5 до вікон нагнітання, які сполучаються з торцевою поверхнею розподільника 3 (прозорого кольору). Через робочі вікна розподільника 3, що виконані на його торцевій поверхні, робоча рідина по каналах 4 надходить в робочу камеру, утворену внутрішньою зубчастою поверхнею охоплюючого витискувача 1 (жовтого кольору) та зовнішньою поверхнею охоплюваного 2 (внутрішнього) витискувача. При обертанні розподільника 3, порожнина нагнітання (червоного кольору) зміниться порожниною зливу (синього кольору), тобто рідина буде витіснятися з робочої камери (рис. 7, б). З робочої камери робоча рідина по каналу 4 розподільника 3 потрапить до вікон, розташованих на торцевій поверхні розподільника, які сполучаються з вікнами зливу, розташованими на торцевій поверхні золотника 5. Далі робоча рідина по торцевим 7 та радіальним 6 каналам золотника 5 поступає в кільцеву проточку між кришкою та золотником і звідти на злив.



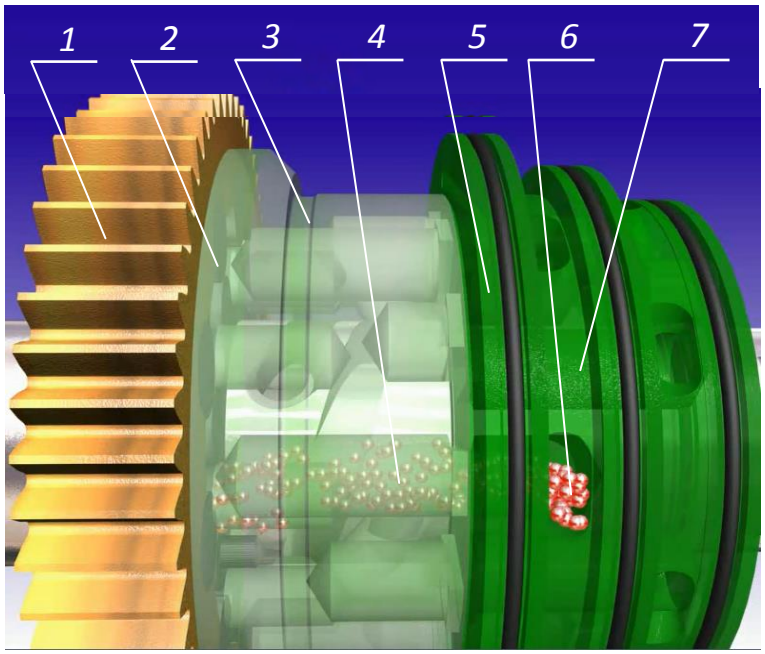
а



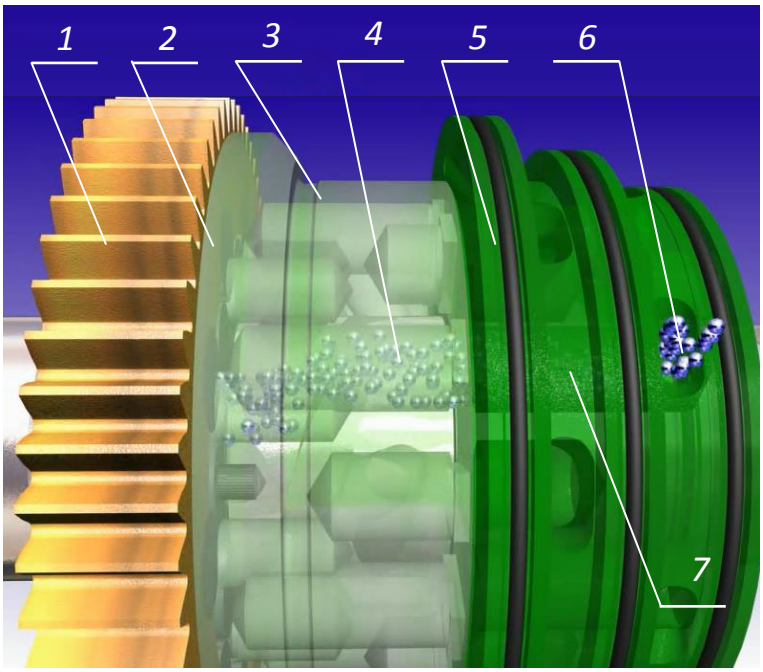
б

Рис. 7. Рух робочої рідини по каналу, виконаному в розподільнику, який відповідає рис. 6, б: а – зона нагнітання; б – зона зливу; 1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач; 3 – розподільник; 4 – канал розподільника; 5 – золотник; 6 – радіальний канал золотника; 7 – торцевий канал золотника

Рух робочої рідини по каналу розподільника, наведеного на рис.6, в, що предствилений на рис. 8, аналогічний попередньому (рис.7).



а



б

Рис. 8. Рух робочої рідини по каналу, виконаному в розподільнику, який відповідає рис. 6, в: а – зона нагнітання; б – зона зливу; 1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач; 3 – розподільник; 4 – канал розподільника; 5 – золотник; 6 – радіальний канал золотника; 7 – торцевий канал золотника

Для наочного уявлення переміщення робочої рідини в каналах (проточних частин) торцевої розподільної системи планетарних гід-

ромоторів серії ПРГ за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» і «SolidWorks» були створені образи проточних частин золотника (рис. 10) та розподільника (рис. 11).

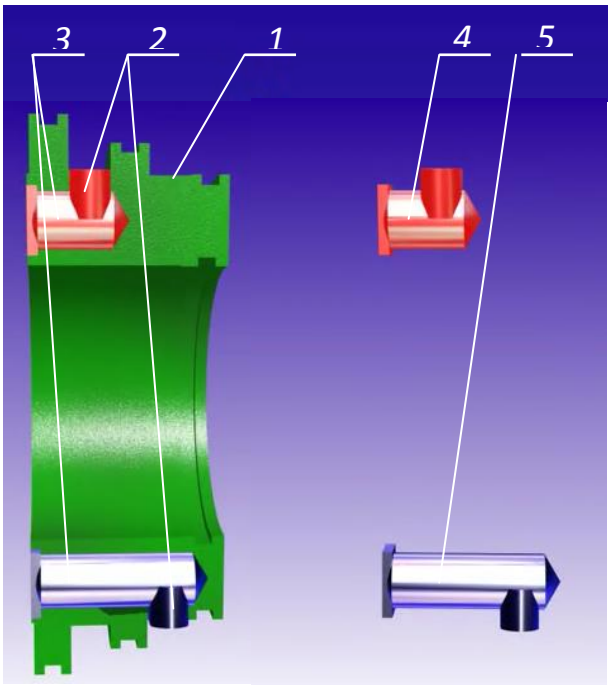


Рис. 10. Образи проточних частин золотника:
1 – кільцева проточка; 2 – радіальний канал; 3 – торцевий канал;
4 – зона нагнітання; 5 – зона зливу

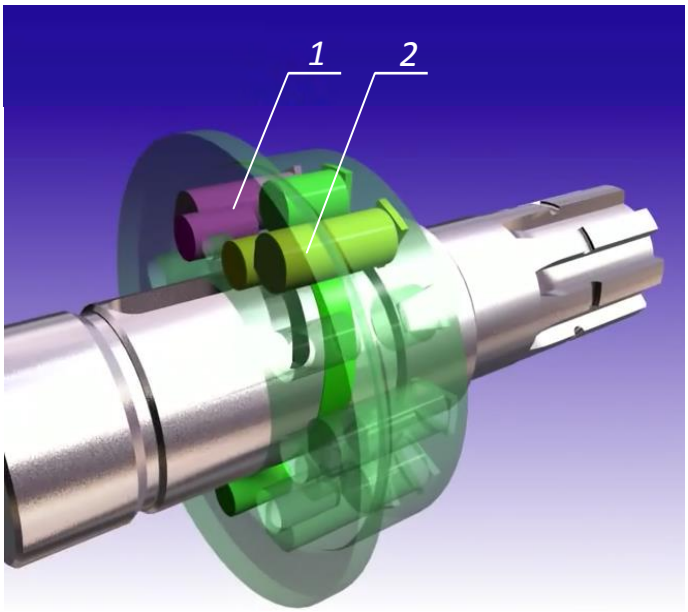
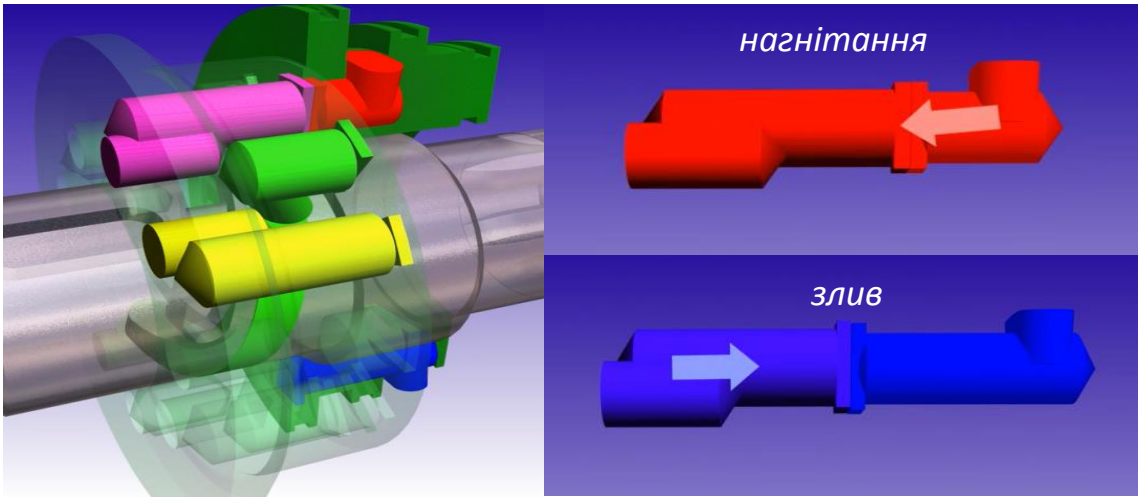


Рис. 11. Образи проточних частин розподільника:
1 – канал, представлений на рис. 7; 2 – канал, представлений на рис. 8

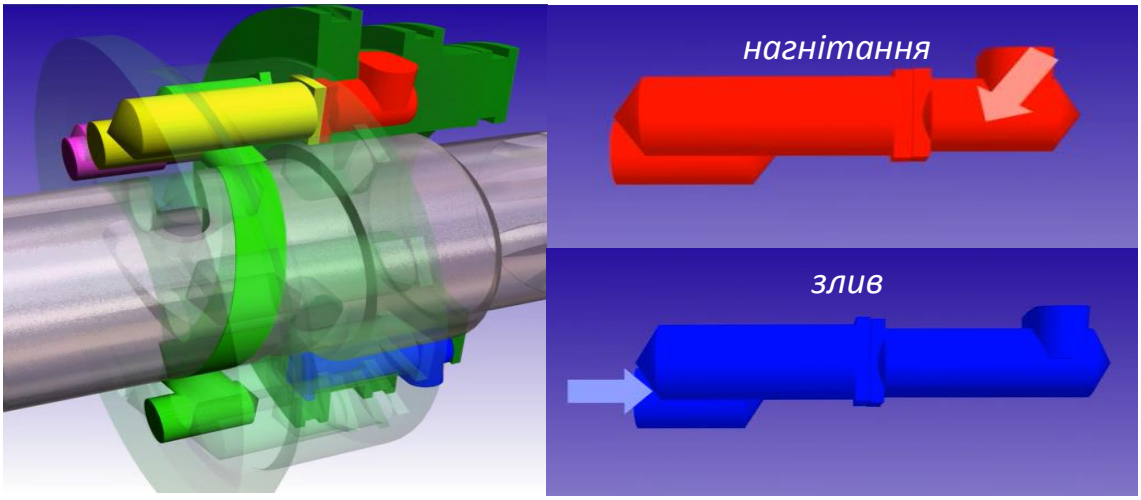
Проточні частини золотника (рис. 10) сформовані кільцевою проточкою 1, радіальним каналом 2 і торцевим каналом 3, який сполучається з торцевою поверхнею розподільника. Образи проточних частин золотника представлені зоною нагнітання 4 і зоною зливу 5.

Проточні частини розподільника (рис. 11) сформовані каналами двох типів 1, 2, що сполучаються з торцевою поверхнею золотника, за якими робоча рідина переміщається в робочі камери або витісняється з них.

На рис. 12 представлені образи проточних частин золотника та розподільника торцевої розподільної системи в зоні нагнітання і зливу, в залежності від типу каналів, виконаних в розподільнику (рис.7, 8).



а



б

Рис. 12. Образи проточних частин розподільника:
а – канал, представлений на рис. 7; б – канал, представлений на рис. 8

На рис. 12, а сформовані образи проточних частин розподільника з каналом, представленим на рис. 7. Робоча рідина під тиском (червоний колір) подається в кільцеву проточку золотника. Потім по радіальному і торцевому каналах золотника вона надходить у вікна золотника, розташовані на його торцевій поверхні, яка сполучається з торцевою поверхнею розподільника, на якій також виконані розподільні вікна. Коли вікно нагнітання золотника з'єднається з вікном розподільника, робоча рідина по каналу (бузкового кольору) переміститься в робочу камеру. При обертанні розподільника робоча рідина витісняється з робочої камери (синій колір), і по каналам, виконаним в розподільнику і золотнику надходить на злив.

На рис. 12, б сформовані образи проточних частин розподільника з каналом, представленим на рис. 8. Рух робочої рідини по проточних частинах золотника і розподільника аналогічно з рис. 12, а.

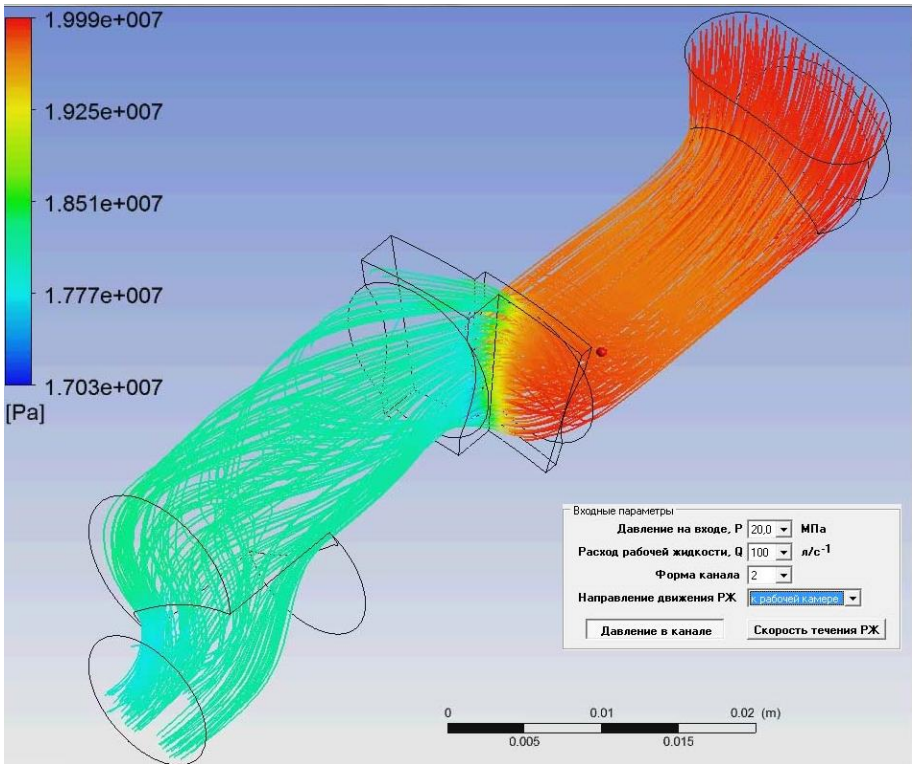
Аналіз результатів моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи (рис. 12, а, б) планетарних гідромашин серії ПРГ показує, що тиск в каналах золотника в зоні нагнітання (рис. 13, а) становить 19,3 *МПа*, а в каналах розподільника – 16,9 *МПа*. Тиск робочої рідини в зоні контакту розподільних вікон при їх частковому перекритті становить 18,75 *МПа*, а тиск при вході в робочу камеру – 17,5 *МПа*.

Швидкість течії робочої рідини (рис. 13, б) в каналах золотника і розподільника становить близько 14 *м/с*, а в зоні контакту розподільних вікон при їх частковому перекритті – 41 *м/с*.

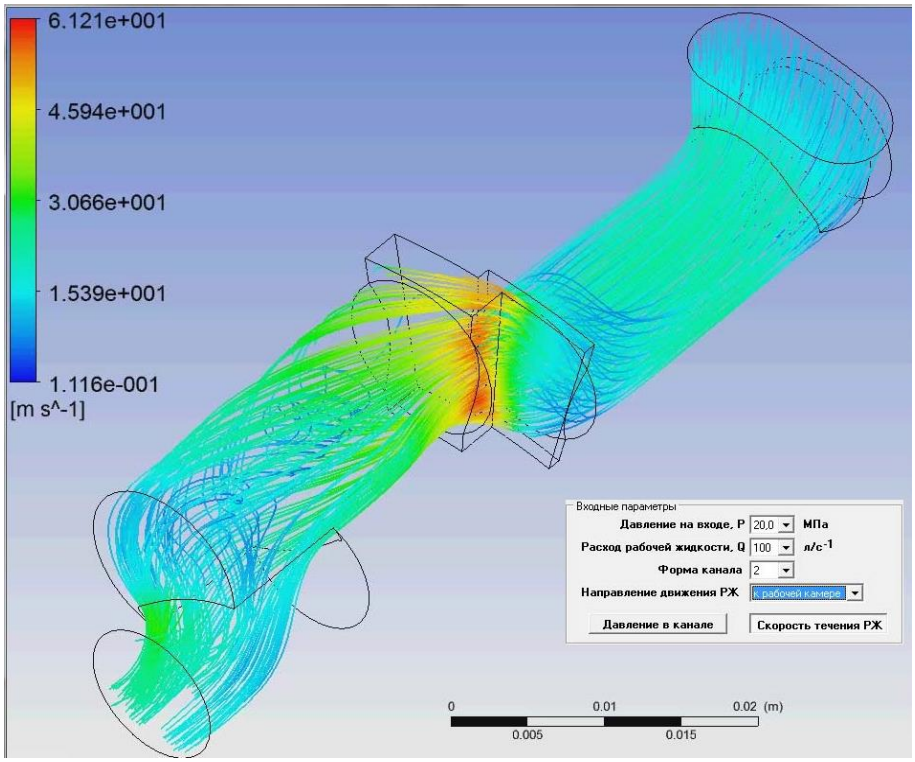
Для зливної магістралі тиск в каналі розподільника становить 3,75*МПа* (рис. 13, а), золотника – 2.9 *МПа*. Тиск в зоні контакту розподільних вікон при їх повному перекритті становить 3,5 *МПа*.

Швидкість течії робочої рідини в зливний магістралі (рис.14, б) в каналах розподільника і золотника при повністю перекритих розподільних вікнах становить близько 8 *м/с*.

В результаті проведених досліджень за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» і «SolidWorks» були створені образи проточних частин торцевої розподільної системи планетарного гідромотора серії ПРГ, що дозволяють визначити зміну тиску і швидкості течії робочої рідини в каналах золотника та розподільника, а також в розподільних вікнах, виконаних на їх торцевих поверхнях, в процесі роботи гідромотора.

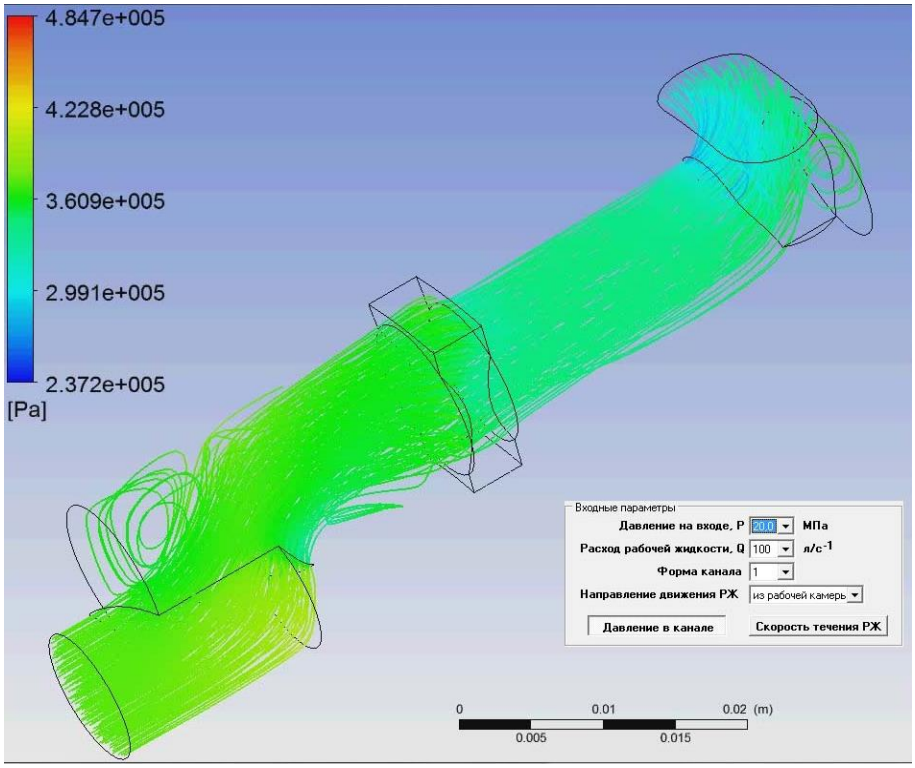


а

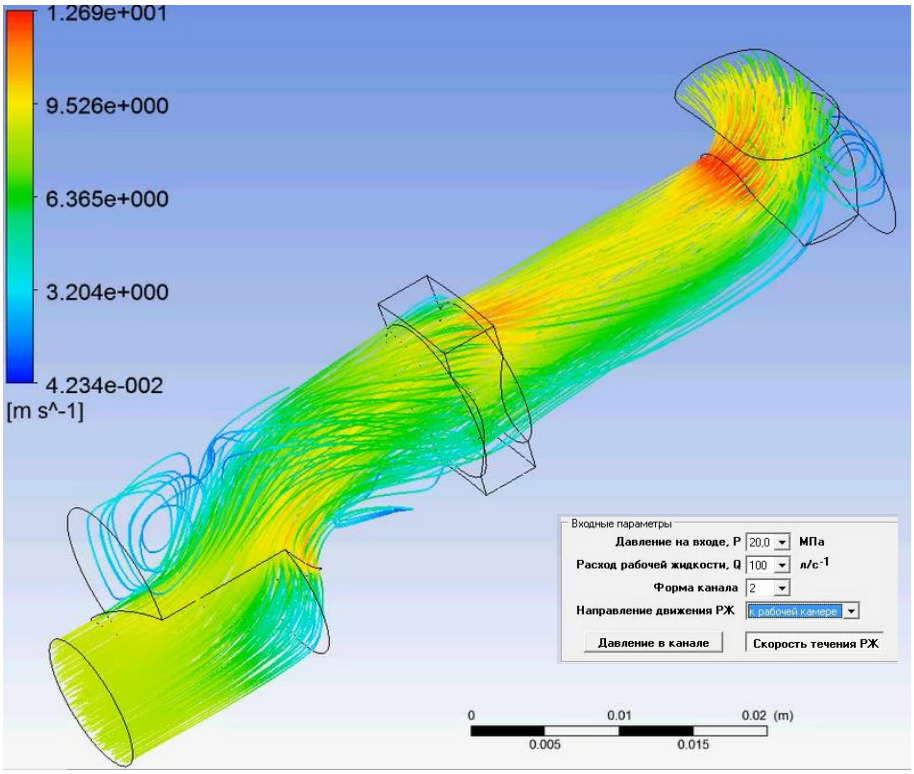


б

Рис. 13. Моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи, представлений на рис. 12, а, б, при частковому перекритті розподільних вікон:
а – тиск робочої рідини; б – швидкість плину



а



б

Рис. 13. Моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи, представлений на рис. 12, а, б, при повному перекритті розподільних вікон:
а – тиск робочої рідини; б – швидкість плину

Висновки. В результаті проведених досліджень розглянуто планетарні гідромотори серії ПРГ, які представлені чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: ПРГ-33 номінальною потужністю 33 *кВт* з робочим об'ємом 800...1600 *см*^{3}, ПРГ -22 потужністю 22 *кВт* з робочим об'ємом 160...630 *см*^{3}, ПРГ - 11 потужністю 11 *кВт* з робочим об'ємом 50...200 *см*^{3} і ПРГ-8 потужністю 8 *кВт* з робочим об'ємом 32...125 *см*^{3}.

Відмінними рисами представлених гідромоторів серії ПРГ є те, що зміна частоти обертання їх вихідного вала знаходиться в діапазоні 40...2500 *об/хв*, компенсування орбітального руху витискувачів здійснюється за рахунок зовнішнього зубчастого зачеплення, а розподіл робочої рідини – торцевою розподільною системою.

Розглянуті гідромотори призначені для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки, і здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 40 до 2500 об/хв при зміні потужності від 8 кВт до 33 кВт.

Література:

1. Orbital motors. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Available at: http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/12876/TechZone-HydraulicPumpsM.

2. Engineering Essentials: Hydraulic Motors. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Available at: http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6427/TechZone-HydraulicPumpsM.

3. High-torque motors. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Available at: http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/ HydraulicPumpsM/Article/False/9436/TechZone-HydraulicPumpsM.

4. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – Т.6. – С. 3-19.

5. *Панченко А.И.* Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С.* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1. – с.71-74.

6. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3. – Т.1.– С. 65-86. Режим доступа: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf.

7. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. – т.1. – С. 67-85.

8. *Панченко А.И.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. –2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

9. *Панченко А.И.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.

10. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.68-74.

11. *Волошина А.А.* Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа [Текст] / *А.А. Волошина* // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

12. *Волошина А.А.* Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина, Верещага В.М., Тарасенко В.В., Бедлецкий Г.В.* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – с.177-185. Режим доступу:http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-datu/pdf1t3/11VAAPHM.pdf.

13. *Волошина А.А.* Определение гидравлических потерь в проточных частях распределительных систем непосредственного типа [Текст] / *Э.Г. Братута, А.И. Панченко, А.А. Волошина, Верещага Ю.П.Обернихин* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.3. – С. 132-143.

14. *Волошина А.А.* Долслідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу [Текст] / *А.А. Волошина //* Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.3. – С. 51-58.

15. *Волошина А.А.* Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько //* Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.

16. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Верещага В.М., Зуев А.А. //* Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.6. – с.322-331.

17. *Волошина А.А.* Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина, В.М. Верещага, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий //* Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – с.177-185. Режим доступу: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf1t3/11VAAPHM.pdf.

18. *Волошина А.А.* Влияния конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин [Текст] / *А.А. Волошина //* Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.5. – с. 3-9.

19. *Панченко А.И.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192) – С.46-52.

20. *Панченко А.И.* Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва, Г.В. Леус* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 16. – Т. 2. – С. 3-27.

21. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина //* Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С.57-69.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТОРЦЕВОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА

Панченко А.И., Волошина А.А., Засядько А.И.

***Аннотация* – приведены конструктивные особенности распределительных систем планетарных гидромоторов серии ПРГ, предназначенных для гидрофикации приводов активных рабочих органов и ходовых систем сельскохозяйственной, строительной, дорожной и другой мобильной техники. Гидромоторы серии ПРГ представлены четырьмя типоразмерными рядами унифицированных гидромоторов: ПРГ-33 номинальной мощностью 33 кВт с рабочим объемом 800…1600 см^3, ПРГ-22 мощностью 22 кВт с рабочим объемом 160…630 см^3, ПРГ-11 мощностью 11 кВт с рабочим объемом 50…200см^3 и ПРГ-8 мощностью 8 кВт с рабочим объемом 32…125см^3, которые обеспечивают частоту вращения рабочего органа в диапазоне от 40 до 2500 об/мин при изменении**

мощности от 8 кВт до 33 кВт. Рассмотрено перемещение рабочей жидкости по каналам и отверстиям элементов торцевой распределительной системы, а также построены образы ее проточных частей с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys», программных комплексов САПР «Компас» и «SolidWorks».

INFLUENCE OF DESIGN FEATURES OF THE END DISTRIBUTION SYSTEM ON THE FUNCTIONAL PARAMETERS OF PLANETARY HYDRAULIC MOTOR

A. Panchenko, A. Voloshina, A. Zasyadko

Summary

The design features of distribution systems of PRG series planetary hydraulic motors, which are applied in a hydraulic drive for active working elements, wheel drives of agricultural, construction, road and other mobile equipment, are given. PRG series hydraulic motors are represented by four standard size series of unified hydraulic motors. They are PWG-33 with rated output of 33 kW and working volume of 800 ... 1600 cm^3, 22 kW PWG-22 with its working volume of 160 ... 630 cm^3, 11 kW PWG-11 with working volume of 50 ... 200 cm^3 and PRG-8 with power of 8 kW and working volume of 32 ... 125 cm^3. The motors provide rotation frequency of the working element in the range 40 to 2500 rpm and power change of 8 kW to 33 kW. The movement of the working fluid through channels and openings of the end distribution system elements is considered. Distribution system flowing parts are modeled by means of *Ansys* unified software for finite-element analysis as well as *Compass* and *SolidWorks* CADs.

УДК. 631.362.3:631.1

УДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОЇ КАМЕРИ ПНЕВМОРЕШІТНОГО СЕПАРАТОРА

Михайлов Є.В., д.т.н.,
Афанасьєв О.О., асп.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-12-65
Рубцов М.О., к.т.н.
Мелітопольський державний педагогічний університет
Волик Б.А., к.т.н.
Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Тел. (096) 542-48-18

Анотація **– в роботі представлено удосконалення пневмосепаруючої камери пневморешітного сепаратора за рахунок обґрунтування геометрії направляючих лопаток, які підвищують ефективність пневмосепарації.**

Ключові слова **– пневмосепарація, направляючі лопатки, ефективність, повітрявідокремлюючі домішки.**

Постановка проблеми. Принцип повітряної сепарації зерна заснований на розходженні в аеродинамічних властивостях компонентів зернової суміші. Основним показником аеродинамічних властивостей частинок суміші, що визначає її подільність в повітряному середовищі, є швидкість витання. В основу очищення і сортування зерна повітрям покладені відмінності в здатності різних частинок переміщатися в повітряному середовищі з різною відносною швидкістю [1].

Зокрема для очищення зерна від домішок, що відрізняються від основної культури аеродинамічними властивостями (до них відносять щуплі і недорозвинені зерна, плівки, оболонки, частини стебел, полову, пил), застосовують пневматичні сепаратори і аспіратори [2].

Майже у всіх галузях техніки застосовують апарати, технологічний процес яких пов'язаний з переміщенням рідини або газу. Експлуатація таких апаратів показала, що їх розрахункова ефективність досягається не завжди. У багатьох випадках це обумовлено нерівномірним підведенням робочого середовища до робочої зони апарату, а також нерівномірним її розподілом по окремим паралельно включеним апаратам установки. Все це свідчить про важливість удосконалення аеро-

гідродинаміки технологічних апаратів з точки зору забезпечення як рівномірного, так і заданого у допустимих межах нерівномірного розподілу [3].

Аналіз останніх досліджень. Направляючі лопатки можуть бути наступних типів (рис.1): профільовані; тонкі, вигнуті по дузі кола; тонкі концентричні [3].

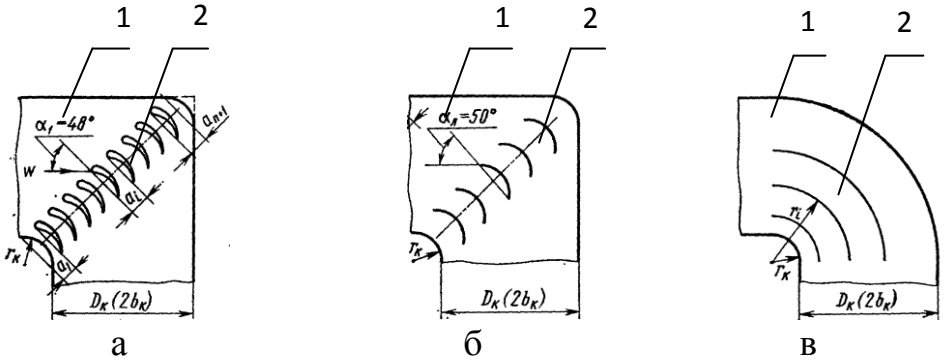


Рис. 1. Схеми колін з направляючими лопатками:
1– коліно; 2–лопатки направляючі; а – профільовані;
б – тонкі, вигнуті по дузі кола; в – тонкі концентричні

Закруглення кромок повороту коліна (рис.1, а, б) значно знижує відрив потоку W та покращує розподіл швидкостей [4]. Вихрова зона, в основному, виникає при обтіканні внутрішньої кромки повороту, тому найбільш ефективний спосіб попередити її виникнення – заокруглення цієї кромки. Також на структуру потоку впливає зріз зовнішньої кромки повороту, але у меншому ступені. Тому для покращення аеродинамічних характеристик поворотних ділянок потрібно заокруглювати обидві кромки.

Також використовують коліна з плавним переходом (рис 1, в), в яких зовнішня стінка представляє собою заокруглення. Такі коліна мають ще менший аеродинамічний опір за рахунок зменшення вихрових зон.

Розподіл швидкості в поворотній ділянці можливо покращити не тільки заокругленням або зрізом кромок повороту, але й встановленням направляючих лопаток, яким часто віддають перевагу, при застосуванні яких можливо знизити розміри установки. У цьому випадку можливо регулювання швидкостей по перетину $D_к$ ($2b_к$) [3].

При використанні профільованих лопаток (рис.1, б) розподіл швидкостей в коліні досить рівномірний, знижується вихороутворення у поворотній ділянці та за нею. Опір коліна зменшується при зменшенні відносного радіусу заокруглення $\bar{r}_к$ [3]

$$\bar{r}_к = r_к/2b_к, \quad (1)$$

де $r_к$ – радіус заокруглення коліна;

$2b_к$ – ширина коліна ($2b_к$ – для прямокутного перетину; $D_к$ – для круглого).

Тонкі лопатки, зігнуті по дузі кола (рис.1, б), також досить ефективні з точки зору розподілу швидкостей, хоча коефіцієнт опору коліна з такими лопатками помітно вище коефіцієнта опору коліна з профільованими лопатками [3].

При розташуванні в коліні тонких концентричних лопаток (рис.1, в) з'являється ще й ефект його розчленування на ряд більш вузьких і витягнутих по висоті відводів з великим відносні радіусом заокруглення $\bar{r}_к$. При правильному виборі форми, розмірів, кількості n і кута установки лопаток $\alpha_л$, а також відстані між ними a_i повністю усувається можливість відриву потоку W від стінок і пов'язане з ним вихроутворення. В результаті досягається рівномірний розподіл швидкостей за поворотом з різким зниженням опору коліна [3].

Коліна з різкими кутами повороту та без направляючих апаратів для транспортування пиловидних матеріалів не використовуються, тому що на зовнішніх кутових елементах осідає пил. При цьому підвищується опір та знос системи.

Наглядне уявлення про картину течії повітряного потоку всередині поворотного каналу дають експериментальні данні І.Е. Ідельчика [3]. Методика оцінки впливу нерівномірності розподілу швидкостей на ефективність роботи промислових агрегатів описано в роботі [4].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Підвищення ефективності процесу пневмосепарації шляхом удосконалення пневмосепаруючої камери пневморешітного сепаратора.

Основна частина. Пневморешітний сепаратор [5] має жалюзійний повітрярозподільник, стінку середню рухому, стінку задню рухому, жалюзі, лоток-інтенсифікатор, циліндричне решето, очисну щітку, бункер та пневмосепаруючу камеру.

В основу удосконалення пневмосепаруючої камери поставлена задача встановлення направляючих лопаток (рис.2), за допомогою яких можливо досягнути оптимальних параметрів розподілу повітряного потоку, що підвищить ефективність пневмосепарації [6].

Робочий процес сепаратора здійснюється наступним чином.

Повітряний потік направляється до жалюзійного повітрярозподільника 1, де рухомою середньою стінкою 2 та рухомою задньою стінкою 2 перерозподіляється до жалюзі 4 або до лотка-інтенсифікатора 5. Зерновий ворох, що надійшов до лотка-інтенсифікатора 5 з бункера 7, під дією повітряного потоку переводиться у псевдозріджений стан, за рахунок чого пил, полова, збоїна та деякі великі домішки, що мають значно більшу площу опору, а також легкі і повітрявідокремлювані

домішки переміщуються у верхній шар, а повноцінне зерно і дрібні важкі домішки - в нижній. Великі домішки відокремлюються решетом 5, поверхня якого очищується щіткою 9. Зерно та дрібні важкі домішки просипаються крізь решето. Крупні домішки (солома, недомолочений колос та інші) за рахунок обертання циліндричного решета переміщуються в зону щіткового очисника 9. Повітряний потік проходить крізь лоток-інтенсифікатор 5 та циліндричне решето 6, підхоплює легкі і повітрявідокремлювані домішки, переміщується до пневмосепаруючої камери 10 та рівномірно розподіляється по перетину направляючими лопатками 8.

Ступінь рівномірності розподілу швидкостей в дуже великій мірі залежить від $\alpha_л$ кута встановлення (атаки) лопатки. При неправильному виборі кута $\alpha_л$ поле швидкостей може значно спотворитися.

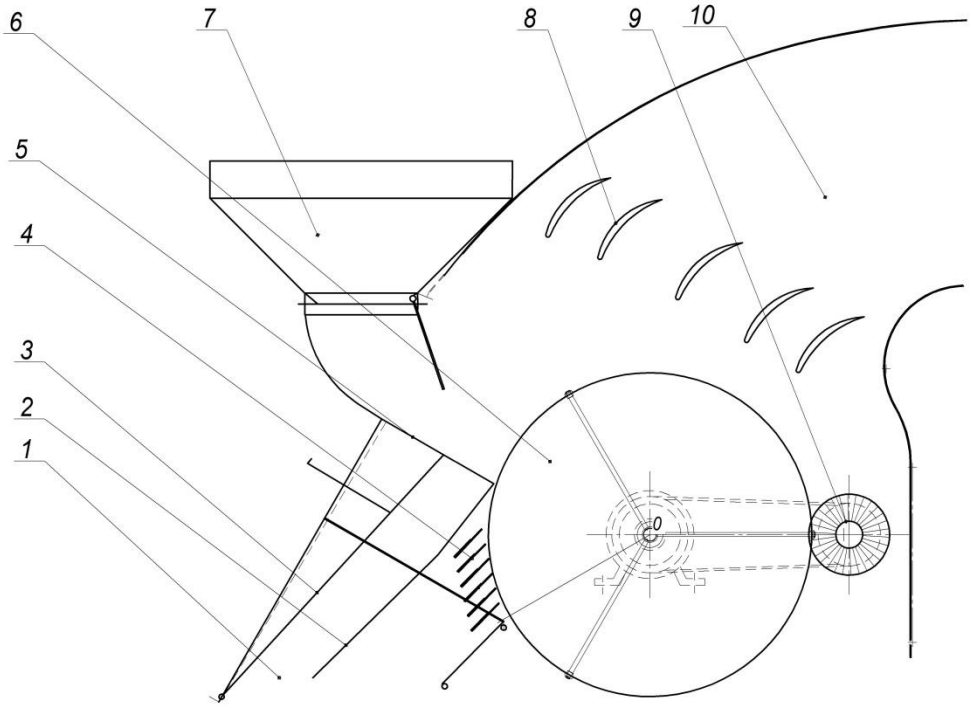


Рис. 2. Схема конструктивно-технологічна пневмосепаруючої камери:
1 – жалюзійний повітрярозподільник; 2 – стінка середня рухома;
3 – стінка задня рухома; 4 – жалюзі; 5 – лоток-інтенсифікатор;
6 – циліндричне решето; 7 – бункер; 8 – направляючі лопатки;
9 – щітка очисна; 10 – пневмосепаруюча камера

Для вирівнювання поля швидкостей і зниження опору необхідно перш за все знищити вихрові області. Очевидно, що найбільший ефект виходить при установці лопаток у зоні найбільшого вихороутворення,

тому число лопаток у місцях рівномірного розподілу поля швидкостей можна зменшити [7].

У тому випадку, коли особливо важливо отримати рівномірний розподіл швидкостей безпосередньо після повороту, кількість лопаток приймають «нормальною» [8]

$$n_{норм} = 2.13\ (r_к/b)^{-1}-1, \qquad (2)$$

де $n_{норм}$ – «нормальна» кількість лопаток;

b – ширина коліна;

$r_к$ – радіус заокруглення.

Хорда t_1 (рис.3) профільованої лопатки приймається як хорда дуги окружності, тобто рівною дузі внутрішнього закруглення коліна, отже

$$t_1 = r_к\sqrt{2}. \qquad (3)$$

Проміжні відстані між лопатками визначаються за формулами [7]:

$$a_i = 0.67\frac{S}{n+1}\left(1 + \frac{i-1}{n}\right); \qquad (4)$$

$$S = \sqrt{(b_0^2+b_1^2)}, \qquad (5)$$

де a_i – відстань між лопатками;

n – кількість лопаток;

S – коефіцієнт розширення коліна;

b_0 – ширина коліна до розширення;

b_1 –ширина коліна після розширення.

Згідно з результатами дослідів [9] при оптимальній кількості лопаток співвідношення має наступне значення

$$a_{n+1}/a_1 = 2, \qquad (6)$$

де a_{n+1} – відстань між останньою лопаткою та зовнішньої стінкою коліна;

a_1 – відстань від внутрішньої стінки до першої лопатки.

При розміщенні лопаток в коліні з закругленими краями повороту відстань до першої лопатки відраховують від дотичної до внутрішнього закруглення коліна, а відстань від зовнішньої лопатки - від дотичної до зовнішнього заокруглення.

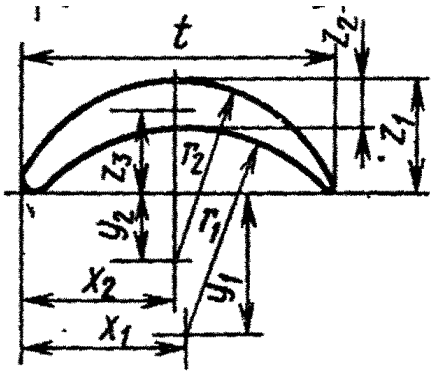


Рис. 3. Схема побудови профільованої направляючої лопатки

Профіль направляючої лопатки (рис.3) будується по розмірам наведеним у таблиці 1, у якій представлені позначення та відносні розміри профільованої направляючої лопатки [12].

Таблиця 1 – Позначення та відносні розміри профільованої направляючої лопатки

Назва	Позначення	Відносні розміри
Хорда лопатки	t_1	1.0
Координата абцисс радіусу заокруглення зовнішньої дуги лопатки	x_1	$0.519t_1$
Координата абцисс радіусу заокруглення внутрішньої дуги лопатки	x_2	$0.489t_1$
Радіус заокруглення внутрішньої дуги лопатки	r_1	$0.663t_1$
Радіус заокруглення зовнішньої дуги лопатки	r_2	$0.553t_1$
Координата ординат радіусу заокруглення зовнішньої дуги лопатки	y_1	$0.463t_1$
Координата ординат радіусу заокруглення внутрішньої дуги лопатки	y_2	$0.215t_1$
Висота лопатки	z_1	$0.139t_1$
Ширина лопатки	z_2	$0.338t_1$
Висота центра лопатки	z_3	$0.268t_1$

При правильному виборі розмірів, числа та кута встановлення лопаток можливо попередити відрив потоку від стінки та появу вихорів у пневмосепаруючій камері.

Висновки. Удосконалення пневмосепараційної камери пневморешітного сепаратора можливо за рахунок встановлення в пневмосепаруючу камеру профільованих направляючих лопаток. Це підвищить ефективність пневмосепарації за рахунок більш рівномірного розподілу поля швидкостей по перетину пневмосепаруючої камери.

Література:

1. *Нелюбов А.И., Ветров Е.Ф.* Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / *А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров* //.М., «Машиностроение», 1977.- 192 с.

2. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / *И.Е. Идельчик*; под ред. к.т.н. М.О. Штейнберга // 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

3. *Идельчнк И.Е.* Методы оценки влияния степени неравномерности распределения скоростей потока на эффективность работы промышленных аппаратов / *И.Е. Идельчик* // Теплоэнергетика. – 1962. – № 5, С. 73-76.

4. *Идельчик И.Е.* Аэрогидродинамика технологических аппаратов. (Подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов) / *И.Е. Идельчик* // М.: Машиностроение, 1983. – С. 38.

5. Пат. № № 94716 U Україна, МПК B07B1/28. Пневморешітний сепаратор / *Є.В. Михайлов, Н.А. Задосна, О.О. Білокопитов*.- № u2014 06765; заявл.16.06.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл.№ 22.

6. *Михайлов Є.В., Афанасьєв О.О., Задосна Н.А.* Удосконалення пневмосепаруючої камери пневморешітного сепаратора із замкненою повітряною системою / *Є.В. Михайлов, О.О. Афанасьєв, Н.А. Задосна* // Вісник Сумського національного аграрного університету. Наукове фахове видання - Суми, 2016. – Вип.10, т. 2. – С. 96 - 99.

7. *Михайлов Є.В., Задосна Н.А., Білокопитов О.О.* Удосконалення пневморешітного сепаратору зернового вороху / *Є.В. Михайлов Є, Н.А. Задосна, О.О. Білокопитов* // Науковий журнал «Інженерія природовикористання» Наукове фахове видання**.** Харків, 2015, №1(3) с. 61-63

8. *Бурков А.И., Сычугов Н.П.* Зерноочистительные машины: Конструкция, исследования, расчёт и испытания. / *А.И.Бурков, Н.П.Сычугов* // Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2000. – 258 с.

9. А. с. 1074441 СССР, МКИ А01 F12/44, B07B7/12. Сепаратор для предварительной очистки зерновой смеси / М. В. Киреев, Е. В. Михайлов, Л. И. Ерошенко, А. С. Подоплелов, Н.П. Сычугов, Ф. Н.

Эрк, А.С. Матвеев. №3486237/30 - 15; заявл. 1.08.82; опубл. 23.02.84, Бюл. №7.

10. *Михайлов Е.В.* Методы и средства интенсификации процесса предварительной очистки зерна повышенной влажности: дис.... канд. техн. наук / *Е.В. Михайлов* // Л., 1984.-233 с.

11. *Михайлов Є.В., Білокопитов О.О., Кольцов М.П.* Аспекти методики визначення параметрів повітряного потоку в пневмосистемі машини попереднього очищення зерна / *Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, М.П. Кольцов* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 11, Т. 1 – Мелітополь: ТДАТУ, 2010.-С.242-250.

12. *Идельчик И.Е.* Направляющие лопатки в коленах аэродинамических труб / *И.Е. Идельчик* // Технические заметки ЦАГИ. – 1936. – №133, С. 25.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМОСЕПАРИРУЮЩЕЙ КАМЕРЫ ПНЕВМОРЕШЕТНОГО СЕПАРАТОРА

Михайлов Є.В., Афанасьєв О.О., Рубцов М.О., Волик Б.А.

Аннотация **– в роботе представлено усовершенствование пневмосепарирующей камеры пневморешетного сепаратора за счет обоснования геометрии направляющих лопаток, повышающих эфективность пневмосепарации.**

IMPROVING AIR SEPARATION CHAMBER OF THE PNEUMATIC SIEVE SEPARATOR

E. Mikhailov, O. Afanasiev, M. Rubtsov, B. Volyk

Summary

The paper presents the improvement of the air separating chamber of the pneumatic sieve separator due to the substantiation of the geometry of the guide vanes, which increase the efficiency of air separation.

УДК 621.225.001.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

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

Аннотация **– обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу гидроагрегата, включающего в себя приводной двигатель дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, серийный и модернизированный гидравлические вращатели планетарного типа, с учетом конструктивных особенностей их вытеснительной и распределительной систем и, действующую на «вал» гидровращателя, упруго-инерционную нагрузку. С помощью пакета имитационного моделирования «Vissim» реализована математическая модель, описывающая работу гидроагрегата с гидровращателями планетарного типа, с учетом взаимосвязи геометрических и функциональных параметров их вытеснительной и распределительной систем, а также с учетом взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью, что позволило исследовать динамику изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата в реальных условиях эксплуатации. Исследована динамика изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в зависимости от особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы, а так же особенностей гидроустройств, включая рабочую жидкость, входящих в состав гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники.**

Ключевые слова **– гидроагрегат, серийный и модернизированный гидровращатели планетарного типа, распределительная**

система, вытеснительная система, динамика, выходные характеристики.

Постановка проблемы. В настоящее время наиболее интенсивно развивающейся отраслью машиностроения является объемный (силовой) гидропривод. Из года в год растут параметры гидравлических систем, требования к гидроагрегатам, как с точки зрения расходов и давлений, так и с точки зрения быстродействия, снижения колебаний, кавитационных процессов и т.п.

Анализ гидравлических схем гидроагрегатов различных типов мобильной техники [1-5] показал, что как правило, такие гидроагрегаты представлены тремя основными гидравлическими элементами: насос, высокомоментный низкооборотный гидромотор и предохранительный клапан. При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин [6-11], в том числе гидравлические вращатели. Современные высокотехнологичные гидравлические вращатели нашли применение в приводах активных рабочих органов погрузчиков, гидравлических кранов, эвакуаторов, экскаваторов, бульдозеров, горных, лесозаготовительных, сельскохозяйственных, дорожных машин и другой мобильной техники. Так же они широко применяются для бурения в широком спектре строительных работ.

Самым распространенным представителем высокомоментных гидромоторов планетарного типа, разработанных и производимых в СНГ, является гидровращатель планетарного типа серии РПГ [8-11]. Основным недостатком рассмотренного гидровращателя является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей.

Улучшения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа можно достичь путем решения важной научно-практической задачи – исследование динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата.

Анализ последних исследований. Выполненное более полное математическое описание процессов, происходящих в каждом элементе гидроагрегата дает возможность исследования статических и динамических характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата с необходимой корректировкой любого элемента гидроагрегата; определения перемещения и скорости движения плунжера предохранительного клапана, «вала» гидровращателя и другие фазовые координаты в функции времени, что затруднительно

измерить на реальном объекте; исследования влияния на динамику гидроагрегата двухфазной рабочей жидкости и конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя; добиться в процессе моделирования адекватности модели реальному объекту путем коррекции и ввода дополнительных ограничений и допущений.

Разработанный математический аппарат [12-14] и алгоритм расчета позволяет определить взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа путем моделирования изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники.

Разработанная математическая модель [15-18] рабочих процессов, происходящих в гидроагрегате с гидровращателем планетарного типа, приводным двигателем и инерционной нагрузкой, включающая уравнения расходов и неразрывности потока на основе системного подхода, где гидроустройства (включая рабочую жидкость) рассматриваются во взаимосвязи, как единое целое, учитывающая нелинейности, ограничения и погрешности моделируемых элементов, соответствующие физике их функционирования, позволяет исследоватья динамику изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с применением стандартных блоков пакета имитационного моделирования Vissim.

Проведенные исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей, а так же особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы. Для более рационального использования гидровращателей привода активных рабочих органов мобильной техники, необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа. С целью исследования характера изменения выходных характеристик планетарных гидровращателей в составе гидроагрегата, разработана математическая модель [15-18], описывающая работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа на изменение выходных характеристик гидроагрегата.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Повыше-

ние эффективности работы гидравлических вращателей планетарного типа путем исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, включающего в себя приводной двигатель дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, планетарный гидровращатель с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем и, действующую на «вал» гидровращателя, упруго-инерционную нагрузку. а также с учетом взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

Основная часть. Одной из важных задач на этапе исследований 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.

Исследования динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа, включающим в себя приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, гидравлический вращатель планетарного типа и упруго-инерционную нагрузку позволили обосновать и изучить динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Для исследования динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа были обоснованны и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [19,20], позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim [21,22]. При этом угловая скорость насоса в начальный момент времени равна нулю и увеличивается по мере увеличения частоты вращения вала приводного двигателя, таким образом, чтобы подача насоса при пуске увеличивалась от нулевого до номинального значения. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, соответствующим расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей с учетом их конструктивных особенностей. Моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемом гидроагрегате с подключением к насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной упруго-инерционной нагрузкой на его «валу». Нагрузка гидравлического вращателя имела максимальное значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата приняты следующие исходные данные и начальные условия [19,20]:

– *приводной дизельный двигатель с регулятором*: угловая скорость вала двигателя равна $\omega_н = 167,5 c^{-1}$; мощность двигателя равна $N_{ен} = 82 кВт$; диаметр цилиндра приводного двигателя равен $D_ц = 0,11 м$; масса стального маховика равна $\delta_ц = 0,03 кг$; параметр настройки центробежного регулятора $k_д = 86900$; передаточное число согласующего редуктора между приводным двигателем и насосом $u_{дв} = 1,19$ – для гидроагрегата с серийным и $u_{дв} = 1,16$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателями;

– *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 $V_{н0} = 31 см^3$ с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором двигателя внутреннего сгорания и равна $\omega_н = 225 c^{-1}$; 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 $V_{гв} = 6300 см^3$; количество зубьев направляющей $Z_{напр(с)} = 26$ серийного и $Z_{напр(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей; количество зубьев шестерни $Z_{ш(с)} = 25$ серийного и $Z_{ш(м)} = 13$ модернизированного гидровращателей; радиус окружности расположения центров зубьев $R_{ш(с)} = 80,0766 мм$ шестерни серийного и $R_{ш(м)} = 73,6473 мм$ модернизированного гидровращателей; радиус зубьев шестерни $r_{ш(с)} = 6 мм$ серийного и $r_{ш(м)} = 9 мм$ модернизированного гидровращателей; радиус зубьев направляющей $r_{н(с)} = 6 мм$ серийного и $r_{н(м)} = 11,8 мм$ модернизированного гидровращателей; эксцентриситет $e_с = 3,0266 мм$ серийного и $e_м = 5,9473 мм$ модернизированного гидровращателей момент сопротивления постоянен и равен $M_с = 7587\ Н{\cdot}м$ – для серийного и $M_с = 11316\ Н{\cdot}м$ – 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 (атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 МПа$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

Результаты моделирования процессов изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а) в гидроагрегате, в период времени 0…0,8 *с* для модернизированного и 0…0,9 *с* для серийного гидровращателей, показывают, что давление возрастает достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» давления не превышают значений 31 *МПа* для модернизированного и 30 *МПа* для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,8 *с* для модернизированного и 0,5 *с* для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 22 *МПа* для обоих гидровращателей. В период времени с 1,5 *с* для модернизированного и с 1,3 для серийного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются 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.

Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний давления рабочей жидкости для гидроагрегата с «большой» инерционной нагрузкой (до 1500 $кг{\cdot}м^2$) в 3,5 раза меньше (рис. 1, а), чем для такого же гидроагрегата с «обычной» (до 250 $кг{\cdot}м^2$) инерционной нагрузкой (рис. 1, б). Следовательно, можно заключить, что номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 11,0 *МПа* до 22 *МПа* для модернизированного и от 6,7 *МПа* до 22 *МПа* для серийного гидровращателей.

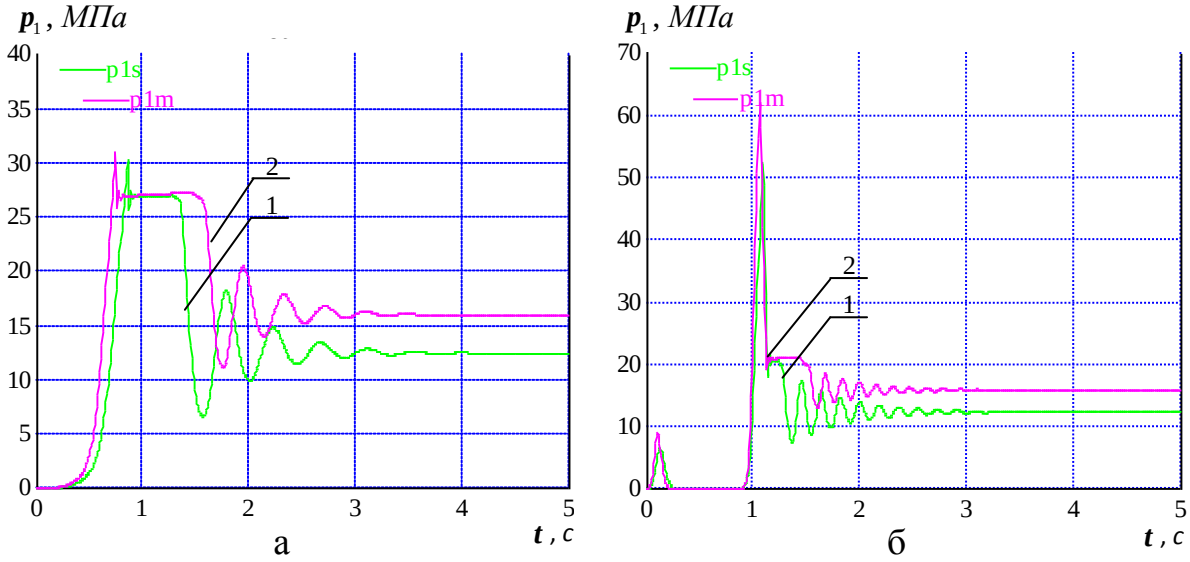
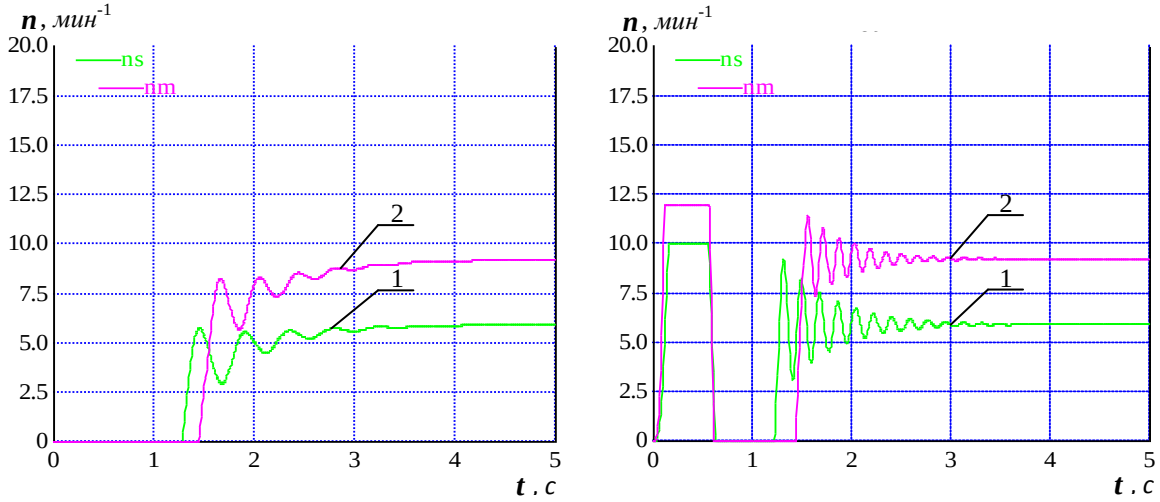


Рис. 1. Зависимость изменения давления при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ исследований процесса изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 2, а), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 *с* до 1,2 *с* для серийного и от 0 *с* до 1,4 *с* для модернизированного гидровращателей их «валы» неподвижны. Далее после 1,2 *с* для серийного и 1,4 *с* для модернизированного гидровращателей происходит разгон обоих гидровращателей и значения их частоты вращения с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим 9 *мин*$^{-1}$ для модернизированного 6 *мин*$^{-1}$ для серийного гидравлических вращателей.

Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний частоты вращения для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 *кг·м*^{2} в 3,3 раза меньше (рис. 2, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис. 2, б). Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений частоты вращения у серийного гидровращателя на 8% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 7,6 *мин*$^{-1}$ до 5,2*мин*$^{-1}$ для модернизированного и от 5,2*мин*$^{-1}$ до 2,6 *мин*$^{-1}$ для серийного гидровращателей.



а б

Рис. 2. Зависимость изменения частоты вращения при разгоне гидроагрегата:а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения крутящих моментов (рис. 3, а) серийного и модернизированного гидровращателей показывают, что в момент пуска гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой, зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости и в период времени 0…0,8 *с* для модернизированного и 0…0,9 *с* для серийного гидровращателей возрастает достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» крутящих моментов не превышают значений 24000 *Н·м* для модернизированного и 18000 *Н·м* для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,8 *с* для модернизированного и 0,5 для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения крутящих моментов устанавливаются и равны 19000 *Н·м* для модернизированного и 16500 *Н·м* для серийного гидровращателей. В период времени с 1,3 *с* для серийного и с 1,5 *с* для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим для обоих гидровращателей 12000 *Н·м* для модернизированного и 7500 *Н·м* для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний крутящих моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 *кг·м*^{2} в 3,5 раза меньше (рис. 3, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис. 3, б). Следовательно,

номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 10% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 7700 *Н·м* до 19000*Н·м* для модернизированного и от 4000*Н·м* до 16500 *Н·м* для серийного гидровращателей.

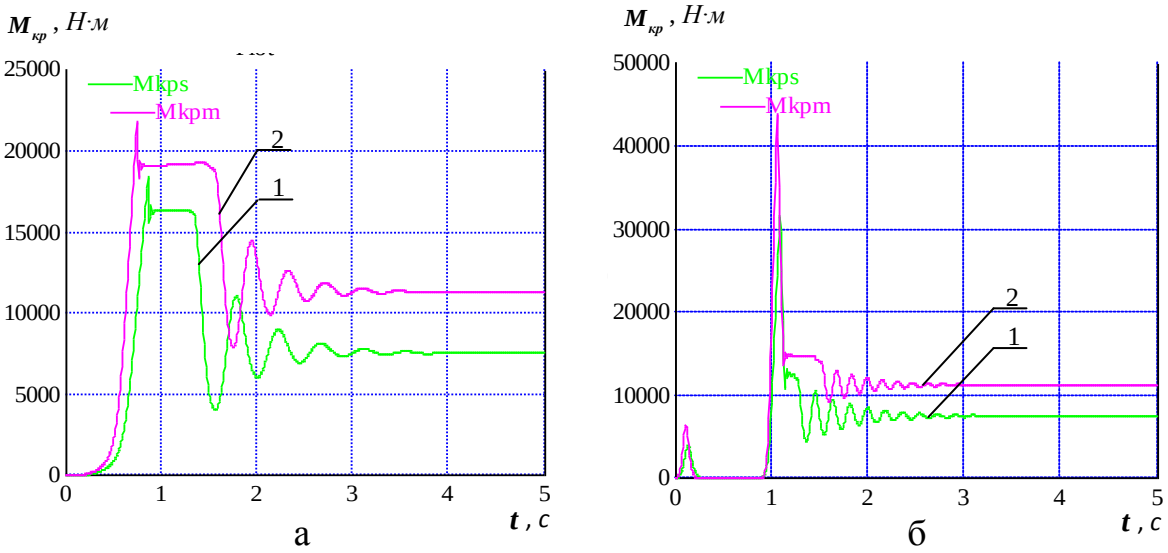


Рис. 3. Зависимость изменения крутящего момента при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Исследованиями изменения инерционных моментов (рис. 4, а) серийного и модернизированного гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что изменения инерционных моментов в гидроагрегате в период времени 0…0,8 *с* для модернизированного и 0…0,9 *с* для серийного гидровращателей возрастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» инерционных моментов не превышают значений 11000*Н·м*, далее на протяжении 0,8 *с* для модернизированного и 0,5 *с* для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) изменения инерционных моментов устанавливаются на значениях 9000 *Н·м* для серийного и 8000 *Н·м* для модернизированного гидровращателей. В период с 1,3*с* для серийного и с 1,5 *с* для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на нулевое значение.

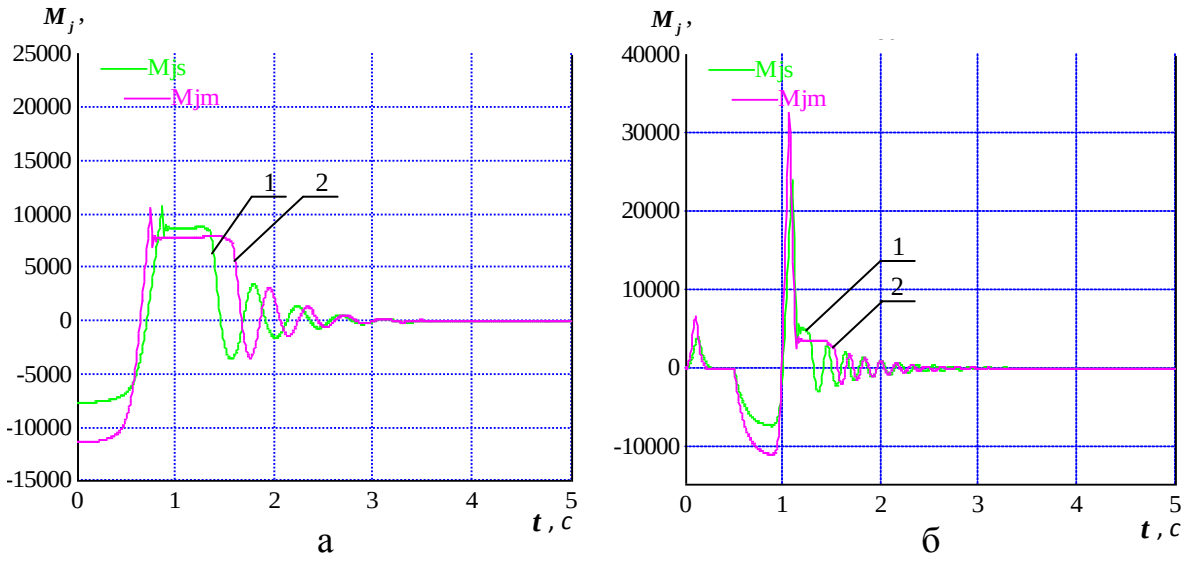


Рис. 4. Зависимость изменения инерционного момента при разгоне гидроагрегата: а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2}; б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2}; 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Необходимо отметить, что амплитуда максимальных колебаний инерционных моментов у серийного и модернизированного гидровращателей практически одинаковые, а частота затухающих колебаний инерционных моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 *кг·м*^{2} (рис.4, а) в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис.4, б).

Анализ зависимости изменения подача насосов (рис. 5) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что подача насосов для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей увеличивается достаточно «плавно» и в период времени от 0 *с* до 4,0 *с* выходит на значения 63 *л/мин* для модернизированного и 49,5 *л/мин* для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5% выше, чем для серийного.

В результате моделирования процессов изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 6, а) установлено, что в период времени от 0 *с* до 0,8 *с* для модернизированного и от 0 *с* до 0,9 *с* для серийного гидровращателей подводится рабочая жидкость, подаваемая насосами, и максимальные значения расходов в этом промежутке времени равны 17,5 *л/мин* для модернизированного и 15л/*мин* для серийного гидровращателей.

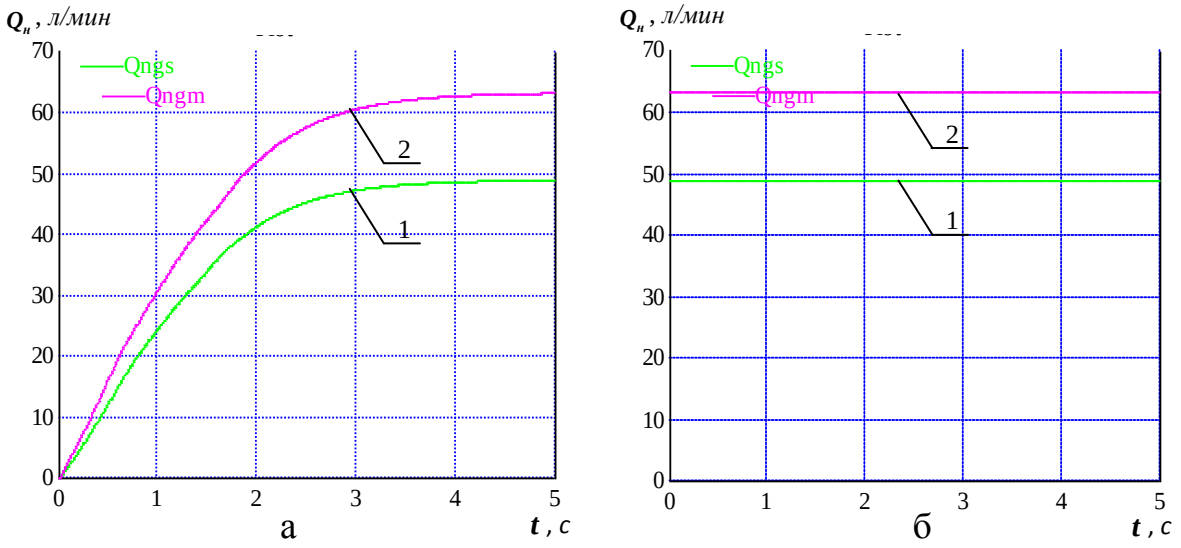


Рис. 5. Зависимость изменения подачи насоса
при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный
гидровращатель

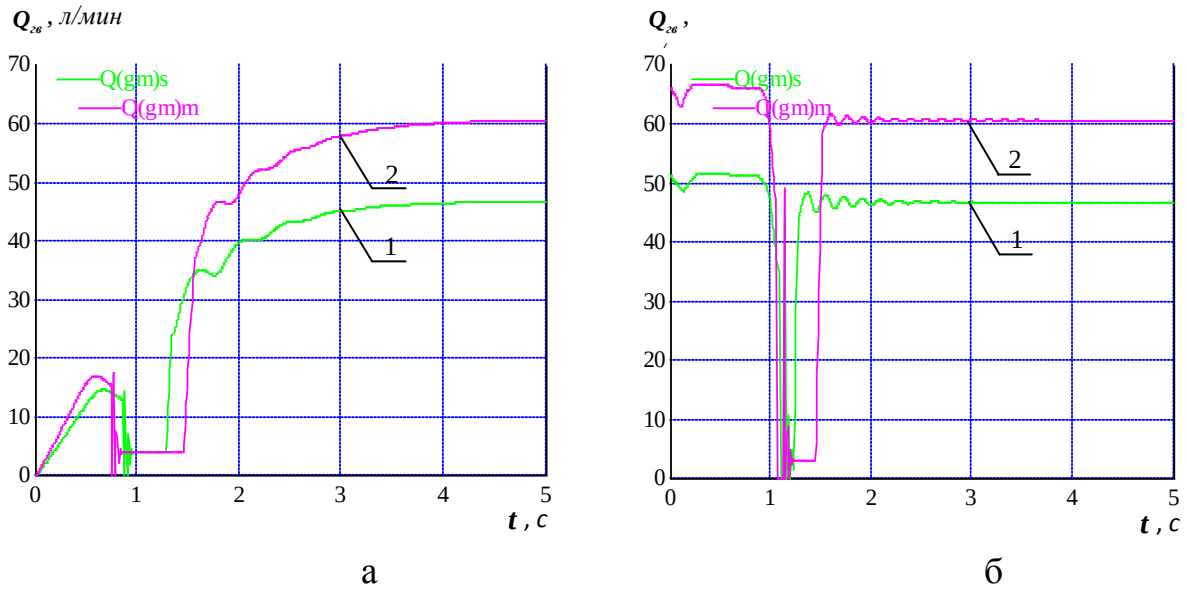


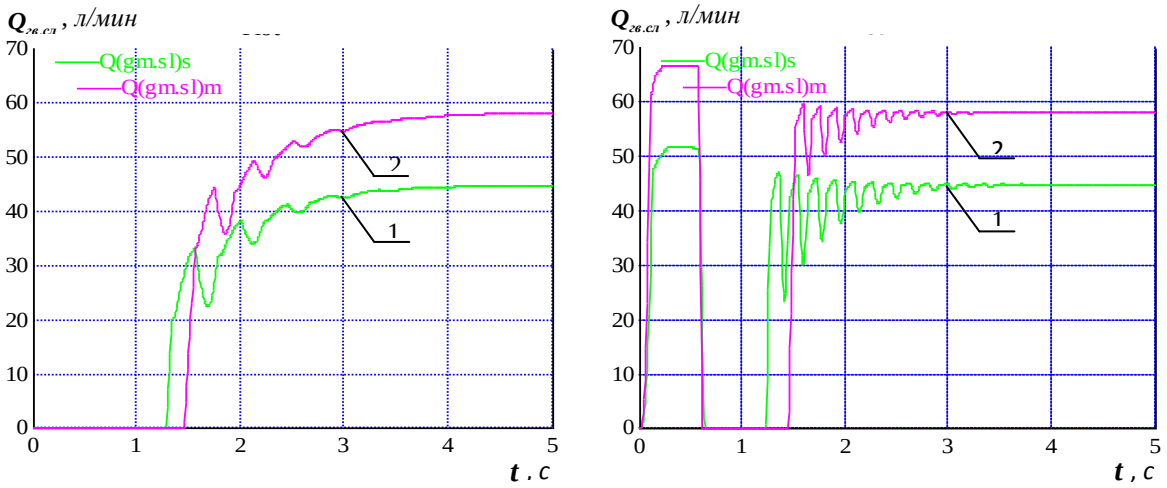
Рис. 6. Зависимость изменения количества рабочей жидкости,
подводимой к гидровращателям, при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный
гидровращатель

Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). В течение 0,7*с* для модернизированного и 0,4 *с* для серийного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимое к гидровращателям, ограничивается предохранительным клапаном и составляет 3,5 *л/мин*. Начиная с 1,4*с* для серийного и 1,5 *с* для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 *с* выходит на номинальные значения расходов 60,5 *л/мин* для модернизированного и 48 *л/мин* для серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно сделать вывод, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному, а частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 4,5 раза меньше (рис. 6, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$ (рис. 6, а).

Анализ результатов исследований процессов изменения расходов жидкости, поступающей на слив (рис. 7, а) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 до 1,25 *с* для серийного и от 0 до 1,4 *с* для модернизированного гидровращателей, рабочая жидкость на слив не поступает, что свидетельствует о том, что происходит заполнение рабочих камер гидровращателей рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25*с* для серийного и 1,4*с* для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает, и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 *с* выходит на номинальные значения равные 59*л/мин* для модернизированного и 45*л/мин* для серийного гидровращателей. Следовательно, номинальное количества рабочей жидкости поступающей на слив из модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем из серийного, а частота затухающих колебаний расходов жидкости, поступающей на слив для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 4,2 раза меньше (рис. 7, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$ (рис. 7, б).

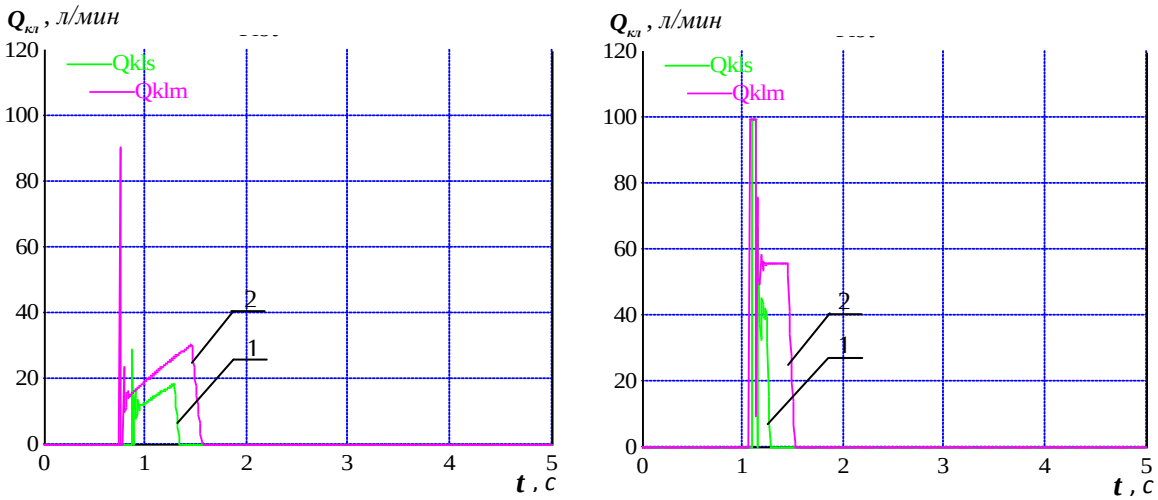
Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 8, а), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 *с* до 0,8 *с* для модернизированного и от 0 *с* до 0,9 *с* для серийного,

предохранительные клапаны закрыты, т.е. рабочая жидкость через них не проходит. Далее с 0,9 *с* для серийного и 0,8 *с* для модернизированного гидровращателей, происходит резкое срабатывание предохранительных клапанов с мгновенным всплеском



а б

Рис. 7. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, поступающей на слив, при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель



а б

Рис. 8. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, проходящей через клапан, при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

расхода рабочей жидкости через них до 25 *л/мин* для серийного и 90 *л/мин* для модернизированного гидровращателей с последующим резким падением расхода до 15 *л/мин* для серийного и 17 *л/мин* для модернизированного гидровращателей. В течение 0,7 *с* для модернизированного и 0,4*с* для серийного гидровращателей расход рабочей жидкости через предохранительные клапана линейно возрастает до значений 25 *л/мин* для модернизированного и 19*л/мин* для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 *с* для серийного и 1,5 *с* для модернизированного гидровращателей, происходит резкое отключение предохранительных клапанов, т.е. расход через предохранительные клапаны отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателям. Необходимо отметить, что значения инерционной нагрузки гидроагрегата не изменяют характер и значения параметров работы предохранительного клапана (рис. 8).

Исследованиями изменения объемного КПД (рис. 9, а) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что в период времени от 0 *с* до 1,25 *с* для модернизированного и от 0 *с* до 1,4 *с* для серийного гидровращателей, значения объемного КПД равны нулю. Начиная с 1,25 *с* для серийного и 1,4 *с* для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 *с* выходит на номинальные значения равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний объемного КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 5,2 раза меньше (рис. 9, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$ (рис. 9, б).

Анализ зависимостей изменения механического КПД (рис. 10, а) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 *с* до 1,3 *с* для модернизированного и от 0 *с* до 1,06 *с* для серийного гидровращателей, значения механического КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,06 *с* для серийного и 1,3 *с* для модернизированного гидровращателей значения их механического КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 *с* выходят на номинальные значения равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей. Следовательно, номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний механического КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 5,2 раза меньше (рис. 10, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной

нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис. 10, б).

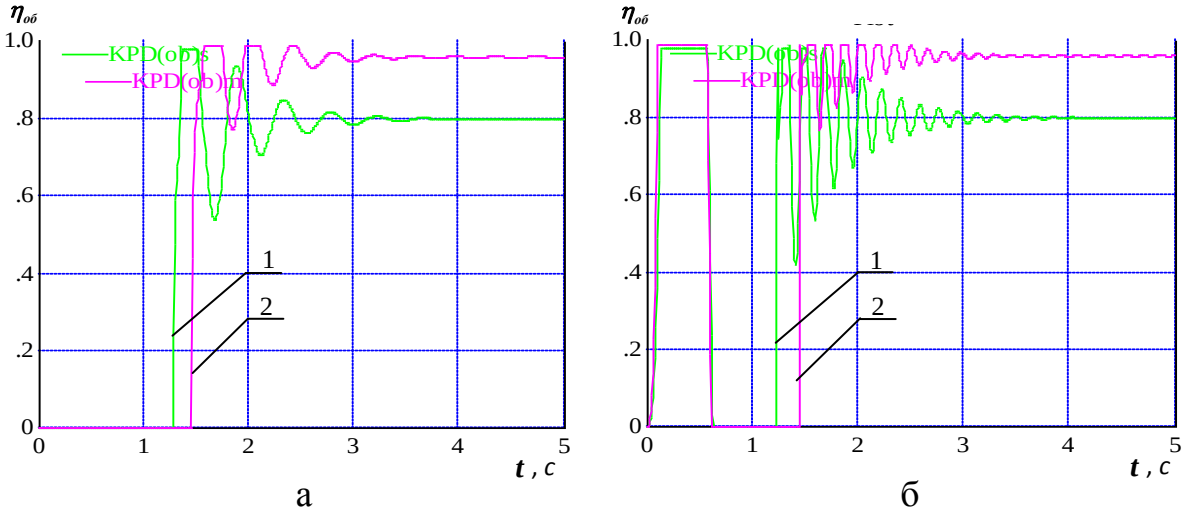


Рис. 9. Зависимость изменения объемного КПД
при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный
гидровращатель

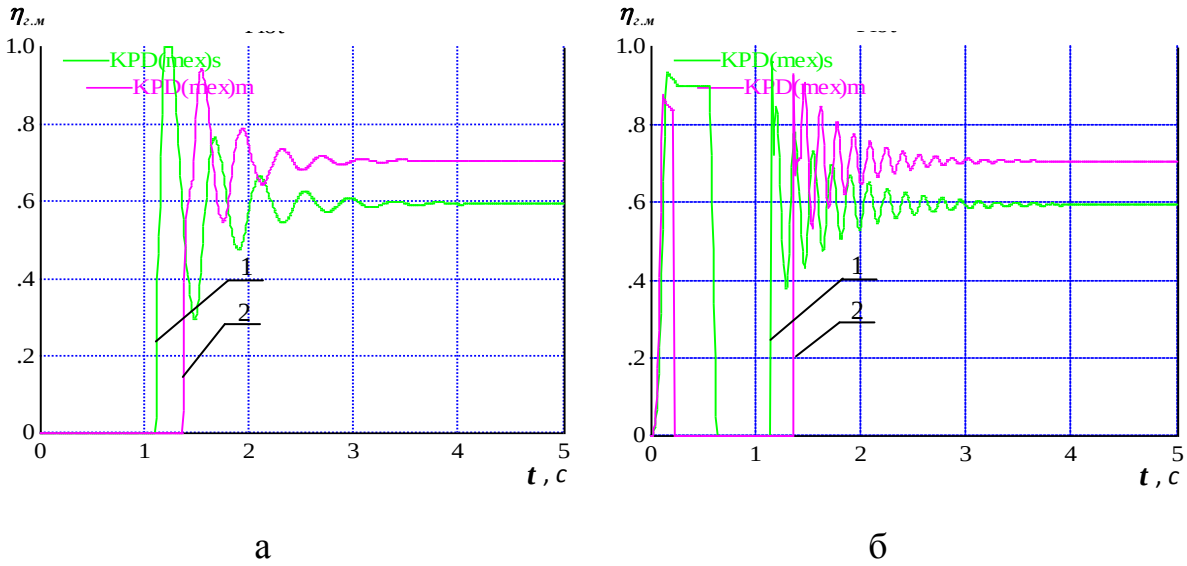


Рис. 10. Зависимость изменения гидромеханического КПД
при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный
гидровращатель

Анализ результатов моделирования процессов изменения общего КПД (рис. 11, а) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0 *с* до 1,4 *с* для модернизированного и от 0 *с* до 1,25 *с* для серийного гидровращателей значения общего КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,25 *с* для серийного и 1,4 *с* для модернизированного гидровращателей значения их общего КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 *с* выходят на номинальные значения равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 29% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний общего КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 *кг·м*^{2} в 5,2 раза меньше (рис. 11, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис. 11, б).

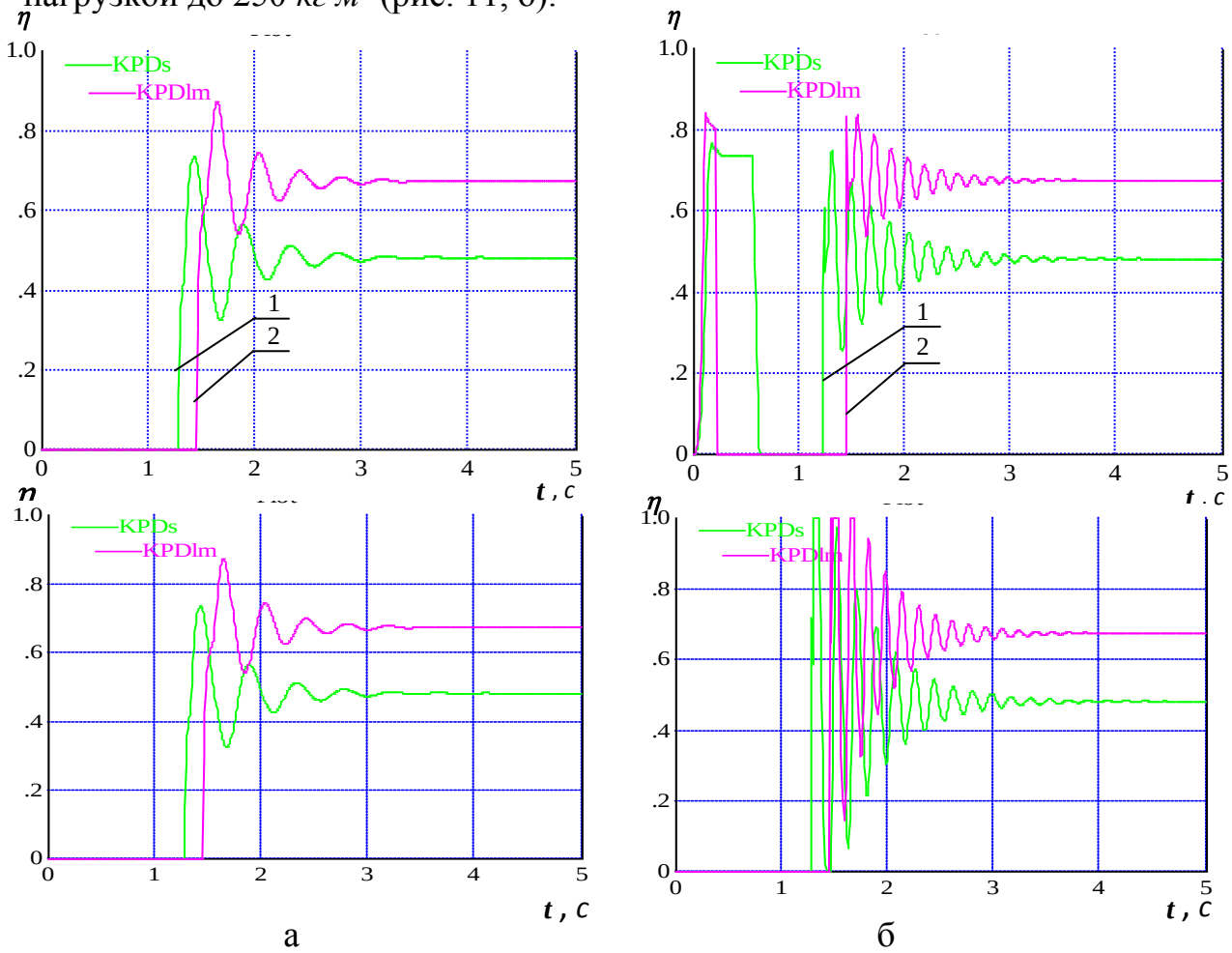


Рис. 11. Зависимости изменения общего КПД при разгоне гидроагрегата: а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2}; б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2}; 1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Исследованиями изменения затрачиваемой мощности гидровращателей (рис. 12, а) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что в период времени от 0 *с* до 0,8 *с* для модернизированного и от 0 *с* до 0,9 *с* для серийного гидровращателей затрачиваемые мощности плавно возрастают до значений 8 *кВт* для модернизированного и 6,7 *кВт* для серийного гидровращателей. Далее на протяжении времени 0,7 *с* для модернизированного и 0,4 *с* для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения затрачиваемых мощностей равны 2 *кВт* для обоих гидровращателей. В период с 1,3*с* для серийного и с 1,5 *с* для модернизированного гидровращателей значения затрачиваемых мощностей резко возрастают и с затухающими колебаниями выходят на номинальные значения равные 16 *кВт* для модернизированного и 10 *кВт* для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний затрачиваемой мощности для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 *кг·м*^{2} в 5,1 раза меньше (рис. 12, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис. 12, б). Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затрачиваемой мощности модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний затрачиваемых мощностей у серийного гидровращателя на 14 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 15 *кВт* до 8,7*кВт* для модернизированного и от 11 *кВт* до 3,7 *кВт* для серийного гидровращателей.

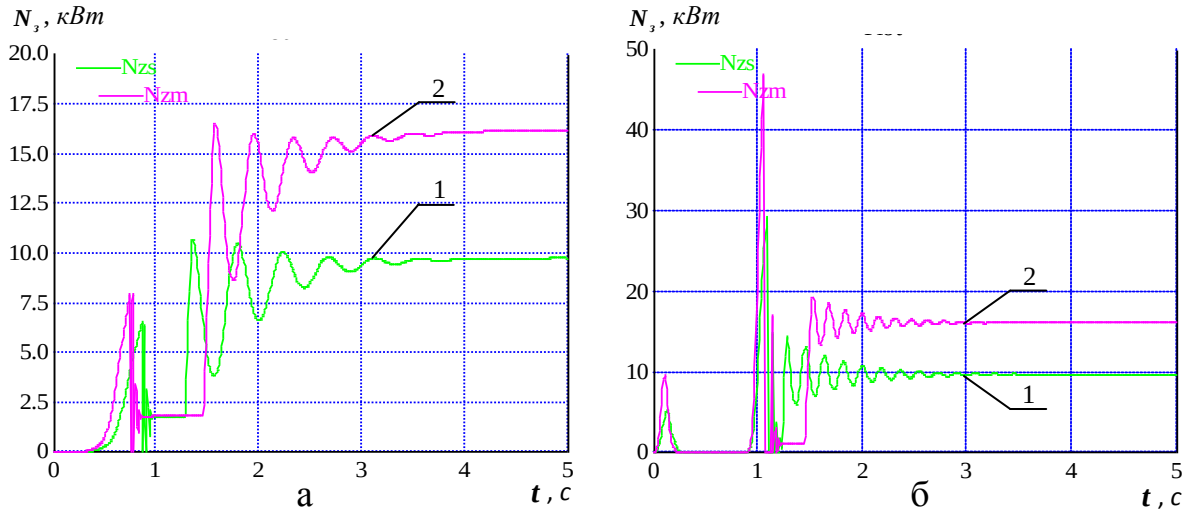


Рис. 12. Зависимости изменения затрачиваемой мощности при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования процесса изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 13, а) показывает, что при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой, на протяжении времени 0…1,5 *с* для модернизированного и 0…1,3 *с* для серийного гидровращателей значения их полезных мощностей равны нулю, так как «валы» гидровращателей неподвижны (заполнение рабочих камер рабочей жидкостью и срабатывание предохранительного клапана). В период времени с 1,3 *с* для серийного и 1,5 *с* для модернизированного гидровращателей, значения полезной мощности резко возрастают и с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальные значения равные 11 *кВт* для модернизированного и 4,9 *кВт* для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний полезной мощности для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 *кг·м*^{2} в 5,1 раза меньше (рис. 13, а), чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 *кг·м*^{2} (рис. 13, б).

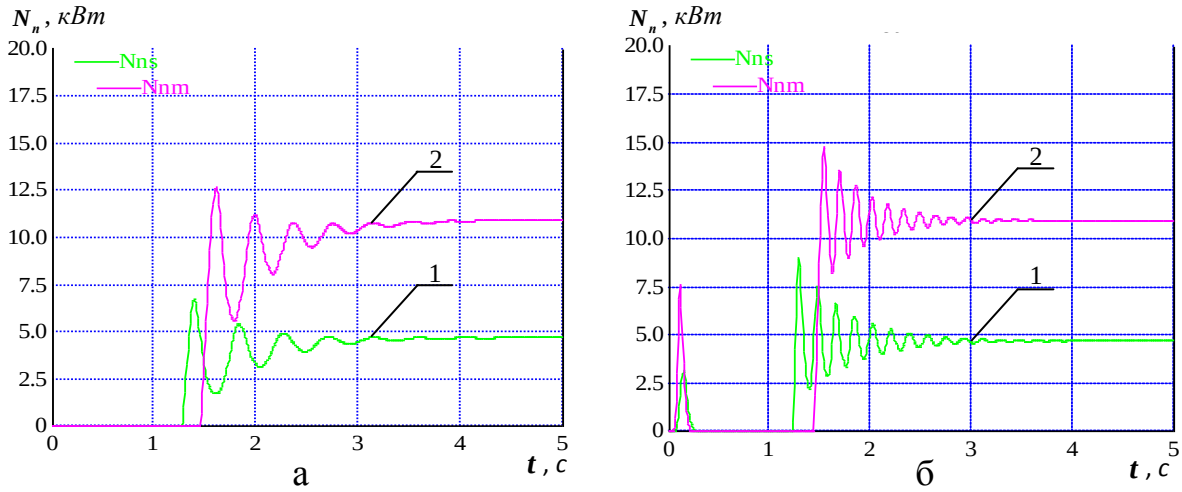


Рис. 13. Зависимости изменения затрачиваемой мощности при разгоне гидроагрегата:
а – максимальный момент инерции нагрузки J = 1500 *кг·м*^{2};
б – среднестатистический момент инерции нагрузки J = 250 *кг·м*^{2};
1 – серийный гидровращатель, 2 – модернизированный гидровращатель

Таким образом, номинальное значение полезной мощности модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 17 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 11,5 *кВт* до 5,5 *кВт* для модернизированного и от 6,5*кВт* до 1,5 *кВт* для серийного гидровращателей.

Выводы. В результате проведенных исследований были обоснованны и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем дизельного типа, предохранительный клапан непрямого действия, гидровращатель планетарного типа с учетом конструктивных особенностей его распределительной и вытеснительной систем и, действующую на «вал» гидровращателя, упруго-инерционную нагрузку, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, что дает возможность исследовать динамику изменения выходных характеристик как серийного, так и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата в реальных условиях эксплуатации.

Исследования динамики изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата показали, что:

– номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, при этом колебания давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29 % больше, чем у модернизированного;

– номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, при этом колебания частоты вращения у серийного гидровращателя на 8 % больше, чем у модернизированного;

– значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 10 % больше, чем у модернизированного;

– номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю и поступающей на слив из него, на 21% выше, чем у серийного;

– номинальное значение затрачиваемой мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 14 % больше, чем у модернизированного;

– номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 17% меньше, чем у модернизированного;

– номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17%, механического – на 14% и общего – на 29% выше, чем у серийного;

– частота затухающих колебаний давления рабочей жидкости

для гидроагрегата с «большой» инерционной нагрузкой (до 1500 $кг{\cdot}м^2$) в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с «обычной» (до 250 $кг{\cdot}м^2$) инерционной нагрузкой;

– частота затухающих колебаний частоты вращения для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 3,3 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$;

– частота затухающих колебаний крутящих и инерционных моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$;

– частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 4,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250$кг{\cdot}м^2$;

– частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, поступающей на слив для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 4,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250$кг{\cdot}м^2$;

– частота затухающих колебаний затрачиваемой и полезной мощностей для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 5,1 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$;

– частота затухающих колебаний объемного, гидромеханического и общего КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг{\cdot}м^2$ в 5,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг{\cdot}м^2$.

Литература:

1. Гидравлическая схема буровой установки УРБ 2А2 [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.urb2a2.su/gidro-urb2a2.html.

2. Харвестерные головки. Новинки от ведущих производителей лесозаготовительной техники // ЛесПромИнформ, 2011. – №6 (80) [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://lesprominform.ru/jarchive/articles/itemshow.

3. Комбинированная дорожная машина КО-829Д [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.besttm.ru/e-store/tech/491/3209.

Прицеп ПТ-4 [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.tonar.info/products/ selhoztech/index.php.

4. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П.*

Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – Т.6. – С. 3-19.

5. *Волошина, А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3. – Т.1.– С. 65-86. Режим доступа: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf.

6. *Панченко А.И.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.

7. *Волошина, А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. – т.1. – С. 67-85.

8. *Панченко А.И.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. –2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

9. *Панченко, А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

10. *Панченко, А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.68-74.

11. *Волошина, А.А.* Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа [Текст] / *А.А. Волошина* // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

12. *Волошина, А.А.* Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3. – Т.1.– С. 87-96. Режим доступу: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaphr.pdf.

13. *Панченко, А.И.* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко, Ю.П. Обернихин* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154) – С. 53-59.

14. *Волошина, А.А.* Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – Т.4. – С. 230-239.

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

16. *Панченко, А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой [Текст] / *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.

17. *Панченко, А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика, №1 (43), 2014, С. 71-82.

18. *Волошина, А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – Т.4. – С. 81-94.

19. *Волошина, А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – Т.1.– С. 76-87. Режим доступу: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf4t1/13.pdf.

20. *Панченко А.И.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 6. – Т. 1. – С. 63-79. Режим доступу: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf6t1/8.pdf.

21. *Панченко, А.И.* Динамика изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с приводным двигателем [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture.–2016.– Vol. 18.– No 1.– P.17-27.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ, ЩО ПРАЦЮЄ У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТУ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

Анотація **– обґрунтовані та прийняті необхідні початкові умови, обмеження і допущення, що дозволяють моделювати роботу гідроагрегату, який включає в себе приводний двигун дизельного типу, нерегульований шестеренний насос, запобіжний клапан непрямої дії, серійний і модернізований гідравлічні обертачі планетарного типу, з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної і розподільної систем та пружно-інерційне навантаження, що діє на «вал» гідрообертача. За допомогою пакета імітаційного моделювання «Vissim» реалізована математична модель, яка описує роботу гідроагрегату з гідрообертачами планетарного типу, з урахуванням взаємозв'язку геометричних і функціональних параметрів їх витискувальної і розподільної систем, а також з урахуванням взаємозв'язку всіх елементів гідроагрегату і їх взаємодії з робочою рідиною, що дало змогу дослідити динаміку зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу, які працюють у складі гідроагрегату в реальних умовах експлуатації. Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу в залежності від особливостей переміщення елементів витискувальної системи і втрат в проточних частинах розподільної системи, а так само особливостей гідропристроїв, включаючи робочу рідину, що входять до складу гідроагрегату приводу активних робочих органів мобільної техніки.**

INVESTIGATION OF OUTPUT CHARACTERISTICS OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR WHICH WORKS AS A PART OF THE HYDRAULIC UNIT

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

Summary

The article presents the justification of required initial conditions, limitations and assumptions which allow to model a hydraulic unit operation. The unit includes a driving diesel engine, non-adjustable gear pump, an indirect safety valve, a serial and a modernized planetary hydraulic rotator. The design features of the displacers

and their distribution systems as well as the shaft loading have been taken into account. The modeling of the studied hydraulic unit with the serial and modernized planetary hydraulic rotators was performed by means of the Vissim imitation modeling software set. The model describes the operation of the hydraulic unit with planetary hydraulic rotators. The hydraulic unit is considered as the whole unit with the connection between all its elements and relationship with the working fluid. This anables to study the dynamics of the output characteristics of the serial and modernized planetary hydraulic rotators which work as a part of the hydraulic unit under real-time use. The dynamics of the output characteristics of the serial and modernized planetary hydraulic rotators is investigated depending on the features of the movement of the displacing system elements and losses in the flow-through parts of the distribution system as well as the features of the hydraulic elements which make up the hydraulic unit of mobile machinery tools drive, including working fluid.

УДК 664.8.047

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМНОГО ВПЛИВУ УЛЬТРАЗВУКОВИХ КОЛИВАНЬ ТА ПРЯМОГО ЕЛЕКТРОНАГРІВУ НА ПРОЦЕС СУШІННЯ БІОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Яковлєв В.Ф., к.т.н.,
Савойський О. Ю., інженер
Сумський національний аграрний університет
Тел. (099)762-50-39

Анотація **– в роботі досліджено вплив ультразвукових коливань та прямого електричного нагріву струмом промислової частоти на інтенсифікацію процесу зневоднення. Складено рівняння регресії неповного другого порядку на основі повного факторного експерименту.**

Ключові слова **– біологічний об'єкт, сушіння, ультразвук, прямий електронагрів, рівняння регресії.**

*Постановка проблеми***.** Процес сушіння, що полягає у видаленні вологи з матеріалу, з одного боку, є одним з ключових етапів різних технологічних процесів, з іншого боку, однією з найбільш енергозатратних стадій обробки сировини. Якість і швидкість реалізації процесу сушіння в значній мірі визначають якість і собівартість кінцевого продукту. Збереження енергетичних ресурсів, зниження втрат сировини, поліпшення якості одержуваних продуктів вимагає розробки і впровадження нових високоефективних методів обробки, установок і технологій з оптимальним технічним рішенням. Тому наукові дослідження, які направлені для вирішення даної проблеми є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. Розробка економічних режимів процесу сушіння залишалася і залишається в центрі уваги науковців різних країн [1, 2, 3]. Великий внесок у теорію і техніку сушіння фруктів внесли А. К. Ангерсбах, М.А. Гришин, Б. В. Зозулевич, С.Г. Ільясов, З.А. Кац, А.А. Силич, Е.А. Шевцова, Р.І. Яросинський. На основі проведеного аналізу останніх досліджень і публікацій в [4] встановлено, що використання відомих способів сушіння фруктів супроводжується рядом недоліків: велика тривалість сушки, неможливість використання високих температур повітря через імовірність перегрівання і пригорання продукту, втрат вітамінів і біологічно-активних речовин,

утворення плівки на поверхності фруктів, що затрудняє процес випаровування вологи. Викладене вище дозволяє сформулювати основні задачі та принципи розробки нових методів сушіння та можливість їх комбінації для зменшення енергозатрат в процесі обробки сировини.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). На основі експериментальних досліджень процесу сушіння біологічного об'єкту в радіаційно-конвективній сушарці отримати залежності зміни вологості продукту при взаємному використанні додаткових методів нагріву (електричного та акустичного) для подальшого використання в практиці проектування і технічній реалізації методу.

Основні матеріали дослідження. Отримані результати теоретичного обгрунтування взаємного впливу електричного та акустичного нагрівання біологічного продукту на швидкість процесу його сушіння в [5] надали передумови для підготовки та проведення відповідних експериментальних досліджень.

Дослідження впливу ультразвукових коливань та прямого електронагріву на процес сушіння проводилися на дослідній установці, структурна схема якої наведена на рисунку 1.

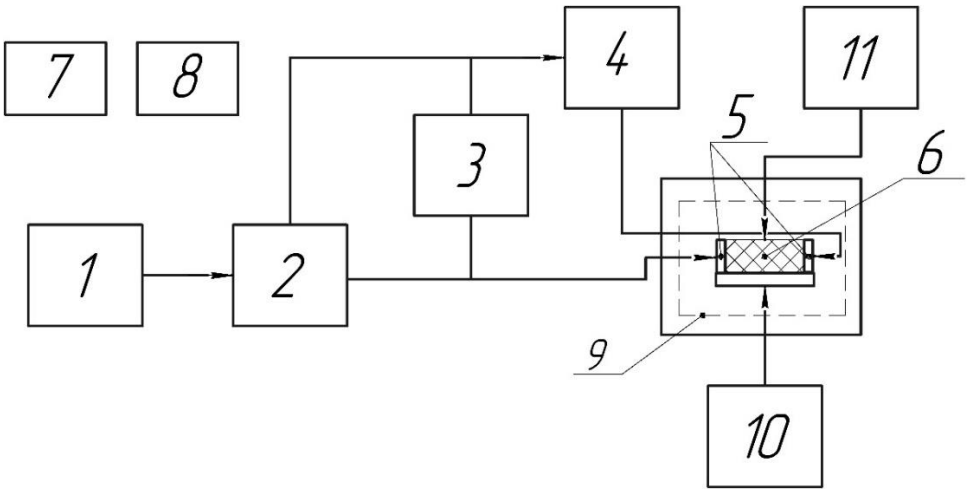


Рис. 1. Структурна схема дослідної установки:
1 – джерело живлення; 2 – ЛАТР; 3 – вольтметр; 4 – міліамперметр; 5 – електроди; 6 – досліджуваний зразок; 7 – таймер; 8 – електронні ваги; 9 - сушильна шафа; 10 – джерело ультразвуку; 11 – термопара

Запропонована експериментальна установка складається з сушильної шафи радіаційно-конвективного типу з автоматичним підтриманням температури, ультразвукового генератора 10, джерела струму промислової частоти 1, двох електродів 5 між якими поміщався шар продукту 6. Для визначення параметрів процесу в електричне коло для прямого електронагріву включені лабораторний автотрансформатор 2, вольтметр 3 та міліамперметр 4. Для визначення зміни

маси зразків використовувалися електронні ваги 8 з точністю вимірювання до 0,01г. Для дослідження зміни температури досліджуваних зразків використовувалась термопара ТХА (хром-алюмінь) типу К.

Процес сушіння в запропонованоній дослідній установці здійснється наступним чином. Попередньо підготовлений продукт поміщається між двома електродами на ультазвуковий випромінювач у сушильну камеру конвективно-радіаційного типу. Під дією електричного струму промислової чатоти, що проходить між двома електродами, матеріал нагрівають до допустимої температури. Ультразвукові коливання подають одночасно з прямим електронагрівом, комбінуючи періоди їх дії різної тривалості та частоти. Міграція вологи із внутрішніх шарів матеріалу відбувається під дією градієнту тиску, що створюється накладеними ультразвуковими коливаннями, а також за рахунок електроплазмолізу оболонок клітин. Видалення цієї вологи з поверхні розділу матеріал – навколишнє середовище забезпечується потоком нагрітого повітря.

На підставі апріорної інформації встановлено, що на ефективність процесу сушіння запропонованим методом впливають наступні фактори:

- температура в сушильній шафі;
- час перебування зразка в сушильній шафі;
- швидкість циркуляції повітря в сушильній шафі;
- значення напруги при прямому електронагріві;
- час прямого електронагріву зразка;
- частота ультразвукових коливань;
- час обробки зразків ультазвуком.

Експеримент проводили з фіксованими швидкістю циркуляції повітря та часом перебування зразка в сушильній шафі, часом прямого електронагріву та обробки ультразвуком. Тому, очевидно, фіксування цих факторів на відомих рівнях при проведенні дослідів і виключення їх з подальшого розгляду буде правомірним.

Ефективність процесу сушіння визначається кінцевим вмістом вологи в готовому продукті. Тому в якості функції відгуку обрано масу видаленої із зразка вологи.

Перед проведенням експерименту були призначені рівні варіювання факторів та проведено їх кодування (таблиця 1).

Таблиця 1 – Значення факторів та параметри їх варіювання

Фактор	-1	0	+1	Інтервал варіювання
x_1 - температура в сушильній шафі, ^{0}C	30	40	50	$\Delta t = 10\ ^0$C
x_2 - значення напруги при прямому електронагріві, В	30	45	60	$\Delta U = 15$ В
x_3 - частота ультразвукових коливань, кГц	22	11	44	$\Delta f = 11$ кГц

Математична модель, складена на основі результатів, отриманих при реалізації плану повного факторного експерименту для трьох факторів, виглядає наступним чином:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3, \qquad (1)$$

де y – функція відгуку;
x_1, x_2, x_3 – фактори, що визначаюють протікання процесу;
b_0, b_1, b_2, b_3 і т.д. – емпірично визначені коефіцієнти.

Для знаходження оптимального поєднання виділених факторів проведений експеримент, що включає 8 дослідів. Матриця планування експерименту і обчислені середні значення досліджуваного параметру процесу представлені в таблиці 2. Для усунення випадкової помилки експерименту визначення значення параметру при кожному досліді проводилися три рази.

Таблиця 2 – Розрахункова матриця експеримету

№ п/п	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	y_1	y_2	y_3	$\bar{y}$	S_n^2
1	-	-	-	+	+	+	0,86	0,92	0,81	0,8633	0,0061
2	+	-	-	-	-	+	1,23	1,42	1,38	1,3433	0,0201
3	-	+	-	-	+	-	0,92	0,83	0,98	0,9100	0,0114
4	+	+	-	+	-	-	1,1	1,02	1,2	1,1067	0,0163
5	-	-	+	+	-	-	0,86	0,98	1,01	0,9500	0,0126
6	+	-	+	-	+	-	0,82	0,99	1,05	0,9533	0,0285
7	-	+	+	-	-	+	1,43	1,6	1,57	1,5333	0,0165
8	+	+	+	+	+	+	1,52	1,43	1,38	1,4433	0,0101
											$S_E = 0{,}1214$

Після реалізації експерименту і отримання значень досліджуваного параметру проводилася побудова математичної моделі. Насамперед проводилася оцінка експериментальних даних на відтворюваність за методикою, наведеною в [6] з використанням критерія Кохрена за виразом

$$G_{розр} = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{n=1}^{N} S_n^2} \le G_\alpha(\gamma - 1, N), \qquad (2)$$

де $S_{\max}^2$ - максимальна дисперсія досліду;

$\sum_{n=1}^{N} S_n^2$ - дисперсія експерименту;

G - табличне значення критерія Кохрена;

α - рівень значимості;

γ - число повторень одного досліду;

N – кількість дослідів.

$$G_{розр} = \frac{0,0285}{0,1214} = 0,0066 \le G_{0,05} = 0,5157.$$

Так як значення критерія Кохрена по дослідним данним не перевищує його критичне значення робимо висновок, що рівняння регресії буде відтворюваним.

Розрахунок коефіцієнтів регресії здійснювали методом найменших квадратів за наступними виразами:

- коефіцієнт при вільному члені рівняння регресії

$$b_0 = \sum_{n=1}^{N} \frac{\bar{y}_n}{N} \quad ; \qquad (3)$$

- коефіцієнти при лінійних членах рівняння

$$b_i = \sum_{n=1}^{N} \frac{x_{in}\bar{y}_n}{N} \quad ; \qquad (4)$$

- коефіцієнти при взаємодії факторів

$$b_{ij} = \sum_{n=1}^{N} \frac{x_{in}x_{jn}\bar{y}_n}{N}. \qquad (5)$$

В першому наближенні рівняння регресії з розрахованими коефіцієнтами буде виглядати наступним чином

$$y = 1,1379 + 0,0737x_1 + 0,1104x_2 + 0,082x_3 + 0,0763x_1x_2 +$$

$$+0{,}2x_1x_3 + 0{,}1579x_2x_3 \,. \qquad (6)$$

По абсолютній величині коефіцієнтів можна зробити висновок, що застосування додаткових видів нагрівання продукту дають більший ефект сушіння у порівнянні з традиційним, а їх одночасна взаємодія –як у порівнянні з традиційним, так і з застосуванням тільки одного з додаткових видів нагріву (або електричного, або акустичного).

Значимість коефіцієнтів рівняння регресії визначалася за виразом

$$\left|b_i, b_{ij}\right| \geq t_{кр}\sqrt{S_i^2}\,, \qquad (7)$$

де $t_{кр}$ - критичне значення критерія Стьюдента для заданого рівня значимості α та f_2 степенів вільності;

S_i^2 - дисперсія коефіцієнтів рівняння.

Відповідно,

$$\left|b_i, b_{ij}\right| \geq 2{,}12\sqrt{\frac{0{,}0076}{8}} = 0{,}065.$$

З врахуванням значимості коефіцієнтів рівняння (6) матиме вигляд

$$\hat{y} = 1{,}1379 + 0{,}0737x_1 + 0{,}1104x_2 + 0{,}082x_3 + 0{,}0763x_1x_2 + \\ +0{,}2x_1x_3 + 0{,}1579x_2x_3. \qquad (8)$$

Адекватність математичної моделі перевіряли за допомогою критерію Фішера за умовою

$$F_{розр} = \frac{S_R / f_1}{S_E / f_2} \prec F_{кр}\,, \qquad (9)$$

де $F_{розр}$ - розрахункове значення критерію Фішера;

S_R - остаточна сума квадратів дисперсії;

$F_{кр}$ - критичне значення критерію Фішера, для заданого рівня значимості α, та степенів вільності f_1 і f_2.

Для зручності всі розрахунки по оцінці адекватності приведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Розрахункова матриця для визначення остаточної суми квадратів дисперсії

№ п/п	b_0x_0	b_1x_1	b_2x_2	b_3x_3	$b_{12}x_1x_2$	$b_{13}x_1x_3$	$b_{23}x_2x_3$	$\hat{y}$	$\bar{y}$	$(\hat{y}-\bar{y})^2$
1	1,138	-0,074	-0,110	-0,082	0,076	0,2	0,158	0,906	0,863	0,002
2	1,138	0,074	-0,110	-0,082	-0,076	-0,2	0,158	1,301	1,343	0,002
3	1,138	-0,074	0,110	-0,082	-0,076	0,2	-0,158	0,932	0,910	0,000
4	1,138	0,074	0,110	-0,082	0,076	-0,2	-0,158	1,088	1,107	0,0003
5	1,138	-0,074	-0,110	0,082	0,076	-0,2	-0,158	0,921	0,950	0,001
6	1,138	0,074	-0,110	0,082	-0,076	0,2	-0,158	1,012	0,953	0,003
7	1,138	-0,074	0,110	0,082	-0,076	-0,2	0,158	1,538	1,533	0,00003
8	1,138	0,074	0,110	0,082	0,076	0,2	0,158	1,438	1,443	0,00002
										$S_R = 0{,}0088$

Тоді,

$$F_{розр} = 3,485 \prec F_{кр} = 4,49.$$

Оскільки умова виконується можна зробити висновок, що отримане рівняння регресії (9) є адекватним.

Висновки.

1. Застосування додаткових видів нагрівання продукту дають більший ефект сушіння у порівнянні з традиційним, а їх одночасна взаємодія – як у порівнянні з традиційним, так і з застосуванням тільки одного з додаткових видів нагріву (або електричного, або акустичного).

2. Розроблена математична модель процесу сушіння біологічних об’єктів може бути використана при конструкторській розробці технології комбінованого сушіння та відповідного технічного засобу.

Литература:

1. *Хабибов Ф. Ю., Гойибова Д. Ф.* Исследование процесса сушки тыквы при комбинированном энергоподводе / *Ф. Ю. Хабибов, Д. Ф. Гойибова* // Молодой ученый. — 2014. — №21. — С. 238-240.

2.Ботошан Н. И. Интенсификация теплообмена в биологической среде электроплазмолизом / *Н. И. Ботошан, М. К. Болога, С. Е. Берзой.* // Электронная обработка материалов. – 2005. – №1. – С. 68–75.

3. *Хмелёв В.Н., Савин И.И., Барсуков Р.В., Цыганок С.Н., Сливин А.Н., Лебедев А.Н., Левин С.В., Хмелёв М.В.* Система ультразвуковой сушки на основе пьезоэлектрического бесконтактного излучателя. Измерения, автоматизация и моделирование в промышленности и на-

учных исследованиях: Межвузовский сборник /Под редакцией Г.В. Леонова, АлтГТУ, БТИ, 2005.

4. *Савойський О. Ю.* Аналіз методів сушки плодоовочевої сировини та їх класифікація / *О. Ю. Савойський.* // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. – 2016. – №175. – С. 85–88.

5. *Яковлєв В. Ф.* Взаємний вплив елекричного та акустичного нагрівання біологічних продуктів у технологічному процесі сушіння / *В. Ф. Яковлєв, О. Ю. Савойський.* // Вісник Сумського НАУ. – 2017. – №10 (32). – С. 119–128.

6. *Богданович Н.И.* Расчеты в планировании эксперимента. Учебное пособие. / *Н. И. Богданович.* – Л. : изд. ЛТА: 1978. – 80с

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМНОГО ВЛИЯНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ И ПРЯМОГО ЭЛЕКТРОНАГРЕВОМ НА ПРОЦЕСС СУШКИ БИОЛОГИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Яковлев В.Ф., Савойский А.Ю.

Аннотация **– в работе исследовано влияние ультразвуковых колебаний и прямого электрического нагрева током промышленной частоты на интенсификацию процесса обезвоживания. Составлено уравнения регрессии неполного второго порядка на основе полного факторного эксперимента.**

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF MUTUAL INFLUENCE OF ULTRASOUND VIBRATIONS AND DIRECT ELECTRON HEATING ON THE PROCESS OF DRYING BIOLOGICAL OBJECTS

V. Yakovlev, A. Savoiskyi

Summary

The influence of ultrasonic oscillations and direct electric heating by the current of the industrial frequency on the intensification of the dehydration process was studied. The regression equations of incomplete second order are compiled on the basis of the full factorial experiment.

УДК 628. 362. 34

ЩОДО ПИТАННЯ ОЧИЩЕННЯ І ЗНЕШКОДЖЕННЯ СТІЧНИХ ВОД ГАЛЬВАНІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА ЕЛЕКТРОФЛОТОКОАГУЛЯЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ

Мовчан С.І., к.т.н.,
Болтянський О.В., к.т.н.,
Болтянська Н.І., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація **– розглянуто процес очищення стічних вод гальванічного виробництва електрофлотокоагулятором.**

Ключові слова **– гальванічне виробництво, миючі розчини, очищення, знешкодження, електрофлотокоагулятор.**

Постановка проблеми. Охорона навколишнього природного середовища особливо гостро стала на рубежі третього тисячоліття. Найбільш негативно на людей впливають стічні води як господарської діяльності, так і промислового виробництва.

Слід відзначити, що зменшення об’ємів великого промислового виробництва, у свою чергу, привело до розширення дрібного виробництва на невеликих спеціалізованих підприємствах. У зв’язку з цим, в системах обробки стічних вод промислових підприємств актуальності набувають локальні схеми і технологічне обладнання для очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва.

Досвід експлуатації такого технологічного обладнання показав високу мобільність при проектуванні і монтажу, готовність технологічного обладнання для обробки стічних вод з високими початковими концентраціями, порівняно невеликі енергетичні затрати, високій коефіцієнт надійності тощо [1, 2, 3].

Аналіз останніх досліджень. Стічні води гальванічного виробництва є одним із поширеним різновидів промислових стічних вод як на Україні, так і за її межами. Виробничі стічні води, які забруднені кислотами**,** лугами і солями важких металів, утворюються при хімічній і електрохімічній обробці металів та їх сплавів, а також при нанесенні гальванічних покриттів. Вказані технології застосовуються в Україні на підприємствах машинобудування, приладобудування, металообробки, чорної та кольорової металургії та інших галузей вироб-

ництва. Орієнтовний об'єм стічних вод, що скидаються цими виробництвами, сягає 500 млн. $м^3$ на рік.

Зазначені питання досліджувались в багатьох наукових організаціях країн СНД, зокрема, в інститутах ДНЦ НДІ ВОДГЕО (м. Москва), УкрВОДГЕО (м. Харків), НДПІ "Енергосталь" (м. Харків), Уральський політехнічний університет (м. Єкатеринбург), УДУВГП (м. Рівне) та ін.

Над вирішенням цих питань працювали відомі вчені, фахівці та інженери: Пушкарьов В. В., Кульский Л. А., Рогов В. М., Бунін М. І., Філіпчук В. Л., Анопольский В. Н., Вайнштейн І. А., Запольский А. К., Образцов В. В. та ін. Але не до кінця розробленими залишилися питання глибокої очистки різновидів стічних вод, що не дозволяє ефективно проводити знешкодження шкідливих речовин, які містяться у стічних водах.

Аналіз прогресивних розробок по очищенню стічних вод гальванічного виробництва показав, що найбільш перспективним напрямком є методи, які комплексно, з застосуванням фізико-хімічної та реагентної обробки дозволяють ефективно знешкоджувати стічні води цих виробництв.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розглянути процес очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва електрофлотокоагуляційною установкою.

Основна частина. Локальні установки для обробки стічних вод гальванічного виробництва є оптимальним технічним рішенням, яке з успіхом впроваджується на різних промислових підприємствах для очищення і знешкодження стічних вод від іонів важких металів, завислих речовин, паливо-мастильних матеріалів тощо.

Наприклад, на ПАТ "Бердянські жниварки" (м. Бердянськ) для операції підготовки миття продукції використовували воду з високим вмістом солей кальцію і магнію, що ускладнювало технологічний процес і підвищувало собівартість продукції (табл. 1).

Таблиця 1 - Хімічний склад водопровідної води системи водоспоживання ПАТ "Бердянські жниварки"

Показник *pH*	Загальна жорсткість, мг – екв./л	Загальний вміст заліза, мг /л	Хлориди, мг/л	Сульфати, мг/л	Загальна кількість солей , мг/л
6,80…7,20	12,0…34,0	0,50…5,0	60…230	70…120	1200…1350
6,85…7,35	11,5… 33,0	0,55…5,3	60…245	68…123	1250….1350
6,70 …7,12	11,0…30,0	0,54…5,25	58…220	70…116	1190… 1300
6,25…7,00	11,4…35,0	0,49…5,15	61…215	72…121	1185… 1250

Примітка: приведені середні показники за 2016 рік по кварталам.

Слід відмітити різноманітність складу стічних вод які потрапляють на очищення (табл. 2)

Таблиця 2 - Типовий склад і кількість стічних вод гальванічної дільниці

№ ванн	Найменування процесу	Склад розчину	Концентрація хімікатів	Температура розчину, °С	Обсяг ванни, $м^3$	Періодичність зміни розчину
1	Знежирення	$NaOH$	150 г/л	70 - 80	0,7	1-3 рази у місяць
2	Перша промивка	гаряча вода	-	60 – 70	0,7	вода проточна
3	Друга промивка	холодна вода	-	10 - 15	0,7	вода проточна
4	Освітлення	HNO_3	20 – 30 %	18 – 20	0,7	1-3 рази у місяць
5	Третя промивка	холодна вода	-	10 - 19	0,7	вода проточна
6	Четверта промивка	гаряча вода	-	60 - 70	0,7	вода проточна

Примітка: Типовий склад і кількість стічних вод гальванічної дільниці наведено у середньому шляхом аналізу робіт [1, 2, 3].

За базову технологію обробки стічних вод гальванічного виробництва прийнята електрохімічна технологія очищення і знешкодження електрогенерованим гідроксидом заліза і газової фази. Процес обробки відбувається на електрофлотокоагуляційній установці, розробленої для очищення і знешкодження стічних вод від іонів важких металів: хрому (трьох – та шестивалентного), залізу, цинку тощо.

Електрофлотатори колонного типу використовують при організації систем очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва. В першу чергу це стосується об’єктів, які прості в експлуатації та, як правило, мають невеликі енергетичні витрати. Крім того, ці пристрої в обслуговуванні не потребують висококваліфікованого персоналу. Все це, а також компактне виконання при монтажі і наладці, мобільність в роботі дозволяють оптимально використовувати дане технологічне обладнання практично для всіх різновидів стічних вод гальванічного виробництва. Крім того, електрофлотатори покращують екологічне становище водоймищ тому, що ефективність очищення досягає 100%.

Технологія очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва потребує необхідного розділення оброблених стічних вод на: промивні води та кислі відпрацьовані електроліти (від ванн пасивації, травлення, цинкування тощо). Лужні та кислі розчини обробляються по відповідних технологіях, а промивна вода подається

на горизонтальний апарат, де відбуваються наступні операції: електрофлотокоагуляція; відділення флотошламу; відстоювання тощо.

Крім того, в промислових умовах, використовували високотоксичні відходи гальванічного виробництва в якості відпрацьованого миючого розчину (ВМР). При обробці стічної води гальванічного виробництва до ВМР входять невеличкі домішки**:** поверхнево-активні речовини, метасилікат, карбонат і триполіфосфат натрію. У разі використання компонентів реагенту підвищується транспортуюча швидкість коагулянту, який містить у собі залізо, до хромової стічної води відбувається активація поверхні сталевих електродів. Використані при цьому домішки хімічних компонентів ВМР дозволили одержати концентрований розчин коагулянту, а також бульбашки газового середовища. Якщо і далі змішувати розчин коагулянту, що містить у собі залізо, посилюються реакції окислення та поновлення і відбувається подальше утворювання з'єднання флотокомплексів та підвищення ефективності флотації гідроксидів важких металів до пінного шару [4].

Аналізуючи результати експериментальних досліджень, слід відмітити, що найбільша ефективність очищення досягається при використанні певного співвідношення хімічних компонентів ВМР, у кількості 50…100 мг/дм^3**.** Початкова концентрація шестивалентного хрому досягала максимального значення до 250 мг/дм^3. Вміст компонентів кожної хімічної речовини, їх кількісний склад в кожній серії досліджень зростав (табл. 3).

Таблиця 3 - Результати досліджень по визначенню ефективності очищення стічних вод від іонів важких металів

Електричний заряд, Кл/дм^3	Кількість хімічних компонентів, які входять до складу реагенту, г/л				Ефективність очищення, %
	$NaOH$	Na_2CO_3	$Na_3PO_4x12H_2O$	Na_2OxSiO_2	
50	30,0	30,0	30,0	3,0	96,00
	35,0	35,0	35,0	4,0	96,50
	40,0	40,0	40,0	5,0	97,50
100	30,0	30,0	30,0	3,0	97,00
	35,0	35,0	35,0	4,0	98,00
	40,0	40,0	40,0	5,0	99,50
300	30,0	30,0	30,0	3,0	98,00
	35,0	35,0	35,0	4,0	98,50
	40,0	40,0	40,0	5,0	99,00
600	30,0	30,0	30,0	3,0	97,00
	35,0	35,0	35,0	4,0	99,00
	40,0	40,0	40,0	5,0	99,50
700	30,0	30,0	30,0	3,0	96,00
	35,0	35,0	35,0	4,0	98,50
	40,0	40,0	40,0	5,0	99,00

Ефективність очищення стічної води гальванічного виробництва наведена в табл. 3, підтверджує, що обрана доза ВМР (50…100 мг/дм^3) при вказаному вище певному співвідношенні хімічних компонентів до шестивалентного хрому є ефективною і раціональною. У цьому випадку ефективність очищення стічних вод сягає 98,5…99,5 %.

Для отримання високих показників ефективності очищення стічної води і зменшення витрати електричного заряду, обробку проводили у інтервалі 600…4000 Кл/дм^3. При питомих витратах електричного заряду менше 600 Кл/дм^3 концентрація ВМР, який міститься в електроліті, та ступінь його насичення двовалентним залізом зменшує ефективність процесу очищення.

Залежності витрат електричного заряду від дози ВМР наведено на рис. 1.

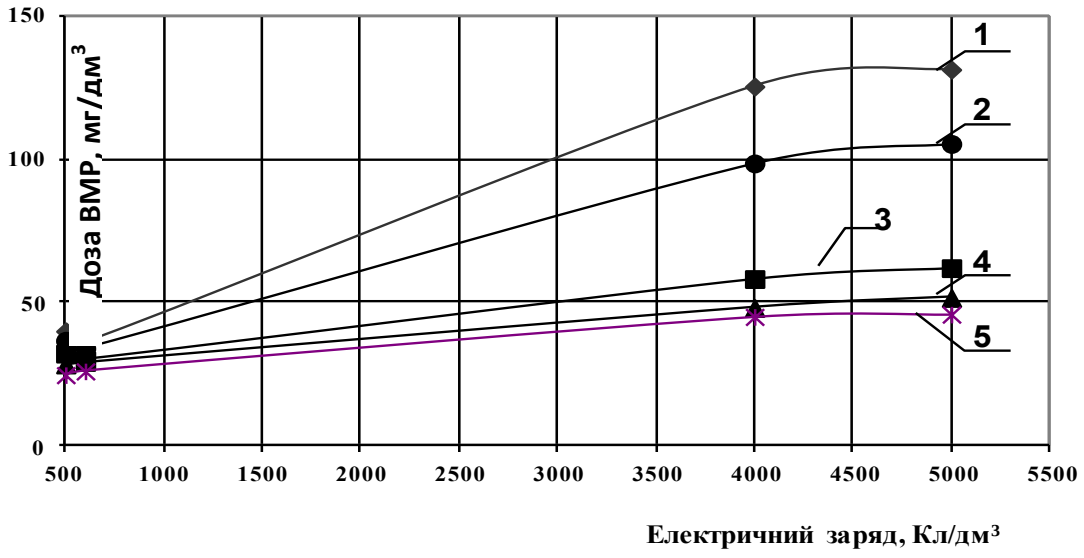


Рис. 1. Залежності витрат електричного заряду від дози ВМР**:**
1 - Cr^{6+}; 2 – Cr^{3+}; 3 – Fe^{3+}; 4 – завислі речовини; 5 – ПАР

Експериментальні дані, які одержані в лабораторних і промислових умовах, свідчать про високу ефективність розробленого способу реагентної обробки стічних вод гальванічного виробництва, яка досягає 98,5...99,5 % (табл. 4).

Таблиця 4 - Ефективність очищення стічної води від гальванічного виробництва

Електричний заряд, Кл/дм^3	Співвідношення хімічних компонентів відпрацьованого миючого розчину до шестивалентного хрому				Ефективність очистки від іонів важких металів, %		
	ПАР	Na_2SiO_3	Na_2CO_3	$Na_3P_5O_{10}$	Хром VI	Хром III	Залізо III
50	0,00	0,00	0,00	0,00	18,00	12,00	30,00
	0,05	0,05	0,25	0,15	48,00	62,00	60,00
100	0,05	0,05	0,25	0,15	99,50	98,15	96,00
300	0,25	0,25	1,20	0,25	99,50	99,25	98,00
600	0,50	0,50	2,50	0,50	99,50	99,30	98,50
700	0,60	0,80	3,20	1,80	99,50	96,25	91,30
	0,75	0,85	3,25	1,85	99,50	98,25	92,30

Крім того, на технологічному обладнанні проводиться вимірювання показників одновалентних іонів з використанням окислювально-відновлювального ефекту. Для цього використовують блоки 1 та 2 електрофлотокоагулятору (рис. 2), відповідно, на вимірювання іонів водню (величини *pH*) та інших електродних потенціалів.

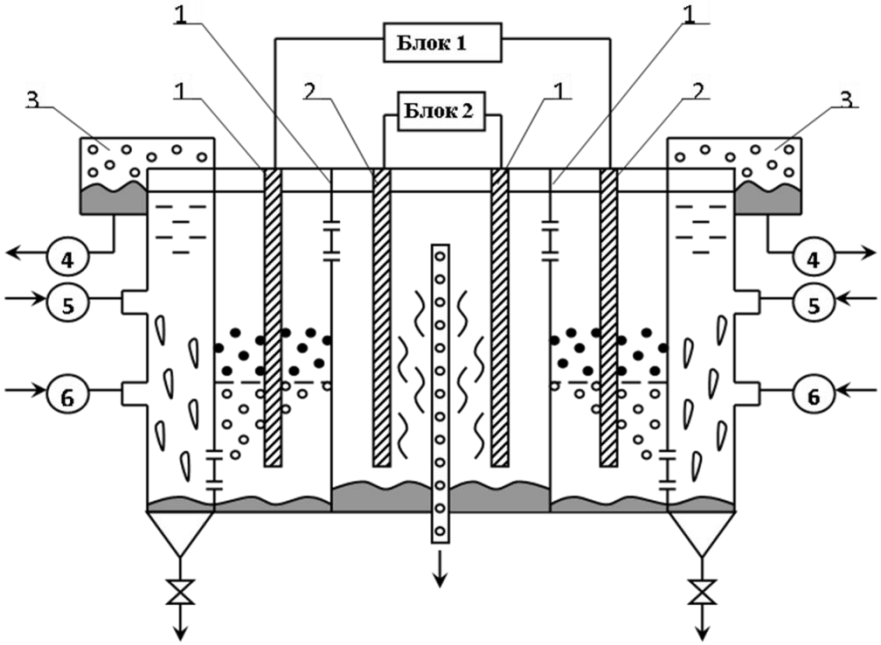


Рис. 2. Електрофлотокоагулятор для очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва: 1 і 2 – електродні системи, відповідно, першого та другого блоку; 3 – лоток для збирання завислих речовин; 4 – патрубок відведення завислих речовин;
5 – патрубок подачі відпрацьованого миючого розчину;
6 – патрубок подачі сірчистої кислоти

Вимірювання активності іонів водню (*pH*) та інших потенціалів відбувається за допомогою електродних систем, які встановлено в середині електрофлотокоагулятору. Розчин, який необхідно перевірити на наявність потенціалів до середини апарату надходить ретельно перемішаний. Це досягається тим, що вода по технології проходить через степені обробки, які розташовані коаксиально. Крім того, це сприяє компактному розміщенню технологічного обладнання.

Через патрубок 5 подачі ВМР подається вода від технологічного обладнання для обробки до першої камери, а через патрубок 6 подається сірчана кислота. Водний розчин ретельно перемішується, відділяються завислі речовини, масла і розчин надходить до другої ступені вимірювання, де відбувається вимірювання окислювально–відновлювального потенціалу.

Використання електрокоагуляторів дозволяє високоефективно проводити очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва з високими початковими концентраціями іонів важких металів і має наступні показники (табл. 5):

Таблиця 5 - Показники очищення стічних вод

Показники речовин	Вода, що надходить для очищення	Очищена вода
Завислі речовини	75 … 80	3,0
Іони важких металів, мг/л		
- загальний хром	12 … 22	0,01
- цинк	11 … 12	0,05
- мідь	8 … 11	0,05
- нікель	4 … 7	0,01
- загальне залізо	25 … 35	0,3

Висновки. В порівнянні з іншими аналогічними методами обробки стічних вод запропонована технологія дозволяє відмовитись від застосування хімічних реагентів, які підвищують собівартість і ускладнюють роботу очисних споруд при очищенні і знешкодженні стічних вод гальванічного виробництва.

Використання електрокоагуляторів дозволяє ефективно проводити очищення і знешкодження стічних вод гальванічного виробництва з високими початковими концентраціями іонів важких металів.

В розробленому технологічному обладнанні відносно легко проводити вимірювання і визначення активності іонів водню (показника *pH*), а також активності інших іонів (*pX*) за допомогою окислювально-відновлювального ефекту.

Література:

1. Исследование локальных систем электрохимических способов очистки промстоков на Бердянском ПО «Жатка»: Отчет по НИР / МИМСХ; Руководитель *Н. И. Бунин*. – 0293–Х; № 01880067562; Инв. № 02880025684. – Мелитополь, 1988. – 64 с.

2. Разработка и исследование методов регенерации моющих растворов с применением электрохимических воздействий на Чертковском РМЗ Тернопольской области / Руководитель *Бунин Н. И.* № 028880025684. – Мелитоп. ин-т механиз. сел. хоз-ва, 1988. – 48 с.

3. Разработка и исследование установок по очистке стоков цеха ремонта сельхозтехники Симферопольского РМЗ. / Руководитель Бунин Н. И.; № 028880025684. – МИМСХ, 1988. – 28 с.

4. А. с. № 1730045 СССР, МКИ С 02 F 1 / 46. Способ очистки хромсодержащих сточных вод / *Бунин Н. И., Мовчан С. И.*; МИМСХ. - № 4670283 / 26. Заявл. 30. 03. 89. Опубл. 30. 04. 92. Бюл. № 16.

5. Патент на корисну модель № 94243 Україна, МПК^7 С02 F1/46 (2006.01). Спосіб каскадного очищення стічних вод: [Текст] / *С.І. Мовчан.* – Заявка № u 2014 03882, заявл. 14.04.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21.

6. А.с. № 58412. Хімічні речовини для очищення, оброблення й нейтралізації окремих видів стічних вод гальванічного виробництва промислових підприємств: [Текст] / *С.І. Мовчан.* Заявка № 58010. Від 13.10.2014 р. Дата реєстрації 02.02.2015 р.

К ВОПРОСУ ОЧИСТКИ И ОБЕЗВРЕЖИВАНИЯ СТОЧНЫХ ВОД ГАЛЬВАНИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА ЕЛЕКТРОФЛОТОКОАГУЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКОЙ

Мовчан С.И., Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

Аннотация **- рассмотрен процесс очистки сточных вод гальванического производства електрофлотокоагулятором.**

TO THE QUESTION OF CLEANING AND DISPOSAL OF WASTEWATER GALVANIC PRODUCTION BY AN ELECTRICAL FLOTOCOAGULATOR INSTALLATIONS

S. Movchan, O. Boltyanskiy, N. Boltyanska

Summary

The process of sewage water cleaning treatment of the galvanic production by an elektrikal flotokoagulator.

УДК 628.34.46

ЗНЕЗАРАЖЕННЯ ТА РЕГЕНЕРАЦІЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ МИЮЧИХ РОЗЧИНІВ

Болтянський О.В., к.т.н.,
Мовчан С.І., к.т.н.,
Болтянська Н.І., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

***Анотація* – в статті розглянуто питання підвищення ступеня очищення стічних вод ремонтно-механічних підприємств за рахунок застосування технологічної схеми знезараження і регенерації відпрацьованих миючих розчинів.**

***Ключові слова* - стічні води, регенерація розчинів, мастила, нафтопродукти, іони важких металів, коагуляція, флотація, пасивація, камера електродна, камера реакції.**

Постановка проблеми. Ремонтне виробництво практично всіх галузей господарської діяльності характеризується не тільки великою кількістю забруднень, які проявляються в цьому процесі, але і істотними об'ємами води, використання яких і обумовлює технологію очищення стічних вод, що утворюються на цих підприємствах.

Стічні води ремонтно-механічних заводів (РМЗ) відносяться до ряду найбільш поширених стічних вод в Україні і за кордоном. Основними джерелами забруднень у стічних водах РМЗ є іони важких металів, масла та масломісткі домішки, які утворюються від операцій гальванопокриттів, мийки обладнання та інших ремонтних операцій. Особливістю стічних вод таких підприємств є значні коливання початкових концентрацій, що пов'язано з нерівномірністю надходження ремонтного обладнання на РМЗ. Це значно ускладнює експлуатацію споруд очищення та знижує ефективність процесу [1-3].

Аналіз останніх досліджень. Питанням очищення стічних вод ремонтних підприємств постійно приділяється увага науковців, наукових установ та організацій, пов'язаних із використанням води в технологічних операціях та системах оборотного водопостачання.

Відомі оригінальні технічні рішення, які пропонуються авторами у способах очищення від масел та пристроїв очищення стічних вод

[4, 5]. Пропоновані технічні рішення відносяться до пристроїв для очищення стічних вод від зважених речовин, масел та нафтопродуктів, які можна використовувати в різних галузях очищення стічних вод підприємств нафтохімічної, машинобудівної, металургійної галузей.

Використання електрофлотокоагуляторів в локальних схемах очищення стічних вод, розглянутих авторами [6, 7], також дозволяє інтенсифікувати процес очищення стічних вод за рахунок технічного рішення, пов'язаного з розміщенням камер очищення.

Удосконалення технології очищення стічних вод з використанням миючих розчинів, приготовлених на воді з підвищеним вмістом солей кальцію та магнію розглядається авторами в роботі [8], в якій також передбачена обробка води в кілька етапів.

При обробці стічних вод гальванічного виробництва в апаратах вертикального типу ступінь очищення підвищується до 98,0...99,0%, скорочується час обробки, інтенсифікується процес очищення, що призводить до раціонального ведення водного господарства цехів і підприємств у цілому.

Аналіз технологічних схем електрохімічної очистки стічних вод показує, що найбільш перспективно проводити процес у багатокамерних установках. При цьому величина такого встановлення буде визначатися найдовшою стадією розділення дисперсних домішок, отриманих в результаті електрохімічних реакцій.

Формування цілей статті. Підвищення ступеня очищення стічних вод ремонтно-механічних підприємств, що містять масла, нафтопродукти, іони важких металів, зважені речовини.

Основна частина. Виконання поставленої мети досягається шляхом використання в технологічній схемі обладнання декількох ступенів очищення, що виконують операції кожна самостійно і всі разом і підвищення ступеня очищення стічних вод на апаратах вертикального типу, за рахунок використання електрохімічних компонентів, що містяться у відпрацьованих миючих розчинах.

Розроблена та апробована в промислових умовах технологічна схема знезараження і регенерації відпрацьованого миючого розчину (ВМР), який утворювався на діючому виробництві у Чортківському ремонтно-механічному заводі (рис. 1).

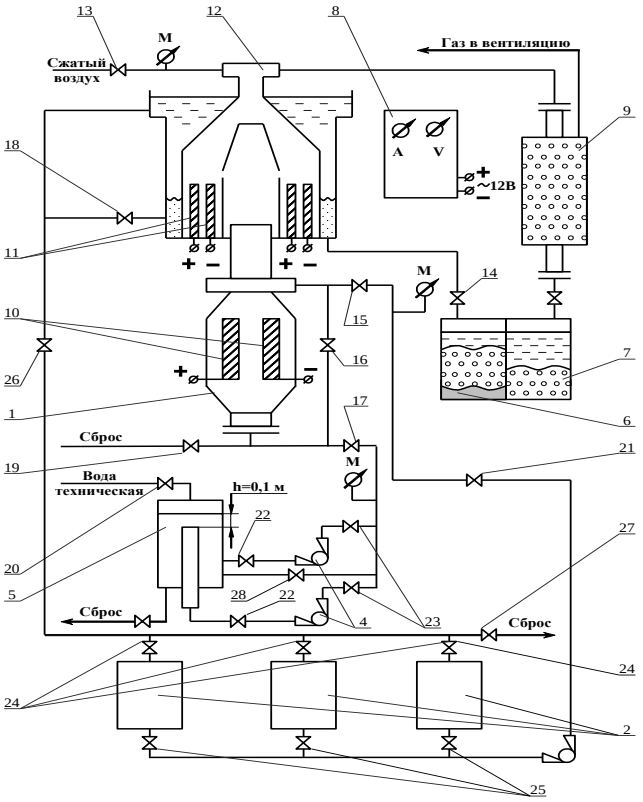


Рис. 1. Технологічна схема знезараження і регенерації відпрацьованого миючого розчину РМЗ: 1 - мікрореактор-флотатор; 2 - машини миюче-очищувальні, 3 - насос подачі ВМР; 4 - насос подачі електроліту; 5 - збірник електроліту; 6 - збірник шламу; 7 - збірник масла; 8 - випрямний пристрій; 9 - сепаратор шламу; 10 - нерозчинні сталеві електроди; 11 - електроди вторинної доочистки; 12 - ежекторний пристрій; 13 - вентиль подачі стисненого повітря; 14 - вентиль скидання шламу; 15 - вентиль подачі відпрацьованого миючого розчину; 16 - вентиль аварійний; 17 - вентиль подачі електроліту; 21 - вентиль контрольний; 22 - вентиль подачі електроліту; 23 - вентиль напірний; 24 - вентиль відводу стічної води; 25 - вентиль скидання (відведення) відпрацьованого миючого розчину; 18 - вентиль скидання осаду і шламу; 19 - вентиль скидання електроліту; 20 - вентиль подачі технічної води; 27 - вентиль скидання стічної води; 28 - вентиль контрольний

Розроблені технологічна схема і установка знезараження і регенерації відпрацьованого миючого розчину РМЗ призначена для очищення технологічних розчинів від диспергованих домішок масла, зважених частинок речовин, розчинених домішок, що утворюються на ділянці мийки обладнання, запасних частин і агрегатів в цілому.

Обробку стічних вод необхідно передбачити як мінімум у трьох технологічних режимах: при малих концентраціях шестивалентного

хрому, при підвищених його концентраціях і в разі його практичної відсутності. Така градація загальних забруднень шестивалентного хрому дозволяє передбачити можливі випадки порушення технологічних режимів, і в якійсь мірі запобіти потраплянню агресивних стічних вод у водойми.

Особливістю запропонованої технології обробки стічних вод є їхній поділ на початковому етапі формування і утворення, коли обсяги стічних вод формуються при первинній мийці технологічного обладнання.

Характерною особливістю розробленої технології є підвищення ефективності очищення стічних вод, яка досягається за рахунок інтенсифікації роботи технологічного обладнання на всіх його етапах.

У першому випадку, використовуються усічені конуси, які розташовуються зверху і знизу циліндричної камери. При цьому також для інтенсифікації роботи камер обладнання використовується стиснене повітря [9].

У другому випадку, використовується механізм вертикального переміщення періодичної дії, який ефективно взаємодіє з пінозбірником. Крім того, технічно оригінальне рішення виконано з використанням вертикальної перегородки, яка виконує роль електродної камери [9].

Установка є складовою частиною технологічного обладнання, яка дозволяє проводити очищення відпрацьованих миючих розчинів з високим відсотком очищення за основними забруднювачами.

Використання запропонованої технологічної схеми дозволяє повертати в систему оборотного водопостачання окремих гальванічних ділянок і цехів в цілому промислових підприємств очищену воду (до 80...90%), що важливо в умовах гострого дефіциту водних ресурсів.

Крім того, використання запропонованої технології дозволяє проводити знешкодження і вилучати домішки із стічних вод для подальшої їх утилізації. Ефективність очищення стічних вод визначається за кількістю вилучених і знешкоджених домішок.

Основними елементами установки є мікрореактор-флотатор 1, нерозчинні сталеві електроди 10 і електроди вторинного доочищення 11. Крім цього, конструкцією установки передбачені нерозчинні сталеві електроди 10 і електроди вторинного доочищення 11, які встановлені в електрореакторі-флотаторі 1. У верхній частині електрореактора-флотатора розташований ежекторне пристрій 12.

Конструкція установки дозволяє шляхом заміни окремих її елементів за відповідними технологічними схемами проводити обробку стічних вод в наступних режимах:

- електрофлотація - флотація - відстоювання - фільтрація;
- електрокоагуляція - флотація - електрофлотація - фільтрація;

- електрофлотація - осадження - фільтрація;
- флотація - електрокоагуляція - електрофлотація - фільтрація;
- електрохімічна коагуляція - відновлення розчинених форм шестивалентного хрому.

Робота установки в декількох технологічних режимах дозволяє досягати високої ефективності очищення стічних вод, спростити експлуатацію технологічного обладнання та підвищити надійність роботи водоочисного обладнання.

Установка працює в такий спосіб. Забруднений технологічний розчин від миючих машин 2, насосом 3 перекачується в електрореактор. При цьому, в залежності від концентрації забруднення і фізико-хімічних особливостей відпрацьованого миючого розчину, передбачається подача стічних вод як в міжелектродний, так і наделектродний простір.

Електроди 10 з'єднані з джерелом постійного струму 8 і виробляють коагулянт і газ. Взаємодія домішок коагулянту і газу, їх інтенсифікація, відбувається в конусних пристроях установки, де вони відокремлюються у вигляді флотошламу.

Видалення домішок, що спливають з електрореактора-флотатора, проводиться ежекторним пристроєм 12, який працює з використанням стисненого повітря.

Додаткова обробка відпрацьованого миючого розчину в міжелектродному просторі електродів вторинної доочистки дозволяє отримати домішки більших розмірів і поліпшити ефективність їх осадження в циліндричному корпусі установки.

Для підвищення ефективності сильно забруднених відпрацьованих миючих розчинів і запобігання пасивації електродів різними забруднювачами передбачається система подачі електроліту в простір між електродами. При цьому можлива подача електроліту і відпрацьованого миючого розчину в наделектродний простір. Для цього електроліт з ємності 5 насосом 4 подається в електрореактор-флотатор. Оптимальне співвідношення електроліту і миючого розчину знаходиться в межах від 1: 1 до 1: 0,5 вагових частин.

Частина очищеного миючого розчину повертається в ємність електроліту 5, через засувку 20. Осад періодично скидають до збірнику шламу 6, а масло і насичений розчин флотошламу в збірник масла 7.

Основними технічними перевагами пропонованої технологічної схеми і розробленої установки є можливість проводити обробку стічних вод РМЗ з високим ступенем очищення. Невеликі габаритні розміри установки і простота виготовлення дозволяють сконцентрувати на незначних виробничих площах ефективно діюче технологічне обладнання.

Оптимальне розміщення і зосередження коаксиально розташованих камер установки дозволяє раціонально витримати співвідношення гідродинамічних параметрів рухомих потоків при обробці стічних вод.

В установці передбачена пасивація електродів, яка досягається подачею стічних вод в простір над електродами і взаємодія домішок з електрогенерованим коагулянтом першого ступеня очищення (перший конусний циліндр), який забезпечений конусним пристроєм збору флотошламу.

Встановлені під флотокамерою збори спливаючого шламу дозволяють інтенсифікувати процес відділення забруднень, а бічна перфорація циліндрів створює обмежені умови для руху бульбашок газової фази. Це дозволяє отримати більш високу концентрацію бульбашок даної фази в заданих зонах флотокамери і, відповідно, більшу ефективність флотації домішок.

Коаксіальне розташування конусних збірних пристроїв корпусу установки дозволяє в 2...3 рази збільшити ефективність ущільнення флотошламу і знизити його обсяг при накопиченні, що позитивно позначається на його подальшій переробці та утилізації.

Висновки. Удосконалена технологічна схема очищення стічних вод дозволяє проводити очищення великого спектра забруднень, що утворюються на ремонтних підприємствах. Технологією передбачено очищення в декількох технологічних режимах, оптимальний з яких визначається при налагодженні обладнання.

Література:

1. *Запольский А. К.* Комплексная переработка сточных вод гальванического производства / *А.К. Запольский, В. В. Образцов*. – К.: Тэхника, 1989. – 199 с.

2. *Стахов Е.А.* Очистка нефтесодержащих сточных вод предприятий хранения и транспорта нефтепродуктов / *Е.А. Стахов*. – Л.; Недра, 1983. – 386 с.

3. *Веселов Ю. С.* Водоочистное оборудование / *Ю. С. Веселов, И. С. Лавров, Н. И. Рукобратский.* – Л.: Машиностроение, 1985. – 231 с.

4. А. с. № 1421709 СССР МКИ С 02 F 1 / 40, В 01 D 17 / 035. Способ очистки воды от масел / *А. Г. Южанинов, А. Ф. Никифоров, В. И. Аксёнов, Б. И. Красилов*. Уральский науч.-иссл. ин-т комплексного использования и охраны водных ресурсов и Уральский политехнический институт им. С. М. Кирова. - № 4196668 / 30 – 26. Заявл. 04. 01. 87. Опубл. 07. 09. 88. Бюл. № 33.

5. А. с. № 1430353 СССР МКИ С 02 F 1 / 24. Устройство для очистки сточных вод / *М. В. Кравцов, П. В. Швыдовский, С. В. Яковлев, И. Н. Мясников.* Брестский инженерно-строительный институт и

Всесоюзный НИИ водоснабжения, канализации, гидротехнических сооружений и инженерной гидрологии. - № 4200001 / 31 – 26. Заявл. 24. 02. 87. Опубл. 15. 10. 88. Бюл. № 38.

6. *Бунин Н. И.* Локальная схема очистки электрохимической регенерации отработанных растворов машиностроительных предприятий / *Н. И. Бунин, С. И. Мовчан* // Инф. листок № 89 – 16 Р / Запорожский ЦНТИ. - Запорожье, 1989. – 4 с.

7. *Бунин Н. И.* Электрофлотокоагулятор для очистки сточных вод / *Н. И. Бунин, М.М Назарян, С. И. Мовчан* // Инф. листок № 89 – 17 Р / Запорожский ЦНТИ. - Запорожье, 1989. – 4 с.

8. *Мовчан С. И.* Усовершенствование технологии очистки сточных вод с использованием моющих растворов, приготовленных на воде с повышенным содержанием солей кальция и магния / *С.И. Мовчан, В.А. Дидур* // Наук. вісник будівництва. Вип. 20, Харків, ХДТУБА – ХОТВ, 2003. - С. 144-155.

9. *Мовчан С.І.* Очищення виробничих стічних вод гальванічного виробництва у апаратах вертикального типу / *С.І. Мовчан* // Праці наук.-практ. конф. „Сучасні проблеми охорони довкілля, раціонального використання водних ресурсів та очистки природних і стічних вод”, 11 – 14 квітня 2006 р., м. Миргород. – К.: Т-во „Знання України”, 2006. – С. 96-99.

ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЕ И РЕГЕНЕРАЦИЯ ОТРАБОТАННЫХ МОЮЩИХ РАСТВОРОВ

Болтянский О.В., Мовчан С.И., Болтянская Н.И.

Аннотация **- в статье рассмотрены вопросы повышения степени очистки сточных вод ремонтно-механических предприятий за счет применения технологической схемы обеззараживания и регенерации отработанных моющих растворов.**

DISINFECTION AND REGENERATION OF USED WASHING SOLUTIONS

O. Boltyanskiy, S. Movchan, N. Boltyanska

Summary

The article considers issues of increasing of level of wastewater cleaning at repair and mechanical enterprises by introducing a technological scheme of decontamination and regeneration of waste detergents.

УДК 621.43

ВЛИЯНИЕ МОТОРНОГО МАСЛА НА ПРИЧИНЫ И ФАКТОРЫ ИЗНОСА АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стефановский А.Б., к.т.н.
Таврический государственный агротехнологический университет
Тел. (619) 42-04-42

***Аннотация* – в статье классифицированы причины и факторы износа автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), проанализировано влияние моторного масла и системы смазки ДВС на данные аспекты.**

***Ключевые слова* - двигатель, износ, моторное масло, причина, влияние.**

Постановка проблемы. Несмотря на различные меры, принимаемые конструкторами автотракторных ДВС, в последних происходит более или менее интенсивный износ узлов и деталей. Это приводит к постепенному (иногда весьма быстрому) ухудшению функциональных параметров как узлов, так и всего двигателя: снижаются крутящий момент и мощность, растут удельные расходы топлива, масла и токсичность отработавших газов [1]. При определённых условиях ДВС полностью теряют работоспособность и направляются в ремонт, что существенно повышает затраты, например, в современном аграрном производстве.

Анализ последних исследований. Явления, происходящие при износе деталей ДВС, сложны и вызываются многими причинами. Поэтому для минимизации указанного износа необходимо принимать различные, иногда противоречивые меры. Некоторые из них могут значительно повысить стоимость ДВС или эксплуатации таких двигателей, поэтому целесообразность применения таких мер требует экономического обоснования. Однако восстановление изношенных ДВС – тоже весьма затратное дело.

Исключением, когда не нужно снижать интенсивность износа деталей ДВС, служит их приработка при обкатке [2]. Но при этом и после неё недопустимы режимы работы, приводящие к схватыванию материалов деталей и их задиру.

И.Б. Гурвичем [3] конкретизирована применительно к автомобильным двигателям классификация видов изнашивания, ранее предложенная М.М. Хрущевым. Но она нуждается в дальнейшей детализации, в том числе – выделении роли смазочных материалов (СМ).

Формулирование цели статьи (постановка задания). Классифицировать причины и факторы износа деталей и узлов ДВС, с учётом роли моторного масла (ММ).

Основная часть. В предлагаемой классификации причин и факторов износа ДВС выделены: А – внешние причины износа, Б – внутренние процессы при износе и В – основные влияющие факторы. Она достаточно наглядна и позволяет наметить меры для снижения износа (табл. 1). Нумерация в разделах А, Б и В условная. Между косыми чёрточками /…/ отмечены неустранимые причины или факторы.

Известно, что в реальной эксплуатации моторных транспортных средств их узлы, в том числе ДВС, изнашиваются обычно сильнее, чем при нормальной эксплуатации (когда полностью соблюдаются требования заводов-изготовителей и отсутствуют неблагоприятные режимы работы). В предложенной классификации неблагоприятные факторы реальной эксплуатации ДВС учтены пунктами А10, А201, А211, А221, А4, Б20, Б21, В01, В11, В211, В31, В41: сама эксплуатация ДВС заключает в себе много факторов, усиливающих износ.

Приведенная ниже классификация позволяет установить условия (часто идеализированные), когда эксплуатационный износ ДВС минимален (табл. 1). Анализ этих условий позволяет заключить, что необходимо:

а) как можно тщательнее очищать все рабочие среды (РС – воздух, масло, топливо и т.д.) от посторонних твёрдых и жидких частиц, а также воздух – от агрессивных газов и моторное масло – от кислот;

б) применять РС только с нормальным качеством, в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя ДВС;

в) исключить смешивание РС, имеющих разное назначение, а также применение РС не по назначению и попадание посторонних жидкостей в жидкие РС;

г) нейтрализовать вредное действие агрессивных газов и жидкостей, образующихся внутри ДВС;

д) обеспечить полужидкостное или жидкостное трение в узлах ДВС, в том числе, препятствуя убыли смазочных материалов (СМ) в них;

е) противодействовать деградации жидких рабочих сред при эксплуатации и хранении ДВС;

ж) удалять отложения со всех поверхностей охлаждаемых деталей;

з) применять материалы деталей, наиболее стойкие к коррозии и термоусталости;

и) оптимизировать скоростной, нагрузочный и тепловой режимы ДВС, препятствовать их неоптимальности за счёт применения механо- и теплоаккумулирующих систем.

Классификация причин и факторов износа ДВС

А. Внешние причины (воздействия); применение

/А0 Воздействия деталей ДВС взаимные при влиянии, в том числе/

/А00 наработки/

А01 деформируемости материалов

А02 физико-химической активности материалов

А1 Воздействия твёрдых или жидких частиц, в том числе

А10 находящихся в запылённых, загрязнённых средах

А11 частиц нагара

А12 тумана атмосферы

А2 Применение незапылённых сред, в том числе

А20 смазочных, в том числе

А200 с нормальным качеством

А201 с ухудшенным качеством

А21 топлив, в том числе

А210 с нормальным качеством

А211 с ухудшенным качеством

А22 охлаждающих, в том числе

А220 с нормальным качеством

А221 с ухудшенным качеством

А3 Воздействие незапылённых сред, в том числе

А30 газообразных

А31 жидких несмазочных

А4 Убыль смазочных материалов, вследствие, в том числе

А40 утечки (внутренней или внешней)

А41 несвоевременного пополнения

А5 Использование конструкторских решений

Б. Внутренние процессы, вызывающие или усиливающие износ

Б0 Трение деталей, в том числе

Б00 сухое, граничное

Б01 (полу)жидкостное

Б02 сопровождающееся схватыванием материалов

Б1 Деградация смазочных материалов (СМ), в том числе

Б10 противоизносных свойств СМ

Б11 вязкостно-температурных свойств и прокачиваемости СМ

Б12 испарение масляной плёнки, выгорание масла, лакообразование

Б13 накопление примесей и агрессивных веществ

Б2 Ухудшение отвода теплоты от деталей, в том числе

Б20 при деградации охлаждающей жидкости (ОЖ); образование отложений в жидкостных каналах

Б21 при загрязнении наружных поверхностей охлаждаемых узлов

Б3 Усталость материалов деталей, в том числе

Б30 механическая

Б31 термическая

Б4 Коррозия деталей, в том числе

Б40 с участием жидкостей, в том числе
Б400 жидких сред в узлах ДВС
Б401 посторонних агрессивных
Б41 в газообразной среде, в том числе
Б410 продуктов сгорания топлива
Б411 влажного воздуха
Б42 фреттинг-коррозия

В. Влияющие факторы
В0 Относительная скорость в зоне контакта, в том числе
В00 скоростной режим ДВС
В01 колебания скоростного режима
В1 Нагрузка на детали, в том числе
В10 нагрузочный режим ДВС
В11 колебания нагрузочного режима
В2 Рабочие температуры деталей (местная, средняя), в том числе
В20 тепловой режим ДВС
В21 колебания теплового режима и рабочих температур, в том числе
/В210 в пределах рабочего цикла (местные поверхностные температуры)/
В211 в пределах нагрузочно-скоростных циклов ДВС, а также в течение пауз между циклами
В3 Регулировочные параметры систем ДВС, в том числе
В30 нормальные
В31 ухудшенные
В4 Обслуживание средств очистки сред, в том числе
В40 нормальное
В41 ухудшенное (неполное и(или) несвоевременное)

к) поддерживать нормальные регулировочные параметры систем ДВС с достаточной точностью;

л) регулярно и полностью обслуживать средства очистки РС, имеющиеся на двигателях.

Каждая из перечисленных мер требует тех или иных затрат для выполнения, иногда значительных (например, для В01, В11, В211). Часть этих мер связана с использованием более удачных конструкторских решений, замедляющих износ деталей ДВС – в основном, с совершенствованием средств очистки РС. Так, благодаря выполнению в шатунных шейках коленчатых валов полостей-грязеуловителей износ этих шеек замедляется в несколько раз [3]. Ряд мер обеспечивается системой смазки ДВС.

Предполагается, что в неё заправлено свежее моторное масло (ММ), отвечающее рекомендациям завода-изготовителя ДВС и надлежащим образом сертифицированное. Для удаления из ММ посторонних частиц и капель требуется поддерживать работоспособ-

ность имеющихся средств очистки РС. Чтобы компенсировать потерю ММ при его подтеканиях и угаре в цилиндрах, периодически доливать в поддон ДВС следует только чистое свежее ММ той же марки. Поскольку ММ со временем деградирует, нужно своевременно заменять ММ в системе смазки.

Таблица 1 – Условия, когда износ деталей и узлов ДВС минимален

Код	Наименование условия
/А01/	когда интенсивность износа (ИИ) минимальна или нулевая
А10	исключить применение запылённых, загрязнённых сред
А11	подавить нагарообразование
А12	исключить впуск влажного воздуха, отфильтровать капельки тумана
А2	только с нормальным качеством
А30	исключить впуск кислотообразующих газов; нейтрализовать такие газы, образующиеся внутри ДВС
А31	исключить попадание посторонних жидкостей в РС
А4	препятствовать убыли СМ в узлах ДВС
А5	удачные конструкторские решения, снижающие износ
Б00, Б02	сухое, граничное трение и схватывание материалов исключить
Б01	поддерживать за счёт достаточной подачи масла, имеющего нормальное качество при рабочей температуре узла
Б1, Б20	противодействовать деградации сред, поддерживая достаточное их качество
Б20	исключить образование отложений и удалять образовавшиеся отложения из жидкостных каналов
Б21	очищать загрязнённые наружные поверхности охлаждаемых узлов
Б3, Б4	применять наиболее стойкие материалы
Б4	применять СМ с антикоррозионными свойствами
В00	использовать скоростной режим ДВС, оптимальный для минимизации ИИ
В10	использовать нагрузочный режим ДВС, оптимальный для минимизации ИИ
В01, В11	препятствовать колебаниям с помощью механо-аккумулирующей системы
В20	использовать тепловой режим ДВС, оптимальный для минимизации ИИ
В211	препятствовать колебаниям с помощью тепло-аккумулирующей системы
В3	регулировочные параметры систем ДВС – только нормальные
В4	обслуживание средств очистки РС – только нормальное

На рис. 1 наглядно представлены пути загрязнения ММ при эксплуатации ДВС [2].

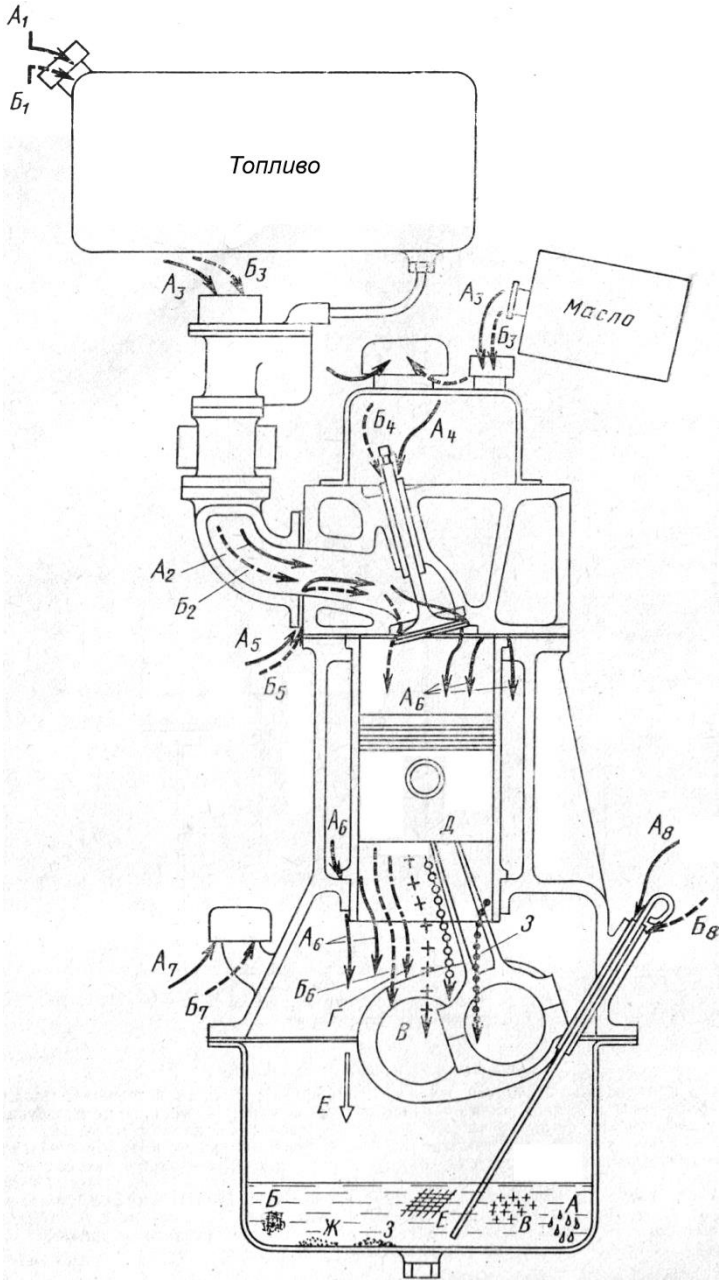


Рис. 1. Пути загрязнения моторного масла,
находящегося в системе смазки ДВС:
А – вода; Б – пыль почв и дорог; В – сажистые частицы;
Г – соединения серы; Д – соединения свинца;
Е – органические продукты окисления углеводородов;
Ж – технологические примеси; З – продукты износа деталей

По данным работы [2], при использовании открытой вентиляции картерного пространства на двигателях ЗМЗ-24 легковых автомобилей

наилучший средний пробег до капитального ремонта достигался, когда ММ класса М-6_3/10-$Г_1$ заменялось через 12…24 тыс.км. При увеличении этого пробега до 48 тыс. км и более наблюдалось резкое ухудшение состояния таких ДВС – происходили зависания поршневых колец в канавках поршней и задиры поверхностей гильз цилиндров. Если же вместо открытой вентиляции применялась закрытая, то это приводило к ускоренному загрязнению внутренних поверхностей деталей и узлов двигателя (в том числе вентиляционных каналов), вследствие чего доливать масло в поддон требовалось в 2-4 раза чаще. Поэтому при использовании закрытой вентиляции картерного пространства двигателей ЗМЗ-24 рекомендовалось заменять ММ через 18 тыс.км.

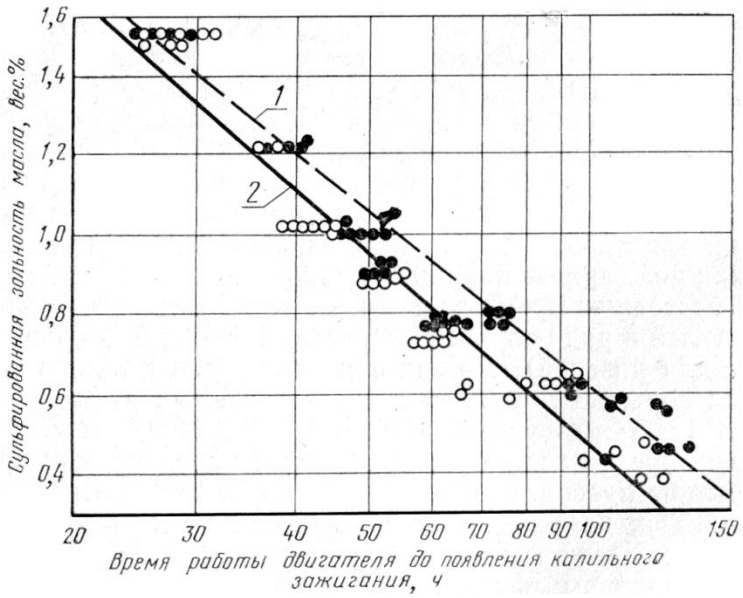
Для нейтрализации вредного действия на детали агрессивных газов и жидкостей, образующихся внутри ДВС, ММ должно иметь достаточный запас щёлочности. Дополнительно, для защиты ДВС от коррозии при низкотемпературных режимах и при хранении, в ММ могут добавляться ингибиторы коррозии (например, ИНГА-1).

Чтобы в наиболее ответственных сопряжениях ДВС было жидкостное или хотя бы полужидкостное трение, очищенное ММ нагнетается туда масляным насосом под значительным давлением. Интенсивность этого трения пропорциональна коэффициенту динамической вязкости ММ, существенно зависящему от рабочей температуры узла. Однако снижать вязкость ММ, чтобы уменьшить это трение, целесообразно лишь до 10…14 мм^2/с (при 100 ^{o}С), так как дальнейшее снижение вязкости приводит к разупрочнению масляной плёнки в узлах трения и повышенному испарению ММ, выгорающего в цилиндрах ДВС. Местные значения коэффициента кинематической вязкости ММ в ответственных сопряжениях ДВС не должны быть ниже 3…5 мм^2/с [2].

Для противодействия деградации ММ при эксплуатации ДВС, кроме своевременного обслуживания средств очистки и доливов свежего ММ (для компенсации расхода), оно должно содержать эффективные антиокислительные и моюще-диспергирующие присадки. Первые замедляют разрушение углеводородов ММ, а вторые удаляют с деталей загрязнения и поддерживают во взвешенном состоянии частицы примесей, попадающие в ММ при работе ДВС (в том числе капельки воды). Вследствие накопления этих примесей, постепенно возрастает вязкость ММ.

Моюще-диспергирующие присадки не должны применяться в избыточных количествах, так как это может повысить износ цилиндров, поршневых колец и канавок поршней, вследствие разупрочнения масляной плёнки и материалов деталей, образования твёрдых зольных частиц и других причин. Для высокофорсированных ДВС величина зольности ММ, обусловленной наличием моющих присадок,

по-видимому, не должна превышать 1% [2]. Кроме того, при постепенном выгорании таких присадок образуются отложения на поверхностях рабочих пространств ДВС, приводящие к опасным нарушениям сгорания (в автомобильных двигателях с искровым зажиганием). Так, по данным итальянской автостроительной фирмы FIAT, чем выше была зольность ММ, тем быстрее начиналось калильное зажигание в двигателе FIAT-124 [2] (рис. 2). Поэтому зольность ММ, рекомендованного фирмой для этого двигателя (а впоследствии – рекомендованного Волжским автозаводом для его продукции), не должна превышать 0,8%. Аналогичный результат получен на двигателе МеМЗ-968А с воздушным охлаждением, на котором, кроме того, наблюдались замыкания электродов свеч зажигания зольными отложениями.



1 – кальциевая присадка, 2 – бариевая присадка

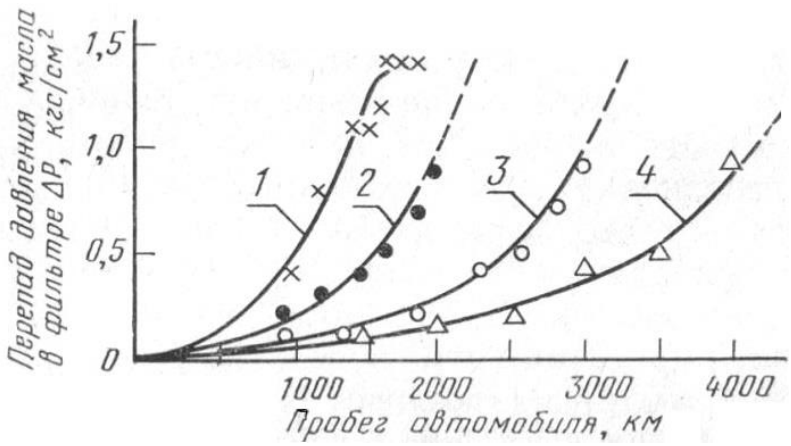
Рис.2. Влияние зольности моторного масла на наработку двигателя FIAT-124 до появления калильного зажигания (при ускоренных испытаниях)

С полученным фирмой FIAT результатом для карбюраторного автомобильного двигателя FIAT-124 согласуются данные австрийских исследователей, полученные при ускоренных испытаниях высокофорсированного двигателя, имевшего турбонаддув и впрыск бензина в цилиндры [4]. В обоих рассмотренных случаях ММ вводилось в цилиндры ДВС, но если для FIAT-124 оно подмешивалось к бензину перед карбюратором, то для второго ДВС оно впрыскивалось во впускные каналы. Отличие рабочего процесса высокофорсированного ДВС с искровым зажиганием проявилось в том отношении, что на появление калильного зажигания влияла не зольность ММ, а состав базового масла, из которого получено ММ. Так, даже при нормальном расходе

масла (0,15 г/кВтч) попадание тяжёлых алканов в надпоршневые пространства этого ДВС вызывало калильное зажигание. Чтобы этого избежать, в высокофорсированных ДВС, имеющих искровое зажигание, лучше применять синтетические ММ. Исследования этих вопросов продолжаются.

К регулировочным параметрам системы смазки ДВС можно отнести, прежде всего, уровень ММ в поддоне или масляном баке, показатели загрязнённости средств очистки (перепад давления на фильтрующей шторе, продолжительность выбега ротора центрифуги и др.), температуру в месте установки соответствующего датчика. Недостаточно частый контроль уровня ММ может привести к работе подшипников ДВС в условиях масляного голодания и отказу этих подшипников [5].

Приемлемые показатели загрязнённости средств очистки достигаются лишь при своевременном их обслуживании или замене фильтроэлементов. При повышенных интервалах между заменами ММ, такое обслуживание в ряде случаев должно проводиться с меньшей периодичностью. О степени загрязнённости масляных фильтров можно судить по перепаду давления масла, который обычно находится в пределах 100…200 кПа и возрастает пропорционально наработке ДВС [2; 6]. Для масляных центрифуг контролируется количество отложений в роторе и(или) продолжительность выбега ротора после остановки ДВС. Чем лучше моюще-диспергирующие свойства ММ, тем медленнее эти отложения накапливаются, так как примеси находятся во взвешенном состоянии, а не оседают (рис. 3) [2].



1,2,3 – ММ групп $Б_2$, $В_2$, $Г_2$ соответственно; 4 – ММ серии III

Рис.3. Изменение гидравлического сопротивления полнопоточного фильтра в системе смазки высокофорсированного автомобильного дизеля

Работа ДВС при открытом перепускном клапане масляного фильтра недопустима, так как при этом абразивные частицы поступа-

ют к подшипникам скольжения и ускоренно их изнашивают. Как исключение, такая работа возможна кратковременно, пока двигатель не прогрелся после пуска, но это можно устранить, подогревая ММ (и фильтр) перед пуском или применяя ММ с повышенным индексом вязкости.

Температура ММ в месте установки датчика, как правило, близка к температуре охлаждающей среды (80…100 ^{o}C). Для предотвращения перегрева ММ, приводящего к ускоренной деградации ММ и росту интенсивности износа деталей ДВС, применяются различные охладители масла. Более устойчиво жидкостное охлаждение ММ, но разгерметизация жидкостно-масляного охладителя приводит к попаданию охлаждающей жидкости в ММ и быстрой деградации последнего.

Известно, что при работе ДВС со смазкой ММ, содержащим воду, резко усиливается износ вкладышей подшипников скольжения, нижней части цилиндров, происходят их задиры. Так, опытные данные ЦНИДИ (г. Санкт-Петербург) свидетельствуют, что логарифм относительной ИИ деталей дизеля приблизительно пропорционален концентрации воды в ММ с коэффициентом пропорциональности 0,07…0,1. При эксплуатации ДВС в ММ допускается накопление до 0,5% воды, когда, в соответствии с данными ЦНИДИ, относительная ИИ по этой причине на 30…40% выше нормальной [2].

Поэтому в системах смазки отечественных тракторных дизелей ещё широко применяются воздушно-масляные охладители («радиаторы»), лишённые отмеченного недостатка, но требующие периодической очистки наружной поверхности от пыли [7].

Поскольку в ММ накапливаются металлические продукты износа, то определение их концентрации с помощью спектрального анализа позволяет судить об особенностях процесса износа ДВС [2]. Так, при износе вкладышей подшипников скольжения в ММ появляются частицы свинца, а при износе поршневых колец и гильз цилиндров – частицы хрома и железа. О запылённости ММ можно судить по концентрации в нём кремния, а о срабатывании моюще-диспергирующих присадок – бария или кальция.

Выводы. Разработанная классификация причин и факторов износа деталей ДВС охватывает основной массив этих аспектов, позволяя наметить меры для снижения износа.

Применение высококачественного моторного масла, рекомендованного заводом-изготовителем ДВС и своевременная его замена, а также периодический контроль основных показателей ММ устраняют ряд причин износа деталей ДВС и замедляют процессы, вызывающие их повышенный износ.

Литература:

1. *Кадыров С.В.* Долговечность автотракторных дизелей в условиях Средней Азии [Текст]/ С.В. Кадыров. – Ташкент: Ўқитувчи, 1982. – 272 с.

2. *Григорьев М.А.* Качество моторного масла и надежность двигателей [Текст]/ М.А. Григорьев, Б.М. Бунаков, В.А. Долецкий. – М.: Изд. стандартов, 1981. – 232 с.

3. *Гурвич И.Б.* Испытания двигателей на долговечность: Учеб. пособие [Текст]/ И.Б. Гурвич; Горьковский гос. ун-т им. Н.И. Лобачевского. – Горький, 1978. – 80 с.

4. *Martin C.* Development of New Test Methods to Describe Knock and Pre-Ignition Behaviour of Fuel and Oil in Highly Charged Gasoline Engines [Текст]/ C. Martin, J. Graf, B. Geringer [et al.] // 35. Internationales Wiener Motorensymposium 2014. – 2014. – 28 p.

5. *Хрулев А.* Об экспертизе, причинно-следственных связях и экспертах. Или как правильно обнаружить виновника поломки двигателя? Часть 2 [Электронный ресурс]/ А. Хрулев. – Режим доступа: http:// www.ab-engine.ru/abs/07_08_expert2.html .

6. *Чернышев Г.Д.* Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ [Текст]/ Г.Д. Чернышев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1974. – 288 с.

7. Тракторные дизели. Справочник [Текст]/ Под общей ред. *Б.А. Взорова.* – М.: Машиностроение, 1981. – 536 с.

ВПЛИВ МОТОРНОГО МАСЛА НА ЧИННИКИ І ФАКТОРИ ЗНОШУВАННЯ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Стефановський О.Б.

***Анотація* – в статті рассмотрена классифікація чинників і факторів зношування автотракторних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), проаналізовано вплив моторного масла і системи змащування ДВЗ на дані аспекти.**

INFLUENCE OF THE ENGINE OIL ON CAUSES AND FACTORS OF WEAR OF AUTOMOTIVE ENGINES

A. Stefanovsky

Summary

Classification of causes and factors of the automotive engine wear is considered in a paper. Influence of the engine oil and the lubrication system on them is analyzed.

УДК 631.171.075.3

МЕТОДИКА РЕКУПЕРАЦІЇ АЛМАЗНОГО ПОРОШКУ З АЛМАЗОНОСНОГО ШАРУ ШЛІФУВАЛЬНИХ КРУГІВ

Сушко О.В., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (061) 42-13-54

Анотація **– в статті викладена методика рекуперації алмазних зерен з алмазоносного шару, їх вимірювання та визначення зернового складу шару алмазних кругів після виготовлення з метою підвищення їх роботоздатності.**

Ключові слова **– надтверді матеріали, шліфувальні круги, алмазні зерна, рекуперація, алмазно-металеві композиції.**

Постановка проблеми. Проблема ефективності обробки синтетичних надтвердих матеріалів (НТМ), які застосовуються в різних галузях народного господарства, залишається вельми актуальною. Алмазне шліфування як традиційний процес обробки НТМ є дуже дорогим, низьковиробничим, який характеризується нестабільною якістю оброблюваних виробів. Окрім того, інструмент, який при цьому застосовується, відрізняється високою витратою високовартісних алмазних зерен в процесі експлуатації. Існуючі марки зв’язок, які застосовуються в алмазних кругах, суттєво розрізняються за своїми властивостями міцності. Наприклад, тільки металеві зв’язки мають доволі широкий діапазон міцності від алюмінієвих (ПМ12) до твердосплавних (ВК8). Таким же широким діапазоном міцності характеризуються властивості алмазних шліфпорошків від АС2 до АС160 [1, 2].

Однак, до цього часу відсутня методологія вибору оптимального поєднання властивостей міцності алмазних зерен та металевих зв’язок стосовно до обробки конкретного матеріалу. Рекомендації стосовно застосування тих чи інших алмазних зерен, що є в джерелах, носять дуже загальний характер та мають дуже великі діапазони. Такі рекомендації, з урахуванням високої вартості алмазних зерен (які можуть відрізнятися у сотні разів у залежності від марки зерна) приводять до низької ефективності їх використання і, як наслідок, високої собівартості процесу алмазного шліфування, що суттєво стримує його застосування в процесах обробки [2].

До нераціонального використання алмазних зерен призводить також не завжди обґрунтоване призначення рівня їх концентрації в алмазних кругах. Традиційна концентрація алмазних зерен (25, 50, 100, 150, 200 %), яка застосовується в існуючих алмазних кругах, що випускаються, потребує значного уточнення. При цьому повинна вирішуватися задача оптимального поєднання властивостей міцності металевої зв'язки та алмазних зерен з точки зору збереження їх цілісності в процесі спікання алмазних кругів [3].

Тому є потреба в дослідженні рекуперації алмазних зерен з алмазоносного шару круга, вибору раціональної методики вимірювання їх якості та розмірів з метою підвищення роботоздатності алмазних кругів та для подальшого дослідження процесу їх спікання з точки зору визначення умов максимального збереження цілісності зерен.

Аналіз останніх досліджень. Процес лезвійної обробки загартованих сталей різцями з НТМ завдяки високій якості є конкурентоздатним 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 [1]. Аналіз властивостей зерен, які застосовуються при виготовленні алмазних кругів з НТМ на металевій зв'язці методом порошкової металургії, є основою подальших досліджень напружено-деформованого стану процесу спікання з метою підвищення ефективності процесу алмазного шліфування [2].

Більшість дослідників схиляється до переваги використання для вивчення та описання процесів руйнування крихких неметалевих матеріалів (зокрема, і при абразивній обробці) кінетичної теорії руйнування. Причому, при фінішній обробці (полірування, доводка) переважаючим при руйнуванні буде термофлуктуаційний механізм розриву зв'язків. У разі силового шліфування (чорнові та напівчистові операції обробки конструкційних матеріалів, що супроводжуються зняттям значного припуску) процес руйнування матеріалу при формоутворенні можна умовно вважати таким, який здійснюється за рахунок виникнення та розвитку магістральних тріщин під дією механічних сил (сил різання). Формування в обробленому матеріалі так званого дефектного шару є наслідком порушення суцільності матеріалу при різанні, розвитку та перетину мікротріщин. Виходячи з основних положень теорій руйнування, глибина поширення цих тріщин буде залежати від ступеня напружено-деформованого стану в обробленому тілі та визначається енергетичними умовами процесу обробки [3].

Необхідно дослідити рекуперацію алмазних зерен з алмазоносного шару круга, визначити якість та розміри зерен з метою подаль-

шого виявлення оптимального поєднання марок, зернистостей, концентрацій алмазних порошків з типом металевої зв'язки, які забезпечують мінімальну дефектність спечених шліфувальних кругів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Навести методику рекуперації алмазних зерен з алмазоносного шару, їх вимірювання та визначення зернового складу алмазоносного шару після виготовлення кругів з метою підвищення їх роботоздатності.

Основна частина. При проведенні експериментальних досліджень [4], був досліджений алмазоносний шар шліфувального кругу 12А2 – 45° (150×10×3×32) ГОСТ 16172-80 АС6 200/160 М2 - 014 в об'ємі ~1см^3, подрібнений до порошкоподібного стану.

Для очищення алмазного порошку було приготовано суміш азотної та соляної кислот (у співвідношенні 1:3) з розрахунку 100-150мл суміші на 200-300 каратів алмазного порошку. Алмазомісткий порошок, масою близько 4,5 каратів, заливався сумішшю кислот на 1/3 об'єму ємності порцелянової чашки. Після кип'ятіння протягом 30-45 хвилин та відстоювання отриманої суміші, відпрацьовані кислоти зливалися. Алмазний порошок промивався гарячою (60-70°С) водою 3-4 рази.

На другому етапі готувалася «хромова суміш», яка складається зі 100-150мл концентрованої сірчаної кислоти та 3 гр. $K_2C_2O_7$. Алмазний порошок заливався «хромовою сумішшю» з розрахунку 100-150мл на 200-300 каратів порошку, та кип'ятився, не доводячи до повного видалення води. Відпрацьована «хромова суміш» зливалася, а алмазний порошок промивався гарячою дистильованою водою до повного зникнення промивних вод. Після цього алмазний порошок заливався 10 % розчином NaOH на 1/3 об'єму порцелянової чашки та кип'ятився протягом 30-45 хв. Розчин луги зливався, а алмазний порошок знову промивався дистильованою водою до нейтральної реакції шляхом багатократного повторення операцій. Потім ємність з алмазним порошком підлягала сушінню у сушильній шафі протягом 1 години при температурі 100°С до отримання псевдотекучого стану.

У таблиці 1 наведені матеріали, обладнання та засоби захисту, які використовувалися під час очищення алмазного порошку.

Таблиця 1 – Матеріали, обладнання та засоби захисту

	Назва	ГОСТ
Матеріали	Алмазний порошок	ДСТУ 3292-95
	Дистильована вода	ГОСТ 6709-72
	Кислота соляна	ГОСТ 3118-77
	Кислота азотна	ГОСТ 4461-77
	Кислота сірчана	ГОСТ 4204-77
	Калій двохромовокислий	ГОСТ 4220-75
	Їдкий натр	ГОСТ 4328-77
Обладнання	Витяжна шафа типу Ш2НЖ	ТУ 95-7028-73
	Лабораторна сушильна шафа СНОЛ 3.5.3.5.3.5/3-53	ГОСТ 13474-79
	Ваги лабораторні 2-го класу	ГОСТ 24104-80
	Ваги 2-3-го класів	ГОСТ 7328-82
	Плитка електрична	ГОСТ 14919-83
	Термічна конічна колба	ГОСТ 19908-80
	Випарювальна порцелянова чашка	ГОСТ 19908-80
	Термостійкий скляний стакан	ГОСТ 19908-80
	Ексикатор з вологопоглинаючим вкладнем	
	Універсальний індикаторний папір «Рифан»	
	Совок	
	Мірні циліндри	ГОСТ 1170-74 Е
Засоби захисту	Халат бавовняний	ГОСТ 24760-81
	Рукавички гумові	ГОСТ 20010-74
	Окуляри захисні	ГОСТ 12.4013-75 Е

Сто зерен, виділені таким чином із алмазоносного шару круга, вимірювалися на двопроменевому мікроінтерферометрі В. П. Лінника МИИ-4М, оптична схема якого має збільшення 490 разів та поле зору 0,32 мм.

На рис. 1 наведено оптичну схему мікроінтерферометра. Промені від лампи направляються конденсатором 2 через світло-фільтр 3 в площину апертурної діафрагми 4. Паралельний пучок світла після виходу з об’єктиву 5 падає на напівпрозору розділювальну пластинку 6. Відбита від пластинки частина світлового потоку, яка проходить через першу гілку інтерферометру, збирається в фокальній площині об’єктиву 10 на поверхні зерна 11, що підлягає вимірюванню. Після відбивання від неї пучок світла знов проходить через об’єктив 10 та пластину 6 та збирається в фокусі об’єктива 12. Після цього пучок променів потрапляє в окуляр-мікрометр 13 візирного тубусу, за допомогою якого спостерігається збільшене зображення вимірюваного алмазного зерна.

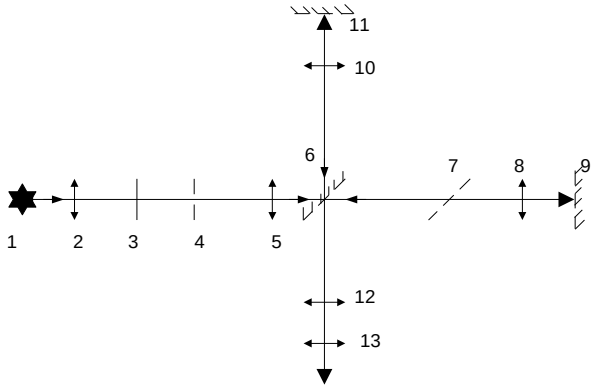


Рис. 1. Оптична схема мікроінтерферометру МИИ-4М

Алмазні зерна по одному розташовувалися між тонкими скляними пластинками та у такому вигляді поміщалися на предметний столик інтерферометра, де зерно орієнтувалося для зміни свого найбільшого та найменшого розмірів у даній площині. Після фокусування мікроскопу на вимірюваній поверхні потрібні напрямки зерна почергово суміщалися зі шкалою окуляр-мікрометру обертанням навколо вертикальної вісі та переміщенням у горизонтальній площині предметного столика приладу. Ціна ділення шкали окуляр-мікрометру – 0,3 мкм. Розмір зерна визначався як різниця відрахувань, які знімалися по шкалі та барабану окуляр-мікрометра у двох крайніх точках контуру зерна.

Отримані таким чином розміри 100 алмазних зерен були розбиті на шість груп. Результати наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Розмір навіски зерен

Розміри, мкм	55×125	85×200	115×160	135×200	165×255	185×310
Кількість зерен	2	3	9	24	51	11

За цими даними побудовано гістограму розподілу отриманих розмірів за зернистістю (рис. 2, а). Нормований алмазний порошок зернистістю 200/160 повинен містити не менш 70 % зерен основної фракції, великої та мілкої фракцій – у кількості не більше 15 % кожної, граничної фракції – не допускається [5]. Гістограма такого розподілу розмірів показана на рис. 2, б.

З рисунку видно, що кількість зерен основної (200/160) фракції зменшилася на 19 %, великої – на 4 %, а мілкої – зросла на 9 %. Крім того, з’явилися три ще більш мілкі фракції у наступній кількості: 125/100 – 9 %; 100/80 – 3 %; 80/63 – 2 %. Ступінь пошкодження, яка визначається по аналогії з Н.В. Новіковим для композиційних алмазо-

вмістких матеріалів як відношення зруйнованих зерен до їх загальної кількості [6], складає приблизно 0,28.

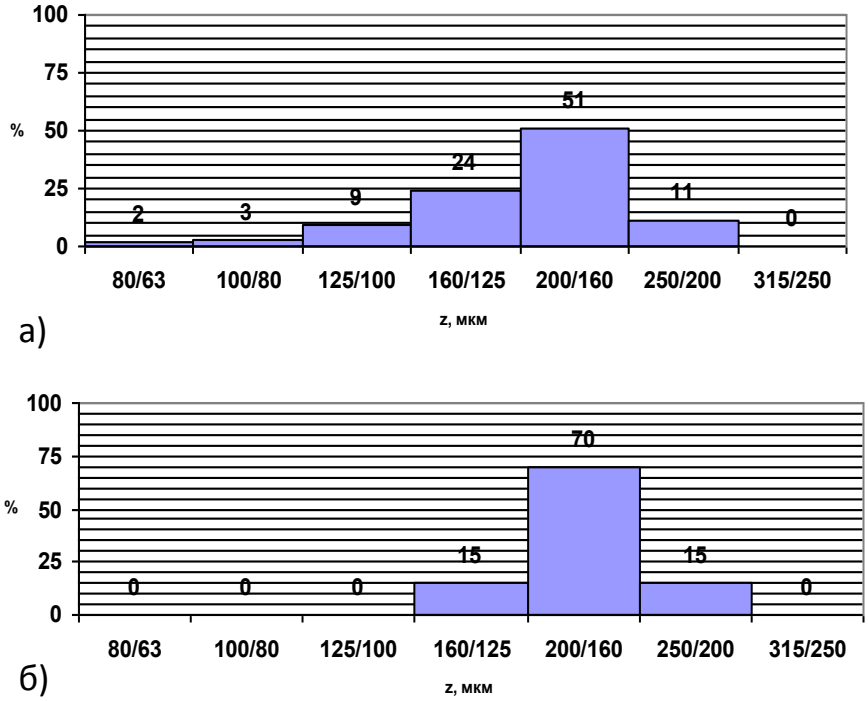


Рис. 2. Розмір навіски зерен 200/160:
а) виміряний; б) за ДСТУ 3292-95

Висновки. Таким чином, алмазні зерна в процесі виготовлення кругів руйнуються, особливо основної та крупної фракцій, хоча, можливо, й мілкої також. Тобто, в експлуатацію потрапляють шліфувальні круги з характеристиками, які суттєво відрізняються від наведених у маркуванні, так як фактично розміри зерен є у 1,25-2 рази меншими розмірів, які відповідають вказаній на кругах зернистості. Тоді й об'єм зішліфованого одиничним зерном матеріалу, і критична величина впровадження зерен у зв'язку, і умови їх утримання зв'язкою будуть відрізнятися від аналогічних параметрів для кругів зі стандартними характеристиками. Тобто, такі круги не можуть реалізовувати необхідні показники алмазно-абразивної обробки.

Виходячи з викладеного, доцільним є визначення умов виготовлення алмазних кругів з максимальною цілісністю зерен.

Література:

1. *Новиков Н.В., Майстренко А.Л.* Синтетические сверхтвердые материалы: в 3-х т., т.1. Синтез сверхтвердых материалов / Под ред. Н.В. Новикова. – Киев: Наукова думка, 1986. – 280 с.

2. *Сушко О. В.* Аналіз властивостей алмазних зерен в абразивних інструментах / О.В. Сушко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, ТДАТУ, 2016. – Вип. 17, Т. 2 – с.117-121.

3. *Тарасенко В.В., Сушко О.В.* Аналіз існуючих теорій руйнування крихких матеріалів / В.В.Тарасенко, О.В. Сушко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, ТДАТУ, 2016. – Вип. 16, Т. 2. – с.131-139.

4. *Доброскок В.Л.* Наукові основи формоутворення робочої поверхні кругів на струмопровідних зв'язках у процесі шліфування: автореф. дис. д-ра техн. наук / В.Л. Доброскок. – Київ, НТУ, 2001. – 33 с.

5. *ДСТУ 3292-95.* Порошки алмазні синтетичні. Загальні технічні умови. – 2007. – 17 с.

6. *Новиков Н.В.* Сопротивление разрушению сверхтвердых композиционных материалов / Н.В. Новиков, А.Л. Майстренко, В.Н. Кулаковский – Киев: Наукова думка, 1993. – 220 с.

МЕТОДИКА РЕКУПЕРАЦИИ АЛМАЗНОГО ПОРОШКА ИЗ АЛМАЗОНОСНОГО СЛОЯ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА

Сушко О.В.

Аннотация **- в работе приведена методика рекуперации алмазных зерен из алмазоносного слоя, определения размеров и зернового состава алмазоносного слоя круга после изготовления с целью повышения работоспособности инструмента.**

TECHNIQUE OF RECOVERY OF DIAMOND POWDER FROM THE DIAMONDIFEROUS LAYER OF THE GRINDING WHEEL

O. Sushko

Summary

The technique of recovery of diamond grains from a diamondiferous layer, determination of the sizes and grain structure of a diamondiferous layer of a circle after production for the purpose of increase of operability of the tool is given in article.

УДК 620.178.16.004

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ АЛМАЗНОГО ВИГЛАДЖУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

Пеньов О.В., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-13-54

***Анотація* – робота присвячена питанням оптимізації параметрів алмазного вигладжування циліндричних поверхонь.**

***Ключові слова* – алмазне вигладжування, глибина зміцнення поверхневого шару, шорсткість поверхні.**

Постановка проблеми. Фінішну обробку на токарних верстатах виконують у тих випадках, коли необхідно підвисити точність та якість обробленої поверхні. Це досягається тонкою пластичною деформацією, доводкою, накаткою та іншими способами. Доводку застосовують для підвищення точності й зниження шорсткості обробленої поверхні. Ця фінішна операція забезпечує точність геометричної форми обробленої поверхні до 0,1- 0,3 мкм з шорсткістю Ra - 0,04 - 0,02 мкм.

Аналіз останніх досліджень. На даний час проведена велика кількість досліджень з питань закономірностей формування поверхневого шару деталей машин. Виконаний аналіз багаточисельних чинників, що впливають на параметри поверхневого шару деталей машин, встановлені взаємозв'язки між цими параметрами під час різних методів обробки, виявлені шляхи управління якістю поверхні. Методу вигладжуванню поверхонь присвячений ряд робіт Грановського, Хворостухіна [1], Смелянського, Торбіло [2] та ін.

На теперішній час є велика кількість математичних залежностей для визначення експлуатаційних властивостей деталей машин та їх з'єднань, описаних в роботах Крагельського [3,4], Міхіна Н. М. [5] та ін.

Тонка пластична деформація обробленої поверхні алмазним вигладжуванням знижує шорсткість до значень 0,02—0,16 мкм при незначному зміцненні поверхневого шару, при обкатці Ra = 0,4-0,05 мкм, але при цьому наклепаний шар металу розповсюджується на глибину до 3 мм, чим забезпечується підвищення твердості обробленої поверхні до 30 %.

Формулювання цілей статті (*постановка завдання).* Ціллю статті є оптимізація параметрів алмазного вигладжування циліндричних поверхонь.

Основна частина. Вигладжування полягає у пластичній деформації обробленої поверхні інструментом, який по ній ковзає, з метою зменшити або повністю згладити нерівності поверхні від попередньої обробки. При цьому зменшення шорсткості поверхні деталі супроводжується підвищенням твердості її поверхневого шару. Після кожного оберту оброблюваної деталі слід від інструменту переміщується в осьовому направленні до подачі. Так як ширина канавки от інструмента більша за подачу, то відбувається багатократне перекриття слідів від інструменту.

У залежності від твердості оброблюваного матеріалу обирають необхідний радіус сфери інструмента, який вигладжує. Для деталей з м'яких сталей й кольорових сплавів радіус сфери інструмента знаходиться у межах 2,5 - 3,5 мм, для деталей середньої твердості - 1,5 - 2,5 мм, для деталей з високоміцних сталей (HRC>60) - 1,0 - 1,5 мм. Шорсткість вигладженої поверхні без слідів попередньої обробки становить Ra = 0,02 - 0,16 мкм.

У залежності від оброблюваного матеріалу призначають силу вигладжування, тобто силу P, з якою інструмент притискається до оброблюваної поверхні.

Зусилля притиску інструменту залежить від радіуса при вершині інструмента та полягає у межах 100-300 Н.

$$P = \pi\varepsilon \cdot HV\left(\frac{d-r}{d+r}\right), \qquad (1)$$

де ε- відносна глибина входження інструменту;

$$\varepsilon = \frac{h}{r}, \qquad (2)$$

h – глибина входження вигладжувача;
HV – твердість по Віккерсу;
d – діаметр оброблюваної поверхні; d = 10 - 60 мм;
r – радіус робочої частини алмазного інструмента.
$r_{сф}$ = 1,0-2,5мм.

Для вигладжування деталей з матеріалів середньої твердості сила притиску дорівнює не більш 100 -150 Н, а з високоміцних матеріалів - не більш 200 - 250 Н. Збільшення сили вигладжування вище вка-

заних меж знижує стійкість інструмента та може викликати погіршення якості поверхні (Рис.1).

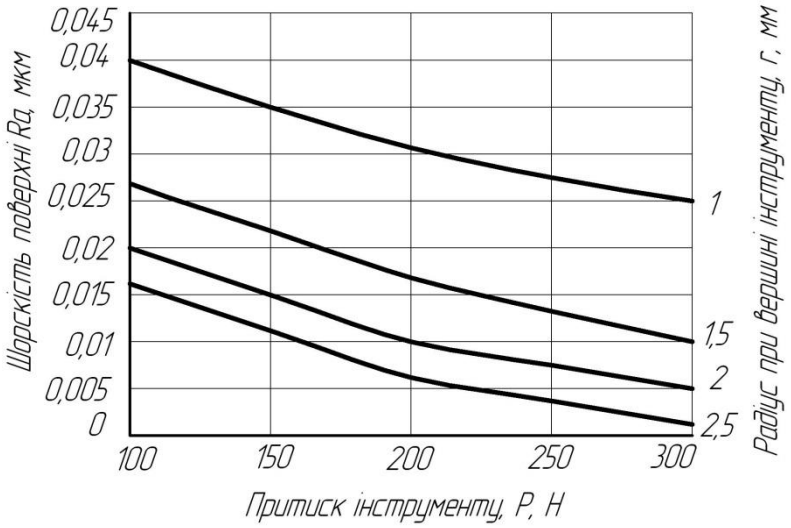


Рис. 1. Залежність шорсткості поверхні зусилля притиску інструмента та радіусу при вершині інструмента

Якість поверхні залежить також від подачі інструменту. При зміні подачі від 0,02 до 0,10 мм/об. шорсткість поверхні збільшується, при цьому остаточна пластична деформація її зменшується. Найменше значення шорсткості досягається при подачах 0,02 - 0,04 мм/об., із зменшенням яких шорсткість змінюється незначно, так як виникає повторний наклеп поверхні. Зі збільшенням подач від 0,08 до 0,10 мм/об. і вище шорсткість поверхні змінюється також незначно (Рис. 2).

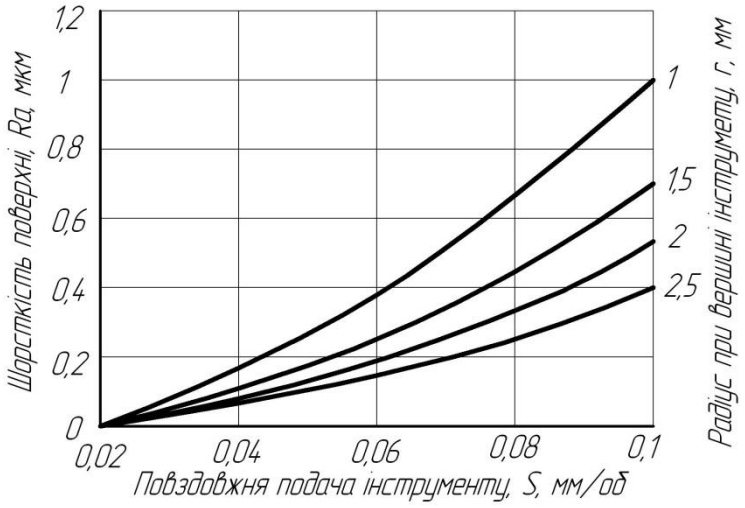


Рис. 2. Залежність шорсткості поверхні від повздовжньої подачі та радіусі при вершині інструменту

Призначення режимів обробки вигладжування зводиться до визначення оптимальних значень сили вигладжування F_N, радіуса $r_{сф}$

робочої частини індентора, подачі S, швидкості обробки V, числа робочих ходів Z.

Алмазне вигладжування також може бути використане як зміцнюючи обробка з метою збільшення втомленої міцності деталей. Так, зміцнення алмазним вигладжуванням зразків з сирих 40, 35ХН1М й цементованої та загартованої до 63-65 HRC сталі 14Х2Н 3МА дозволило збільшити витривалість на 17-25% у порівнянні із зразками, які не були зміцненні. Корозійно-втомлена міцність зразків, оброблених алмазним вигладжуванням, збільшується у 3 рази.

Якість обробленої поверхні характеризується двома параметрами: глибина зміцненого (наклепаного) шару та шорсткість поверхні.

Величина зміцненого (наклепаного) шару при алмазному вигладжуванні залежить від діаметру оброблюваної деталі. Оскільки зміцнення підвищує межу міцності поверхні обробленої деталі на 15-17%, то величина зміцненого шару визначається за залежністю

$$\delta = \left(1 - \frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right) \cdot \frac{d}{2} = (1 - 0{,}855) \cdot \frac{d}{2} = 0{,}0725 \cdot d, \textit{мм}. \qquad (3)$$

Залежність величини зміцненого (наклепаного) шару від діаметра обробленої деталі представлена на рис. 3.

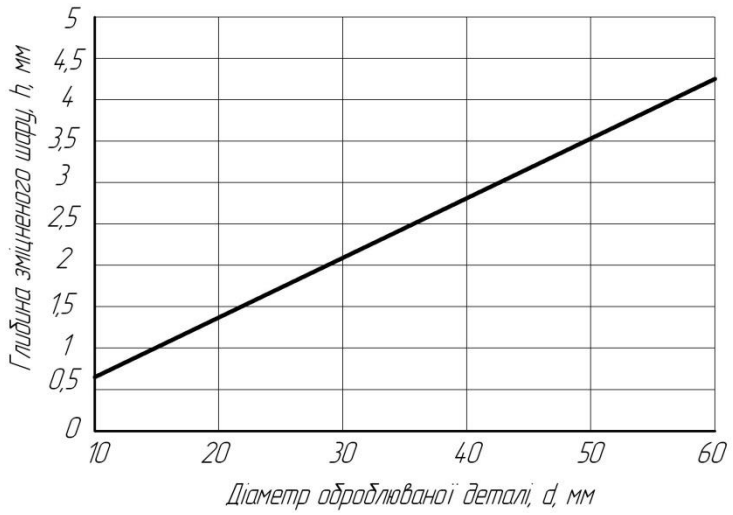


Рис. 3. Залежність величини зміцненого (наклепаного) шару від діаметра оброблюваної деталі

Основними параметрами, які впливають на величину шорсткості у процесі алмазного вигладжування є: зусилля притиску інструмента P, Н, швидкість обробки V, м/с й подача інструмента S, мм/об.

Для визначення оптимальних параметрів алмазного вигладжування розроблена номограма визначення шорсткості від тиску інструменту, радіусу при вершині інструменту та повздовжньої подачі інструменту, яка представлена на рис. 4.

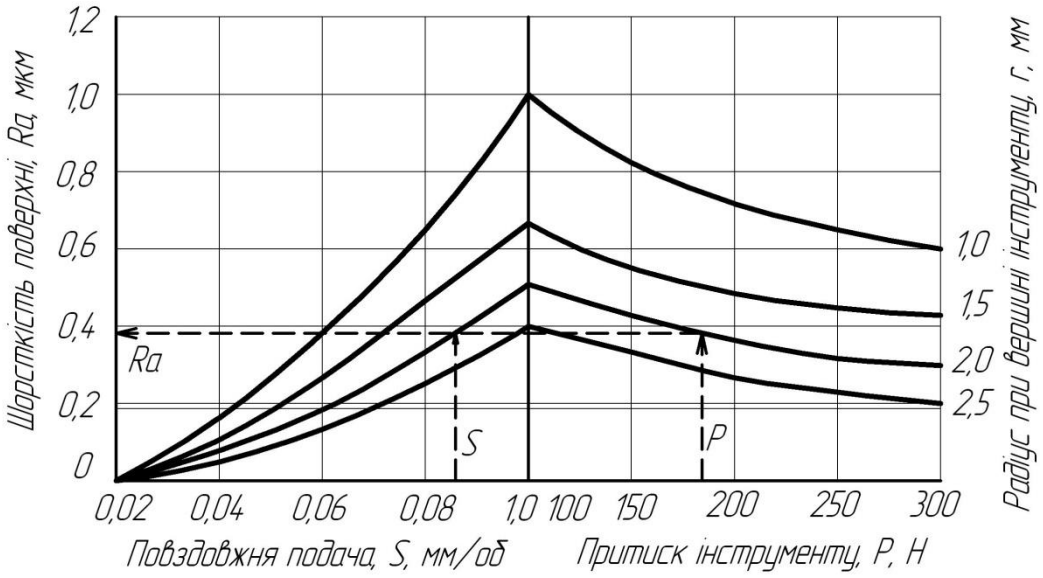


Рис. 4. Номограма оптимізації параметрів алмазного вигладжування циліндричної поверхні для отримання потрібної шорсткості обробленої поверхні

*Висновки.*1. Параметри алмазного вигладжування циліндричних поверхонь знаходяться у межах: тиск інструмента – P = 100-300 Н, швидкість ковзання інструменту - V = 0,16 до 1,6 м/с, повздовжня подача алмазного інструмента – S = 0,02-0,08 мм/об.

2. Розроблена номограма оптимізації параметрів алмазного вигладжування циліндричних поверхонь дозволяє при обраному алмазному інструменті, обираючи тиск інструменту та повздовжню подачу отримати потрібну шорсткість обробленої поверхні.

Література:

1. *Хворостухин Л.А.* Повышение несущей способности деталей машин поверхностным упрочнением [Текст]/ *Л.А. Хворостухин, С.В. Шишкин, И.П. Ковалев, Р А. Ишмаков*. – М.: Машиностроение, 1988. – 144с.

2. *Торбило В.М.* Алмазное выглаживание/*В.М.Торбило*.- М.- «Машиностроение», 1972. - 105 с.

3. *Крагельский И.В.* Трение и знос/ *И.В. Крагельский*. - М.: Машиностроение, 1968.-480с.

4. *Крагельский И.В.* Основы расчетов на трение и знос/ *И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов.* - М.: Машиностроение, 1977. - 256 с.

5. *Михин Н.М.* Внешнее трение твердых тел./ *Н.М. Михин*. - М.: Машиностроение, 1977.- 220с.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРВЕРХНОСТЕЙ

Пенёв О.В.

Аннотация **- работа посвящена вопросам оптимизации параметров алмазного выглаживания цилиндрических прверхностей.**

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF DIAMOND SMOOTHING PROCESSING CYLINDRICAL SURFACES

O. Penyov

Summary

The work is devoted to parameter optimization diamond machining of cylindrical surfaces.

УДК 621.436.004.67

ЗАСТОСУВАННЯ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ДЛЯ ВИБОРУ СПОСОБУ ВІДНОВЛЕННЯ ҐРУНТООБРОБНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Паніна В.В., к.т.н.,
Дашивець Г.І., к.т.н.,
Новік О.Ю., інженер
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-20-74

***Анотація* – у статті розглядається питання вибору прогресивного способу відновлення ґрунтообробних знарядь з застосуванням багатокритеріальної оцінки.**

***Ключові слова* – багатокритеріальна оцінка, критерій, раціональний спосіб, відновлення, ґрунтообробне знаряддя.**

Постановка проблеми. В теперішній час для обробки ґрунту у більшості випадків використовуються робочі органи сільськогосподарських машин, конструктивні параметри яких були розроблені 30…40 років тому. Їх технічний рівень і якість не відповідають вимогам, що пред'являються до них за такими параметрами, як міцність, зносостійкість, виконання агротехнічних вимог. Робочі органи ґрунтообробних машин експлуатуються в абразивному середовищі та інтенсивно зношуються, змінюючи форму і розміри, тому їх треба часто міняти або ремонтувати. До 70% витрат на ремонт сільськогосподарської техніки припадає на придбання нових запасних частин на заміну гранично спрацьованих. Граничні зноси 85% деталей машин не перевищують 0,3 мм, причому багато з них мають залишковий ресурс 60% і більше, і тільки 20% деталей машин підлягають кінцевому вибракуванню. Іншу кількість можливо відновити, причому собівартість відновлення складає 15…70% собівартості виготовлення. В більшості випадків відмова в роботі техніки обумовлена зношуванням важко навантажених деталей, і насамперед вузлів тертя. При цьому руйнується тільки робоча поверхня деталі, які в більшості випадків можливо відновити нанесенням зносостійких покриттів зі спеціальними властивостями.

Аналіз останніх досліджень. Багаточисельні випробування серійних робочих органів ґрунтообробних машин показують, що серед-

ній наробіток на відмову долотоподібних лемешів П-702 в залежності від виду ґрунтів та їх фізичного стану становить від 5 до 20 га, грудин полиць – від 10 до 100 га, крил полиць - від 40 до 270 га, польових дощок – від 20 до 60 га [1].

Існує два підходи при виготовленні робочих органів ґрунтообробних машин. Перший полягає у виготовленні деталей робочих органів з вуглецевої конструкційної сталі типу 65Г, з наступним об'ємним зміцненням, що складається з загартування і середнього відпускання. Даний підхід отримав широке розповсюдження на вітчизняних заводах-виготовлювачах робочих органів. Робочі органи дешево коштують і мають малий ресурс, що призводить до їх частої заміни. На сьогодні спостерігається тенденція зниження якості деталей, тому що їх виготовленням займаються підприємства, які раніше ніколи цим не займалися. При цьому часто не дотримується технологія виробництва, змінюються геометричні параметри деталей та їх фізико-механічні властивості. Робочі органи, що випускаються такими підприємствами, не відповідають вимогам якості і не забезпечують номінального ресурсу роботи [2].

Для другого підходу характерно використання високолегованих сталей з наступною якісною термообробкою, або зміцненням ріжучої частини твердими сплавами. Даний напрямок отримав широке розповсюдження за кордоном. Зміцнені на етапі виготовлення робочі органи ґрунтообробних машин випускають такі фірми, як La Pina (Іспанія), Forgesde Niawx (Франція), Land (США, Великобританія). Необхідно зазначити, що перераховані підприємства є спеціалізовані, тобто виготовляють тільки робочі органи. В умовах недостатнього ресурсу великої кількості змінних робочих органів представляється актуальним дослідження підвищення їх зносостійкості. Для підвищення ресурсу деталей машин широко використовують тверді сплави, зносостійкість нанесених покриттів яких вище, ніж отриманих з порошкових дротів. Нанесення покриттів порошками виконують газополум'яним, плазмовим і детонаційним напилюванням, а також плазмовим наплавленням, струмами високої частоти (СВЧ), індукційним наплавленням твердими сплавами, плакирування. Методи відновлення вибираються виходячи з витрат на відновлення деталей, завантаження обладнання, вартості та можливості придбання цього обладнання, а також можливої централізації робіт по відновленню деталей.

Були проаналізовані різні технології зміцнення деталей робочих органів ґрунтообробних машин:

- використання евтектичних покриттів системи Fe-Mn-C-B;
- індукційне наплавлення твердим сплавом ПГ-С27;
- точкове дугове зварювання порошковим дротом ПП-АН170.

Для підвищення строку служби деталей машин і механізмів шляхом нанесення евтектичних покриттів використовується насичення зі спеціальних порошків (обмазок, паст) за допомогою нагрівання СВЧ, швидкісного пічного нагрівання, відцентрової біметалізації, газополумяного напилювання, електрохімічного осадження, наплавлення твердими сплавами, поверхневого легування сталевого литва. При реалізації відомого підходу [2] за 10 секунд при товщині суміші 3 мм і нагріванню СВЧ до 1553°К на сталі 45 отримують покриття товщиною 0,7 мм. Таким чином, запропонований метод дозволяє у 2 рази збільшити товщину зміцненого шару.

Плавлення феромарганцю призводить до збагачення рідкої фази активними атомами марганцю і карбідами Mn3C і Fe3C. Утворення марганцевистого карбіду заліза Fe0,4Mn3,6C можливе за взаємного розчинення карбідів заліза Fe3C і марганцю Mn3C, які утворюють безперервний ряд твердих розчинів [3]. Структура евтектичного покриття при насиченні з вказаної суміші складається зі складно легованого перліту, марганцевистого карбіду заліза та включень бориду заліза Fe2B. Встановлено, що однією з головних характеристик, що впливають на структуру і властивості наплавленого металу, поблизу його границі з основним матеріалом деталі, яку зміцнюють, є розміри (протяжність) до евтектичної ділянки, яка утворюється внаслідок розведення зміцнюючого сплаву матеріалом основи, зміни його хімічного складу та збільшення частки в легованому чавуні заліза.

При серійному методі зміцнення поверхні металу (тільки одне індукційне наплавлення) в наплавленому шарі високолегованого заевтектичного білого чавуну у місці сплавлення спостерігається яскраво виразна структура доевтектичного чавуну. В наплавленому шарі, на поверхні хрому в 2,5 рази більше, ніж в перерізі; а кремнію в 2 рази менше. Під час роботи, фази, що містять хром спрацьовуються менше, тому вони залишаються в наплавленому шарі. Після зміцнення потрібна вторинна термообробка (загартування поверхні), потім відпускання до температури шихти. Одним з важливих факторів, що визначає опір металевих сплавів абразивному зношуванню, є їх структурний стан, а також властивості, взаємне розташування, кількісне співвідношення і характер зв’язку окремих структурних складових структури.

Сутність багатьох технологічних процесів зміцнення полягає в тому, що на відносно невеликий об’єм металу впливають крапково (з великими швидкостями потоками енергії високої інтенсивності, одночасно деформуючи і швидко охолоджуючи метал за рахунок відведення тепла в глибину матеріалу.

Точкове наплавлення дозволяє підвищити стійкість деталей машин проти зношування, головним чином, абразивного, електрохімічної корозії, ерозії, кавітаційного руйнування, термічної і контактної

втоми. Наплавлення широко використовують для відновлення розмірів спрацьованих деталей машин, що дозволяє замінити в деталях високолеговані сталі вуглецевою, а кольорові метали – чорними. В теперішній час є велика кількість наплавлених матеріалів, що дає можливість конструктору підібрати необхідні за умовами роботи матеріали для наплавлення поверхонь деталей машин.

Формування цілей статті (постановка завдання). Вибрати перспективний спосіб відновлення ґрунтообробних знарядь, який відповідає вимогам стандартів якості й має низьку собівартість, що є актуальним й практично значимим для сільськогосподарського виробництва.

Основна частина. Спосіб відновлення можна визначити одним з методів багатокритеріального вибору, який полягає в застосуванні інтегрального критерію відстані до цілі. Суть методу полягає в обґрунтуванні ідеалу та оцінці міри наближення до нього кожного з вихідної множини альтернативних варіантів. Ідеальний варіант характеризує таку систему, для якої кожен із критеріїв досягає свого потенційно можливого найкращого значення. Такі значення можуть бути обґрунтовані теоретично або відповідати кращій реально досягнутій величині.

Вихідною множиною альтернативних варіантів способів відновлення були розглянуті такі види наплавлення:

1) ручне електродугове,
2) газове,
3) індукційне,
4) точкове.

Основними критеріями для вибору раціонального способу відновлення поверхні ґрунтообробних знарядь є

- X_1 – продуктивність способу відновлення, кг/год.;
- X_2 – твердість відновленої поверхні, HRC_e;
- X_3 – собівартість способу, грн./см^3.

Характеристика варіантів способів відновлення наведена в таблиці 1.

Для побудови багатокритеріальної оцінки для вибору способу відновлення треба фактичне значення критерію перевести в нормоване за формулою

$$X_{норм} = \frac{X_j}{\sum_{j=1}^{n} X_j}, \qquad (1)$$

де X_j – фактичне значення j-го критерію;

$\sum_{j=1}^{n} X_j$ – сумарне значення фактичної j-го критерію.

Якщо абсолютні значення критеріїв відрізняються між собою на порядок і більше, вводиться нормування критеріїв: замість фактичних критеріїв вводиться нові, які є оберненопропорційними критеріями.

Таблиця 1 – Нормовані значення критеріїв оцінювання

Спосіб відновлення	Критерії						Площа багатокутника	Узагальнений критерій відстані до цілі
	X_1		X_2		X_3			
	Факт.	Норм.	Факт.	Норм.	Факт.	Норм.		
1 Ручне електродугове наплавлення	2,5	0,09	37	0,18	1,7	0,37	0,114	7,13
2 Газове наплавлення	3,0	0,11	45	0,22	2,8	0,28	0,129	8,06
3 Індукційне наплавлення	13,0	0,47	54	0,27	4,8	0,12	0,053	3,31
4 Точкове наплавлення	9,0	0,33	65	0,32	3,5	0,23	0,062	3,88
Разом	27,5	-	201	-	12,8	-	-	-
Ідеал	-	-	-	-	-	-	0,016	1,00

Критерії відкладають на радіально розташованих шкалах. Шкали будують таким чином, щоб покращення критерію йшло до центру. З'єднуючи точки на шкалах для j-го варіанту, отримують багатокутник. На кращих значеннях критеріїв будують багатокутник ідеалізованого варіанту. Узагальнений критерій відстані до цілі μ визначається як відношення площі j-го варіанту до площі ідеалізованого [4]

$$\mu_j = \frac{\Pi_j}{\Pi_O}, \qquad (2)$$

де Π_j, Π_O – відповідно площі багатокутників j-го та ідеалізованого варіантів.

При визначенні відстані до цілі площа багатокутника визначається як сума площ трикутників зі сторонами, що відповідають значенням критеріїв, за формулою

$$\Pi_j = \sum 0{,}5\ a_i \cdot b_i, \qquad (3)$$

де $0{,}5\ a_i \cdot b_i$ – площа трикутника зі сторонами a_i і b_i.

Порівняння значень μ для різних способів відновлення робочої поверхні ґрунтообробного знаряддя показує, що найменша відстань до цілі (ідеалу) характерна для третього способу (μ = 3,31), а найбільш віддаленим є другий спосіб (μ = 8,06).

Висновки. Раціональним способом відновлення робочої поверхні ґрунтообробного знаряддя можна вважати індукційне наплавлення, оскільки воно найбільше наближено до ідеального способу.

Література:

1. *Новиков В.С.* Обеспечение долговечности рабочих органов почво-обрабатывающих машин: автореф. дис. док. техн. наук / *В.С. Новиков*. – М., 2008. – 39 с.

2. *Кондратьев Е.Т.* Восстановление наплавкой деталей сельскохозяйственных машин / *Е.Т. Кондратьев, В.Е. Кондратьев* – М.: Агропромиздат, 1989. – 232 с.

3. *Пашечко М.И.* Формирование и фрикционная стойкость эвтектических покрытий/ *М.И. Пашечко, В.М. Голубец, М.В. Чернец.* – К.: Наукова думка, 1993. – 343 с.

4. *Нагірний Ю.П.* Обгрунтування інженерних рішень: навчальний посібник для студентів інженерних факультетів сільськогосподарських вузів/*Ю.П.Нагірний*– М.:Урожай, 1994.-138с.

ПРИМЕНЕНИЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ДЛЯ ВЫБОРА СПОСОБА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЧВООБРОБАТЫВАЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Панина В.В., Дашивец Г.И., Новик А.Ю.

Аннотация **- в статье рассматривается вопрос выбора прогрессивного способа восстановления почвообрабатывающих орудий с применением многокритериальной оценки.**

THE APPLICATION OF MULTI-CRITERIA EVALUATION TO SELECT THE RECOVERY METHOD SOIL-CULTIVATING WORKING BODIES

V. Panina, G. Dashivets, A. Novik

Summary

The article considers the problem of choosing a progressive method of recovery of tillers with the application of multi-criteria evaluation.

УДК 631.674:635

ТЕХНОЛОГІЯ КРАПЕЛЬНОГО ЗРОШУВАННЯ В ОВОЧІВНИЦТВІ

Мирненко Ю.П., ст. викладач,
Бакарджиєв Р.О., к.т.н.,
Парахін О.О., асистент
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-13-54

***Анотація* – робота присвячена особливостям технології крапельного зрошування в овочівництві.**

***Ключові слова* – крапельне зрошування, овочівництво, витрати води на полив, емітери.**

Постановка проблеми. О перевагах використання крапельного зрошування у сільському господарстві відомо давно. Україна в аграрному секторі володіє великими площами сільськогосподарських угідь, добре розвинутими зрошувальними системами, сприятливими кліматичними умовами і дешевою робочою силою. Україна має змогу зайняти лідируючі позиції на ринку овочів і виробленої з них продукції.

Крапельне зрошування застосовується у промислових масштабах з початку 60-х років.

Основна частина. Успіх у застосуванні крапельного зрошування радикально змінив сучасний підхід до комплексу «вода – ґрунт – рослина» на арені дозованого режиму живлення і сприяв новому підходу у галузі зрошення взагалі. Будь-яка система крапельного зрошування має свою термінологію, яку необхідно знати.

Терміни та визначення:

джерело живлення - канал, басейн або свердловина, звідкіля виконується вибір води;

насосна станція та водозабір;

фільтраційна станція – призначена для доведення якості води до встановлених параметрів;

вузол внесення добрива – призначений для дозованого внесення сумісно з поливною водою;

контролер – устрій для автоматизованого контролю та керування роботою системи крапельного зрощення;

регулятор тиску – для підтримки постійного тиску у системі;

зрошувальні трубки – крапельні лінії;

емітери – крапельні зволожувачі (крапельниці). Їх призначення – дозований випуск води з трубопроводу у невеликій кількості;

Класифікація ти типи зрошувальних трубок – трубки класифікуються:

- по типу трубки – стрічка або трубка;
- по типу крапельниці – із жорсткою крапельницею та м'якою;
- по жорсткості – м'які (тонкі) та жорсткі;
- компенсовані та некомпенсовані. Компенсовані – при зміні тиску в середині трубки крапельного зрощування, витрата води залишається незміною.

У теперішній час базова комплектація системи крапельного зрошування складається з:

- джерела водопостачання;
- вузла підготовки та внесення добрив;
- фільтрувальної станції;
- магістральних трубопроводів;
- регулятора тиску;
- розвідних трубопроводів;
- сполучної фурнітури;
- запірної фурнітури.

Додатково система може містити вузли автоматичного контролю та керування системою, а також обліку витрати води.

Рис. 1. Вирощування капусти при крапельному зрощуванні

Визначення потреби у воді на задану площу та кількості довжини зрошувальної трубки.

Агрономія не є точною наукою, як, наприклад, математика. Й не дивлячись на те, що на протязі декількох століть у цій галузі проводились масштабні випробування, ми не можемо казати про повне прогнозування та планування процесів у сільськогосподарському виробництві. Проте, впливати на врожайність сільськогосподарських культур шляхом корегування окремих факторів, ми можемо. Одним з таких факторів є зрошування. А якщо мова йде про зрошування в овочівництві, то на сьогоднішній день можна з упевненістю говорити про те, що найбільш ефективним є крапельне зрошування.

Рис.2. Вирощування солодкого перцю при крапельному зрошуванні

Обрав на основі ґрунтових, водних, маркетингових випробувань набір культур, їх площі та фірму-виробника обладнання, переходять безпосередньо до розрахунку самої системи.

Порядок проектування системи крапельного зрошування:

1. Попередній розрахунок водоспоживання.

2. Розрахунок кількості зрошувальної трубки на ділянці згідно схеми посадки.

3. Розподіл ділянки на поливні блоки (враховуючи довжину рядів, потужність насоса, дебет свердловини).

4. Підбір фільтрувальної станції (враховуючи витрату води по блокам, бажаний час поливу ділянки).

5. Підбір магістральних і розвідних трубопроводів.

На півдні України за максимальну щоденну зрошувальну норму приймають 60 – 70 м^3/га. Виходячи з цього й проводять попередній розрахунок пропускної можливості фільтрувальної станції за формулою

$$Q = \frac{60\ м^3 / га \cdot S}{T},$$

де Q – пропускна спроможність фільтростанції, м^3/год.;

S – планована площа зрощення, га;

T – планований час роботи системи у добу, год.

T = 16 – 20 годин.

Розрахунок кількості зрошувальної трубки проводиться з урахуванням переліку вирощуваних культур.

Для кожної культури, з урахуванням оброблюваної площі й схеми посадки, розраховується потреба у зрошувальній трубці за формулою

$$L_E = \frac{S_K \cdot 100000}{L},\ м$$

де L_T – потреба у зрошувальній трубці;

S_K – площа оброблюваних культур;

L – відстань між зрошувальними трубками (схема посадки).

При розбивці ділянки на поливальні блоки необхідно знати, що максимальна пропускна спроможність розвідного рукава LET-4" складає 80 м^3/год., а пропускна спроможність рукава LET-3" – 40 м^3/год. Можливе підвищення пропускної спроможності на 10 – 15 %. Отже, водоспоживання одного поливного блока не повинно перевищувати можливостей розвідного трубопроводу. Можливе використання гнучких і жорстких трубопроводів.

Таблиця 1 – Максимальна пропускна спроможність розвідних трубопроводів

№	Діаметр трубопроводу, мм	Пропускна спроможність, м^3/год.
1	25	4
2	32	6
3	63	23
4	75	40
5	110	80
6	125	88
7	140	110

Виходячи з діаметра розводящих трубопроводів й схеми посадки, обирається площа поливальних блоків.

Приклад:

Культура – томати;

Відстань між зрошувальними трубками – 1,8 м;

Розвідний трубопровід - LET-4"

Відстань між емітерами – 0,3 м;

Витрата води на один емітер – 1,4 л/год.

Залежність для розрахунку розмірів поливального блоку

$$\boldsymbol{S = \frac{Q_t \cdot L \cdot x}{10 \cdot q}, \text{ га}}$$

де Q_t – пропускна спроможність розвідного трубопроводу, $м^3$/час;

L – відстань між зрошувальними трубками (схема посадки), м;

x – відстань між емітерами зрошувальної трубки, м;

q – норма виливу одного емітера, л/год.

Тоді розміри поливного блоку для запропонованого приклада складуть

$$S = \frac{80 \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}3}{10 \cdot 1{,}4} = 3{,}09 \text{ га.}$$

Далі визначається попередня кількість поливальних блоків. Для цього загальну площу оброблюваної культури ділять на розрахункову площу блока та округлюють у бік збільшення. При неможливості розміщення або економічної доцільності розрахункової кількості поливальних блоків йдуть на збільшення їх кількості.

Для визначення витрати води на гектар використовують наступну залежність

$$W = \frac{10 \cdot q}{L \cdot x}, \; м^3 / ч.$$

Після визначення кількості й розмірів поливальних блоків, уточнюють витрату води на кожний поливальний блок

$$W_i = W \cdot S_б, \; м^3 / ч,$$

де W_i – витрати води конкретного поливального блока;

W – витрати води на гектар використовуваної схеми посадки;

$S_б$ – площа конкретного поливального блока.

Наступний етап складання схеми полива. Для цього максимальна поливна норма (60 – 70 $м^3$/га) ділиться на гектарну витрату води

($м^3$/га·год.), використовуваної схеми посадки і визначається максимальний час поливу конкретного блоку.

Для складання схеми полива зручніше всі поливальні блоки й максимальний час їх полива занести до таблиці, за якою можливо проаналізувати максимальний час полива, а максимальну витрату води, згідно схемі полива. Отримані значення є контрольними при подальших розрахунках.

Висновки. Для розглянутого прикладу (томати) гектарна витрата води (за одну годину роботи системи) складає 26 $м^3$/га, а максимальний час полива (при максимальній денній нормі 70 $м^3$/га) близько 3 годин.

Література:

1. *Алба В.Д. и др.* Методика расчета по капельному поливу. Методика расчета и эксплуатация систем капельного орошения / В.Д. Алба**,** *А.С.Кушнарев, Г.И.Иванов // Газета «Химия Агрономия Сервис».-2006.- №47-50.*

ТЕХНОЛОГИЯ КАПЕЛЬНОГО ОРОШЕНИЯ В ОВОЩЕВОДСТВЕ

Мирненко Ю.П., Бакарджиев Р.А., Парахин А.С.

***Аннотация* – работа посвящена особенностям технологии капельного орошения в овощеводстве.**

DRIP IRRIGATION TECHNOLOGY IN VEGETABLE PRODUCTION

U. Mirnenko, R. Bakardzhyiev, A. Parahin

Summary

The work is dedicated to the personality of drip irrigation technology in olericulture.

УДК 631.33.024.4

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ВВІГНУТІЙ ПОВЕРХНІ

Демидко М.О., д.т.н,
Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України "Ніжинський агротехнічний інститут"
Лавріненко О.Т., к.т.н,
Національний університет біоресурсів і природокористування України
Тел. (04631) 12-53-81

Анотація **- проаналізовано характер зміни кінетичної енергії матеріальної частинки в процесі її руху по по дузі окружності та визначено залежність швидкості частинки при виході від початкової, кута дуги, радіусу окружності, коефіцієнта тертя та коефіцієнта опору повітря, визначається загальний ступінь впливу кожного з факторів на втрату швидкості матеріальної частинки у процесі руху по дузі.**

Ключові слова **- криволінійна поверхня, швидкість руху матеріальної частинки, радіус кривизни, сила тертя, відцентрова сила.**

Постановка проблеми. Одним із важливих напрямків підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва, зокрема рослинництва, є впровадження підгрунтого-розкидного способу внесення мінеральних добрив та посіву зернових культур. Для реалізації цього способу застосовують спеціальні сошники, основною частиною яких є розподільник, що забезпечує розподіл насіння чи добрив по площі живлення рослин.

В існуючих конструкціях сошників для підгрунтово-розкидної сівби розподіл насіння чи добрив здійснюється трьома способами:

-За рахунок застосування активних розподільників.

-За рахунок використання повітряного потоку.

-За рахунок енергії, отриманої в процесі вільного падіння (пасивний спосіб).

Через простоту та надійність пасивний спосіб найбільш перспективний. За цим способом зміна напрямку (з вертикального на горизонтальний) та розподіл насіння або добрив може здійснюватися від-

биванням (косий удар) або ковзанням по ввігнутій поверхні. В нашому випадку ввігнута поверхня є елементом напрямника, яким подається матеріал на відбивну площину. Таким чином процес руху висівного матеріалу є невід'ємним в розподільниках пасивного типу. Тому його дослідження є актуальним. В теоретичних дослідженнях насінина чи гранула прирівнюється до матеріальної точки.

Аналіз основних досліджень. Рух частинок по шорстких поверхнях робочих органів сільськогосподарських машин розглянуто в фундаментальних роботах П.М. Василенка [1]. В роботі обґрунтовані формули залежності швидкості руху частинок по різних криволінійних поверхнях від основних чинників процесу. Формули отримані в результаті рішення диференціальних рівнянь, що враховують діючі сили: вагу частинки, відцентрову силу та силу опору середовищу а також радіус кривизни та кут між дотичною до положення частинки і віссю координат. Наведені рівняння громіздкі, тому незручні для практичного використання.

Аналіз руху частинок по криволінійних поверхнях стосовно конструкцій розподільників насіння сошників для підгрунтово-розкидного способу сівби виконаний багатьма дослідниками.

В більшості випадків за розподільник приймали тіло, утворене обертанням навколо вертикальної осі криволінійної твірної. Метою всіх досліджень було обґрунтування геометрії кривої що забезпечує мінімальні втрати швидкості після проходження поверхні

В роботі [7] стверджується що найкращою формою кривої є поліном п'ятого ступеня. При виході насіння із насіннєпровода сівалки СЗС-2,1 швидкість становить 3,32-3,56 м/с, а при виході з розподільника – 3,64-3,78 м/с.

За даними [2, 5] найкращі результати отримані, коли твірна розподільника має форму брахистохроми.

За даними досліджень [8] ефективним є розподільник з робочою поверхнею твірної якої є дуга радіусом 30-40 мм. Ефективність поверхні у формі дуги кола встановлена також у [3], де при обґрунтуванні параметрів туконапрямника сошка для підгрунтово-розкидного способу внесення мінеральних добрив. Цими дослідженнями встановлено, що отримане значення радіуса дуги знаходиться в межах 0,04-0,05 м.

Дослідженнями різних форм поверхонь розподільників, результати яких наведено в [6] встановлено, що всі вони забезпечують розподіл насіння по ширині захвату лапового сошника, але найкращу рівномірність показали поверхні, утворені кривою третього порядку та брахистохромою. Із короткого аналізу опублікованих результатів досліджень можна заключить, що всі вони направлені на оцінку ввігнутої поверхні певної форми. Питання залежності втрат швидкості частинки

в процесі руху від основних чинників досліджені недостатньо. Недосліджена також відносна ступінь впливу чинників на зміну швидкості.

Основна частина.

Схема процесу руху частинки по ввігнутій поверхні представлена на рис. 1.

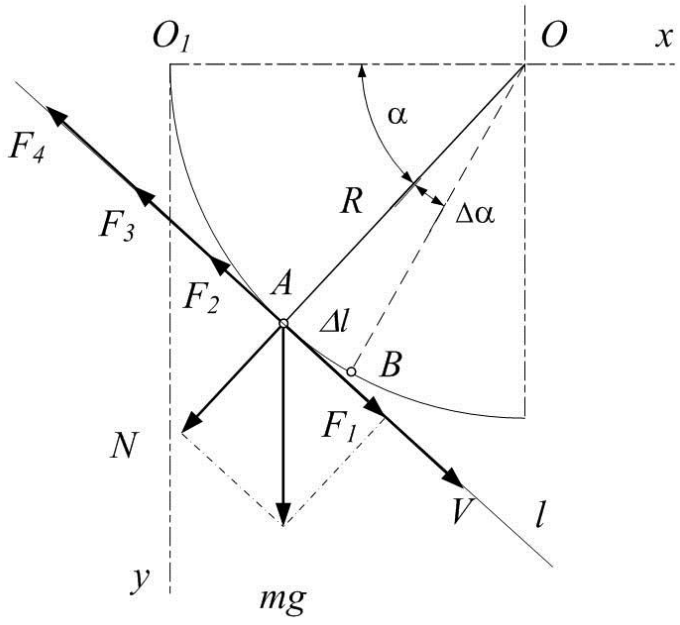


Рис. 1. Схема до аналізу процесу руху матеріальної точки (насінини) по ввігнутій поверхні

В процесі руху матеріальної частинки по ввігнутій поверхні на неї по лінії руху діють такі сили:

– складова сили тяжіння частинки

$$F_1 = mg\cos\alpha; \quad (1)$$

– сила тертя, обумовлена силою ваги частинки

$$F_2 = fN = fmg\sin\alpha; \quad (2)$$

– сила тертя, обумовлена відцентровою силою

$$F_3 = f\frac{mV^2}{R}; \quad (3)$$

– сила опору повітря

$$F_4 = mKV, \quad (4)$$

де m - маса частинки, г;

g - прискорення вільного падіння

($g = 9{,}81$ м/с^2);

f – коефіцієнт тертя;

V – швидкість руху частинки, м/с;

R – радіус кривизни, м;

K – коефіцієнт опору повітря, с$^{-1}$.

Розглянемо процес руху частинки по дузі кола радіусом R. В момент находження частинки в точці A із швидкістю V_1 її кінетична енергія E_1 визначена рівнянням

$$E_1 = \frac{mV_1^2}{2}. \tag{5}$$

Після проходження частинкою шляху, рівного елементарній частині дуги Δl, кінетична енергія частинки зменшується на величину, що визначається рівнянням

$$\Delta E_1 = F_1\Delta l - F_2\Delta l - F_3\Delta l - F_4\Delta l. \tag{6}$$

Після заміни F_1, F_2, F_3 та F_4 їх значеннями відповідно до (1), (2), (3) та (4) отримаємо

$$\Delta E_1 = mg\cos\alpha\Delta l - fmg\sin\alpha\Delta l - fm\frac{V_1^2}{R}\Delta l - mKV\Delta l. \tag{7}$$

Кінетична енергія частинки після проходження елементарної частини дуги визначиться

$$E_2 = E_1 - \Delta E_1 = \frac{mV_2^2}{2}, \tag{8}$$

де V_2 - швидкість після проходження дуги Δl.

Після заміни E_1 та ΔE_1 їх значеннями відповідно до (5) та (6) і скорочення на масу m отримаємо

$$\frac{V_2^2}{2} = \frac{V_1^2}{2} + g\cos\alpha\Delta l - fg\sin\alpha\Delta l - f\frac{V_1^2}{R}\Delta l - KV_1\Delta l, \text{ або:}$$

$$V_2 = \sqrt{2\left(\frac{V_1^2}{2} + g\cos\alpha\Delta l - fg\sin\alpha\Delta l - f\frac{V_1^2}{R}\Delta l - KV_1\Delta l\right)}. \tag{9}$$

Величина частини дуги кола визначається

$$\Delta l = \frac{2\pi R\Delta\alpha}{360} = 0{,}0174R\cdot\Delta\alpha, \tag{10}$$

де $\Delta\alpha$ - кут в градусах, що відповідає дузі Δl.

Після підстановки в (9) величини Δl відповідно (10) отримаємо

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 + 0{,}0348\cdot\Delta\alpha\left(g\cos\alpha R - fg\sin\alpha R - fV_1^2 - KV_1R\right)}. \tag{11}$$

З рівняння (11) визначається швидкість V_2 після проходження частинкою дуги в інтервалі початкового та кінцевого кутів α. Найчастіше інтервал близький до $0 - 90^{\circ}$.

Послідовність розрахунків наступна:

- приймається величина $\Delta\alpha$;
- за величинами інтервалу кутів визначаємо кількість розрахункових елементарних дуг $n = \frac{\alpha}{\Delta\alpha}$;
- визначається ряд розрахункових кутів:
- $\alpha_1 = \frac{\Delta\alpha}{2}$, $\alpha_2 = \alpha_1 + \Delta\alpha$ …. $\alpha_n = \alpha_{n-1} + \Delta\alpha$;
- за рівнянням (11) послідовно до кожного із кутів α_1, α_2 …. α_n визначається швидкість V_2. При цьому вихідна швидкість попереднього кута приймається за вхідну (початкову) для наступного.

Вихідна швидкість останньої елементарної дуги приймається за швидкість частинки після проходження всієї дуги.

За результатами розрахунків отримують також величини, що визначають відносні втрати енергії обумовлені силами тяжіння частинки A_2, відцентрової A_3 та опору повітря A_4:

$$A_2 = \sum_{i=1}^{n} \left(fg \sin\alpha_i R \right); \tag{12}$$

$$A_3 = \sum_{i=1}^{n} f V_i^2 \ ; \tag{13}$$

$$A_4 = \sum_{i=1}^{n} K V_i R. \tag{14}$$

В процесі аналізу рівняння (11) коефіцієнт тертя (динамічний) та коефіцієнт опору повітря приймали фіксованими ($f = 0{,}24$; $K = 1{,}0$ с$^{-1}$). Величина K обґрунтована в роботі [4].

Діапазон зміни параметрів процесу – початкову швидкість V_1, кут дуги α та радіус кривизни дуги R приймали близькими до тих, що зазначені в публікаціях ($V_1 = 0 - 4$ м/с, $\alpha = 0 - 90^{\circ}$, $R = 0{,}01 - 0{,}10$ м).

За результатами розрахунків побудовані графіки залежності кінцевої швидкості частинки від основних параметрів.

На рис. 2 представлена залежність швидкості V_n від кута α, початкової швидкості V_1 та радіуса R.

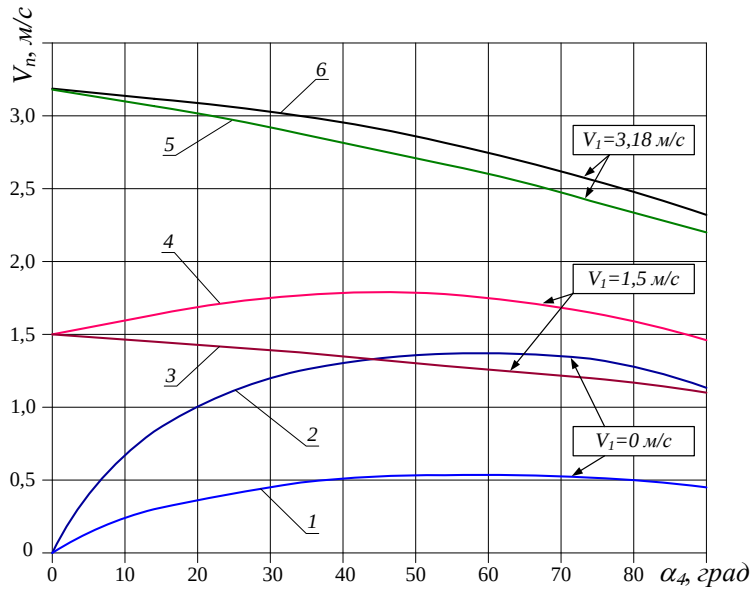


Рис. 2. Залежність вихідної швидкості V_n від кута α при різних значеннях вхідної швидкості V_1 та радіуса дуги R : 1, 3, 5 – $R = 0{,}025$ м; 2, 4, 6 – $R = 0{,}2$ м

З рисунка бачимо, що характер залежності V_n від α для різних значень V_1 не однаковий. Вплив радіуса кривизни на V_n також залежить від величини початкової швидкості V_1.

При малих швидкостях (приблизно до 1,5 м/с) із збільшенням α спочатку V_n зростає, а потім при певному значенні α зменшується. Кут дуги, при якому зростання V_n переходить в зниження, із збільшенням V_1 зменшується. Починаючи з $V = 1{,}5$ м/с для більших значень V_1 зміна кута α від 0 до 90° обумовлює безперервне зменшення V_n.

Вплив радіуса кривизни із зростанням початкової швидкості V_1 істотно зменшується. Наприклад, після проходження дуги від $\alpha = 0$ до $\alpha = 90^o$ з початковою швидкістю

$V_1 = 1{,}5$ м/с різниця між швидкістю V_n для радіусів 0,025 та 0,20 м становить 20%, а при $V_1 = 3$ м/с ця різниця становить лише 6%.

Таким чином за результатами аналізу наведених графіків можна зробити висновок що при швидкостях руху частинок більше 2-3 м/с зміною форми ввігнутої поверхні істотно зменшити втрати швидкості не можливо.

Значне зменшення впливу радіуса кривизни на втрату швидкості частинки із збільшенням початкової швидкості пояснюється тим, що із зростанням швидкості збільшується питоме значення втрат енергії, обумовленої відцентровою силою (A_3), величина якої не залежить від радіуса.

Питомі значення в процентах різних затрат енергії в процесі руху частинки по ввігнутій поверхні в залежності від початкової швидкості та радіуса кривизни приведені в таблиці 1.

За наведеними в таблиці даними, наприклад при $V_1 = 3$ м/с, для радіусів кривизни 0,01; 0,04 та 0,10 м затрати енергії обумовлені відцентровою силою (A_3) становлять 96,8; 90,8 та 80,0% відповідно. Тобто збільшення радіуса R в 10 разів обумовлює зміну величини A_3 лише на 17%.

Таблиця 1 – Залежність відносних втрат енергії частинки в процесі її руху по дузі кола від початкової швидкості

V_1, м/с	R, м	Відносні затрати енергії, %		
		A_2	A_3	A_4
1	0,01	7,0	89,0	4,0
	0,04	18,6	69,5	11,9
	0,10	25,8	55,4	18,8
2	0,01	2,0	95,8	2,2
	0,04	6,8	85,2	8,0
	0,10	12,8	71,2	16,0
3	0,01	1,2	96,7	2,1
	0,04	3,4	90,8	5,8
	0,10	7,5	80,0	12,5
4	0,01	0,5	98,3	1,2
	0,04	2,0	93,5	4,5
	0,10	4,5	85,3	10,2

На рис. 3 представлені графіки залежності швидкості частинки V_n від радіуса дуги кола R та початкової швидкості V_1 після проходження дуги в межах від 0 до 90°. З рисунка бачимо, що при всіх швидкостях V_1 із збільшенням радіуса R кінцева швидкість V_n безперервно зростає, тобто оптимальних значень R немає.

Інтенсивність зростання із збільшенням швидкості V_1 зменшується. При збільшенні R від 0,01 до 0,10 м швидкість V_n для V_1=1; 2; 3 та 4 м/с зростає на 25; 16; 6 та 5,5% відповідно.

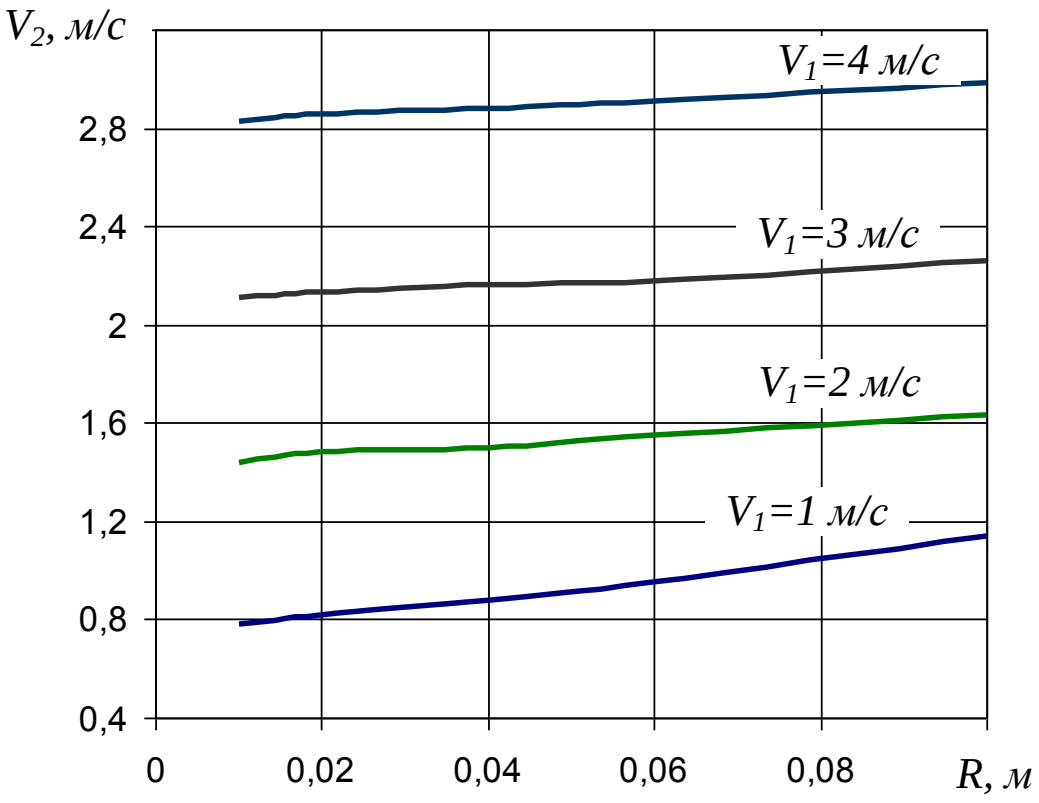


Рис. 3. Залежність швидкості частинки V_2 після проходження дуги 90° від радіуса кривизни R та швидкості V_1

На рис. 4 представлені графіки залежності коефіцієнта зміни швидкості $\left(K_{зV} = \frac{V_n}{V_1}\right)$ від початкової швидкості V_1 та радіуса кривизни R. З рисунка бачимо, що із збільшенням початкової швидкості V_1 коефіцієнт $K_{зV}$ зменшується. Причому для обох значень радіуса кривизни більш-менш істотне зменшення прослідковується до моменту, коли V_1 досягає 3 м/с. Подальше зростання V_1 не призводить до істотної зміни $K_{зV}$.

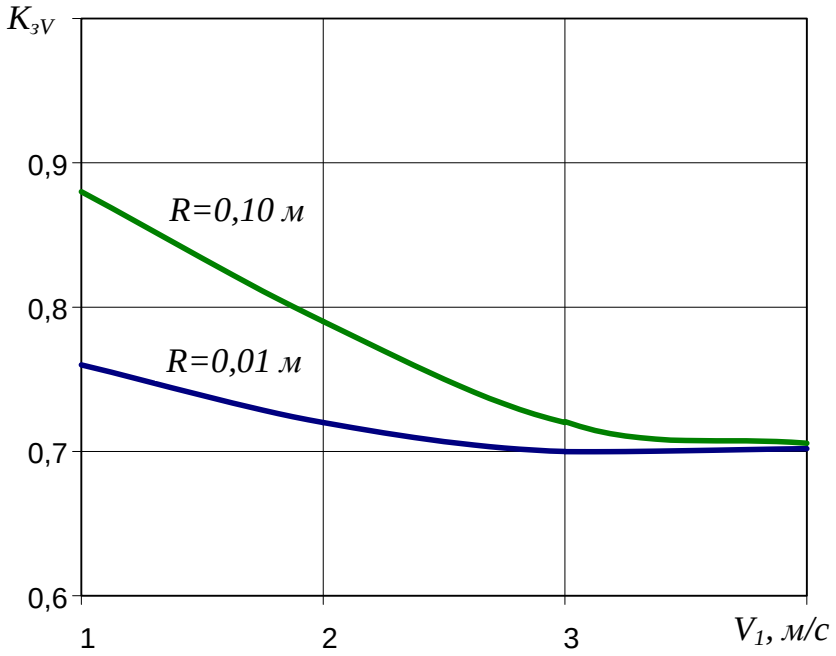


Рис. 4. Залежність коефіцієнта зміни швидкості $K_{зV}$ від початкової швидкості V_1 та радіуса кривизни R

Збільшення радіуса кривизни R від 0,01 до 0,10 м при $V_1 = 1$ м/с обумовлює підвищення $K_{зV}$ від 0,77 до 0,88 (на 14,3%). А при $V_1 = 3$ м/с різниця становить 2,9%.

При початковій швидкості більше 3 м/с її вплив, а також вплив радіуса кривизни R на коефіцієнт зміни швидкості не істотний.

Висновки. Аналізом зміни кінетичної енергії руху частинки по ввігнутій поверхні встановлено:

1. Радіус кривизни ввігнутої поверхні істотно впливає на кінцеву швидкість частинки лише при малих початкових швидкостях (до 2 м/с), тому зміною форми робочої поверхні (різними комбінаціями зміни радіуса кривизни) не можливо значно покращити параметри процесу руху.

2. Збільшення радіуса кривизни безперервно призводить до зростання кінцевої швидкості (зменшення втрат швидкості), тобто оптимальні значення радіуса кривизни відсутні.

3. При початковій швидкості більше 1 м/с основні втрати швидкості обумовлені відцентровою силою, робота тертя якої не залежить від радіуса кривизни.

Література:

1. *Артамонов В.А.* К вопросу разработки рабочих органов сеялки-культиватора для полосного посева зерновых культур// Труды ВИМ, т. 151. -М.: ВИМ, 2004.

2. *Василенко П. М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / *П. М. Василенко.* – К.: УСХА, 1960. – 282 с.

3. *Гужнн И.Н.* Теоретическое определение скорости движения семян по циклоидальной образующей распределителя сошника для подпочвенно -разбросною посева // Совершенствование машиноиспользования и технологических процессов в АПК: Сб. науч. тр. Поволжской межвузовской конференции. -Самара, -2002. -С. 172...176.

4. *Дейкун В.А.* Визначення початкової швидкості руху часток добрив в місці їх виходу з туконапрямника / *В.А. Дейкун* // Розвиток наукових досліджень: Матеріали восьмої міжнародної науково-практичної конференції. – Полтава: «ІнтерГрафіка», 2012. – С. 30-33.

5. *Демидко М. О.* Методика визначення статистичних характеристик коефіцієнта опору повітря та аналіз їх впливу на рух насіння в робочих органах сівалки-культиватора / *М. О. Демидко, О. Т. Лавріненко* // «Технічний прогресс у сільськогосподарському виробництві»: XXII Міжнар. наук.-техн. конф. та Всеукр. конф.-семінар аспірантів, докторантів і здобувачів у галузі аграрної інженерії., 21–23 травня 2014 р.: матеріали конф. – Глеваха, 2014. – С. 234–238.

6. *Заєць М.Л.* Обґрунтування швидкості надходження насіння в сошник для підгрунтово-розкидного способу посіву // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип.. 16. – Луцьк: Ред.- вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 81-89.

7. *Перетятько А.В.* Теоретическое обоснование геометрических параметров направителя-распределителя семян лапового сошника [Текст] / *А.В Перетятько, С.А. Ивженко, А.Л. Брежнев* // В кн. Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и образования. Сборник научных работ. – Самара: ФГОУ ВПО Самарская ГСХА, 2005. – С. 96-101.

8. *Киров А.А.* Сошник для широкополосового посева.-Тезисы докладов областной научно-технической конференции "60-летию СССР ударный труд, знания, инициативу и творчество молодых". Куйбышев, 1983, с. 219…220.

9. *Шайхов М.К., Писарев О.С., Артамонов В.А.* Исследование и обоснование параметров распределителя для полосного посева зерновых культур. // Журнал «Техника в сельском хозяйстве» № 5, 2005.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНОЙ ЧАСТИЦЫ ПО ВОГНУТОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Демидко М.О., Лавриненко О.Т.

***Аннотация* – в статье проанализированы изменения кинетической энергии частицы в процессе ее движения по вогнутой поверхности, в частности по дуге окружности, установлена зависимость скорости частицы на выходе от скорости на входе, угла дуги, радиуса окружности, коэффициента трения и коэффициента сопротивления воздуха, определена удельная степень влияния каждого из факторов на потерю скорости частицы в процессе движения.**

NVESTIGATION OF MOVEMENT OF A MATERIAL PARTICLES ON A CURRENT SURFACE

M. Demidko, O. Lavrinenko

Summary

The article analyzes the changes in the kinetic energy of a particle in the process of its motion along a concave surface, in particular along an arc of a circle, the dependence of the particle velocity at the exit on the entrance speed, arc angle, radius of a circle, friction coefficient and air resistance coefficient, from the factors to the loss of particle velocity in the process of motion.

УДК 621.225.001.4

РЕГУЛЮВАННЯ ФАЗИ РОЗПОДІЛУ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ГІДРОМОТОРІ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., д.т.н.,
Волошина А.А., д.т.н.,
Гуйва С.Д., ст. викладач
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

***Анотація* – розроблено конструкцію планетарного гідромотора, що реалізує спосіб регулювання фази розподілу подачі робочої рідини у робочі камери планетарного гідромотора, який дозволяє коригувати зміну його функціональних параметрів при експлуатації.**

***Ключові слова* – планетарний гідромотор, розподільник, золотник, фаза розподілу, робоча рідина, робоча камера.**

Постановка проблеми. У вітчизняному гідромашинобудуванні накопичено чималий досвід з виробництва, і експлуатації шестеренних і аксіально-поршневих гідромашин об'ємної дії, який, на жаль, не може бути повною мірою використаний при виробництві та експлуатації планетарних гідромашин у зв'язку з їх специфічними конструктивними особливостями.

Гідромашина планетарного типу, як і будь-яка гідравлічна машина об'ємної дії, є досить складним механізмом з деталями, що представляють собою прецизійне з'єднання. Тому однією з проблем, які обумовлюють функціонування планетарних гідромашин в цілому, є регулювання фази розподілу подачі робочої рідини у робочі камери, що впливає на зміну частоти обертання валу гідромотора та його об’ємний ККД.

Аналіз останніх досліджень. Основними причинами недостатньо широкого використання силового повнопоточного гідроприводу активних робочих органів мобільної техніки є обмеженість номенклатури гідромашин, трудомісткість їх виготовлення, а також відсутність комплексних досліджень в області розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації гідромашин обертальної дії, особливо високомоментних гідромоторів[1-5].

Аналіз об'ємних гідромашин показав [6-9], що в мобільній техніці (будівельної, дорожньої, сільськогосподарської і т.д.), для приво-

ду активних робочих органів найкраще використовувати планетарні гідромашини. Такі гідромашини відрізняються простотою пристрою, високим питомим робочим об'ємом, малою питомою металоємністю, компактністю, хорошими енергетичними характеристиками. Великою перевагою цих гідромоторів є можливість установки їх безпосередньо в приводний механізм транспортерів, лебідок, бітерів, мотор-коліс і т.д.

Аналіз конструкцій існуючих планетарних гідромашин [6-9], що використовуються для приводу активних робочих органів мобільної техніки, дозволив визначити ряд особливостей, без урахування яких не уявляється можливим поліпшити функціональні характеристики цих гідромашин та гідроприводу в цілому.

Однією з основних особливостей планетарних гідромашин є регулювання фази розподілу подачі робочої рідини в робочі камери, що впливає на частоту обертання валу гідромотора та його об’ємний ККД. Регулювання фази розподілу подачі робочої рідини в робочі камери відбувається поворотом рухомої задньої кришки з золотником і подальшою її фіксацією стопорними гвинтами, яка виконується з засведрленням корпусу гідромотору [10]. Процес регулювання фази розподілу відбувається при виготовлені гідромотора і потребує спеціального пристосування, щоб закріпити корпус гідромотору, а також спеціальний ключ для того, щоб регулювати фазу розподілу подачі робочої рідини, обертаючи рухливу задню кришку з золотником. Використання спеціального обладнання та фіксація рухомої задньої кришки з золотником, не дає можливості повторно регулювати розподіл подачі робочої рідини в робочі камери, яка виникає при експлуатації планетарних гідромашин.

Таким чином, для поліпшення функціональних характеристик планетарних гідромашин, необхідно спростити процес регулювання фази розподілу подачі робочої рідини в робочі камери з можливістю виконання регулювання фази розподілу при їх експлуатації.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Поліпшення функціональних характеристик планетарних гідромашин шляхом спрощення процесу регулювання фази розподілу подачі робочої рідини у робочі камери при їх експлуатації.

Основна частина. Планетарний гідромотор включає в себе (рис. 1) корпус 1, в якому розташовані силовій блок 2, що включає вал 3, розподільник 4, шестерню 5, ротор 6 зі вставними роликами 7 [11]. Шпонка 8 зв'язує вал 3, розподільник 4 та шестерню 5 в єдиний вузол, з певним (однозначним) кутовим розташуванням цих деталей. При цьому осьова фіксація здійснюється затягуванням щоки 9 та фіксується штифтом 10. Силовий блок 2 за допомогою шарикопідшипників 11 і 12 встановлюється в корпусі 1. Осьове переміщення силового

блоку 2 обмежується передньою 13 та задньою 14 кришками, які кріпляться за допомогою стопорів 20, 21 і стопорних гвинтів 23. Ущільнювачі 15 і 16 служать для запобігання витоків по валу 3. У задній кришці 14 встановлений золотник 17, який своїми проточками з'єднаний з порожнинами 18 і 19 підведення (відведення) робочої рідини.

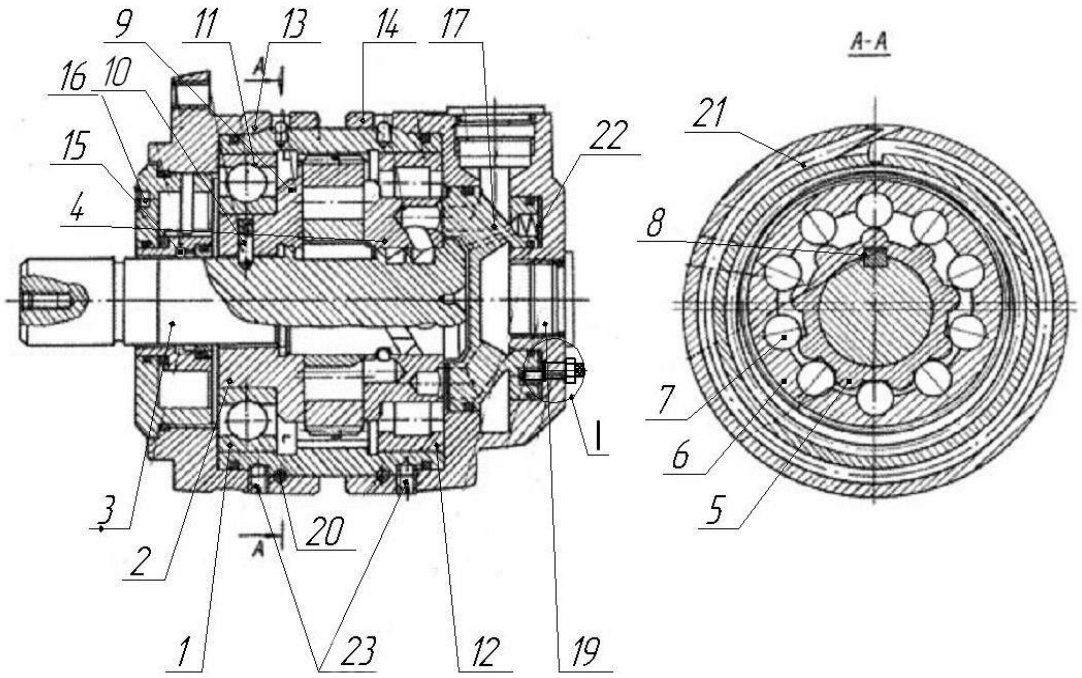


Рис. 1. Планетарний гідромотор:
1 – корпус; 2 – силовий блок; 3 – вал; 4 – розподільник; 5 – шестерня; 6 – ротор; 7 – ролик; 8 – шпонка; 9 – щока; 10 – штифт; 11, 12 – шарикопідшипник; 13 – передня кришка; 14 – задня кришка; 15, 16 – ущільнювач; 17 – золотник; 18, 19 – канали підведення (відведення) робочої рідини; 20, 21 – стопор; 22 – замкнута камера; 23 – стопорний гвинт

Принцип роботи планетарного гідромотора (рис. 1) полягає в наступному [11]: робоча рідина через канали підведення 18 в задній кришці 14 подається в кільцеву проточку золотника 17, а далі в замкнуту камеру 22 для підтиску золотника. Потім робоча рідина через основні розподільні вікна і отвори розподільника 4, а також додаткові вікна і гвинтові канали валу 3, поступає в робочі порожнини, утворені внутрішньою зубчастою поверхнею ротора 6 та зовнішньою зубчастою поверхнею шестерні 5. Під дією тиску робочої рідини в робочих порожнинах, утворених внутрішньою зубчастою поверхнею ротора 6 та зовнішньою зубчастою поверхнею шестерні 5, ротор 6 здійснює планетарний рух. При русі ротор одночасно контактує з внутрішньою

евольвентною поверхнею корпуса 1 та зовнішньою гіпоциклоїдальною поверхнею шестерні 5, передаючи крутний момент на вал 3 гідромотора. Відпрацьована робоча рідина витісняється в канал відведення 19.

Регулювання фази розподілу подачі робочої рідини у робочі камери планетарного гідромотору відбувалося поворотом рухомої задньої кришки 14 з золотником 17 і подальшою її фіксацією стопорними гвинтами 23. Процес регулювання потребував спеціального пристосування для закріплення корпусу 1 гідромотора, а також спеціальний ключ для регулювання фази розподілу. Використання спеціального пристосування та фіксація задньої кришки 14 з золотником 17 стопорними гвинтами, яка виконувалась зі засвердленням корпусу 1 гідромотора, не давало можливості повторно регулювати розподіл подачі робочої рідини в робочі камери при подальшій експлуатації.

Конструкція задньої кришки дозволяє провести установку фази розподілу подачі робочої рідини в робочі камери шляхом повороту золотника 17 ексцентриком 24. Після чого ексцентрик 24 фіксується гайкою 25 (рис. 2).

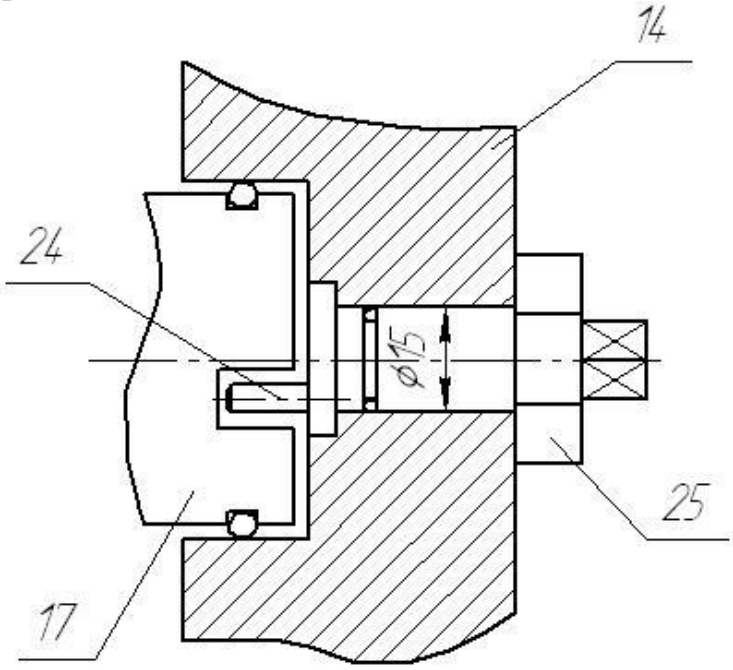


Рис. 2. Ексцентриковий механізм:
14 – задня кришка (рис. 1); 17 – золотник (рис. 1);
24 – ексценрик; 25 – гайка

Встановлений всередині задньої кришки 14 корпусу 1 ексцентрик 24 (рис. 2) дає можливість суттєво спростити регулювання фази розподілу робочої рідини у робочій камері. При повороті ексцентрика 24 змінюється положення золотника 17 відносно розподільника гідро-

мотору що приводить до зміни фази розподілу робочої рідини у робочій камері. Відрегульовану фазу розподілу робочої рідини фіксують гайкою 25, яка стопорить ексцентрик. Запропонована конструкція дозволяє без спеціального пристосування виконувати регулювання фази розподілу робочої рідини у робочій камері планетарного гідромотору, як при виготовленні так і при його експлуатації.

Висновки. Запропоновано спрощений спосіб регулювання фази розподілу подачі робочої рідини у робочі камери планетарних гідромашин, що дозволяє коригувати зміну їх функціональних параметрів при експлуатації.

Розроблено конструкцію планетарного гідромотора, що реалізує запропонований спосіб та дозволяє виконувати регулювання фази розподілу в процесі його експлуатації, не знімаючи гідромотор з машини без спеціальних пристосувань.

Література:

1. *Stryczek J.* Development of the fluid power gear machines / J. Stryczek // Wrocław University of Technology. – Wrocław. - Poland. http://www.visnyk-mmi.kpi.ua/images/stories/pdf/52/284.pdf.

2. Hydraulic Motors. – Engineering Essentials: 2012. http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6427/TechZone-HydraulicPumpsM.

3. Orbital motors. – Engineering Essentials: 2005. http://www. hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/12876/TechZone-HydraulicPumpsM.

4. High-torque motors.– Engineering Essentials: 2005. http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/9436/TechZone-HydraulicPumpsM.

5. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 3. – Т. 1.– С. 65-86.

6. *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.

7. *Панченко А.И.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко //* MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

8. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина //* Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С.57-69.

9. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. – т.1. – С. 67-85.

10. Планетарно-роторний гідромотор. – Патент на корисну модель № 37478 Україна. – 2001. – бюл. №4.

11. Планетарно-роторний гідромотор. – Патент на корисну модель № 94047 Україна. – 2014. – бюл. №20.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ФАЗЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДАЧИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ПЛАНЕТАРНОМ ГИДРОМОТОРЕ

Панченко А.И, Волошина А.А., Гуйва С.Д.

Аннотация **– разработана конструкция планетарного гидромотора, реализующая способ регулирования фазы распределения подачи рабочей жидкости в рабочие камеры планетарного гидромотора, позволяющий корректировать изменение его функциональных параметров при эксплуатации.**

REGULATION OF THE PHASE OF THE DISTRIBUTION OF THE SUPPLY OF THE WORKING LIQUID IN PLANETARY HYDRAULICS

A. Panchenko, V. Voloshina, S. Gooiva

Summary

The design of a planetary hydraulic motor has been developed that implements a method for regulating the phase of the distribution of the supply of working fluid into the working chambers of a planetary motor, which makes it possible to correct the change in its functional parameters during operation.

УДК 631.521

ПРИМЕНЯЕМЫЕ ТРАКТОРА В УКРАИНЕ ДЛЯ СЕЛЬСЬКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ

Милаева И.И., ст. преп.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

***Аннотация* – статья посвящена спросу и предложению по сельскохозяйственным тракторам в Украине. В статье описаны модели фирм, наиболее популярные у потребителей в Украине для определенного вида сельскохозяйственных или иных работ**.

***Ключевые слова* - сельськохозяйственный трактор, мощность двигателя, машинный парк, тяговый клас, аграрии, спрос, импорт, экспорт.**

Постановка проблемы. Украинские аграрии приобретая импортные трактора для села зачастую сталкивается с проблемой выбора оптимальных моделей. Внешний дизайн импортной техники весьма привлекателен, высоких технические характеристики техники. Однако при выборе не всегда и не в полном объеме учитывают особенности их конструкции, кроме таких общеизвестных и доступных показателей, как тип компоновочной схемы, мощность двигателя и эксплуатационная масса, косвенно характеризующих тяговый класс. Для правильного выбора следует проанализировать ряд показателей, характеризующих технический уровень и качество сельскохозяйственных тракторов.

Анализ последних исследований. Исследования показали, что отечественный потребитель ориентируется на рейтинги популярности фирм, дифференцированные по классам мощности тракторов. На внутреннем рынке сельскохозяйственных тракторов происходят значительные колебания объемов их производства, импорта и экспорта и, следовательно, их предложения.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проанализировать какую технику сегодня предпочитают украинские аграрии.

Основная часть. Рынок сельскохозяйственной техники - одна из самых важных частей системы агробизнеса. Его роль заключается в предоставлении технических средств для механизации технологических процессов, связанных с производством продуктов питания и изготовлением отдельных видов сырья для промышленности. Выбор

сельскохозяйственных тракторов является важным показателем развития машинного парка фермерских хозяйств. Это связано с тем, что он влечет за собой покупку необходимых сельскохозяйственных машин. Современное сельское хозяйство непредставимо без современных и эффективных средств механизации. Однако сейчас, почти четверть века спустя, на украинские поля и нивы выходит в основном импортная техника.

Аграрии Украины говорят, что от используемой сельхозтехники зависит от 25 до 50% успеха в бизнесе. Сегодня вопрос техники для селян актуален, как никогда. В Украине резко изменились климатические условия, и сроки проведения полевых работ (особенно весенних) сократились до минимума. В таких условиях провести обработку почвы, посевную и уборочную компании без сбоев и потерь можно лишь при наличии качественной и функциональной сельхозтехники.

Для правильного выбора модели, в самом начале, следует определиться с целевым назначением техники, с вашими финансовыми возможностями, сравнить технические характеристики.

В число брендов, технику которую преобретают владельцы агробизнеса Украины, лидируют John Deere, CLAAS, CASE, New Holland.

Традиционным лидером среди поставщиков мощных тракторов является американская компания John Deere (рис.1), но ее доля не превышает четверти рынка. Этот производитель является одним из первых, кто пришел на украинский рынок после развала СССР и до сих пор остается самым популярным среди аграриев за счет надежности техники и простоты ее обслуживания.

Рис. 1. Трактор John Deere

В сегменте мини-тракторов мощностью до 50 л. с. доминируют китайские производители. Их доля превышает 90%. Бренды корпорации CNH (Case IH, New Holland) традиционно занимают более трети

импортных поставок. Они конкурентны по цене, имеют более широкие дилерские сети, политика сбыта в корпорации более агрессивная, чем у конкурентов. Case IH (рис.2) начал массово поставлять тракторы на несколько лет раньше, чем New Holland, но сегодня оба бренда показывают примерно одинаковые объемы продаж. Однако Case IH лучше представлен среди тракторов мощностью более 500 л. с., а New Holland (рис.3) больше продает тракторов мощностью до 250 л. с. «тракторных» брендов корпорации AGCO, представленных в Украине - Massey Ferguson, Challenger, Fendt, лучше всего продаются последние. Тракторы Fendt - современные машины на рынке, в них используется большое количество электроники, которая минимизирует вмешательство человека в технологический процесс, что делает их более продуктивными и экономнее конкурентов. Но такие трактора слишком сложные для средних и малых хозяйств, поэтому Fendt продает в Украине в основном модель 936 Vario мощностью 360 л. с., которая ориентирована на агрохолдинги и крупные предприятия.

Рис. 2. Трактор Case IH

Рис. 3. Трактор New Holland

Challenger (рис.4) традиционно занимает лидирующие позиции среди поставщиков гусеничной техники. Хотя в последние годы все крупнейшие производители в мире перевели мощные трактора на гу-

сеницы и составляют конкуренцию Challenger, в том числе и в Украине.

Рис. 4. Трактор Challenger

В сегменте пропашных тракторов 50-120 л. с. без конкуренции остается Минский тракторный завод (МТЗ) с долей более 80%. Но китайские и европейские производители увеличивают присутствие в этом сегменте. Аграрии все чаще обращают внимание на более современную технику, ведь основная модель МТЗ - «Беларус-82»(рис.5) - без значительных изменений производится с 1993 года.

Рис. 5.Трактор «Беларус-82»

Семейная компания Claas (рис.6) стремительно увеличивает присутствие на рынке после покупки тракторного завода во Франции. За последние годы производитель дополнил модельный ряд мощными моделями и сегодня представлен во всех ключевых сегментах. Основой прорыва Claas в Украине выход на рынок модели классического трактора Axion 900-й серии, которая навязала конкуренцию другим производителям тракторов мощностью 300-400 л. с. Этот сег-

мент является наиболее востребованным среди отечественных аграриев. Учитывая поставки традиционных моделей, Claas удалось занять более 10% рынка, тогда как несколько лет назад его доля не превышала 5%. Несмотря на то, что Claas пытается развивать в Украине минимум четыре модельных ряда тракторов мощностью от 200 до 600 л. с..

Рис. 6. Трактор Claas

Выводы. Несмотря на сложную экономическую ситуацию в Украине и падение цен на сельхозпродукцию на мировых рынках, спрос на тракторы остается. Это связано с универсальностью использования тракторов и со слабым развитием рынка аренды этого вида сельхозтехники по сравнению с комбайнами. Поэтому аграрии пытаются в первую очередь обеспечить себя тракторами и техникой для обработки почвы и посева, а уже потом уборочной. На украинском рынке более 85 % занимают тракторы зарубежного производства.

Литература:

1. *Мазнєв Г.Є.* Ринок матеріально-технічних ресурсів для виробництва сільськогосподарської продукції /*Г.Є. Мазнєв* // Сучасна українська думка: Матеріали Всеукр. науково-практ. Інтернет-конф. Ч. 1. – Київ: МЕГАНОМ, 2005. – С. 26 – 27.

2. *Лупенко Ю.О.* Агрохолдинги в Україні та посилення соціальної спрямованості їх діяльності / *Ю.О. Лупенко, М.Ф. Крапивко* // Економіка АПК. – 2013. - № 7. – С. 5 – 21.

3. *Білоусько Я.К.* Відтворення і оновлення машинно-тракторного парку аграрної сфери / *Я.К. Білоусько* // Агроінком. – 2013. - № 1 – 3. – С. 52 – 55.

4. *Нефедов А.* Выбираем импортные трактора для села./А.Нефедов//Журнал «Основные средства». –2009. –№1,с.80-83.

5. *Шульга О.А.* Стратегічні напрями розвитку ринку сільськогосподарської техніки в Україні / *О.А. Шульга* // Економіка АПК. – 2011. – № 9. – С. 95 – 10

6. *Федотов А.* Рынок материально-технических ресурсов аграрного сектора / *Федотов А*. // АПК: экономика, управление. – 2003. - № 6. – С. 27 – 32.

7. *Соловей Д.Ю.* Аналіз кон'юнктури ринку сільськогосподарської техніки в Україні / *Д.Ю. Соловей, Я.К. Білоусько* // Економіка АПК. – 2014. - № 1. – С. 40 – 44. 22.

8. Наявнісь сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві: Стат. бюл. – К.: Статистика.

ЗАСТОСОВАНІ ТРАКТОРА В УКРАЇНІ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ РОБІТ

Мілаєва І.І.

Анотація **- стаття присвячена попиту і пропозиції по сільськогосподарських тракторів в Україні. У статті описані моделі фірм, найбільш популярні у споживачів в Україні для певного виду сільськогосподарських чи інших робіт.**

APPLIED TRACTORS IN UKRAINE FOR AGRICULTURAL WORKS

I. Milayeva

Summary

An article is devoted to the supply and demand for agricultural tractors in Ukraine. The article describes their models most popular among consumers in Ukraine for a certain type of agricultural or other work.

УДК 664.724

РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ХРАНЕНИЮ ПШЕНИЦЫ В ЗЕРНОХРАНИЛИЩЕ

Кюрчев С.В., к.т.н.,
Верхоланцева В.А., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

***Аннотация* – работа посвящена изучению особенностей хранения зерна в зернохранилищах, а так же описано хранения зерновой массы в них. Представлены преимущества хранения зерна в зернохранилищах. Разработаны рекомендации по внедрению зернохранилища в хозяйство.**

***Ключевые слова* – зернохранилище, зерновая масса, хранения зерна, режим, хозяйство, урожай, рекомендации, пшеница.**

Постановка проблемы. В течении 10 лет в мире в процессе хранения ежегодно теряется около 20% собранного зерна, что составляет одну из самых распространенных сельскохозяйственных культур Украины. Причинами этих потерь, в основном, является жизнедеятельность насекомых-вредителей и поражение зерна плесневыми грибами.

К сожалению, производители зерна из ситуации, сложившиеся в области рыночных отношений, иногда вынуждены сокращать посевные площади зерновых, организовывать хранение зерна к его реализации на токах, площадках и в других малоприспособленных для этой цели местах. Отсутствие приоритетности зерна и семян для рыночной сферы на предприятиях хлебопродуктов ведет, как правило, к неоправданным потерям продукции, дополнительных инвестиций и, в конечном счете, к снижению продовольственной безопасности Украины. Для повышения эффективности использования того или иного способа хранения важно учитывать его особенности [1.7].

Анализ последних исследований. За последние годы страна получает достаточно высокие валовые сборы зерна, однако заметно сократились его государственные закупки, снизилась роль заготовительных элеваторов. Зерно нередко хранится непосредственно в хозяйствах у производителя в ожидании сезонного повышения цен. Из-за слабой

оснащенности технической базы хозяйств, а тем, незнание технологий хранения имеют место нерациональное формирование партий зерна, снижение его качества и потери зерна при хранении.

Половина всех потерь зерна приходится на послеуборочной обработке и, преимущественно, на хранение. Эти потери можно уменьшить, если применить более эффективные способы послеуборочной обработки зерна и его хранения. В нашей стране в новых рыночных условиях сельхозтоваропроизводитель заинтересован продавать зерно не сразу после сбора, а в момент максимальных цен на него. В связи с этим хозяйства вынуждены хранить зерно у себя, создавать инфраструктуру зернохранилищ и условия для качественного хранения [1.2,7].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проанализировать перспективы хранения пшеницы в зернохранилище, отметить преимущества и недостатки. И разработать рекомендации по внедрению зернохранилища в хозяйство.

Основная часть. Из хлебных культур пшеница является основным продуктом питания человека. Значительная часть населения земного шара питается продуктами, получаемыми из зерна пшеницы.

В мировом производстве зерна и в Украине пшеница занимает первое место. Такое ее значение обусловлено высокой урожайностью, большим содержанием эндосперма (80-84% от массы зерна), что дает возможность при его переработке получать высокий выход сортовой муки.

Зерно и зерновая масса обладают рядом теплофизических свойств, из которых для зерна пшеницы, как объекта хранения, наибольшее значение имеют удельная температуропроводность, теплопроводность, термовологопроводность, теплоемкость,

Эти свойства характеризуют явление тепло- и массообмена в зерновой массе, происходит путем конвекции и кондукции. Зерно пшеницы, как и зерно других культур, обладает очень малой теплопроводностью и низким коэффициентом температуропроводности [3.4,5].

Удельная теплоемкость зерна почти вдвое больше теплоемкости воздуха и значительно меньше удельной теплоемкости воды.

Низкие теплопроводность и температуропроводность зерновых масс с точки зрения их хранения имеет как положительное, так и отрицательное значение.

Положительное значение состоит в том, что они позволяют при правильно организованном режиме сохранять в зерновых массах низкую температуру даже в теплое время года. Пониженная температура замедляет физиологические процессы, протекающие в зерновой массе

(дыхание, жизнедеятельность зерна и микроорганизмов), тем самым способствуя сохранению высоких товарных качеств зерна.

Отрицательное значение низкой температуропроводности и малой теплопроводности состоит в том, что при наличии благоприятных условий для жизнедеятельности зерна и его компоненте тепло, выделяемое может задерживаться в зерновой массе и приводить к повышению ее температуры, то есть самосогревания (фактор, ухудшающий его сохранения) [3,5,6].

Главной целью хранения пшеницы является замедление процессов, происходящих в ней в результате жизнедеятельности составляющих компонентов. Чем медленнее будут протекать эти процессы, тем дольше будет сохраняться живой организм. Об активности процессов, которые происходят в нем, свидетельствует активность дыхания. Низкая активность дыхания характеризует пониженную активность клеток организма, что означает слабую расход питательных веществ на процессы жизнедеятельности.

Для эффективного хранения создают условия, обеспечивающие устойчивость продукции, предотвращения ее повреждения вредителями, поражения болезнями, увлажнению и самосогреванию. Обеспечить такие требования возможно только при содержании продукта в оптимальных условиях, препятствующих воздействию вышеперечисленных негативных факторов. В связи с этим, для теории и практики хранения особо важным является изучение этих условий и разработка режимов и способов хранения зерновых масс..

Зернохранилища классифицируют по многим признакам, важнейшими из которых являются: период хранения (временный или длительный) конструкционные особенности (навесы, склады, элеваторы и т.п.); виды операций, в них проводятся (только хранение или хранение и обработка); степень механизации (механизированные, полумеханизированные, механизированные) наличие и тип установок для активного вентилирования семян и зерна (канальная, напольная, переносная и др.) В типичных зернохранилищах зерно размещают в закромах или насыпью [1,7,8].

Изучение пшеницы как объектов хранения показало, что важнейшими факторами, влияющими на ее состояние и хранения, являются: влажность ее и окружающей среды; пшеницы и окружающей среды; доступ воздуха к ней (степень ее аэрации). Эти факторы легли в основу режимов хранения пшеницы.

Чтобы обеспечить тот или иной режим хранения всех партий пшеницы, защитить зерновые массы от нежелательных воздействий окружающей среды, исключить неоправданные потери их массы и качества, нужны специальные зернохранилища. Кроме того, к зернохранилищам предъявляют много требований: технических (строи-

тельных, противопожарных и т.д.), технологических, эксплуатационных и экономических. В зависимости от этого зернохранилища строят из различных строительных материалов: древесины, камня, кирпича, железобетона, металла и др. Выбор зависит от местных условий, целевого назначения зернохранилищ, длительности хранения зерна и экономических соображений. Правильно построенные зернохранилища из камня, кирпича, железобетона, вследствие малой теплопроводности этих материалов, позволяют также избежать резко выраженных явлений термовологопроводности в зерновой массе.

К зернохранилищам предъявляются жесткие требования. Они должны быть хорошо изолированы от атмосферных и грунтовых вод и от резких перепадов температуры; защищенными от проникновения грызунов и насекомых-вредителей хлебных запасов; иметь механизмы для загрузки и разгрузки и быстрого перемещения зерновых масс; обеспечивать хранение нескольких партий семян, предотвращая их смешиванию. Кроме того, в зернохранилищах должны быть условия для контроля процесса хранения зерна и проведения профилактических и оздоровительных мероприятий [8].

Зернохранилище должно быть достаточно прочным и устойчивым, то есть выдерживать давление зерновой массы на пол и стены, давление ветра и тому подобное. Оно должно также предохранять зерновую массу от неблагоприятных атмосферных воздействий и грунтовых вод. Кровлю, окна и двери устраивают так, чтобы исключить попадание атмосферных осадков, а стены и пол изолируют от проникновения через них грунтовых и поверхностных вод. В правильно построенном зернохранилище при его нормальной эксплуатации в большинстве влажности почти не бывает. Влажность воздуха в таких зернохранилищах легко поддерживают на уровне 60 ... 75% в течение всего года.

Зернохранилища должны обеспечивать надежность защиты зерновых масс от грызунов и птиц, а также от насекомых-вредителей и клещей, быть удобными для обеззараживания (дезинсекции) и удаления пыли.

На основе проведенного анализа было разработано зернохранилище для хранения пшеницы (рис.1.), состоящее из воздухоподводящих каналов 1, слоя 2 наружных стен 3, слоя чердака 4, прослойки зернохранилища над пшеницей 5 и пшеницей 6. Над каналами 1 установлены перфорированные решетки 7, которые могут перекрываться поворотными заслонками 8, установленные на осях 9. Внешние стенки 3 в нижней части имеют жалюзийные отверстия 10 для регулирования подачи воздуха или через слои 2 внешних стен и чердака 4, или через продукцию [8,9].

Сначала воздух подают в воздухоподводящие каналы и слои 2 наружных стен 3, начиная с внешнего слоя, обеспечивая тем самым постепенное перепад температур без образования конденсата. При этом жалюзийные отверстия 10 внешних стен закрыты. После прохода воздуха через слои 2 наружных стен 3, оно поступает в слои чердака 4 и слой зернохранилища над пшеницей 5.

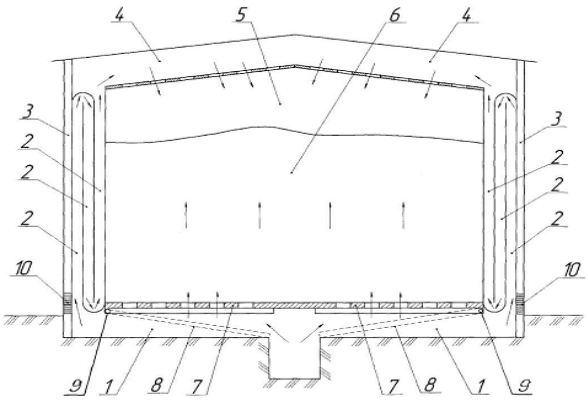


Рис. 1. Зернохранилище для хранения пшеницы:
1 - воздухоподводящие каналы; 2 - слои; 3 - внешние стены,
4 - слой чердака; 5 - слой зернохранилища над пшеницей;
6 - пшеница; 7 - перфорированные решетки; 8 - поворотные заслонки;
9 -оси; 10 - жалюзийные отверстия

После выравнивания температур стенок воздуховодов, слоев наружных стен, чердака и воздуха, поворотные заслонки 8 опускают на дно воздухоподводящем канала 1 и воздух подают через перфорированные играть 7 в продукцию 6 в обратном направлении. Теперь воздух, прошедший через продукцию 6, возвращается обратно сквозь слой чердака 4, слои 2 наружных стен 3 и выходит в жалюзийные отверстия 10 обеспечивает тем самым стабильность температур по всему пространству хранилища и продукции.

Таким образом, создание направленных потоков воздуха, сначала сквозь слои внешних стен 5 последовательно, начиная от внешнего слоя, с последующей подачей воздуха в слой чердака и в слой хранилища над продукцией обеспечивает постепенный перепад температур без образования конденсата, а после выравнивания температур стенок воздуховодов, слоев наружных стен, чердака и воздуха, подача воздуха в обратном направлении сквозь продукцию обеспечивает интенсификацию процесса вентилирования сельскохозяйственной продукции в хранилище, что д щему рационально организовать рабочий процесс вентилирования и повысить качество продукции.

Данная конструкция позволяет избежать значительных потерь зерна, сохранить качество зерна, а также снизить затраты на хранение. Поток воздуха, который проходит через зерновую массу, оказывает разностороннее технологическое влияние на зерно. Под его действием меняются газовый состав воздуха в межзерновых промежутках, температура и влажность зерна и интенсивность физиологических и микробиологических процессов в зерновой массе.

Мы предлагаем для предотвращения порчи пшеницы можно консервировать за счет снижения температуры. С этой целью зерно вентилируют охлажденным до 0 ... + 8 ° С воздухом. После чего оно, по его плохой теплопроводности, будет нагреваться очень медленно, и обработанный материал сможет успешно сохраняться в течение нескольких недель таблиця 1[1].

При этом продолжительность хранения пшеницы после охлаждения будет тем больше, чем меньше была ее влажность.

Проанализировав существующие зернохранилища, мы пришли к выводу, что наиболее встречающиеся есть зернохранилища с размерами (6х12х30) в которых возможно хранить 300т.зерна (в нашем случае хранили пшеницу с влажностью от 12,9%).

Необходимые действия для хранения пшеницы в напольных зернохранилищах:

1.Построить напольное металлическое зернохранилище, при этом учитываем грунтовые воды, климатические условия и изоляцию помещения.

2.Подготовить зернохранилище к пщеницы.

3.Сделать анализ партий зерна в лаборатории согласно ДСТУ.

4.Загрузить в зернохранилища.

5.Включить охладительную установку (объемная подача воздуха 5200-5700 м3 / час)

6.Сделать анализ зерновой культуры(в нашем случае,пшеница) согласно ГОСТ на протяжении хранения.

Таблица 1 – График работи охладительной установки

Месяц	Неделя	Количество часов (при которых работает охладительная установка)			
		1	2	3	4
Июль		24	10	10	9
Август		9	9	8	8
Сентябрь		7	6	5	5
Октябрь		5	5	5	4
Ноябрь		3	3	3	3
Декабрь		2	1	1	1

Воздушный поток, генерируется и подается вентилятором в зернохранилище, поступает в пространство аэрационной пола. Она может быть изготовлена из секций, в целом она и должна быть достаточно жесткая и прочная. Настольный материал имеет площадь аэрационных отверстий, не препятствует свободному прохождению воздуха.

Для обеспечения высококачественного хранения зерна в зернохранилище производители уделяют значительное внимание их элементной базы и соответствующих систем.

Это обусловило значительное развитие технологии их производства и достаточно высокий технический уровень вентиляционных систем, обеспечивающих надлежащую аэрацию зерна и соответствующий температурный режим в процессе его хранения, благодаря чему достигается качественное хранение зерна без потери его количества и потребительских характеристик.

Выводы. В результате хранения по применению охлаждения в зерне могут повышаться энергия прорастания, а также улучшаться отдельные технологические свойства, такие как, например, объемный выход и хлебопекарное качество. Благодаря ряду исследований было установлено, что хотя за время созревания уже собранного урожая заметного увеличения количества клейковины не происходит, но значительно улучшается ее качество, она становится более эластичной и лучше растягивается, что важно при выпечки хлеб.

Литература:

1. *Верхоланцева В.О.* Обгрунтування режимних параметрів охолодження зернової сировини у процесі зберігання: дис. кандидата техн. наук : 05.18.12 / Верхоланцевої Валентини Олександрівни. – Вінниця, 2016. – 200 с.

2. Системи та засоби захисту зернових запасів: навч. посібник / *Чурсінов Ю.О, Черних С.А., Кошулько В.С.* – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. –313 с.

3. *Тихонов Н.И.* Хранение зерна [Текст] : учеб. пособие / *Н. И. Тихонов, А. М. Беляков* ; ФГОУ ДПОС «ВИПККА», Каф. инновац. технологий. – Волгоград : Изд-во ВолГУ, 2006. – 108 с.

4. *Kiurchev S* Linear and nonlinear relationship of wheat storage characteristics. / *S. Kiurchev, V. Vercholantseva* // Canadian Scientific Journal, ISSUE 1. 2015: VOLUME 2, 10 – 15pp.

5. *Кюрчев С.В.* Визначення параметрів оптимізації процесу охолодження зерна./ *С.В. Кюрчев, В.О. Верхоланцева* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім..Петра Василенка, 2015. – Вип. 163. – С. 228 – 239.

6. *Кюрчев С.В* Конструктивные особенности установки для сушки и охлаждения зерна активным вентилированием./ *С.В. Кюрчев, В.О. Верхоланцева* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип.5, Т.1. – С. 108 – 113. Режим доступу: http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html

7. *Кюрчев С.В.* Особенности хранения зерновых запасов / *С.В. Кюрчев, В.О. Верхоланцева* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15, Т.3. – С. 189 – 194.

8. *Кюрчев С.В.* Исследование рабочего процесса при вентилировании зерна в зернохранилище / *С.В. Кюрчев, В.О. Верхоланцева* // Ежемесячный научный журнал Международного научного института «EDUCATION». – Новосибирск: Международный научный институт«EDUCATION», 2015. – №9(16). – С. 75 – 76.

9. *Верхоланцева В.О.* Спосіб вентилювання сільськогосподарської продукції у сховищі / *В.О. Верхоланцева* // Прогресивна техніка та технології харчових виробництв, ресторанного та готельного господарств і торгівлі. Економічна стратегія і перспективи розвитку сфери торгівлі та послуг: Міжнародна науково-практична конференція. – Харків : ХДУХТ, 2012, Ч. 1. – С. 313 – 314.

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЗБЕРІГАННЯ ПШЕНИЦІ В ЗЕРНОСХОВИЩА

Кюрчев С.В., Верхоланцева В.О.

***Анотація* - робота присвячена вивченню особливостей зберігання зерна в зерносховищах, а так же описано зберігання зернової маси в них. Представлені переваги зберігання зерна в зерносховищах. Розроблено рекомендації, щодо впровадження зерносховища в господарство.**

DEVELOPMENT OF RECOMMENDATIONS FOR STORAGE OF WHEAT IN GRAIN

S. Kiurchev, V. Verholantseva

The paper is devoted to the study of the characteristics of grain storage in grain storage, as well as the storage of grain mass in them. The advantages of grain storage in granaries are presented. Recommendations on the introduction of a grain storage facility into the economy have been developed.

УДК 532.528

ОПИС ПРОЦЕСІВ ПРИ КАВІТАЦІЇ В ЗАНУРЕНОМУ СОПЛІ

Анісімов В.В., к.т.н.,
Клименко А.В., к.т.н.,
Єрмаков П.П., д.т.н.,
ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»
Тел. (066) 632-06-70
Янаков В.П., к.т.н.
Тавричний державний агротехнічний університет
Тел. (0619) 42-13-06

***Аннотация* – в статті проаналізовано процес схлопування кавітаційних бульбашок в зануреному в рідину соплі. Виділено та описано основні стадії даного процесу, описано фізичні явища, що виникають. За результатами аналізу виділено перспективні напрямки розробки нових ефективних кавітаційних сопел зануреного типу.**

***Ключові слова* – занурене кавітаційне сопло, схлопування, кавітація.**

Постановка проблеми. Кавітація вже давно застосовується в багатьох галузях промисловості, проте часто необхідна висока її інтенсивність, що не завжди забезпечується існуючим обладнанням або виникають специфічні конструктивні обмеження, що утруднюють її застосування. Тому виникає проблема створенння нових, більш ефективних пристроїв для створення кавітації. Але метод «проб та помилок» не є ефективним, тому є необхідність в детальному аналізі процесу кавітації в різних його проявах для виявлення найбільш ефективних рішень в конструкції кавітаторів.

Аналіз останніх досліджень. Вперше людство зіткнулося з кавітацією в кінці XIX століття при випробуваннях швидкісних морських судів [1,2] як з суто негативним явищем. В наш час все більшого розвитку набуває використання кавітації для інтенсифікації процесів хімічної технології.

Кавітаційні технології знайшли широке застосування в багатьох галузях хімічної промисловості, зокрема в загальній хімічній, харчовій, нафтохімічній промисловостях. Найбільш поширеним застосуванням кавітації є інтенсифікація процесів тонкого перемішування,

диспергування, емульгування, абсорбції [2,3]. Також за допомогою кавітації інтенсифікують або навіть ініціюють протікання хімічних реакцій [4].

Також, за даними багатьох вчених [5] температури всередині кавітаційної бульбашки під час схлопування достатньо для проходження ядерних реакцій. Проте за відсутністю достовірних експериментальних даних, будемо вважати ці процеси лише передбаченими теоретично. Крім того, існують експериментальні дані, що свідчать про зміну електричних властивостей рідини під час кавітації [1,5], зокрема зміну електричної провідності, електричного потенціалу.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Задачею даної роботи є виконати системний опис фізико-хімічних процесів у зануреному кавітаційному соплі.

Основна частина. Кавітація є складним багатофакторним процесом. Для зручності подальшого аналізу кавітацію варто представити як певний макропроцес, який включає в себе значну кількість більш простих процесів. До них відносяться процеси руху рідини, масообміну, теплообміну, фазові перетворення, акустичні процеси, світлові процеси, електричні процеси і навіть, за даними деяких вчених, ядерні процеси [1].

Розглянемо загальну картину процесу кавітації для випадку зануреного кавітаційного сопла (рис. 1).

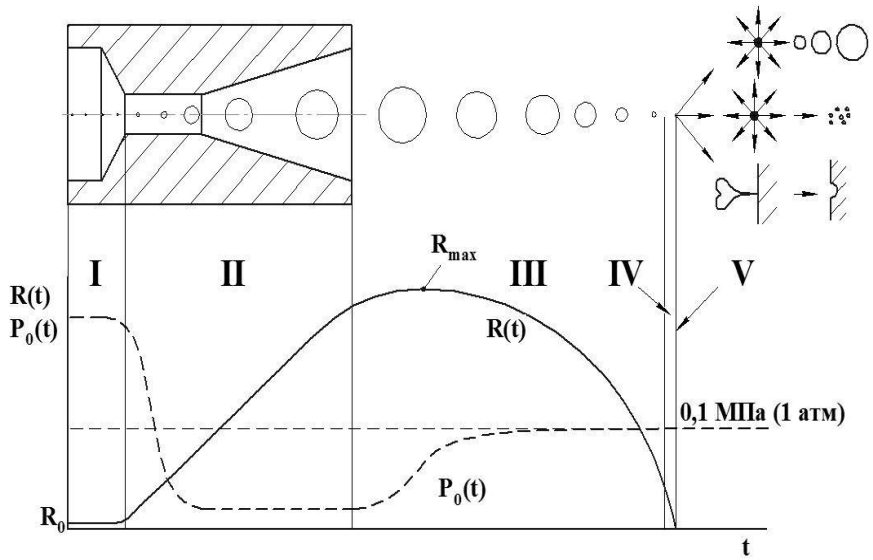


Рис. 1. Схема процесу кавітації в зануреному соплі

Наведена схема (рис. 1) описує процес існування поодинокої кавітаційної бульбашки, що в значній мірі є абстракцією, оскільки в реальному кавітаційному соплі одночасно існує велика кількість кавіта-

ційних бульбашок. Як наслідок, при вище представленому описі не враховано наступні фактори:

1) Взаємодія кавітаційних бульбашок. При наявності декількох кавітаційних бульбашок в соплі при певних умовах можлива їх коалесценція. Випромінювання ударної хвилі при схлопуванні впливає на схлопування інших бульбашок.
2) Геометричне місце кавітаційної зони. Умови для зростання кавітаційних бульбашок неоднакові в перерізі потоку. В першу чергу кавітація розвивається поблизу стінок каналу. При збільшенні ж швидкості рідини в соплі кавітація спостерігається у всьому перерізі каналу.

Весь процес існування кавітаційної бульбашки в зануреному соплі та після виходу з нього можна розділити на 4 стадії: існування в якості зародку, зростання кавітаційної бульбашки, її релеєвське схлопування, нерелеєвське схлопування та колапс.

1. На стадії I кавітаційна бульбашка існує в якості зародку і представляє собою мікроскопічну порожнину в рідині, заповнену сумішшю нерозчинених в рідині газів.

Ця порожнина знаходиться в рівновазі з оточуючою її рідиною. Зовнішній тиск $P_0(t)$ на бульбашку в даній стадії є максимальним. На даній стадії не відбувається ніяких суттєвих процесів, а мають місце лише незначні флуктуації.

2. На стадії II кавітаційна бульбашка потрапляє до вузької частини сопла, де зовнішній тиск $P_0(t)$ поступово спадає до рівня, який значно нижче атмосферного.

Створений вакуум призводить до зростання радіусу кавітаційної бульбашки, який представлено функцією R(t) та за допомогою умовного зображення кавітаційної бульбашки. Після проходження вузької частини сопла кавітаційна бульбашка потрапляє в дифузор, де отримує додатковий ріст за рахунок додаткової зони зниженого тиску. На даній стадії спостерігаються наступні процеси. Знижений тиск в кавітаційній бульбашці призводить до випаровування рідини всередину бульбашки. Одночасно розчинений в оточуючій рідині газ дифундує в кавітаційну бульбашку. Процес росту бульбашки наближається до ізотермічного.

3. На III стадії відбувається релеєвське схлопування кавітаційної бульбашки, що вийшла з кавітаційного сопла. При цьому бульбашка потрапляє в зону атмосферного тиску, що призводить до поступового зменшення її радіуса.

Слід відмітити, що у випадку зануреного сопла одразу після виходу з сопла на невеликій ділянці ще можливе незначне зростання кавітаційної бульбашки внаслідок дії сил інерції. Після досягнення кавітаційною бульбашкою максимального розміру відбувається зменшення її радіуса з прискоренням руху стінки в напрямку до центру бульбашки. По мірі зменшення радіусу кавітаційної бульбашки тиск в ній збільшується, а процеси випаровування та дифузії всередину цієї бульбашки припиняються. Ізотермічний процес зростання сповільнюється та поступово переходить в адіабатичний. Умовно вважають [5], що релеєвське схлопування триває, доки радіус кавітаційної бульбашки не наблизиться до початкового радіусу зародку R_0.

4. На IV стадії процес схлопування значно відрізняється від релеєвського схлопування. Внаслідок великої радіальної швидкості стінки кавітаційної бульбашки всі процеси на цій стадії є порівняно швидкотекучими.

В першу чергу припиняються процеси випаровування всередину кавітаційної бульбашки. Нівелюється теплообмін між газом в бульбашці та рідиною, процес стає адіабатичним. Відбувається значне підвищення температури парогазової суміші всередині кавітаційної бульбашки. При досягненні температури всередині бульбашки значення порядку 4 000 К відбувається процес розщеплення молекул води на О та Н радікали. При досягненні температури всередині бульбашки значення порядку 10 000 К відбувається випромінення спалаху сонолюмінісценції. Існує два пояснення явищу сонолюмінісценції. Згідно до теплової теорії кавітації [Маргулис], світловий потік емітується розігрітим до надвисоких температур газом. Згідно до електричної теорії кавітації, спалахи мають електричну природу. В даний час домінуючою є теплова теорія, тому, вірогідно, сонолюмінісценція пояснюється випроміненням від газу всередині бульбашки.

5. На V стадії зростають та існують кавітаційні бульбашки. Після досягнення бульбашкою максимального стискання в оточуюче середовище випромінюється хвиля тиску, в більшості випадків така хвиля є ударною і має надвисоку амплітуду тиску.

В момент часу, коли радіус кавітаційної бульбашки є близьким до нуля, відбувається безпосередньо її схлопування, або колапс. В залежності від умов, при яких проходили всі три стадії життя кавітаційної бульбашки, можливі три варіанти її подальшої поведінки під час колапсу. При достатній кількості газової суміші в бульбашці відбувається демпфування на останній стадії схло-

пування з наступним новим циклом зростання бульбашки. Для випадку зануреного сопла таке демпфування нехарактерне.

При незначній кількості газової суміші в кавітаційній бульбашці відбувається анігіляція та розпад кавітаційної бульбашки на частини. При наявності поблизу кавітаційної бульбашки, що схлопується, твердої поверхні або твердих частинок спостерігається утворення кумулятивного струменя рідини. Такий струмінь має надвисоку швидкість рідини в ньому та призводить до ерозійного руйнування тіл будь-якої твердості. Загальний перелік процесів, що мають місце на тій чи іншій стадії існування кавітаційної бульбашки представлено в табл.1.

Таблиця 1 – Стадії життя кавітаційної бульбашки в зануреному соплі

Стадія	Умовна назва стадії	Процеси
I	Зародковий стан	Тільки флуктуаційні процеси
II	Зростання	- виникнення вакууму всередині кавітаційної бульбашки; - випаровування рідини всередину кавітаційної бульбашки; - дифузія газу всередину кавітаційної бульбашки.
III	Релеєвське схлопування	- поступовий перехід від ізотермічного стискання бульбашки до адіабатичного - плавне підвищення температури парогазової суміші в бульбашці.
IV	Нерелеєвське схлопування	- швидкий нагрів парогазової суміші до надвисоких температур; - утворення надвисокого тиску всередині кавіаційної бульбашки; - розпад молекул води на радикали; - сонолюмінісценція; - ядерні реакції; - електричні процеси.
V	Колапс	- випромінювання ударної хвилі тиску; - випромінювання акустичних коливань; - розпад кавітаційної бульбашки на частини після схлопування; - утворення кумулятивних струменів рідини.

Деякі з представлених вище процесів є мало дослідженими або навіть лише теоретично передбаченими на даний момент. Особливо це стосується проходження ядерних реакцій при схлопуванні кавітаційної бульбашки. Тим не менш, принаймні теоретично така можливість передбачена вченими, тому є необхідним вказати на неї в даній роботі. Тим не менш, представлений опис дозволяє прийняти технічні рішення стосовно застосування кавітації для інтенсифікації технологічних процесів, а також стосовно збільшення інтенсивності кавітації в зануреному соплі. Основними шляхами збільшення інтенсивності кавітації є забезпечення зростання бульбашки до якнайбільших розмірів та забезпечення якнайшвидшого схлопування кавітаційної бульбашки (рис. 2).

Рис. 2. Основні шляхи збільшення інтенсивності кавітації в соплі

При використані першого шляху доцільним є оптимізація всіх геометричних розмірів кавітаційного сопла, таких як: кут розкриття та довжина вхідного конфузору, довжина вузької частини сопла, кут розкриття та довжина вихідного дифузору. Причому, ці параметри необхідно пов’язати з такими технологічними параметрами, як швидкість рідини в соплі, її в’язкість, температура та ін. Іншим шляхом є зміна форми кавітаційного сопла. Одним з відомих рішень є наближення форми кавітаційного сопла до форми сопла Лаваля, що має криволінійний профіль. Третім шляхом є встановлення додаткових елементів, що призводять до збільшення інтенсивності кавітації за рахунок збільшення розмірів зони низького тиску або збільшення вакууму в ній.

При використанні другого шляху також встановлюють додаткові пристрої або елементи, але тепер з метою збільшення тиску в певній локальній зоні. Причому це можуть бути як статичні елементи, що змінюють течію рідини так, щоб бульбашка раптово потрапляла в зону підвищеного тиску, так і коливальні елементи, що періодично створюють зони високого ти низького тиску після сопла.

Висновки. Таким чином, кавітація в зануреному соплі є складним багатофакторним процесом, під час якого спостерігається велика кількість явищ.

1. Для кожної стадії існування кавітаційної бульбашки характерні свої процеси та явища.

2. Аналіз цих явищ дозволяє з однієї сторони намітити перспективи використання кавітації для інтенсифікації технологічних процесів.

3. Можливо іншим засобом визначити основні шляхи збільшення інтенсивності кавітації в зануреному соплі.

Література:

1. *Федоткин И.М.* Интенсификация технологических процессов пищевых производств / *И.М. Федоткин, Б.Н. Жарик, Б.И. Погоржельский.* – К. : Техніка, 1984. – 265 с.

2. *Мороз Н.А.* Абсорбция оксидов азота водой активированной посредством кавитации / *Н.А. Мороз, М.И. Ворожбиян, А.Я. Лобойко, Н.Б. Маркова, В.С. Багдасарян.* // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Тематичний випуск «Хімія, хімічна технологія та екологія». – 2010. - № 52. – С. 90–94.

3. *Вітенько Т.М.* Вплив кавітаційного подрібнення твердої фази на кінетику розчинення / *Т.М. Вітенько, Я.М. Гумницький*. // Вопросы химии и химической технологии. – 2009. – №2. – С. 161–166.

4. *Вітенько Т.М.* Експериментальна оцінка хімічної дії гідродинамічної кавітації / *Т.М. Вітенько* // Вісник ТДТУ. — 2009. — Том 14, № 2. — С. 165-170.

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

ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРИ КАВИТАЦИИ В ПОГРУЖЁННОМ СОПЛЕ

Анисимов В.В., Клименко А.В., Ермаков П.П., Янаков В.П.

***Аннотация* – в статье проанализировано процесс схлопывания кавитационных пузырей в погружённом в жидкость сопле. Выделено и описано основные стадии данного процесса, описано возникающие физические явления. По результатам анализа выделено перспективные направления разработки новых эффективных кавитационных сопел погруженного типа.**

DESCRIPTION OF PROCESSES DURING THE CAVITATION IN A SIDED NOZZLE

V. Anisimov, A. Klimenko, P. Ermakov, V. Yanakov

Summary

The article analyzes the process of collapse of cavitation bubbles in a nozzle immersed in a liquid. The main stages of this process are singled out and described, and the emerging physical phenomena are described. Based on the results of the analysis, promising directions for the development of new effective cavitation nozzles of immersed type are highlighted.

УДК 631.521

ЭВОЛЮЦИЯ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Милаева И.И., ст. преп.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

***Аннотация* – в статье рассмотрена история развития дизельных двигателей для грузовых и легковых автомобилей.**

***Ключевые слова* – дизельный двигатель, грузовой автомобиль, легковой автомобиль, топливо, токсичность**.

Постановка проблемы. Дизельные двигатели получили широкое распространение. Их средненный КПД почти вдвое может превышать КПД карбюраторного двигателя. Дизельные двигатели подразделяют на высокооборотные, среднеоборотные и малооборотные. Для каждого типа предназначено свое горючее. Высокооборотные дизели устанавливают в основном на автомобилях. Для них предназначено топливо, которое обычно и называют дизельным. Основные транспортные средства, использующие высокооборотные дизели — грузовики, но в некоторых странах поощряется установка таких двигателей и на легковые автомобили.

В настоящее время во всем мире ставится вопрос: по какому пути пойдет дальнейшее развитие дизеля под давлением ужесточающегося с каждым годом законодательства по токсичности транспортных средств. Может быть, в сегменте легковых автомобилей дизели исчезнут совсем, как прогнозируют некоторые эксперты. Ведь и бензиновые двигатели не стоят на месте и догоняют своего дизельного конкурента по расходу топлива. А в будущем дизельные моторы будут еще дороже бензиновых: стоимость и без того уже более дорогого дизеля будет возрастать из-за сложных систем очистки отработавших газов. Для легковых автомобилей доведенный бензиновый мотор с непосредственным впрыском топлива и турбокомпрессором, несомненно, может стать альтернативой дизелю. Для грузовых автомобилей и промышленности это менее вероятно.

Анализ последних исследований. Дизели на протяжении практически всей своей истории несколько отставали в развитии от двигателей, работавших на ином топливе. Благодаря высокой эффективности

дизельный двигатель широко применяется на грузовых автомобилях. Вместе с тем, большинство легковых автомобилей имеют в линейке своих моторов дизельные двигатели. В Европе дизель постепенно вытесняет бензиновые двигатели, к примеру, свыше 50% новых легковых автомобилей там имеют дизельный двигатель. На легковых автомобилях используются быстроходные дизели, обладающие высокой эластичностью, т.е. способностью развивать номинальный крутящий момент в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Изложить пути развития дизельного двигателя его преимущества и недостатки.

Основная часть. История создания первого эффективного поршневого двигателя внутреннего сгорания, или дизельного двигателя, растянулась на долгие годы. Инженер Рудольф Дизель (рис.1)являлся одним из ключевых разработчиков данного агрегата.

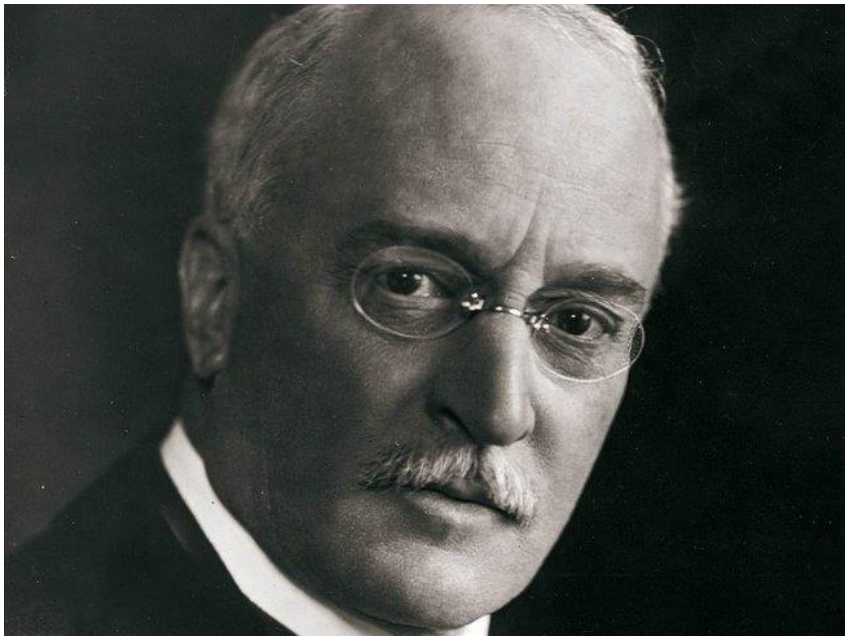


Рис. 1. Инженер Рудольф Дизель

На протяжении долгих лет Рудольф Дизель работал над созданием и совершенствованием двигателя внутреннего сгорания с другими ведущими специалистами в этой области. В столь непростой работе немецкому инженеру помогали разработчики заводов Круппа и Эссене, а также машиностроительной фабрики в Аугсбурге, позже переименованная в МАН. В ходе своей работы специалисты неоднократно сталкивались с проблемами и сбоями работы двигателя, однако к 1897 году команде специалистов и Рудольфу Дизелю все же удалось представить общественности функционирующий дизельный двигатель.(рис.2). На тот момент данный агрегат показывал самый высо-

кий КПД по сравнению с имеющимися на тот день двигателями – 26%, а также выдавал мощность почти до 20 лошадиных сил.

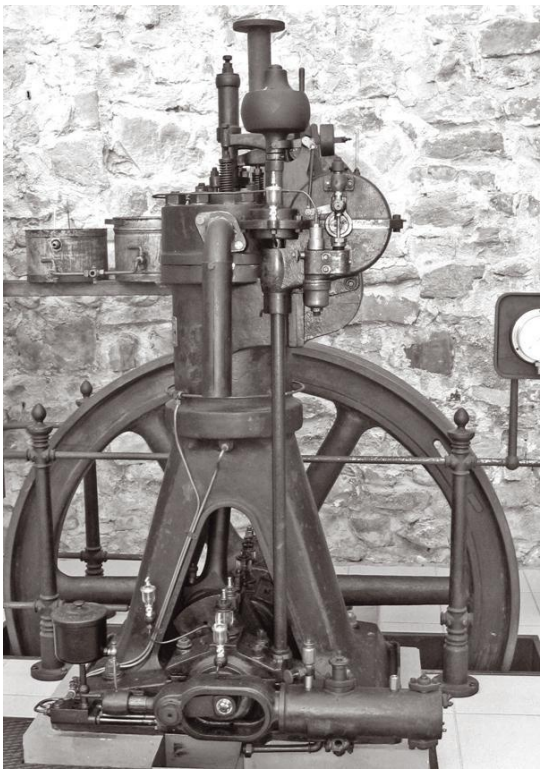


Рис. 2. Первый рабочий экземпляр дизельного двигателя

Первые двигатели Дизеля работали на растительных маслах или лёгких нефтепродуктах. Интересно, что первоначально в качестве идеального топлива он предлагал каменноугольную пыль - Германия при больших запасах угля не имела нефти. Эксперименты же показали невозможность использования угольной пыли в качестве топлива – прежде всего из-за высоких абразивных свойств как самой пыли, так и золы, получающейся при сгорании; также возникали большие проблемы с подачей пыли в цилиндры.

В 1898 году Эммануэль Нобель приобрел лицензию на двигатель внутреннего сгорания Рудольфа Дизеля. Двигатель приспособили для работы на нефти, а не на керосине. С 1899 года Механический завод «Людвиг Нобель» в Петербурге развернул массовое производство дизелельных двигателей. В 1900 году на Всемирной выставке в Париже двигатель Дизеля получил Гран-при, чему способствовало известие, что завод Нобеля в Петербурге наладил выпуск двигателей, работавших на сырой нефти. Этот двигатель получил в Европе название «русский дизель».

В 50 – 60-е годы дизель устанавливается в больших количествах на грузовые автомобили и автофургоны, а в 70-е годы после резкого

роста цен на топливо, на него обращают серьёзное внимание мировые производители недорогих маленьких пассажирских автомобилей.

Первым грузовым автомобилем с дизельным двигателем стал пятитонный Benz-Gaggenau Тур 5К3 образца 1923 года. Хотя за год до этого тот же Benz выпустил двухцилиндровый 25-сильный мотор на тяжелом топливе для трактора. Грузовой двигатель развивал 45 л. с. при 1000 об/мин и объеме в 5,7 л. В 1927-м разработали первый 6-цилиндровый дизель — объемом 8,6 л и мощностью 75 л.с.

В Европе первый серийный легковой автомобиль с дизельным двигателем появился в 1936 году (модель Mersedes Benz 260D)В Северной Америке первый легковой дизель появился в 1934 году на одной из моделей Studebaker. Первый отечественный легковой автомобиль, который серийно выпускался с дизельным двигателем появился в 1960 году. Это была Волга ГАЗ-21. На этот автомобиль устанавливался дизель английской фирмы Perkins, мощностью 45 л.с.

Только в 20-х годах прошлого века дизельные моторы уменьшились до размеров, достаточно небольших, чтобы использоваться на наземном транспорте. В 1923 году на выставке Berlin Motor Fair был показан первый дизельный грузовик, но первый легковой автомобиль появился лишь в 1936-м. Это была модель Type 260D от Mercedes Benz.

Автомобилисты Соединенных Штатом по-настоящему оценили преимущество дизельных моторов только в конце 70-х годов 20-го века, ощутив на себе последствия нефтяного кризиса 1973-78 годов. Американцы начали покупать дизеля таких иностранных производителей, как Peugeot, Mercedes Benz, Isuzu, Volkswagen, Audi, Volvo и Datsun, а первым производителем собственных дизельных машин в Штатах стал концерн General Motors, к концу 70-х продававший более 60% своих автомобилей и грузовиков в дизельном исполнении. Тем не менее, когда к середине 80-х годов цены на бензин полностью стабилизировались, американцы благополучно забыли о существовании дизельных моторов. В 1985 году с конвейеров GM сошла последняя дизельная машина.

Дальше развитие продолжилось по пути перехода на электронное управление подачей топлива и непосредственный впрыск, а также увязки всего этого с турбонаддувом при обязательном использовании интеркулера. В середине 90-х появились дизели с четырьмя клапанами на цилиндр и common rail. И если первое – заслуга европейцев, конкретно Mercedes, то второе довели до конвейера японцы – в компании Denso создали такой тип топливной аппаратуры для двигателя грузовика Hino Ranger. Правда, на легковой дизель common rail пристроили опять же в Европе – Magneti Marelli и Alfa Romeo. С конца

90-х дизели пришли в автоспорт – в тот, где важна не только мощность, но и экономичность.

Преимущества и недостатки дизеля.

Сегодня дизельные двигатели имеют КПД до 40-45%, крупные двигатели более 50%. Из-за своих особенностей, дизель не имеет жестких требований к топливу, это позволяет использовать тяжелые масла. Чем тяжелее топливо, тем выше эффективность двигателя и его теплотворность.

Дизель не может развить высокие обороты — топливо не успеет догореть в цилиндрах, и для возгорания требуется время. Здесь используются дорогие механические детали, что делает двигатель более тяжелым.

По мере впрыска топлива происходит его сгорание. При низких оборотах, двигатель дает высокий вращающий момент – это делает автомобиль более управляемым «отзывчивым» при движении, чем автомобиль с бензиновым двигателем. Поэтому на большее количество грузовых автомобилей ставят дизельный двигатель, плюс это более экономично.

В отличие от бензинового двигателя, дизель имеет меньше окиси среде.

Дизельное топливо нелетучее, т. е. плохо испаряется, поэтому вероятность возгорания дизеля намного меньше, тем более в нем не используется искра зажигания, в отличие от бензина.

Выводы. За последние десять – двадцать лет произошло ускоренное развитие дизельных двигателей как для легковых, так и для грузовых автомобилей. Значительно увеличились мощности, резко снизилась токсичность отработавших газов, главным образом за счет сокращения выбросов NOx и сажи. Было достигнуто значительное снижение шума, расхода топлива, улучшилась надежность, увеличились интервалы технического обслуживания, особенно для двигателей грузовиков. В результате всего этого дизели стали незаменимыми для всех типов транспортных средств и заняли значительную долю рынка силовых агрегатов (в Европе более 50%).

Литература:

1. *Лебедєв А.Т.* Трактори та автомобілі. Навч. посібник / *А.Т. Лебедєв, В.М. Атощенков, М.Ф. Бойко та ін.*; За ред.. проф.. А.Т Лебедєва. - К.:Вища освіта, 2004.

2. *Лиханов В. А.* Снижение токсичности автотракторных дизелей / *В. А. Лиханов, А. М. Сайкин*. – М.: агропромиздат, 1991.-С. 23-27

3. *Білоусько Я. К.* Тенденції розвитку вітчизняного сільськогосподарського машинобудування // Економіка АПК. – 2011. – № 4. – С. 84-90

4. *Гроэ Хайнц*, Русс Геральд Бензиновые и дизельные двигатели –За рулем-272с.

5. Двигатель: конструкция и уход: Учебное пособие: Сер. 310: Перевод с английского. – Токио: фирма "Хонда", 1992.

ЕВОЛЮЦІЯ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Мілаєва І.І.

***Анотація* – в статті розглянута історія розвитку дизельних двигунів для вантажних і легкових автомобілів.**

EVOLUTION OF THE DEVELOPMENT OF AUTOMOBILE DIESEL ENGINES

I. Milayeva

Summary

In the article the history of development of diesel engines for trucks and cars is considered.

УДК 62-79: 633.854.78

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗБІЛЬШЕННЯ ВРОЖАЙНОСТІ СОНЯШНИКА В УМОВАХ ТОВ «ЗОРЯ» ПРИАЗОВСЬКОГО РАЙОНУ ЗАПОРІЗЬКОЇ ОБЛАСТІ

Кюрчев С.В., к.т.н.,
Колодій О.С., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-13-58

Анотація **– робота присвячена досліджування методів збільшення врожайності соняшника в умовахі фермерського господарства Приазовського району.**

Ключові слова **– сепарація, аспіраційний канал, пневмогравітаційний сепаратор, насіння соняшника.**

Постановка проблеми. Соняшник – основна олійна культура в Україні. Агровиробники нарощувати виробництво, переробку та експорт продуктів його переробки.

За підсумками січня – серпня 2017 р. Україна експортувала 57,01тис. тон насіння соняшнику. Про це свідчать дані Державної фіскальної служби України. Україна є найбільшим у світі експортером соняшникової олії. У 2016 році українські підприємства експортували рекордний обсяг соняшникової олії - 4,8 мільйона тон [1].

Згідно з останнім звітом органу економічної статистики, у 2017 році сукупний обсяг світового експорту рослинних олій сягає 78,58 млн тонн, перевищивши показники попереднього сезону на 6% (4,98 млн т більше ніж торік).

Що ж стосується соняшникової олії, то в 2016/17 роках сукупний світовий експорт цієї продукції, на відміну від двох попередніх категорій, очікує зростання (на 10% до 8,98 млн т). Одним з лідерів постачання соняшникової олії на світовий ринок залишиться Україна. Прогнозується, що в 2017/18 роках наша країна експортує 5,1 млн. т такої продукції (що на 13% більше в порівнянні з попереднім сезоном). Обсяг експорту інших рослинних масел залишиться порівняно невеликим і складе близько 0,3 млн т. [2].

Все це показує, що збільшення врожайності соняшника є однією з актуальною задачею агропромислового комплексу України.

Збільшення врожайності соняшнику для України є важливим питанням. Тому, розробка нових да вдосконалення існуючих способів та засобів для підготовки насіннєвого матеріалу шляхом сепарування є актуальною задачею; особливо в умовах шляху України до Європейскої інтеграції, що вимагає високоефективного виробництва у агропромисловому секторі.

Основною проблемою сільськогосподарського виробництва є необхідність збільшення врожайності у рослинництві. Одним з перспективних шляхів збільшення рентабельності у сільськогосподарському виробництві – впровадження найсучасніших інтенсивних технологій вирощування в комплексі із використанням енергоощадних сільськогосподарських машин. Такий підхід в комплексі забезпечує найекономнішу витрату енергії як на підготовку насіння, так на його сівбу та жнива [3].

Із всього вище сказаного виплаває проблема збільшення врожайності на сільськогосподарських підприємствах.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням теоретичних та практичних способами підвищення ефективності виробництва соняшнику займаються багато науковців, зокрема відомі вітчизняні вчені: В.Г. Андрійчук, В.І. Бойко, О.В. Воронянська, П.І. Гайдуцький, М.В. Гладій, О.Д. Гудзинський, Ю.В. Домашенко, Л.Я. Євчук, О.В.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є аналіз шляхів збільшення врожайності сільскогосподарських культур на базі ТОВ «Зоря» Приазовського району.

Основна частина. Основні шляхи збільшення врожайності сільськогосподарських культур:

а) оптимізація ґрунтообробних операцій;

б) використання добрив та мікроелементних добавок;

в) штучне зрошення посівів;

г) покращення насіннєвого матералу.

Розглянемо більш детально окреслені вище шляхи збільшення врожайності сільськогосподарських культур.

Оптимізація ґрунтообробних операцій проводиться з метою збільшення виробництва продукції рослинництва, а також з метою покращення його якості й збільшення економічної рентабельності.

Результати досліджень наведені в таблиці1.

Таблиця 1 – Вплив способів основної обробки ґрунту на врожайність соняшника

Умови досліду	Врожайність, ц/га	Рівень рентабельності, %
Оранка на глибину 23-25 см (ПЛН-4-35)	4,4	114
Безвідвальне рихлення на глибину 23-25 см (ПЧН-3,2)	4,6	138
Дискування на глибину 10-12 см (БДТ-3,0)	4,5	163
Рихлення на глибину 10-12 см (РР-3,2)	4,7	180
Нульова обробка (пряма сівба)	5,0	191

Використання добрив та мікроелементних добавок**.** Внесення мінеральних добрив в рекомендованих дозах збільшує врожайність на 3-5ц/га [2, с. 40-45]. Частина коштів, що є виручкою від реалізації додаткової продукції, переважає витрати на придбання добрив і становить 25-40%. Позитивним моментом внесення добрив є збереження родючості ґрунтів.

Таблиця 2 – Вплив внесення добрив на врожайність соняшника

Тип добрив	Сорт соняшника	Урожайність, т/га	Маса 1000 насінин, г	Олійність, %	Лушпинність, %
Без добрив	Надійний	3,3	53,2	52,0	22,3
	Запорізь-	3,2	40	50,2	23,6
	Сава	3,2	53,0	49,8	23,1
$N_{30}P_{40}$	Надійний	3,5	54,3	52,5	22,6
	Запорізь-	3,3	41,0	49,7	23,8
	Сава	3,4	54,0	49,9	23,0
$N_{40}P_{60}$	Надійний	3,4	53,5	52,0	23,0
	Запорізь-	3,2	41,0	50,0	24,0
	Сава	3,4	54,8	49,0	22,5
$N_{40}P_{60}K_{40}$	Надійний	3,3	52,5	52,2	23,2
	Запорізь-	3,3	42,0	49,8	25,5
	Сава	3,5	55,0	50,0	23,0

Застосування мінеральних добрив впливало не тільки на продуктивність, а й на такі якісні показники насіння, як маса 1000шт. насі-

нин та олійність. Найбільша маса 1000 шт. насінин у всіх сортів соняшника відмічалася на фоні $N_{30}P_{40}$.

Чіткої закономірності впливу застосування мінеральних добрив на лушпинність насіння не виявлено. Цей показник на всіх варіантах досліду був в межах 22,6–23,9 %.

Штучне зрошення посівів. Використання штучного зрошення збільшує врожайність сільськогосподарських культур на 15—20ц/га.

Це призводить до практичного зростання врожайності вдвічі.

В ході дослідження було встановлено орієнтовні значення коефіцієнта водоспоживання у соняшника – 1000.

Щоб отримати величину загальної витрати води за період вегетації у кубічних метрах, треба помножити значення коефіцієнту водоспоживання на величину запланованої врожайності основної продукції у тонах з 1га.

Покращення насіннєвого матеріалу**.** Використання для сівби відбірного високоякісного насіння із цінними насінними та біологічними властивостями, що мають високу схожість, великий запас поживних речовин (ендосперму) дозволяє зменшити витрати на хімічну обробку гербіцидами та отримати одночасно-визріваючі рослини.

Такі рослини можливо збирати в ранні терміни, виключивши хімічну десікацію наприклад, соняшника, з мінімальною втратою врожаю через осип та полягання частини рослин під дією опадів та вітру [4,5].

Ранні жнива також зменшують ступінь втрати врожаю за рахунок осипання та пошкодження шкідниками і хворобами.

При визріванні рослин та їх розвитку на них впливають багато зовнішніх факторів: різний механічний та хімічний стан і склад ґрунту, різна місцева вологість, різна кількість різноманітних шкідників та ін.

Під час запилення комахами відбується завжди неоднорідне і неодночасне зав'язування майбутніх плодів на рослинах.

В результаті цього, при жнивах має місце неоднорідне як за морфологічними ознаками, так і за ступенем зрілості та хімічним складом насіння.

У зібраного навіть з одного поля насіння буде мати місце велика кількість мінливості ознак та властивостей, кожного зернятка на рослинах .

Величина ендосперму, що містить всередині кожна насінина, визначає запас поживних речовин та можливості протистояти несприятливим зовнішниім умовам.

Таким чином, біологічна цінність насінини визначається не геометричними розмірами, а її щільністю або питомою масою.

Отже, основним показником насіннєвої та біологічної цінності насінини є питома маса. Велика питома маса забезпечує насіння кращою схожістю та додатково забезпечує одночасне визрівання рослин.

Насіння із великою питомою масою має на 5-14% кращі насіннєві властивості, що в результаті забезпечує додатковий збір врожаю, наприклад соняшнику, у розмірі 1,5-5 ц/га [21,22].

За рахунок високої енергії проростання, що притаманна питомоважкому насінню, отримується збільшення врожайності на 30—38% для багатьох сільськогосподарських культур.

Прогресивні технології підготовки насіння вимагають насіннєвий матеріал високої якості, що має максимальну схожість. Ці технології висувають до процесу сепарації високі вимоги.

Відомо, що мікротравмоване насіння дає слабку схожість, та слабкі сходи, що в подальшому можуть загинути.

Відповідно, з метою збільшення врожайності соняшнику можливо використовувати для сівби відбірні, найбільш біологічно-цінні насінини, що отримані шляхом їх відбору із загальної маси шляхом сепарування. Необхідно проаналізувати існуючи конструкції машин для сепарування насіння, що придатні відбирати найбільш продуктивні насінини соняшнику та провести їх порівняльний аналіз, а також вивчити механіко-технологічні властивості цього насіння.

Висновки. В умовах фермерського господарства «Зоря» Приазовського району застосування мінеральних добрив сприяло росту, розвитку та формуванню більшої продуктивності гібридів соняшнику Надійний, Запорізький 28 та Сава. Використання відсепарованого насіння соняшника збільшило врожайність на 1,5-5ц/га.

Література:

1. Соняшник 2016. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL : http://milkua.info/uk/post/sonasnik-2016

2. У 2017 році Україна залишиться найбільшим в світі виробником та експортером соняшникової олії. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zaxid.net/

3. *Єрмак В.П.* Шляхи збільшення ефективності сепарування насінин у горизонтальному повітряному потоці / *В.П. Єрмак*// Збірник наукових праць ЛНАУ. Серія: Технічні науки. Вип. 42 (54). - Луганськ: ЛНАУ, 2004. - С.66-72.

4. Основные виды масличного сырья [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.znaytovar.ru

5. Очистка и калибровка семян подсолнечника [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://fermerland.com

6. *Кюрчев С.В.* Аналіз методів збільшення врожайності сільськогосподарських культур та вимоги до сепарує мого матеріалу / *С.В.*

Кюрчев, О.С. Колодій // Праці ВНАУ: зб. наук. пр. – Вінниця, 2012. – Вип. 11(66). – С. 311-322.

7. Пат. 86300 Україна, МПК B07B 1/28. Аеродинамічний сепаратор для насіння / *С.В. Кюрчев, О.С. Колодій* (Україна). - №u201307937; заявл. 21.06.2013; опубл. 25.12.2013, Бюл.№24

8. *Колодій О.С., Кюрчев С.В*. Методики исследования параметров сепаратора семян предложенного типа / *С.В.Кюрчев, О.С. Колодій* // Motrol "Motorization and energetics in agriculture", Lublin-Rzeszow, 2013 Vol.15, No2. p. 205-213

АНАЛИЗ МЕТОДОВ УВЕЛИЧЕНИЕ УРОЖАЙНОСТИ ПОДСОЛНЕЧНИКА В УСЛОВИЯХ ФЕРМЕРСКОГО ХОЗЯЙСТВА «ЗАРЯ» ПРИАЗОВСКОМ РАЙОНЕ ЗАПОРОЖСКОЙ ОБЛАСТИ

Кюрчев С.В., Колодий А.С.

Аннотация **- работа посвящена исследование методов увеличения урожайности подсолнечника в условиях и фермерского хозяйства Приазовского района.**

ANALYSIS OF THE METHODS INCREASE OF SUNFLOWER YIELD IN THE CONDITIONS OF ZARYA FARMER FARMHOUSE AT THE PRAZOV REGION OF THE ZAPOROZH REGION

S. Kyurchev, O. Kolodiy

Summary

This work is devoted to the study of methods for increasing the yield of sunflower in conditions and farming in the Priazovskiy district.

УДК 637.134.001.57

АНАЛІЗ НОВІТНІХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ГОМОГЕНІЗАЦІЇ МОЛОКА

Паляничка Н.О., к.т.н.,
Вершков О.О., к.т.н.,
Антонова Г.В., ст. викл.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-13-06

***Анотація* – робота присвячена аналізу новітніх пристроїв для гомогенізації молока з метою встановлення найбільш ефективних та економічних механізмів для диспергування.**

***Ключові слова* – молоко, гомогенізатор, диспергування, ступінь гомогенізації, жирові кульки, градієнт швидкості.**

Постановка проблеми. Одним із найважливих технологічних процесів в молочній промисловості є гомогенізація молока. Гомогенізація використовується при виробництві питного стерилізованого та пастеризованого молока, кисломолочних продуктів, морозива, молочних консервів, виготовленні сиру тощо. Гомогенізаторами прийнято називати обладнання, яке призначене для подрібнення дисперсних часток, що знаходяться в дисперсійному середовищі.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням процесу гомогенізації молока з метою підвищення якості кінцевого продукту займалася велика кількість вчених. Основною технічною проблемою одержання тонкодисперсних емульсій є обмеженість можливостей гомогенізаторів. Тому створення пристроїв і способів одержання тонкодисперсних емульсій з можливістю варіювання дисперсності і високою продуктивністю має підвищену актуальність.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є аналіз новітніх пристроїв для гомогенізації молока з метою встановлення найбільш ефективних та економічних механізмів для диспергування.

Основна частина. На сьогоднішній день для гомогенізації молока і молочних продуктів в основному використовують клапанні гомогенізатори [1, 2, 3]. Класична конструкція цих пристроїв включає плунжерний насос, за допомогою якого утворюють високий тиск, а також

дві ступені гомогенізуючих клапанів, які притиснуті пружинами до відповідних сідел.

До цього часу накопилось безліч технічних ідей по вдосконаленню клапанних гомогенізаторів [1, 2, 3]. Пропонується конструкція клапанного гомогенізатора з лабіринтним каналом руху продукту в міжклапанному просторі. Підвищення ефективності гомогенізації досягається, на думку авторів [1, 3], складною конфігурацією клапана і сідла з трохи різкими змінами напряму руху продукту, що гомогенізується, яка призведе до серії ударів і турбулізації потоку, що здається дуже сумнівним з точки зору гомогенізуючого ефекту.

Однак аналіз клапанних гомогенізаторів показав, що вони мають істотні недоліки: значні габаритні розміри і масу, високу металоємність, високі енерговитрати, швидкий знос робочих поверхонь клапану і досить високу вартість обладнання. Слід зауважити, що закордонні аналоги по цим показникам несуттєво відрізняються [1, 2, 3].

По типу клапанних гомогенізаторів працюють і гвинтові. У них продукт проходить по різьбовій поверхні з регульованими зазорами. Клапанна щілина в гвинтових гомогенізаторах або розтягнута за рахунок її гвинтової форми, або продукт проходить крізь декілька послідовних зазорів, утворених гвинтовою і циліндричною поверхнями [1, 2, 3].

В гомогенізаторах з протяжною гвинтовою поверхнею, що створює один зазор великої протяжності, складністю є організація зазору між витками [1, 2]. Для стабілізації зазору між витками розраховується крок витків таким чином, щоб жорсткість пружини була однакова по всій довжині, що технічно досить складно виконати. Ефективність гомогенізації в даних видах гомогенізаторів складає 48%.

Принцип роботи фільєрного гомогенізатора полягає у тому, що продукт продавлюється крізь паралельно розташовані отвори з постійним або регулюємим перерізом [1, 2, 3]. При роботі цих апаратів без зазору ефективність гомогенізації складає близько 17%, а при обробці протягом 20 хв – 20%.

У відцентрових гомогенізаторах продукт під дією відцентрової сили на периферії колеса проходить через вузьку щілину, тобто принцип їх дії не відрізняється від клапанних гомогенізаторів [1, 2, 3]. Ефективність гомогенізації в цих апаратах залежить від тиску, під дією якого рідина, яка обробляється, виходить з сопел або щілинних отворів ротора, що обертається і ударяється в пристосування для зниження швидкості продукту.

Недоліком даних машин є те, що для отримання високого ефекту гомогенізації необхідно створити більший тиск рідини на виході її з сопел або щілинних отворів ротора, а це не завжди можливо.

На основі результатів вивчення диспергування багатокомпонентних сумішей при адіабатному скипанні, був створений новий клас гомогенізуючого обладнання – вакуумні гомогенізатори [1, 2]. Принцип дії вакуумного гомогенізатора полягає в тому, що молоко підігрівається до температури 80 ^{0}С і подається в робочу камеру, в якій за допомогою вакуумного насосу підтримується тиск 0,01 – 0,02 МПа. Вода, яка входить до складу молока, потрапляючи в вакуумну камеру, стає перегрітою відносно температури насичення, яка відповідає тиску в робочій камері, і скипає. При цьому в молоці утворюються, інтенсивно ростуть і лавиноподібно руйнуються пухирці пару. Ці процеси супроводжуються сильною турбулізацією скипаючого потоку, розтіканням жирових кульок по поверхні парових пухирців в тонкі плівки, в результаті руйнування яких і утворюються жирові кульки менших розмірів.

При обробці молока у вакуумних гомогенізаторах неможливо отримати середній діаметр жирових кульок менше 2,0 мкм. Однак, разом з цим дані апарати мають ряд переваг: при гомогенізації у вакуумних гомогенізаторах знижується кислотність продукту, підвищується термостійкість, дегазація, дезодорація і зменшується кількість бактерій.

Для диспергування жирової фази молока широко застосовують ультразвукові гомогенізатори, в яких гомогенізація основана на ультразвуковій кавітації [1, 2, 3]. За допомогою ультразвуку можна отримувати не тільки емульсії, але й дрібнодисперсні суспензії [1, 2]. Руйнування часток проходить в дві стадії: спочатку при співударянні в частках виникають мікротріщини, а потім, на думку дослідників, кавітаційні ударні хвилі розширюють і поглиблюють тріщини, розколюючи частку. Для створення ультразвукових коливань використовують гідродинамічні та електромеханічні (електромагнітні, магнітострикційні, п’єзоелектричні) пристрої.

Ультразвукова гомогенізація має ряд переваг, і головна з них – можливість керувати процесом, регулюючи частоту і амплітуду коливань. Крім того, ультразвук знешкоджує молоко від мікроорганізмів, стерилізуючи його при кімнатній температурі, при цьому вітаміни і інші корисні речовини, які руйнуються при нагріванні, в ньому зберігаються.

Було також запропоновано конструкцію ультразвукового гомогенізатора проточного типу, який представляє собою кільцевий ультразвуковий перетворювач, виконаний на сучасних п’єзоелементах.

Установка працює наступним чином. Рідина, що обробляється подається в реактор і одночасно вмикається ультразвуковий генератор. Пружні коливання ультразвукової частоти випромінювачів в рідині в середині циліндра збуджують поле звукової хвилі в режимі ка-

вітації. З реактора рідина надходить в накопичувальну ємність і може використовуватись по призначенню. Якщо ж недостатній ступінь обробки, рідина знову направляється до реактора, де вона піддається ультразвуковому впливу до необхідного рівня гомогенізації.

Принцип роботи вихрових гомогенізаторів пов'язаний з вихровими рухами рідини.

Вихровий гомогенізатор [1, 2, 3, 4] складається з вихрової гомогенізуючої головки конічної форми з конічним клапаном в середині. Молоко подається тангенціально в кільцевий зазор між корпусом і клапаном, що звужується. На думку авторів, ефект гомогенізації утворюється в результаті тертя струменів, що паралельно завихрюються з прискоренням в зазорі між конічною частиною корпусу і конічним клапаном, і підсилюється в результаті виникнення ультразвукових коливань, які збуджують явище кавітації.

На основі висунутої гіпотези склювання жирових кульок молока при субкавітаційному диспергуванні був розроблений і експериментально досліджений вихровий гомогенізатор молока [1, 4]. Пристрій працює наступним чином. Молоко надходить за допомогою насосу у всмоктуємий канал, із робочої порожнини блоку продукт під тиском 13,5 МПа через сопло розміщене тангенціально по відношенню до циліндричної стінки вихрової камери потрапляє в вихрову гомогенізуючи головку, завдяки тангенціально розміщеному соплу, створюється вільний вихор з зоною наднизького тиску в центральній його частині. Слід зазначити, що розробникам так і не вдалося досягти високого ступеня диспергування в порівнянні з клапанними гомогенізаторами, хоча у вихрових машинах умови, які утворюються для субкавітаційного диспергування набагато кращі, ніж у клапанних.

Для диспергування жирової фази молока широко використовуються роторно-пульсаційні апарати (РПА) [1, 2, 5]. Принцип роботи роторно-пульсаційного апарата полягає в наступному. Молоко під тиском подається в порожнину ротора і проходить через канали ротора і статора. При обертанні ротора його канали періодично перекриваються або співпадають з каналами статора. В першому випадку в порожнині ротора тиск підвищується, а в другому – за короткий проміжок часу скидається.

Однак молоко, яке гомогенізоване в роторно-пульсаційних апаратах відрізняється досить широким спектром розподілення жирових кульок і має доволі великі частки жиру, а це в свою чергу негативно впливає на виготовлення деяких видів продуктів харчування[1, 2, 5].

В соплових гомогенізаторах передбачають інтенсифікацію гомогенізації за рахунок кавітації, яка виникає на виході із сопла, або ж в самому соплі.

Принцип роботи ударних струменевих гомогенізаторів полягає

у зіткненні струменя молока з пластиною, яку називають відбивачем. Подрібнення жирових кульок при цьому відбувається як в емульгуючому каналі за рахунок турбулентних пульсацій та завихрень, що зумовлюють появу градієнту швидкості потоку, так і на виході з емульгуючого каналу в результаті перепаду швидкостей при ударі о пластину [1, 2, 3].

Протитечійно-струменевий гомогенізатор складається з двох співвісно розташованих форсунок, куди під тиском нагнітається молоко [2].

Диспергування жирової фази молока у протитечійно-струменевому гомогенізаторі відбувається у емульгуючому каналі при зміні швидкості потоку, при виході з каналу і при зіткненні струменів. При зіткненні струменів, що мають однакові показники швидкості та розміри факелів, з'являється досить великий градієнт швидкостей потоку продукту, що обумовлює появу напружень зсуву, які деформують та руйнують жирову кульку. В результаті при подібному механізмі руйнування при протитечійно-струменевій гомогенізації зменшуються витрати енергії.

Однак, недоліком даного виду гомогенізації є: піноутворення, яке виникає під час протитечійно-струменевої гомогенізації, промислова незасвоєність (особливо протитечійно-струменевих гомогенізаторів).

На основі висунутої гіпотези здування мікрочасток з поверхні жирової кульки був розроблений імпульсний гомогенізатор молока. Автором встановлено, що подрібнення часток дисперсної фази емульсії можливо при дії на них серії одиночних збурювань великої інтенсивності [1, 2, 6].

Випробування імпульсного гомогенізатора показали, що він створює в гомогенізованому середовищі збурювання тиску інтенсивністю 1,5 МПа з частотою 50 Гц, а середній діаметр жирових кульок після обробки в даному апараті становить 0,5 мкм.

Висновки. Отже, проведений аналіз показав, що на сьогоднішній день досить багато пристроїв для гомогенізації молока, однак більшість з них не дозволяють отримати достатню ступінь диспергування при мінімальних затратах енергії. Найбільш перспективним на нашу думку є імпульсний гомогенізатор, який дає можливість отримати високу ступінь гомогенізації молока, при досить невеликих затратах енергії. Тому подальші дослідження будуть проводитися в цьому напрямку по даному типу гомогенізатора.

Література:

1. *Паляничка Н. О.* Вдосконалення процесу імпульсної гомогенізації молока: дис. канд. техн. наук: 05.18.12 [Текст] / *Н. О. Паляничка*. – Донецьк, 2013. – 194 с.

2. *Самойчук К. О.* Обгрунтування параметрів та режимів роботи протитечійно-струменевого гомогенізатора молока: дис. канд. техн. наук : 05.18.12 [Текст] / *К. О. Самойчук.* – Донецьк, 2008. – 155 с.

3. *Нужин Е.В.* Гомогенизация и гомогенизаторы: монография [Текст] / *Е. В. Нужин, А. К. Гладушняк.* – Одесса: Печатный дом, 2007. – 264 с.

4. *Фиалкова Е.А.* Гомогенизация. Новый взгляд: монография–справочник [Текст] / *Е. А.Фиалкова*. – СПб: ГИОРД, 2006. – 392 с.

5. *Промтов М. А.* Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества [Текст] / *М. А. Промт*ов. – М.: Машиностороение-1, 2004. – 136 с.

6. *Орешина М. Н.* Ультратонкое диспергирование в технологиях многокомпонентных пищевых систем: монография [Текст] / *М. Н. Орешина, Г. В. Семенов.* – М. : МГУПБ, 2009. – 184 с.

АНАЛИЗ НОВЕЙШИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ГОМОГЕНИЗАЦИИ МОЛОКА

Паляничка Н.А., Вершков А.А., Антонова Г.В.

***Аннотация* – работа посвящена анализу новейших устройств для гомогенизации молока с целью установления наиболее эффективных механизмов для диспергирования.**

ANALYSIS OF NEW DEVICES FOR MILK HOMOGENIZATION

N. Palianychka, O. Vershkov, G. Antonova

Summary

The work is devoted to the analysis of the latest devices for homogenization of milk in order to establish the most effective and economical mechanisms for dispersing.

УДК 664.002.5

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ ДОЗАТОРА

Змєєва І.М., к.т.н.,
Подільський державний агротехнічний університет
Тел. (0619) 42-13-06

Анотація **– робота присвячена визначенню оптимальних параметрів окремих вузлів дозатора для підвищення продуктивності та точності процесу розливу за умов оптимального поєднання технологічних факторів та конструктивних параметрів.**

Ключові слова **- рідкі харчові продукти, продуктивність, точність дозування, гідравлічний тракт, методика.**

Постановка проблеми. Наслідки фінансово-економічної кризи особливо вплинули на сільськогосподарське виробництво та суміжні галузі, що призвело до дуже низького технічного рівня виробничого потенціалу в консервній, харчовій, переробній промисловості. Спостерігається інтенсивний процес старіння активної частини основних фондів та обладнання. Коефіцієнт зношування основних фондів – в межах 70%, оскільки основне обладнання знаходиться в експлуатації від 15 до 42 років і є морально застарілим. Гостро стало питання про закупівлю запасних частин до імпортного обладнання та заміну вітчизняного на більш сучасне.

Продукція вітчизняних заводів з виробництва обладнання для розливу й пакування різних харчових продуктів, за конструктивними особливостями й технічним рівнем, не поступається зарубіжним аналогам, має значно нижчу вартість, забезпечена гарантійним і післягарантійним обслуговуванням, що здійснюється на придатніших для споживача економічних умовах і в стисли строки.

Запорукою успіху є технічне переозброєння виробництва. При наявності на ринку великої кількості високотехнологічного, енергоощадного обладнання, автоматизованих ліній, а також відповідних коштів у підприємств, проблем для оновлення парку машин і механізмів, на перший погляд, не існує. Проблема полягає у виборі необхідного устаткування, доцільного для кожного конкретного виробництва.

При виборі автоматичних ліній розливу чи не найголовнішими критеріями є їх надійність, висока продуктивність і доступна ціна.

Підвищення продуктивності розливного (фасувального) обладнання простим збільшенням кількості розливних механізмів не дозво-

ляє отримати максимальну ефективність, оскільки в цьому разі збільшується маса машини та її енергоспоживання. Тому у збільшенні продуктивності інтенсивним методом, без збільшення кількості розливних механізмів, криються можливості значного підвищення ефективності виробництва.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз науково-технічної літератури показав, що процеси протікання мало в'язких харчових рідин в каналах фасувального обладнання та заповнення тари рідиною потребують подальшого дослідження.

Відомі способи збільшення продуктивності пристрою для розливу зводяться до покращення витратних характеристик за рахунок покращення чистоти обробки стінок гравітаційних трактів, змінення конструкцій вхідної та транзитної частини насадків зливних трактів, зниження гідравлічних опорів, додаванням поверхнево-активних речовин.

Важливим параметром, що визначає продуктивність пристрою для розливу, є час заповнення банки рідиною до зазначеного рівня, який суттєво залежить від абсолютної величини швидкості витікання рідини, площі живого перерізу зазору між направляючою та ущільнюючою манжетою, через який рідина потрапляє у банку; геометричних параметрів конструктивних елементів, а також від фізико-механічних властивостей харчової рідини, яка розливається (в'язкості, густини, теплопровідності, теплоємності).

У поточний період значно виросла увага до чисельних методів у гідродинаміці, які дозволяють напряму отримувати рішення загальних рівнянь динаміки в'язкої рідини, у тому числі з урахуванням її стискуємості та турбулентного характеру течії. Реалізація таких методів граничить з проведенням чисельного експерименту. Порівняно з фізичним чисельний експеримент економічно значно дешевший, а у ряді випадків, коли фізичний експеримент важко реалізувати із-за складних режимів течії, стає єдиним інструментом дослідження.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою статті є визначення оптимальних параметрів окремих вузлів дозатора для підвищення продуктивності та точності процесу розливу за умов оптимального поєднання технологічних факторів та конструктивних параметрів.

Основна частина. Об'єктом дослідження є технологічна операція розливу освітленого яблучного соку в споживчу тару.

Предметом дослідження є технологічні, конструктивні та кінематичні параметри пристрою для розливу освітленого яблучного соку до зазначеного рівня у взаємозв'язку з показниками продуктивності та точності процесу розливу.

Автоматичні лінії розливу рідких харчових рідин, як правило, мають фіксовану продуктивність, працюють тільки з певним видом тари, енергоємні, займають велику виробничу площу. Ці тенденції потребують створення більш гнучкого у використанні, універсального у широкому сенсі фасувального обладнання. Дозатори харчових рідин повинні бути універсальними до виду рідини, що дозується, до типу та форми тари, мати можливість настроювання на різні величини дози. У зв'язку з цим потрібне детальне вивчення основних процесів, які відбуваються при порційному дозуванні рідин, та їх вплив на типи, конструкцію та методику розрахунку дозаторів [1, 2, 3, 4].

Дозування рідких харчових продуктів існує трьох видів: за об'ємом, за рівнем, за вагою. Дозатори рідини за рівнем мають перед дозаторами рідини за об'ємом та за вагою принципові переваги:

- можна розливати рідину у тару будь-якої ємності за умови, що шийка банки має однакові форму та розмір;

- рідина дозується безпосередньо у тару, що виключає період набору дози у мірну ємність – отже, підвищується продуктивність;

- конструктивно більш прості, таму що не мають складного вузла: мірної ємності та зв'язаних з нею елементів.

При проектуванні дозатора за рівнем важливу роль відіграє співвідношення каналів у розливальному патроні. Рідина із баку подається у розливальний патрон, який герметично притискується до шийки банки. При заповненні тари рідина проходить по каналу між стінкою дозувального патрона та повітряною трубкою. Так як величина внутрішнього діаметра шийки банки D задана, то виникає задача визначення співвідношення площ перерізів каналів подачі рідини та каналу відведення повітря з тари. Одним із підходів до вирішення цієї задачі є створення однакових умов протікання потоків рідини та повітря в каналах дозувального патрона [5].

При проектуванні автоматів для розливу витрати рідини Q у короткій трубі визначають за формулою [2, 5]

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}, \qquad (1)$$

де коефіцієнт витрат μ залежить від довжини труби та фізико-хімічних характеристик рідини. Оскільки при подачі рідини у тару з витратами Q із неї одночасно витісняється повітря з такими ж витратами, то мають місце рівняння

$$Q_p = \mu_p S_p \sqrt{2gH}, \qquad Q_n = \mu_n S_n \sqrt{2gH}, \qquad (2)$$

де μ_p, μ_n – коефіцієнти витрат для рідини та повітря;

S_p, S_n – площі перерізів каналів рідини та повітря відповідно, м^2 кавітаційної бульбашки не наблизиться до початкового радіусу зародку R_0.

З формул (2) випливає співвідношення

$$S_p = \frac{\mu_n}{\mu_p} \cdot S_n . \qquad (3)$$

Оскільки $S_n = \frac{\pi}{4} d_n^2$, $S_p = \frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_n^2)$

та $\frac{\pi}{4} D^2 = S_p + 2S_n$,

то з урахуванням формули (3) отримаємо співвідношення між діаметром повітряної трубки та діаметром шийки тари

$$d_n = D\sqrt{\frac{\mu_p}{\mu_n + 2\mu_p}} . \qquad (4)$$

Таким чином, за відомих значень діаметра шийки тари та характеристик рідини, що дозується, рівняння (4) дозволяє обчислити діаметр повітряної трубки.

Дослідимо як висота підйому направляючої впливає на продуктивність роботи дозатора. Для цього розглянемо залежність площі живого перерізу каналу від висоти підйому манжети відносно направляючої. Розрахункова схема показана на рис. 1.

Вихідними даними для розрахунку площі живого перерізу каналу є:

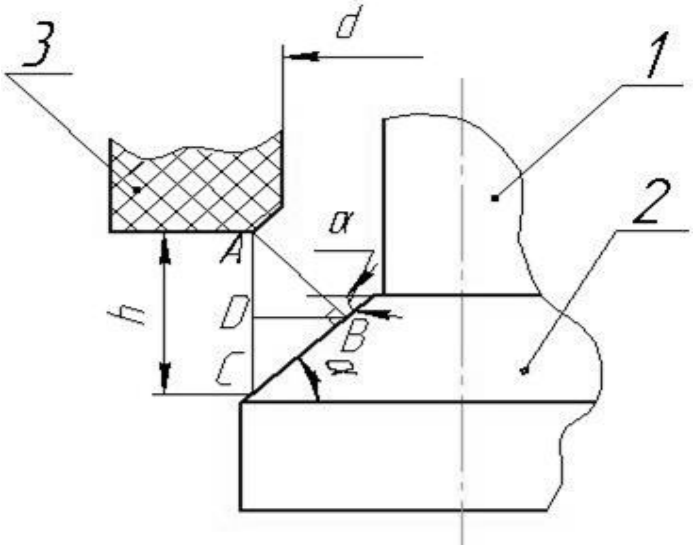
h – висота підйому манжети відносно направляючої, ***h***, м; α – кут нахилу направляючої, град. В таблиці 1 наведено параметри банок різної ємності.

З рисунку 1 випливає, що площа живого перерізу каналу на виході з дозуючого пристрою, який утворено манжетою 3 та направляючою 2, залежить від переміщення манжети відносно направляючої (сторона ***AC=h***) та кута нахилу направляючої α.

Таблиця 1– Вихідні дані для розрахунку площі живого перерізу

№ п/п	Об'єм ємності, см^3	Висота підняття дозуючого пристрою*, *h*, мм				Кут нахилу дотичної до бокової сторони, β, град.
		H_1	H_2	H_3	H_4	
1	3000	28	18	11	4	47
2	2000	24	16	12	6	45
3	1500 (Твіст – офф)	18	14	13	10	42

* Згідно з ГОСТ 5717.2–2003 “Банки стеклянные для консервов. Основные параметры и размеры”



1 – повітряна трубка; 2 – направляюча (нерухома); 3 – ущільнююча манжета (рухома)

Рис. 1. Розрахункова схема для визначення площі живого перерізу каналу, який утворено манжетою та направляючою

Площа живого перерізу каналу визначається за формулою [2, 5]

$$S_p = \pi \cdot AB(\frac{d}{2} + (\frac{d}{2} - 2DB)). \qquad (5)$$

Оскільки $AB = h\cos\alpha$, $DB = AB\sin\alpha = h\cos\alpha\sin\alpha = \frac{1}{2}h\sin 2\alpha$, то площа живого перерізу каналу на виході із дозуючого пристрою дорівнює

$$S_p = \pi h\cos\alpha(d - h\sin 2\alpha). \qquad (6)$$

Підставимо (6) в формулу (1) та визначимо продуктивність дозуючого пристрою

$$Q_м = \mu \cdot \left(\pi \cdot h \cdot \sin\alpha\left(d - \frac{h}{2} \cdot \sin 2\alpha\right)\right)\sqrt{2gH}. \qquad (7)$$

Промоделюємо процес протікання рідини по каналу, утвореному манжетою та направляючою за допомогою *FLOTRAN CFD* (Computational Fluid Dynamics) аналізу програмного комплексу *ANSYS* [6, 7, 8]. Розрахункова схема каналу показана на рисунку 2.

В результаті проведення нестаціонарного аналізу отримуємо розподіл об’ємної фракції та розподіл поля швидкостей рідини у довільний момент часу проходження рідини по каналу, утвореному манжетою та направляючою.

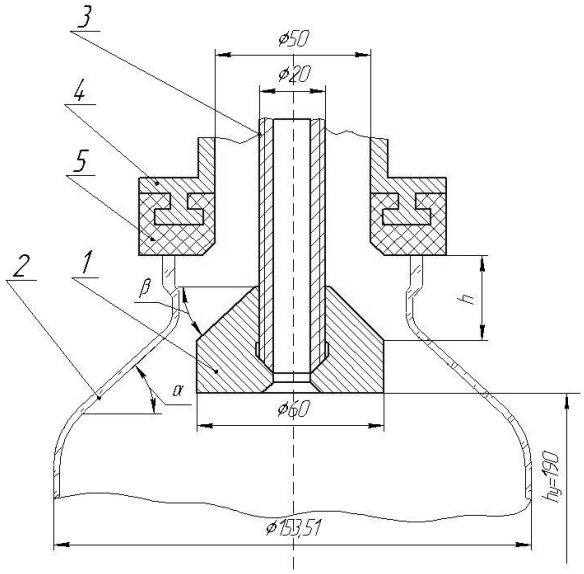


Рис. 2. Гідравлічна схема пристрою для розливу харчових рідин до зазначеного рівня

При зливанні рідини у банку утворюється піна, обсяг якої залежить від гідравлічних характеристик дозатора, форми та розмірів тари, властивостей рідини. Піноутворення призводить до відхилення від дози, втрати рідини, яка розливається, та необхідності додаткового часу для заспокоєння піни. Зменшення турбулізації рідини у каналі дозатора та зменшення піноутворення залежить від конструктивних параметрів дозатора. Проаналізуємо процес протікання рідини по каналу, утвореному манжетою та направляючою з кутом нахилу α ($\alpha = 30^\circ, 42^\circ, 45^\circ$), та її зливання у банку. Параметри скляних банок наведено у таблиці 1. Змінними параметрами будемо вважати висоту підйому манжети відносно направляючої *h* та кут нахилу дотичної до бокової сторони банки

β ($\beta = 30^\circ, 42^\circ, 45^\circ$).

Стандартний кут нахилу направляючої становить $\alpha = 30^\circ$, тому знайдемо оптимальний режим роботи дозатора відносно змінних h та β. Аналіз показав, що при висоті підйому манжети відносно направляючої $h = 13$ мм найменша турбулентність, а отже і піноутворення, виникають при куті нахилу направляючої $\alpha = 30^\circ$ та куті нахилу дотичної до бічної стінки банки $\beta = 45^\circ$. Ізолінії розподілу швидкостей рідини та векторний розподіл показані на рисунках 3 та 4.

З рисунку 3 випливає, що після проходження по каналу дозатора, а потім по каналу, утвореному направляючою та манжетою, рідина рівномірно стікає по стінці банки вниз. При цьому утворюється знач-

но менше піни, ніж при безпосередньому попаданні струменя рідини на дно банки.

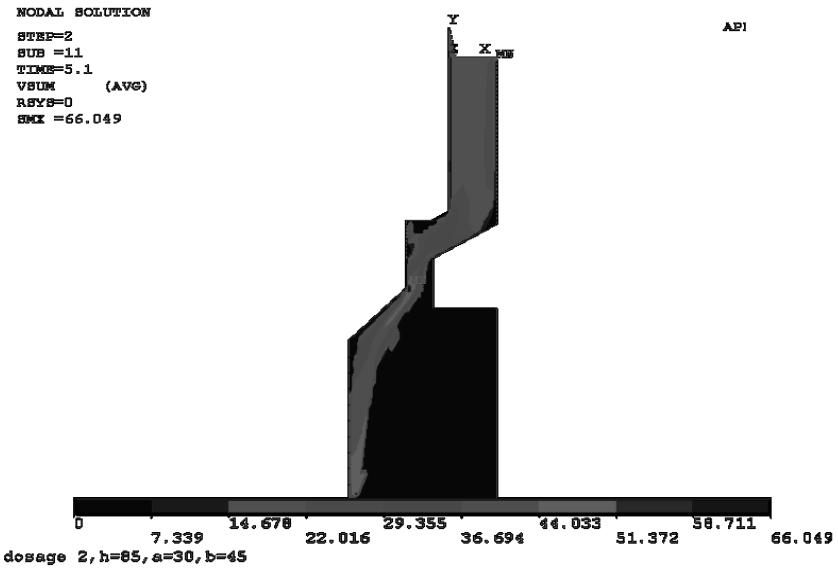


Рис. 3. Ізолінії розподілу швидкостей рідини при $\boldsymbol{h = 13}$ мм, $\boldsymbol{\alpha = 30^\circ, \beta = 45^\circ}$

Якщо висота підйому манжети відносно направляючої дорівнює $h = 13$мм, а кут нахилу направляючої та дотична до бокової стінки банки рівні, наприклад, $\alpha = \beta = 42^\circ$, то струмінь рідини попадає безпосередньо на дно банки (рис. 5). Це спричиняє процеси, описані вище, що призводять до значного і зовсім небажаного піноутворення у банці.

При висоті підйому манжети відносно направляючої $\boldsymbol{h = 18}$ мм та довільному співвідношенню між кутом нахилу направляючої та дотичної до бокової стінки банки, наприклад, $\boldsymbol{\alpha = 30^\circ}$, $\boldsymbol{\beta = 45^\circ}$, струмінь рідини попадає безпосередньо на дно банки (рис. 6), що призводить до збільшення піноутворення.

Таким чином, для зменшення турбулізації рідини в каналі дозатора та зменшення піноутворення оптимальними параметрами є висота підйому манжети відносно направляючої $\boldsymbol{h = 13}$ мм та кут нахилу направляючої $\boldsymbol{\alpha = 30^\circ}$.

На рис. 3 та 5 показана типова картина збільшення гідравлічного опору при зміні напрямку руху рідини. При зміні напрямку потока виникають центробіжні сили, які направлені від центра кривизни до зовнішньої стінки труби. Тиск у межах повороту біля зовнішньої стінки більший за тиск біля внутрішньої стінки. Відповідно швидкість рідини біля зовнішньої стінки менша за швидкість біля внутрішньої. Як результат цього вздовж бокових стінок труби, біля поверхні яких

швидкість невелика, буде виникати рух рідини від зовнішньої стінки до внутрішньої, тобто виникає поперечна циркуляція у потоці. Підвищена пульсація швидкостей та інтенсивне перемішування частинок приводить до більших втрат напору на повороті порівняно з прямолінійними ділянками руху.

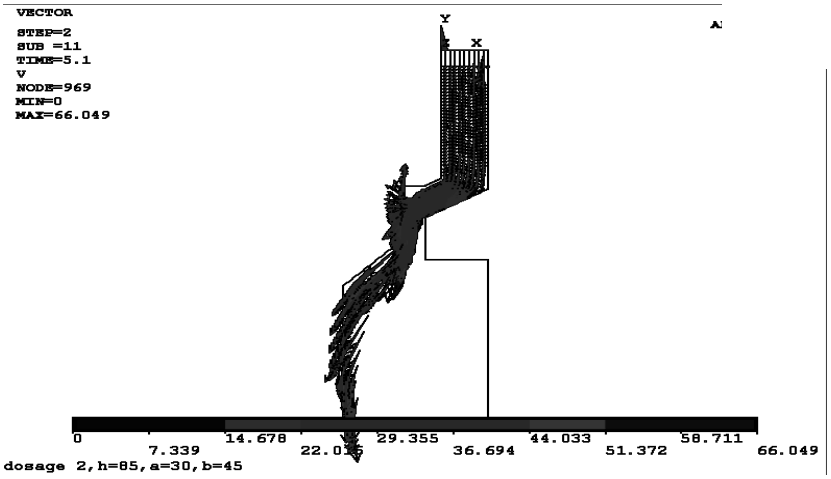


Рис. 4. Векторний розподіл швидкостей рідини при $h = 13$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 45^\circ$

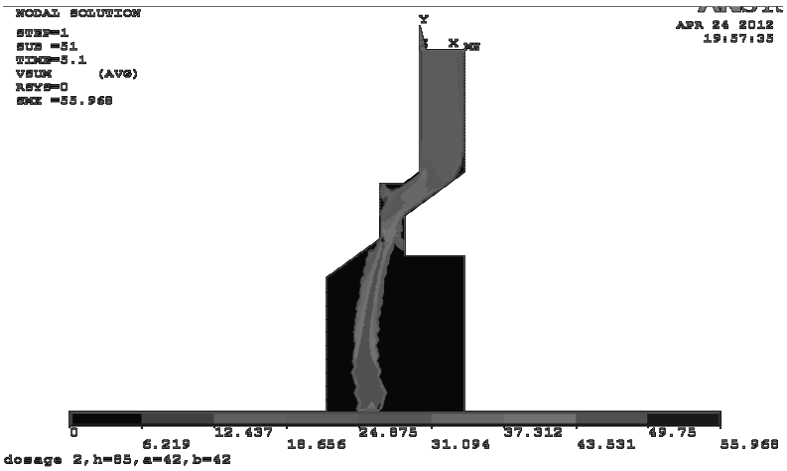


Рис. 5. Ізолінії розподілу швидкостей рідини при $h = 13$ мм, $\alpha = 42^\circ$, $\beta = 42^\circ$

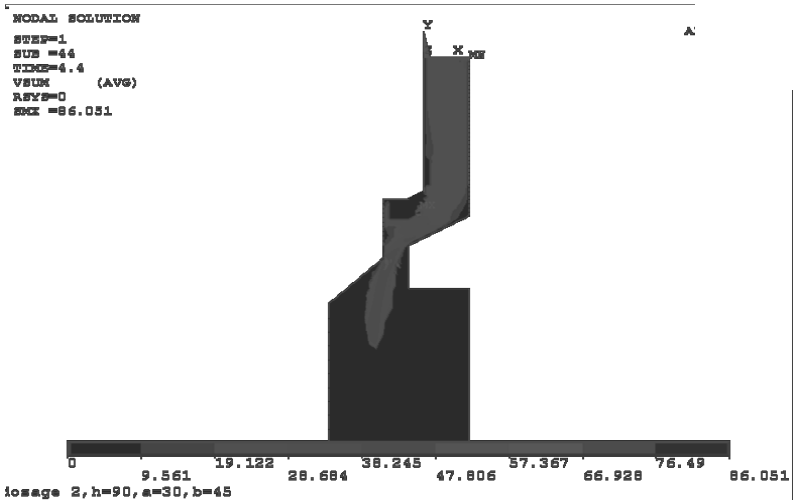


Рис. 6. Ізолінії розподілу швидкостей рідини при
$h = 18$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 45^\circ$

Експерименти показали, що для гладких стінок труб при значенні числа Рейнольдса $Re \geq 2 \cdot 10^5$ коефіцієнт опору залежить від кута повороту. Так при куті повороту 60° коефіцієнт опору становить 0,56, а при куті в 45° дорівнює 0,32.

Література:

1. *Курочкин А.А.* Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств / А.А. Курочкин, В.М. Зимняков – М.: КолосС, 2006. – 320 с.

2. *Кюрчев С.В.* Визначення оптимальних параметрів окремих вузлів дозатора / С.В. Кюрчев, І.М Змєєва // Обладнання та технології харчових виробництв: темат. зб. наук. праць. – Донецьк: ДонНУЕТ. – 2013. – Вип. 31. – С. 212 – 220.

3. *Кюрчев С.В.* Чисельне моделювання процесу наповнення скляної тари харчовою рідиною / С.В. Кюрчев, І.М. Змєєва // Наукові праці ОНАХТ. – Одеса: ОНАХТ. – 2012. – Вип. 41. – Т.1. – С. 182 – 187.

4. *Остриков А.Н.* Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств / А.Н. Остриков, О.В. Абрамов; под ред. А.Н. Острикова. – СПб.: ГИОРД, 2003. – 352 с.

5. *Соколов В.И.* Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / В.И. Соколов [2–е изд. перераб. и доп.]. – М.: Колос, 1992. – 399 с.

6. *Басов К. А.* Ansys: справочник пользователя / К. А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640с.

7. *Лавріненко Н.М.* Кінцево-елементне моделювання в інженерних розрахунках / Н.М. Лавріненко, В.О. Сукманов, А.О. Авраменко, А.І. Українець, Д.С. Афенченко, А.В. Шульга – Донецьк: Норд-Прес, 2008. – 668 с.

8. *Madenci E.* The finite element method and applications in engineering using ANSYS / E. Madenci, I Guven // Springer Science+Business Media, 2006. – 686 p.

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ ДОЗАТОРА

Змеева И.Н.

***Аннотация* – работа посвящена определению оптимальных параметров отдельных узлов дозатора для повышения производительности и точности процесса разлива при условии оптимального объединения технологических факторов и конструктивных параметров.**

DETERMINATION OF OPTIMAL PARAMETERS OF INDIVIDUAL COMPONENTS OF THE DISPENSER

I. Zmeyeva

Summary

The work is devoted to determination of optimal parameters of individual components of the dispenser to improve performance and accuracy of the process bottling with the optimal combination of technological factors and structural parameters.

УДК 631.315:629.783:525

МОДЕЛЬ ВНЕСЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ В ТОЧНОМУ ЗЕМЛЕРОБСТВІ

Аніскевич Л.В., д.т.н.,
Національний університет біоресурсів і природокористування України
Тел. (0619) 42-12-65

Анотація **- складено модель функціонування машини для внесення технологічних матеріалів в основу якої покладені принципи формування щільності розподілу технологічного матеріалу під впливом двох складових його руху: переносної складової руху разом з машиною та відносної - під час руху технологічного матеріалу по робочих органах машини.**

Ключові слова **– машина-реалізатор, технологічний матеріал, модель функціонування, імітаційне моделювання.**

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень. На сучасному етапі розвитку сільськогосподарської техніки і технологій при виробництві продукції рослинництва все частіше застосовують технології точного землеробства (СТЗ) [1]. Сільськогосподарські машини (СГМ) з обладнанням для технологій точного землеробства (ТЗ) умовно можна поділити на два принципово різних, за критерієм використання геовизначеної інформації, класи: машини з системами реєстрації місцевизначених параметрів – реєстратори – (переважно збиральні машини і технічні засоби польової розвідки) і машини для розподілу технологічних матеріалів (ТМ) – реалізатори – переважно це такі машини, як сівалки, розподільники добрив, обприскувачі тощо. Відповідно до цього, задачі, що їх вирішує бортове обладнання машин-реєстраторів і машин-реалізаторів, також принципово різні. У першому випадку ставиться задача максимально точного запису на магнітні носії кількісного перебігу технологічного процесу, що виконується, а в другому – максимально точного виконання заздалегідь складеного (для карт-технології) режиму зміни щільності розподілу ТМ по площі поля. Окрім того машини-реалізатори повинні забезпечити належну якість виконання технологічного процесу, яка б відповідала заданим агротехнічним умовам. Наприклад, при роботі сівалки для висіву просапних культур за критерій оптимальності виконання технологічного

процесу беруть, як правило, такі показники, як сталість дотримання заданої перемінної норми висіву насіння, а також рівномірність розподілу насіння вздовж рядка та по глибині залягання в грунті. Максимальне виконання таких умов є метою оптимального функціонування машини-реалізатора в технологіях ТЗ.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є розробка моделі внесення технологічних матеріалів в точному землеробстві.

При внесенні ТМ із змінними нормами можливо використовувати карт- або сенсор-технологію. Сенсор-технологія має специфічні моменти її організації і відповідний попередній аналіз показує, що для реалізації сенсор-технології бажано використовувати системи з адаптивним ладнанням. Для реалізації процесу сівби за карт-технологією можливо використовувати системи з жорстким ладнанням. На першому етапі реалізації такої технології необхідно сформувати картограму внесення ТМ. Як правило, така картограма базується на інформації про урожайність культури попереднього року сільськогосподарських робіт та даних моніторингу фізико-механічних та агрохімічних параметрів грунту. На підставі цієї інформації та на базі агрономічних знань, історичних відомостей про поле (як і чим ореться, сівозміни, рельєф тощо) і алгоритмів взаємозв'язку між місцевизначеними параметрами поля за допомогою відповідного програмного забезпечення випрацьовується електронна картограма внесення ТМ.

Основна частина. Електронна картограма внесення ТМ представлена (рис. 1) блоком моделі необхідних норм внесення. Вихідними параметрами моделі руху МТА по полю прийняті швидкість $V(t)$, курсовий кут $\psi(t)$ та прямокутні координати $x(t)$, $y(t)$ центра приймальної антени глобальної системи позиціонування (ГСП) машинно-тракторного агрегату (МТА) в функції часу *t*.

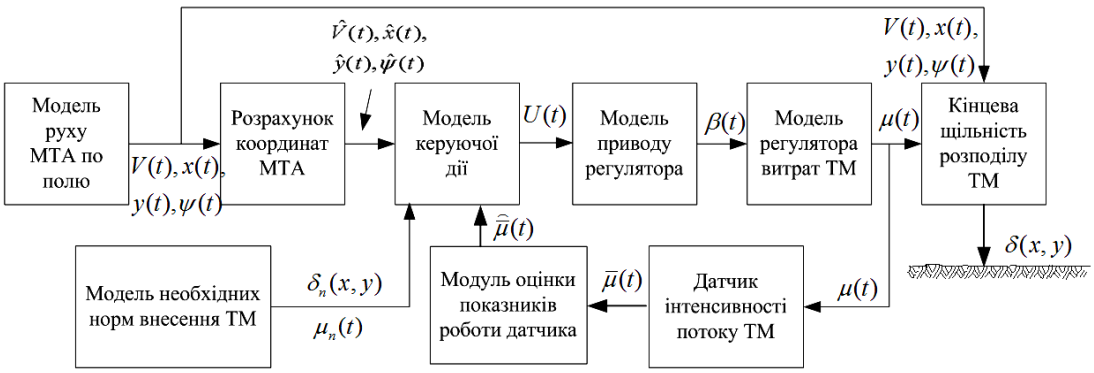


Рис. 1. Схема зв’язків елементів системи регулювання щільністю потоку ТМ

Технологічний матеріал приймає участь в переносному та відносному рухах. При обчисленні відносного руху ТМ ключовим моментом є модель регулятора витрат ТМ з вихідним параметром $\mu(t)$ в функції регульованого параметру $\beta(t)$. Складання переносного та відносного рухів ТМ з урахуванням характеру функції розподілу миттєвої щільності внесення ТМ по поверхні (або в верхній прошарок) грунту характеризується моделлю результуючої щільності внесення ТМ $\delta(y,z)$.

Обов'язковим елементом СГМ для реалізації змінних норм внесення (ЗНВ) ТМ є бортова навігаційна система, що дозволяє отримувати поточну інформацію про координати МТА $x(t),\ y(t),\ \psi(t)$ та швидкість $V(t)$ руху МТА, а також система приводу регулятора інтенсивності вихідного потоку ТМ.

В якості вхідної функції (цілі функціонування) технологічного процесу машини з регулятором норми внесення ТМ приймається вихід моделі заданих змінних норм внесення ТМ $\delta_n(x,y)$, які (задані змінні норми) необхідно реалізувати по площі поля.

Указана ціль функціонування досягається шляхом реалізації певної програми руху МТА по поверхні поля, з одного боку, та за рахунок регулювання інтенсивності вихідного потоку ТМ в залежності від швидкості руху та координат МТА в полі.

Якість функціонування машини з обладнанням ЗНВ ТМ можна оцінювати похибкою реалізації необхідної щільності внесення ТМ $\delta_n(x,y)$ по відношенню до дійсної [2]

$$\mathrm{I}_\delta = \iint\limits_{S(x,y)} \left[\bar{\delta}(x,y) - \delta_n(x,y)\right]^2 dxdy\,, \qquad (1)$$

де $S(x,y)$ – поверхня поля.

Вибір моделі керуючої дії $U(t)$ (закону керування інтенсивністю вихідного потоку ТМ) суттєво залежить як від виду залежності інтенсивності $\mu(t)$ від $\beta(t)$, так і від виду математичної моделі динаміки привода регулятора витрат ТМ. З достатньою точністю можливо використовувати лінійну модель залежності $\mu(t)$ від $\beta(t)$ виду

$$\mu(t) = K_F \beta(t), \qquad (2)$$

де $K_F = K\left[1 + \Delta_K + \Delta_{\zeta K}(t)\right]$;

K_F – коефіцієнт підсилення системи;

K – номінальне значення коефіцієнта підсилення;

Δ_K – систематичне відносне відхилення коефіцієнта підсилення від номінального значення;

$\Delta_{\zeta K}(t)$ – випадкова (шумова) складова відносного відхилення коефіцієнта підсилення від номінального значення.

Позиційний варіант приводу механізму регулювання інтенсивності потоку ТМ в лінійному наближенні можна описати системою диференціальних рівнянь [3]:

$$\begin{aligned} &\beta' = V_\beta(t); \\ &V'_\beta(t) = -\frac{2\xi}{T}V_\beta(t) - \frac{1}{T^2}\beta(t) + \frac{1}{T^2}U(t), \end{aligned} \tag{3}$$

де T та ξ – параметри моделі, а саме стала часу та коефіцієнт демпфування;

$U(t)$ – керуюча дія.

Другий член в правій частині другого рівняння системи (3) характеризує демпфування коливань системи приводу, а третій член – наявність позиційного зворотного зв'язку в приводі.

В загальному, лінійна модель інтегруючих приводів відрізняється від (3) наявністю ще одного рівняння виду

$$U'(t) = U_V(t), \tag{4}$$

тобто, в такому випадку, вхідним змінним параметром є швидкість $U_V(t)$ зміни керуючої дії.

Зв'язок між фактичною щільністю внесення ТМ $\delta(y,z)$, інтенсивністю вихідного потоку ТМ $\mu(t)$ та швидкістю переміщення МТА $V(t)$ залежить від типу та конструкції машини. Якщо, наприклад, СГМ вносить ТМ по рядках (технологічних смугах), то для кожного i-го рядка багаторядної машини (наприклад, сівалки), фактична щільність технологічного матеріалу вздовж смуги буде складати

$$\delta_i = \frac{\mu_i(t)}{V_i(t)}, \tag{5}$$

де $\mu_i(t)$ – інтенсивність вихідного потоку ТМ по i-му рядку;

$V_i(t)$ – швидкість переміщення i-го дозатора вздовж рядка.

В загальному, можливо записати

$$\delta_n = \frac{\mu_n(t)}{bV(t)}, \tag{6}$$

де δ_n – задана щільність розподілу ТМ вздовж технологічної смуги шириною b.

Модель похибок роботи бортового навігаційного комплексу з визначення швидкості, курсу та координат МТА в полі можливо охарактеризувати наступними залежностями:

$$\begin{aligned} &\bar{x}(t) = x(t) + \Delta x + \zeta_x(t), \\ &\bar{y}(t) = y(t) + \Delta y + \zeta_y(t), \\ &\bar{V}(t) = V(t) + \Delta V + \zeta_V(t), \end{aligned} \tag{7}$$

де $\Delta x, \Delta y, \Delta V$ – систематичні складові похибки визначення координат та швидкості руху;

$\zeta_x(t), \zeta_y(t), \zeta_V(t)$ – випадкові складові похибки визначення координат та швидкості.

Одним з варіантів регулювання витрат ТМ для машин, що використовуються для технологій ТЗ є так зване розімкнене програмне регулювання, при якому поточне значення керуючої дії задається у вигляді

$$U(t) = \beta_n(t) = \frac{\mu_n(t)}{K}. \tag{8}$$

До головних недоліків такого варіанту регулювання відноситься потенційна можливість виникнення великих помилок за причин відхилення коефіцієнта передачі K від свого номінального значення, а також за причин динамічних особливостей приводу регулятора (наприклад, недостатній коефіцієнт демпфування коливань системи, інерційності приводу тощо).

Більш висока якість регулювання досягається в замкненій системі, що включає в себе зворотні зв'язки по вихідній координаті та її похідній. Обов'язковим елементом замкненої системи регулювання, в даному випадку, повинен бути вимірювач вихідної величини – датчик інтенсивності потоку ТМ. Модель датчика такого типу описується рівняннями [3]:

$$\begin{cases} \bar{\mu}(t) = \tilde{\mu}(t)\left[1 + \Delta_\mu(t) + \Delta_{\xi_\mu}(t)\right], \\ \tilde{\mu}'(t) = -\dfrac{1}{T_D}[\tilde{\mu}(t) - \mu(t)], \end{cases} \tag{9}$$

де $\bar{\mu}(t)$ – вихідний сигнал датчика;

$\tilde{\mu}(t)$ – проміжна змінна величина;

$\Delta_\mu(t)$ та $\Delta_{\xi_\mu}(t)$ – систематична та шумова складові відносної помилки вимірювань;

T_D – стала часу датчика, що характеризує його інерційність;

Досягнення цілі функціонування класу сільськогосподарських машин, що розглядається, а саме – машин-реалізаторів – забезпечується шляхом виконання заданого значення інтенсивності вихідного потоку ТМ $\mu_n(t)$. Таким чином, замкнена система регулювання в даному випадку може розглядатися як слідкуюча система, якість роботи якої характеризується тією або іншою мірою точності виконання $\mu_n(t)$.

Рівняння динаміки керованого процесу для слідкуючих систем будуються на основі системи рівнянь (9) і з урахуванням співвідношень (7, 8) мають вигляд

$$\begin{cases} \mu'(t) = V_\mu(t) + \zeta_\mu(t); \\ V'_\mu(t) = -\dfrac{2\xi}{T} V_\mu(t) - \dfrac{1}{T^2}\mu(t) + \dfrac{K}{T^2} U(t) + \zeta_V(t), \end{cases} \tag{10}$$

де $\zeta_\mu(t)$ та $\zeta_V(t)$ – збурення , що обумовлені варіюваннями коефіцієнту передачі *K*.

Для синтезу закону регулювання слідкуючих систем з лінійною моделлю динаміки процесу, що регулюється, можливо застосувати підхід, пов’язаний з вибором такої структури і таких значень параметрів закону регулювання, які забезпечують досягнення сталості процесу регулювання та необхідних значень показників якості перехідних процесів в слідкуючій системі, а також рівня усталеної похибки слідкування. Для об'єкту регулювання з лінійною моделлю динаміки (10) структура закону регулювання буде наступною

$$U(t) = \frac{1}{K}\mu_n(t) - C_1\left[\bar{\mu}(t) - \mu_n(t)\right] - C_2\left[\hat{\bar{\mu}}'(t) - \hat{\mu}'_n(t)\right], \tag{11}$$

де $\hat{\bar{\mu}}'(t)$ – оцінка швидкості зміни фактичної інтенсивності вихідного потоку ТМ;

$\hat{\mu}'_n(t)$ – оцінка швидкості зміни необхідної інтенсивності вихідного потоку ТМ;

C_1 та C_2 – параметри закону регулювання.

Якість перехідних процесів в замкненій системі з законом регулювання виду (11) для об’єкту (10) характеризується еквівалентною сталою часу T^* і еквівалентним показником затухання коливань ξ^*. Для досягнення необхідних значень показників T^* та ξ^* значення параметрів закону регулювання C_1 та C_2 в даному випадку необхідно розраховувати по наступним формулам:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{K}\left[\left(\frac{T}{T^*}\right)^2 - 1\right]; \\ C_2 &= \frac{2}{K}\left(\frac{T}{T^*}\right)\left(\xi^* T - \xi T^*\right). \end{aligned} \tag{12}$$

Реалізація закону регулювання (11) пов’язана з необхідністю отримання оцінок швидкостей зміни фактичної $\hat{\bar{\mu}}'(t)$ та необхідної $\hat{\mu}'_n(t)$ інтенсивності вихідного потоку ТМ. Такі оцінки (наприклад, для розподільника добрив) можливо отримати на основі виразу (6). Тоді для фактичної інтенсивності вихідного потоку ТМ маємо

$$\hat{\bar{\mu}}'(t) = b\left\{\frac{\partial \hat{\delta}_n[\hat{x}_T(t)]}{\partial x_T}\hat{V}(t) + \hat{\delta}_n[\hat{x}_T(t)]\hat{V}'(t)\right\}, \tag{13}$$

де $\hat{x}_T$ – оцінка координати переміщення МТА вдовж центральної лінії технологічної колії.

В праву частину формули (13) входять оцінки компоненти градієнту необхідної щільності внесення ТМ вздовж лінії технологічної колії, а також повздовжнього прискорення МТА.

Для отримання оцінки $\hat{\bar{\mu}}(t)$ в аналітичному вигляді по вихідній інформації датчика інтенсивності, а також для згладжування шумових складових похибки та компенсації динамічної похибки датчика доцільно виконати апроксимацію показників датчика поліномом другого порядку на ковзному інтервалі часу $\left[t-\triangle T,\, t\right]$

$$\tilde{\bar{\mu}}(\tau)=a_{t0}+a_{t1}\tau+a_{t2}\tau^2;\ \tau\in\left[0,\triangle T\right], \tag{14}$$

де a_{t0}, a_{t1}, a_{t2} – коефіцієнти апроксимації.

Якщо $\hat{\bar{\mu}}_j(t),\, j=1,2,...,m$ – сукупність дискретних значень вихідного сигналу датчика, що зафіксовані в моменти часу $t-\Delta T+\Delta\tau\left(j-1\right)$, де $\Delta\tau=\dfrac{\Delta T}{m-1}$, $j=1,2,...,m;\ m>3$, то найкращі, в сенсі мінімуму середньоквадратичної похибки процесу апроксимації, оцінки коефіцієнтів апроксимації визначаються по формулі

$$\bar{a}_{ti}=\mathrm{H}^{+}\bar{y}, \tag{15}$$

де $\bar{y}=\left(\bar{\mu}_1,\bar{\mu}_2,...,\bar{\mu}_m\right)^T$;

$$\mathrm{H}=\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & \Delta\tau & \Delta\tau^2 \\ ... & ... & ... \\ 1 & (m-1)\Delta\tau & \left[(m-1)\Delta\tau\right]^2 \end{pmatrix};$$

"+" – ознака операції псевдообернення матриці, яка (операція) може бути виконана з використанням алгоритму, наприклад, Гревілля [4].

З урахуванням виразів системи (9) можна написати наступні аналітичні вирази для згладжування оцінок інтенсивності вихідного потоку ТМ та швидкості його зміни:

$$\hat{\bar{\mu}}(t)=\tilde{\bar{\mu}}(t)+T_D\tilde{\bar{\mu}}'(t); \tag{16}$$

$$\hat{\bar{\mu}}'(t)=\tilde{\bar{\mu}}'(t)+T_D\tilde{\bar{\mu}}''(t); \tag{17}$$

$$\tilde{\bar{\mu}}(t)=\bar{a}_{t0}+\bar{a}_{t1}\triangle T+\bar{a}_{t2}\triangle T^2; \tag{18}$$

$$\tilde{\bar{\mu}}'(t)=\bar{a}_{t1}+2\bar{a}_{t2}\triangle T; \tag{19}$$

$$\tilde{\bar{\mu}}''(t)=2\bar{a}_{t2}. \tag{20}$$

Вибір значень ΔT та m залежить від динамічних характеристик датчика та об’єкту регулювання в цілому.

Розроблена математична модель машини-реалізатора зі змінними нормами внесення ТМ дозволяє проводити комп’ютерне аналітичне моделювання процесів реалізації технологій ЗНВ з метою перевірки умов функціонування МТА в полі і аналізу дійсної інтенсивності

потоку ТМ при роботі машини-реалізатора. Наприклад, для машини-реалізатора з діапазоном норм внесення ТМ 40-1000 кг/га та з характеристиками механізму приводу заслінки: $\xi = 0.2$ і $T = 0.5\,c$ проводились розрахунки величин інтенсивності потоку ТМ за умов наявності систематичних та шумових складових похибок вимірювань. Імітація зміни швидкості руху МТА відбувалась при умовах: початкова швидкість V_0= 3 м/с; прискорення W = -0.09 м/с^2.

При рівні середньоквадратичних відхилень похибок вимірювань швидкості руху МТА σ_V=0.03 м/с, координат в напрямку руху МТА σ_x=0.3 м, при відносній похибці визначення величини $\sigma_{\Delta\mu}$=0.01, відносній систематичній погрішності $\Delta\mu$=0.02 та відносних систематичних похибках ΔV=-0.1 м/с, ΔX=0.5 м і ΔK=0.1, а також при середньоквадратичному відхиленні похибки вимірювань коефіцієнту передачі $\sigma_{\zeta K}$=0.03 графіки заданої та дійсної інтенсивності внесення ТМ представлені на рис. 2.

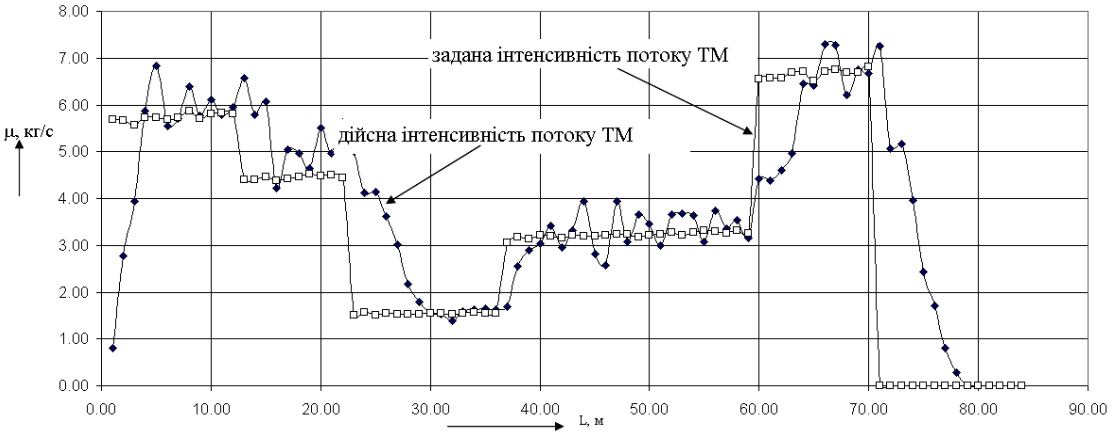


Рис. 2. Графіки заданої та дійсної інтенсивності потоку ТМ при наявності систематичних та шумових похибок вимірювань

Як бачимо, систематичні та шумові похибки вимірювань значною мірою впливають на характер реалізації дійсної інтенсивності потоку внесення ТМ і цей факт обумовлює підвищені вимоги до технічних характеристик виконавчих елементів системи регулювання (наприклад, електромеханічних або електрогідравлічних).

При визначенні структури та параметрів керуючої дії $U(t)$ (див. вираз 11), що її випрацьовує контролер, наприклад, бортового комп'ютера машини-реалізатора, виходимо з умов забезпечення необхідних значень показників усталеності та якості перехідних процесів. В такому випадку, параметри модуля керуючої дії можна обрати в формі мо-

делі простору станів, що описується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \dfrac{dx}{dt} = Ax + B\delta \\ U(t) = Cx + D\delta \end{cases}, \qquad (21)$$

де x – вектор стану системи;

δ – вектор вхідного сигналу.

Тип приводу дозатора (регулятора інтенсивності потоку ТМ) залежить від конструкції машини в загальному і виду дозуючої системи зокрема. В якості механізму приводу регулятора інтенсивності потоку ТМ (наприклад, для проведення сівби або внесення мінеральних добрив зі змінними нормами) можливо використовувати пневмо- або гідроциліндри, електродвигуни з редукторами, електромагнітні виконуючі пристрої тощо. Більшість з таких пристроїв відноситься до позиційних приводів і їх модель описується диференційним рівнянням із сталими коефіцієнтами

$$T_d^2 \ddot{\mu}(t) + 2T_d D_d \dot{\mu}(t) + \mu(t) = U(t), \qquad (22)$$

де D_d та T_d – параметри приводу регулятора;

Для випадку, наприклад, керування положенням заслінки розподільника мінеральних добрив МВД-900 і конструкції привода регулятора у вигляді механізму "електродвигун-редуктор-шток" з параметрами T_d=0,5 с, D_d=8, а також з величинами параметрів T=0,4 с, K=26, коефіцієнти системи (21) представлені матрицями:

$$A = \begin{pmatrix} -5e003 & -2.72e004 \\ 2 & 0 \end{pmatrix}; \; B = \begin{pmatrix} 32 \\ 0 \end{pmatrix}; \qquad (23)$$
$$C = \begin{pmatrix} 52.08 & -0.8958 \end{pmatrix}; \qquad D = 0.$$

На рис.3 наведений графік результатів розв’язання математичної моделі керування змінними нормами внесення ТМ. З графіку видно, що відтворення заданої (з імпульсними переходами) норми внесення ТМ відбувається незадовільно по амплітуді, особливо для її максимальних (у даному випадку) значень, а також має місце запізнення в часі при переході з одного рівня норми внесення ТМ на інший.

Аналіз впливу величини коефіцієнта передачі пристрою дозатора шляхом імітаційного моделювання показав, що його оптимальні значення повинні бути в межах $36 \langle K \langle 45$. Точність виконання заданого режиму переміщення заслінки дозатора при цьому покращується (рис. 4).

Подальше збільшення коефіцієнта K вище зазначеного рівня приводить до зростання шумових складових сигналу керування, що робить систему динамічно нестабільною. Підбором значень парамет-

рів системи T_d, D_d і K по мінімуму виразу (1) можна добитися покращення структури керуючої дії $U(t)$.

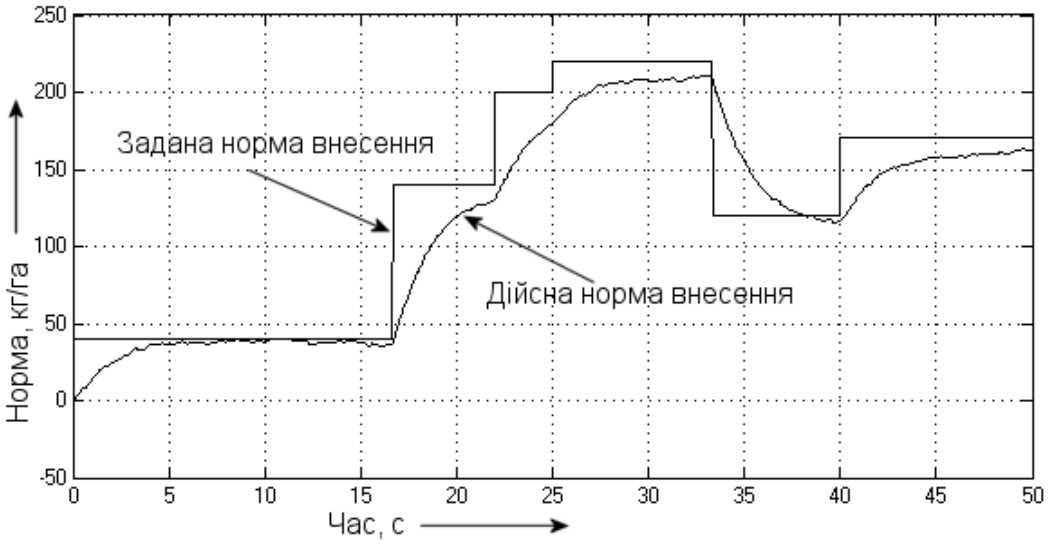


Рис. 3. Графік реалізації заданої норми внесення ТМ
(без оптимізації керуючої дії $U(t)$)

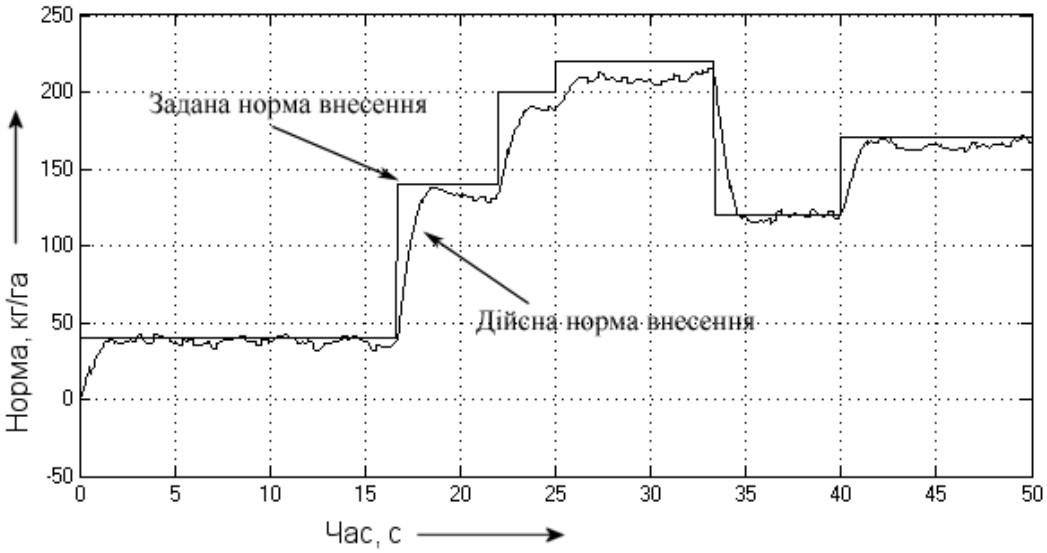


Рис. 4. Графік реалізації заданої норми внесення ТМ із оптимізованим значенням коефіцієнта K

В результаті отримані наступні значення коефіцієнтів системи (21):

$$A=\begin{pmatrix}-300 & -203 & 1.3\\ -203 & -1.05 & 1.16\\ 1.3 & -1.16 & -0.01\end{pmatrix};\ B=\begin{pmatrix}-211.1\\ -11.66\\ 0.82\end{pmatrix}.$$
$$C=\begin{pmatrix}-211.1 & 11.66 & -0.82\end{pmatrix};\ D=0. \qquad (24)$$

Робота механізму регулювання інтенсивності потоку ТМ при цьому покращилась. Графік реалізації заданої норми внесення ТМ після оптимізації керуючої дії $U(t)$ представлений на рис. 5. Величина середньоквадратичних відхилень SD різниці між дійсною нормою внесення мінеральних добрив та заданою нормою внесень склала SD=26 кг/га.

Як бачимо, наведена методика пошуку оптимальних параметрів (або оптимального закону керуючої дії) дозуючих систем машин-реалізаторів може ефективно застосовуватись для випадків високого рівня визначеності умов перебігу технологічного режиму роботи машини. При низькому рівні визначеності умов протікання технологічного процесу роботи машини (при наявності випадкових навантажень та збурень з широким діапазоном змін статистичних характеристик) якість роботи машини-реалізатора може вийти за межі дозволеного.

Тому, подальше удосконалення систем керування інтенсивністю потоків ТМ пов'язане з вибором принципово нових схем дозування ТМ і застосуванням спеціальних алгоритмів оптимізації закону керуючої дії.

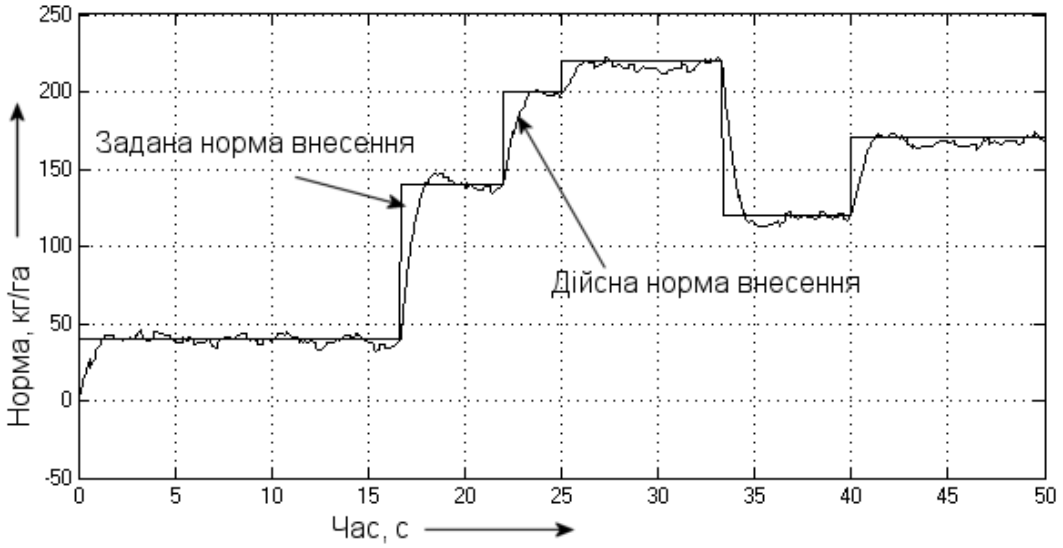


Рис. 5. Графік реалізації заданої норми внесення ТМ після оптимізації керуючої дії $U(t)$

Висновки.

1. Керування технологічними режимами роботи СГМ, у разі роботи за технологіями ТЗ, необхідно проводити з урахуванням рівня і характеру місцевизначених параметрів, а також динамічних характеристик робочих органів СГМ.

2. В основу моделі внесення ТМ на поверхню поля доцільно покласти принцип формування щільності розподілу ТМ під впливом двох складових його руху: переносної складової руху разом з СГМ та відносної - під час руху ТМ по робочих органах сільгоспмашини.

3. На характер реалізації дійсної інтенсивності потоку внесення ТМ значною мірою впливають систематичні та шумові похибки вимірювань кінематичних режимів роботи МТА та датчиків зворотних зв'язків, що обумовлює підвищені вимоги до параметрів електромеханічних (-гідравлічних) елементів системи регулювання.

4. Для випадку керування положенням заслінки розподільника мінеральних добрив МВД-900 механізмом "електродвигун-редуктор-шток" оптимальними параметрами системи регулювання є: стала часу механізму регулювання T = 0,25 с, коефіцієнт затухання $\xi = 0.7$, коефіцієнт передачі системи K = 40.

Література:

1. *Аніскевич Л.В.* Модель функціонування посівної машини в системі точного землеробства. / *Л.В. Аніскевич* // Сб. научн. труд. Керченского морского техн. института "Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий". – Керчь: КМТИ, 2001, В.1. – С. 112 – 118.

2. *Смит О.* Автоматическое регулирование / *О. Сміт*. – М.: Физматгиз, 1962. – 848 с.

3. *Понтаев Н.Ф., Дианов В.Г.* Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы / *Н.Ф. Понтаев, В.Г. Дианов*. – М.: Недра, 1970. – 366 с.

4. *Летов А.М.* Аналитическое конструирование регуляторов: ч I-V. Автоматика и телемеханика / *А.М. Летов* – 1960 – № 4,5,6.

МОДЕЛЬ ВНЕСЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ В ТОЧНОМ ЗЕМЛЕДЕЛИИ

Анискевич Л.В.

Аннотация **- составлена модель функционирования машины для внесения технологических материалов в основу которой положены принципы формирования плотности распределения**

технологического материала по площади поля под влиянием двух составляющих его движения: переносной составляющей движения вместе с машиной и относительной - во время движения технологического материала по рабочим органам машины.

MODEL OF TECHNOLOGICAL MATERIAL INPUTS IN PRECISION FARMING

L. Aniskevych

Summary

The model of functioning of the machine for technological inputs which based on the principles of forming the density of the technological material over the area of the field under the influence of two components: the motion of technological material together with the machine and the relative motion of the technological material along the working parts of the machine.

УДК 681.513

АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРОБОВІДБІРНИК ҐРУНТУ КОНСТРУКЦІЇ ОЛЕКСАНДРА БРОВАРЦЯ ДЛЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Броварець О.О., к.т.н.
Київський кооперативний інститут бізнесу і права
Тел. (0619) 42-12-65

Анотація **– існуючі автоматизовані пробовідбірники ґрунту не забезпечують належної ефективності відбору проб ґрунту та не забезпечують високих вимоги до продуктивності для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва у рослинництві. У зв'язку з цим виникає необхідність до розробки сучасної конструкції такого пробовідбірник. Автоматизований пробовідбірник ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва забезпечує належну продуктивність та ефективність виконання технологічної операції, забезпечуючи агробіологічні та механіко-конструктивні параметри до таких систем.**

Ключові слова **- автоматизований пробовідбирач, ґрунт, конструкція Олександра Броварця.**

Постановка проблеми. Збільшення виробництва сільськогосподарських культур досягається інтенсифікацією технологічного процесу вирощування та оптимізацією норми внесення технологічного матеріалу на основі оперативних даних про агробіологічний стан грунтового середовища, отриманих від технічних систем оперативного моніторингу, що дає можливість створити високопродуктивні агроценози, за умов збереження екологічної безпеки довкілля та підвищення окупності ресурсних і енергетичних витрат. Відхилення від них призводить до погіршення умов вегетації і значних втрат врожаю [1, 2,].

В останні роки, проведені дослідження вітчизняними та зарубіжними вченими показують, що за дотримання вимог і правильного виконання всього технологічного циклу вирощування зернових, оптимізація норми висіву забезпечують їх високу врожайність [1, 2, 3, 4].

В останні роки, в умовах економічної та екологічної кризи за розроблення технології вирощування пшениці озимої та елементів її удосконалення, великого значення надають максимальній реалізації біологічного потенціалу сорту, зокрема вивченню впливу норми висівання на врожайність та якість зерна цієї культури. Для реалізації цих постулатів виникає необхідність у розробці сучасних технічних систем моніторингу, зокрема автоматизованого пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва.

Аналіз останніх досліджень. Відомий спосіб відбору ґрунтових зразків для вивчення мікророзподілу елементів живлення з місця внесення добрив [1], що включає пошаровий відбір ґрунтових зразків у вигляді горизонтальних монолітів розміром 2×2 см перпендикулярно напрямку стрічки внесення добрив.

Головним недоліком цього методу є стовідсоткове потрапляння у стрічку удобрення та включення осередку удобрення з більшим обсягом ґрунту у зразок, що не дозволяє оцінити справжні параметри тих чи інших ознак і властивостей у осередку, а також сусідніх з ним ділянках ґрунту.

Відомо також метод відбору ґрунтових проб за локального застосування добрив, який використовують з метою моніторингу та оцінки параметрів ґрунтової родючості у садах, які обробляють за інтенсивними технологіями [2]. За цією методикою для визначення змін агрохімічних показників ґрунту необхідно визначати ступінь їхньої диференціації в зоні локалізації добрив. Один змішаний ґрунтовий зразок складався з індивідуальних проб, відібраних на глибину 30 см.

Недоліком цього методу є те, що місце стрічки внесення добрив під рослини візуально дуже важко достовірно визначити, що значно збільшує ймовірність похибки.

Відомо, що для відбору зразків ґрунту використовується ручний пристрій БН25-15. При відборі ґрунту штир відбірника ставлять вертикально до поверхні ґрунту і, тримаючи за руків'я, ногою заглиблюють у ґрунт на глибину 40-50см; після цього штир вручну виймають з ґрунту, а пробу переносять у тару. [3].

Недоліком цієї технології відбору зразків ґрунту є те, що вона пов'язана із значними фізичними навантаженнями на людину як при заглибленні штиря, так і при його вийманні.

Відомі способи відбору проб ґрунту з використанням різних бурів, які передбачають взяття проб ґрунту з дна свердловини [4]. Проби ґрунту в польових умовах беруть спеціальним голчатим буром, втискуючи його в ґрунт на задану глибину. Прокрутивши бур 1-2 рази за годинниковою стрілкою, його витягують і ґрунт, який знаходиться в ньому, висипають в бюкс, який закривають кришкою і зважують.

Недоліком цього способу є те, що відбір ґрунту даним приладом проводиться на глибину лише до 30см.

Для визначення структури ґрунту використовують циліндри-бури, які натиском руки вдавлюються, а при твердому ґрунті забиваються в ґрунт молотком на задану глибину [4]. Досягнувши необхідної глибини, циліндр-бур ручкою прокручують декілька разів за годинниковою стрілкою, відділивши відібраний в циліндр ґрунт від іншої маси. Бур виймають із свердловини. Зайвий ґрунт на нижньому кінці циліндра зрізують ножем і закривають його кришкою. Для взяття проб ґрунту з наступних шарів ґрунту послідовність виконання робіт повторюється.

До недоліків даних аналогів відноситься те, що ці способи відбору проб ґрунту трудомісткі.

Відомий пристрій для відбору зразків ґрунту, що містить пустотілий циліндр із шнековою навивкою на зовнішній поверхні і ріжучої кромки, в якому розміщений циліндричний розбірний стакан, з ріжучим наконечником. Недоліком технічного рішення, обраного за аналог є низька точність відбору проб ґрунту по горизонтах і як наслідок, погіршення показників проведеного аналізу ґрунту. Неможливість відбору ґрунту на глибину більше 40 см.

Найбільш близьким технічним рішенням є спосіб відбору проб ґрунту з використанням бура АМ-16. Прокручуючи бур, із швидкістю 18-25 обертів/хв, ножі, які розміщені внизу стакана, зрізують шар ґрунту товщиною 2-8мм і подають його в пустотілий циліндр. Досягнувши глибини 10см, бур виймають із свердловини, ставлять на підстеляючу поверхню і з циліндра вибирають ґрунт, який перемішують і висипають в бюкси, які закривають кришкою і зважують. Для відбору проб ґрунту з наступних горизонтів послідовність виконаних робіт повторюється. Під час відбору проб ґрунту на глибині 0,8-1,5 метра опір на прокручування бура становить понад 200 Н. Норма виробітку при глибині відбору ґрунту 1 і 1,5 метра становить відповідно 19 і 16 свердловин за зміну.

Недоліком такого технічного рішення, є низька продуктивність праці та висока трудомісткість виконання технологічного процесу.

Відома машина для взяття проб грунту для агрохімічного аналізу, яка включає транспортний засіб, пробовідбірник, обладнаний пристроями для надання йому обертального руху і заглиблення в ґрунт та місткості для прийняття проб ґрунту.

При роботі цієї машини пробовідбірник приводиться в обертальний рух і опускається на грунт в тому місці, де потрібно взяти його пробу При цьому, в процесі заглиблення пробовідбірника із ґрунту вирізається його проба у вигляді циліндра, яка після підняття пробовідбірника виймається з нього і вкладається в місткість для її прийняття.

Недоліком цієї машини є складність конструкції і підвищена металомісткість через наявність пристрою для надання пробовідбірнику обертального руху.

Відома також машина для взяття проб грунту для агрохімічного аналізу, яка включає транспортний засіб, пробовідбірник, обладнаний пристроєм для заглиблення в грунт та місткості для прийняття проб ґрунту. Ця машина є найближчим аналогом і прийнята за прототип. При роботі цієї машини пробовідбірник необхідним зусиллям заглиблюється в грунт на місці взяття проби При цьому пробовідбірником із грунту вирізається проба, яка після його підняття угору виймається із пробовідбірника і вкладається у місткість для прийняття проб грунту.

Недоліком цього пробовідбірника є складність конструкції, низька продуктивність відбору зразків відбору проб грунт, відбір зразків проб грунт на глибину лише до 300мм, що обумовлено недосконалістю конструкції, низькою мобільністю конструкції пробовідбірника та низькою оперативністю відбору зразків грунтових проб при виконанні агрохімічного обстеження, що знижує швидкість та якість виконання технологічного процесу відбору пробу грунту, і все це на фоні низької надійності та не універсальності конструкції, що виключає кріплення конструкції таких пробовідбірників до інших транспортних засобів, а прив'язує їх до спеціалізованих транспортних засобів. Все це ставить під загрозу використання конструкції даного пробовідбірника для оперативного моніторингу агробіологічного стану грунтового середовища сільськогосподарських угідь, родючості ґрунтів для застосування технологій локально-дозованого внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння) у сучасних технологіях сільськогосподарського виробництва і перешкоджає реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння).

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мета досліджень є представлення основних конструктивних переваг автоматизованого пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва.

Основна частина. Автоматизований пробовідбірник ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва та реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння), забезпечує оперативний моніторингу стану ґрунтового середовища зі стаціонарним базуванням під час робочого процесу, відбору проб ґрунту, шляхом удосконалення його конструкції з досягненням технічних результатів: надійності та універсальності конструкції для забезпечення кріплення до будь-яких транспортних засобів, швидкість та якість виконання технологічного процесу відбору пробу ґрунту на глибину до

500мм, підвищення точності відбору проб грунту, мобільність конструкції пробовідбірника та оперативність відбору зразків грунтових проб при виконанні агрохімічного обстеження шляхом моніторингу агробіологічного стану грунтового середовища сільськогосподарських угідь, підвищення родючості ґрунтів та збільшення урожайності шляхом застосування прогностично-компенсаційної технології локально-дозованого внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння).

Поставлена задача вирішується тим, що автоматизований пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва складається з нижньої пластини, трьох напрямних, верхньої пластина, привідного електродвигуна середньої рухомої пластини, електродвигуна приводу вала, муфти кріплення бура до привідного валу, двох напрямних валів, які з'єднані з нижньою рухомою пластиною з напрямними та штифтами, двох валів, які верхньою частиною фіксуються на середній рухомій пластині, а у нижній частині приєднуються до вісі циліндру, з приєднаним до нього важелем та розміщеній у нижній частині циліндру місткості для приймання грунту виконаної у вигляді змінного бюксу для грунту.

На рис.1 представлено автоматизований пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва, рис. 2 – схема розміщення циліндру автоматизованого пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця із змінними місткостями для грунту виконаних у вигляді бюксів, рис. 3 – місткість для приймання ґрунту виконана у вигляді змінного бюксу для ґрунту автоматизованого пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва.

Автоматизований пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва (рис. 1) складається з: лонжеронів кріплення до автомобіля *1*, на кінці яких розміщуються тримачі *2*, для кріплення вертикальної рами *3*, на який розміщуються рама пробовідбірника *4*, з регулювальними пластинами *5*, кріпленням у транспортному положенні *6*. У рамі пробовідбірника *4* розміщується монтажні отвори для кріплення вісі нижньої пластини *7*. Пробовідбірник складається з нижньої пластини *7*, до якої за допомогою трьох напрямних *8* кріпиться верхня пластина *9* з електродвигуном *10*. Електродвигун *10* приводу вала *11*, який забезпечує переміщення середньої рухомої пластини *12* з електродвигуном *13* приводу вала бура *14*. На кінці валу бура розміщується муфта *15* яка тримає бур *16* довжиною до 500 мм. До середньої рухомої пластини *12* кріпляться два напрямні вали *17*, які верхньою частиною фіксуються на середній рухомій пластини *12*, а у нижній пластині приєднуються до вісі циліндру *18*.

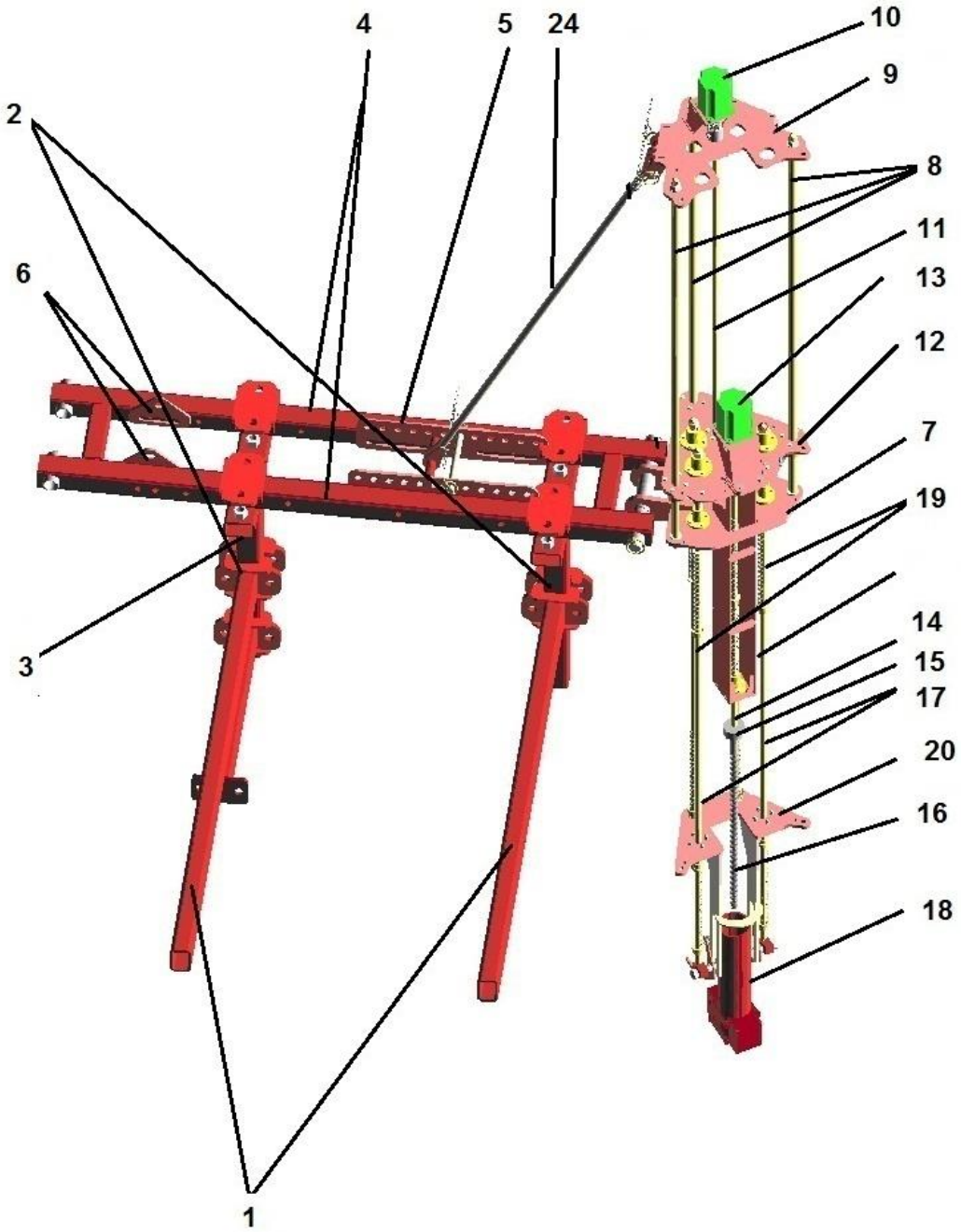


Рис. 1. Автоматизований пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва

Також до середньої рухомої пластини *12* кріпляться два вали *19*, які приєднуються до нижньої рухомої пластини *20* з напрямними у пазах якої проходить вісь циліндра *18*. На вісі циліндра *18* розміщується важіль *21*, який забезпечує автоматичне перевертання циліндру, за допомогою штифта *22*, що розміщується на пазах напрямними у нижній рухомій пластині *20* (рис. 2). У нижній частині циліндра *18* розміщується місткість для

приймання грунту виконана у вигляді змінного бюксу для грунту *23*. Для фіксації у робочому положенні використовується розтяжка *24* (рис. 3).

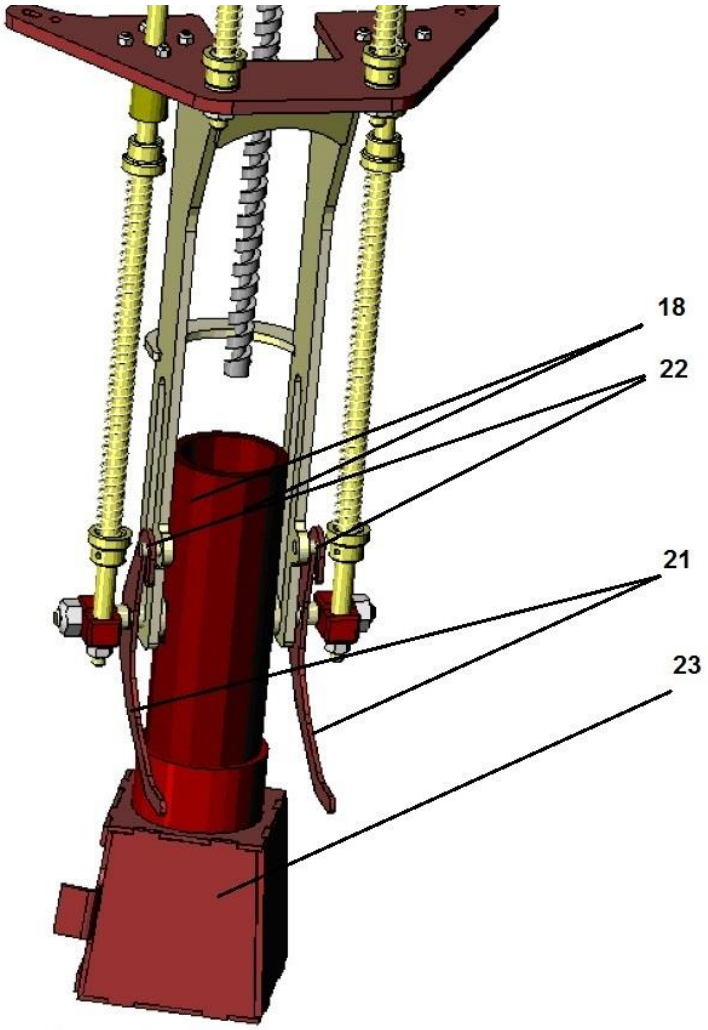


Рис. 2. Схема розміщення циліндру автоматизованого пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця із змінними місткостями для ґрунту виконаних у вигляді бюксів

Автоматизований пробовідбірник ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва працює наступним чином: з використання лонжеронів кріплення до автомобіля *1* відбувається їх приєднання до транспортного засобу, який виконує рух по заданому маршруту відбору зразків грунтових проб. З використанням тримачів *2*, які розміщуються на кінцях лонжеронів *1*, відбувається регулювання висоти вертикальної рами *3* та пробовідбірника в цілому.

Пробовідбірник конструктивно містить нижню пластину *7*, яка приєднана до рами *4*, на якій відбувається кріплення трьох напрямних *8* та верхньої пластини пластина *9* з електродвигуном *10*. Електродвигун *10* жорстко з'єднаний з валом *11*, який обертаючись переміщує середню рухому пластина *12* з електродвигуном *13* приводу вала бура *14* довжиною до 500 мм. Таким чином відбувається піднімання та опускання конструкції пробовідбірника.

Електродвигуна *10* обертає вал *11*, який переміщує середню рухому пластина *12* з електродвигуном *13* приводу вала бура *14*. На кінці валу бура розміщується муфта *15,* яка забезпечує жорстке тримання бура *16* під час відбору проб ґрунту.

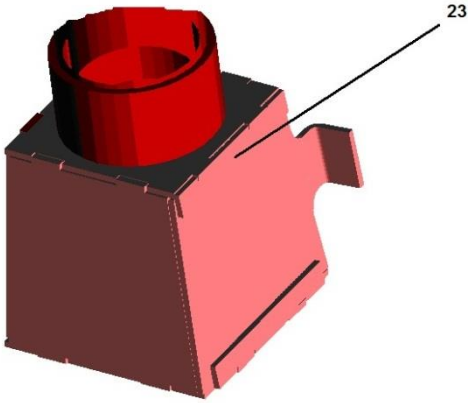


Рис. 3. Місткість для приймання грунту виконана у вигляді змінного бюксу для ґрунту автоматизованого пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва

Через нижню пластину *7* проходять, два напрямні вали *17*, які верхньою частиною фіксуються на середній рухомій пластини *12* з електродвигуном *13*, а у нижній пластині приєднуються до вісі циліндру *18* та два вали *19*, які приєднуються до нижньої рухомої пластини *20* з штифтом *22* та напрямними у пазах якої проходить вісь циліндра *18* з важелем *21,* який забезпечує автоматичне перевертання циліндру *18* при підніманні шляхом зачеплення важеля *21* за штифт *22* (рис. 2).

При опусканні середньої пластини *12* з використанням електродвигуна *13* в рух приводиться вал бура *14,* на якому розміщується муфта *15,* яка жорстко тримає бур *16.* Бур *16* обертаючись проходячи через отвір у циліндрі *18* занурюється в ґрунт та забезпечує потрапляння ґрунту у середину циліндру *18*.

Два напрямні вали *17*, два вали *19*, рухома пластина *20* утворюють пристрій для заглиблення в ґрунт, та забезпечують тримання циліндру *18* та центрування бура *16*.

На рамі пробовідбірника *4* приєднані регулювальні пластини *5*, які з використанням розтяжки *21* дають змогу забезпечити вертикальне розміщення пробовідбірника запропонованої конструкції. При транспортуванні даного пробовідбірника розтяжку *21* знімають, а пробовідбірник фіксують до кріплення у транспортному положенні *6*. У рамі пробовідбірника *4* розміщується монтажні отвори для кріплення вісі нижньої пластини *7*. На вісі циліндра *18* розміщується важіль *21*, який при підніманні циліндра *18* торкається до штифта 22 і забезпечує обертання та автоматичне перевертання циліндру *18*, за допомогою штифта *22*. У нижній частині циліндра *18* розміщується місткість для приймання грунту виконана у вигляді змінного бюксу для грунту *23*, який після формування проби грунту знімається, нумерується та передається разом з грунтом на аналіз до лабораторії, а до нижньої частини приєднується інший аналогічний бюкс для грунту *23* (рис. 3). Для фіксації автоматизованого пробовідбірника конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва у робочому положенні використовується розтяжка *24*.

Технічним рішенням винаходу є забезпечення оперативного моніторингу стану ґрунтового середовища з використанням автоматизованого пробовідбірника грунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва зі стаціонарним базуванням під час робочого процесу, забезпечення мобільності конструкції пробовідбірника та оперативності відбору зразків грунтових проб на глибину до 500мм при виконанні агрохімічного обстеження шляхом моніторингу агробіологічного стану грунтового середовища сільськогосподарських угідь, підвищення родючості ґрунтів та збільшення урожайності шляхом застосування прогностично-компенсаційної технології локально-дозованого внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння). З використанням автоматизованого пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва можливо забезпечити економічну ефективність відбору проб ґрунту за рахунок збільшення продуктивності праці в 1,5-2,5 рази, підвищенні точності відбору проб ґрунту одночасно по всіх горизонтах і при зниженні затрат праці на 35-40% за рахунок впровадження нових технічних рішень, що відкриває нові можливості для реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння).

Автоматизований пробовідбірник грунту конструкції Олександра Броварця для оперативного моніторингу стану грунтового середовища із стаціонарним базуванням під час робочого процесу:

- електропровід виконавчих робочих органів;
- монтаж / демонтаж протягом 2-х хвилин;

- зручний у використанні;
- легкий (загальна вага – 90 кг);
- висока швидкість відбору проб.

Робоча глибина автоматизованого пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця для оперативного моніторингу стану ґрунтового середовища із стаціонарним базуванням під час робочого процесу роботи від 10 до (30) 50 см (залежно від бура).

Спеціально сконструйований бур має розмір, який дозволяє отримати 250 -350 гр. зразка з 10-14 міні проб, що відповідає вимогам лабораторії для аналізу. Швидкість відбору - 40 проб на годину по 10 міні проб в пробі. Таким чином за годину можна зробити 400 міні проб.

Конструкція автоматизованого пробовідбірника ґрунту конструкції Олександра Броварця для оперативного моніторингу стану грунтового середовища із стаціонарним базуванням під час робочого процесу розроблена для транспортних засобів високої прохідності, квадроциклів.

Автоматизований пробовідбірник ґрунту конструкції Олександра Броварця для оперативного моніторингу стану грунтового середовища із стаціонарним базуванням під час робочого процесу може використовує електропровід, що значно спрощує використання, забезпечує всесезонне використання.

Автоматизований твердомір конструкції Олександра Броварця для оперативного моніторингу стану грунтового середовища із стаціонарним базуванням під час робочого процесу живиться від акумулятора 12-вольта, 4 А.

Автоматизований пробовідбірник ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва, який включає пробовідбірник, обладнаний пристроєм для заглиблення в грунт, місткістю для приймання грунту, згідно пропонованого нами рішення, складається з нижньої пластини, трьох напрямних, верхньої пластина, привідного електродвигуна середньої рухомої пластини, електродвигуна приводу вала, муфти кріплення бура до привідного валу, двох напрямних валів, які з’єднані з нижньою рухомою пластиною з напрямними та штифтами, двох валів, які верхньою частиною фіксуються на середній рухомій пластині, а у нижній частині приєднуються до вісі циліндру, з приєднаним до нього важелем та розміщеній у нижній частині циліндру місткості для приймання грунту виконаної у вигляді змінного бюксу для грунту.

Висновки. Автоматизований пробовідбірник ґрунту конструкції Олександра Броварця для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва відноситься до галузі сільськогосподарського машинобудування та виробництва і може бути використаний в

сучасний технологіях сільськогосподарського виробництва, безпосередньо у рослинництві, загальному землеробстві і призначений для оперативного агрохімічного обстеження ґрунтів шляхом моніторингу агробіологічного стану грунтового середовища сільськогосподарських угідь, зокрема відбору проб ґрунту, оперативного визначення потенційної родючості ґрунтів для застосування технологій локально-дозованого внесення технологічного матеріалу (добрив, насіння), а також може бути застосований при виконанні агрохімічного обстеження ґрунтів власниками земель та землекористувачами.

Література:

1. *Трапезников В.К.* Локальное питание растений / *В.К. Трапезников, И.И. Иванов, Н.Г. Тальвинская*. – Уфа: Гилем, 1999. – 258 с.

2. Методические подходы оценки параметров почвенного плодородия садових ценозов при 45 локальном применении удобрений и орошения // *Т.Г. Фоменко, В.П. Попова, Н.Г. Пестрова, Е.А. Черников* // Научные труды ГНУ СКЗНИИСиВ. – Том 6. – 2014. – С. 38 – 44.

3. Агрохімічний аналіз: Підручник / *М.М. Городній, А.П. Лісовал, А.В. Бикін* та ін. / За ред. М.М. Городнього. - К.: Арістей, 2005. - 468с.

4. *Доспехов Б.А.* Практикум по земледелию / *Б.А. Доспехов, И.П. Васильєв, А.М. Туликов*. – М.: Колос, 1977. – С. 61.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПРОБООТБОРНИК ПОЧВЫ КОНСТРУКЦИИ АЛЕКСАНДРА БРАВАРЦА ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

А.А. Браварец

***Аннотация* – существующие автоматизированные пробоотборники почвы не обеспечивают надлежащей эффективности отбора проб почвы и не обеспечивают высоких требования к производительности для современных технологий сельскохозяйственного производства в растениеводстве. В связи с этим возникает необходимость к разработке современной конструкции такого пробоотборник. Автоматизированный пробоотборник почвы конструкции Александра Броварця для современных технологий сельскохозяйственного производства обеспечивает надлежащую производительность и эффективность выполнения технологической операции, обеспечивая агробиологические и механико-конструктивные параметры к таким системам.**

AUTOMATED SUSPENSION OF SURFACE OF CONSTRUCTION OF ALEXANDER BROWARDS FOR MODERN TECHNOLOGIES OF AGRICULTURAL PRODUCTION

A. Brovarts

Summary

Existing automated soil samplers do not provide proper soil sampling efficiency and do not provide high performance requirements for modern agricultural production technologies in crop production. In this connection, there is a need to develop a modern design of such a sampler. The automated soil sampler designed by Alexander Brovarts for modern agricultural production technologies ensures proper performance and efficiency of the technological operation, providing agrobiological and mechanical-constructive parameters to such systems.

ЗМІСТ

Наукове фахове видання

Праці
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 17. 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 14.12.2017 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