

Харьковский институт механизации и электрификации  
сельского хозяйства

На правах рукописи

НАГАЕВ Виктор Михайлович

УДК 631.354.026

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МОЛОТИЛЬНОГО УСТРОЙСТВА  
ВИРАЦИОННОГО ТИПА С АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Специальность 05.20.01 – Механизация  
сельскохозяйственного производства

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Харьков – 1992

Работа выполнена в Харьковском институте механизации и электрификации сельского хозяйства и Харьковском ордена Трудового Красного Знамени государственном аграрном университете имени В. В. Докучаева

Научный руководитель: Заслуженный деятель науки Украины, доктор технических наук, академик УААН П. М. Заика

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
А. С. Кушнарев  
кандидат технических наук, доцент  
А. В. Миняйло

Ведущая организация - Украинский научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения, Харьков

Защита диссертации состоится "22" ОКТАБРЯ 1992 года в "10" час. на заседании специализированного совета К 120.38.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук при Харьковском институте механизации и электрификации сельского хозяйства по адресу: ЗІОО78, г. Харьков 78, ул. Артема 44.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять ученому секретарю специализированного совета по адресу: ЗІОО78, г. Харьков 78, ул. Артема 44, ХИМЭСХ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "21" СЕНТЯБРЯ 1992 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета

Л. С. Ермолов

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00816267 (U)

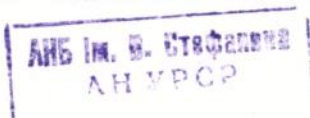
## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время в качестве основной конструкции молотильного устройства зерноуборочного комбайна принята классическая схема обмолота: барабан-дека. Вильные и штифтовые обмолачивающие устройства несмотря на простоту конструкции, универсальность в обмолоте различных культур имеют ряд существенных недостатков. Основными из них являются: высокая степень травмирования зерна и непроизводительные затраты энергии на обмолот. Так например при комбайновой уборке дробление зерна пшеницы достигает 2...8 %, а микроповреждение зерна от 30 до 70 %. Известно, что при посеве каждые 10 % травмированных зерен, содержащихся в посевном материале, снижают урожайность в среднем на 1 центнер с 1 га. Основной причиной вышеприведенных недостатков работы молотильно-сапарилующих устройств классической схемы следует считать сам процесс обмолота, который сопровождается ударно-вытирающими нагрузками рабочих органов молотильных барабанов на обмолачиваемую массу с ее подпором на подбарабанье.

Анализ комбайнов по методике прогнозирования больших систем свидетельствует о том, что процесс эффективного повышения производительности с минимальным травмированием зерна при обмолоте для комбайнов с обмолачивающими устройствами классической схемы путем их совершенствования и модернизации фактически исчерпан.

Таким образом, вопросы изыскания и использования новых обмолачивающих устройств, снижающих травмирование зерна при обмолоте, имеют важное народнохозяйственное значение.

Решению одной из задач этой проблемы посвящена диссертационная работа.



Цель работ. Улучшить качественные показатели процесса обмолота зерно-бобовых культур путем повышения интенсивности инерционного поля и снижения частоты вращения дисковых барабанов в конструкции вибрационного молотильного устройства.

Объект исследований. Экспериментальная установка молотильного устройства вибрационного типа с активными рабочими органами. Хлебная масса озимой пшеницы "Харьковская - 81", скошенная в полной спелости вручную серпом, выращенная на полях учебно-опытного хозяйства "Коммунист" Харьковского района Харьковской области.

Общая методика исследований. Теоретические исследования процесса взаимодействия активных рабочих органов вибрационного молотильного устройства с обмолачиваемой массой проводились с использованием законов движения материальной точки. Решение дифференциального уравнения движения материальной точки выполнено численно на ЭЕМ СМ-4-20. Оптимальные конструктивные и кинематические параметры рабочих органов молотильного устройства обоснованы методом многофакторного планирования эксперимента. Экспериментальные исследования проводились по частной и стандартной ( ОСТ 70.8.1-81, ГОСТ 3040-55 ) методикам. Опытные данные обрабатывались методом математической статистики.

Научная новизна. Предложен способ обмолота зерно-бобовых культур и разработана конструкция молотильного устройства вибрационного типа с активными рабочими органами ( А.с. № 1486091 ), позволяющая снизить частоту вращения дисковых барабанов и улучшить качественные показатели работы по сравнению с известным молотильным устройством ( А.с. № 674714 ). Изучено взаимодействие активных дисков молотильного устройства с обмолачиваемой массой. Составлена математическая модель движения обмолачиваемой массы в виде точки соприкосновения ее с плоскостью активного диска, позволяющая теоретически определить конструктивные и кинематические параметры предложенного молотильного устройства.

Практическая ценность работы. Разработана конструкция и обоснованы основные параметры активных рабочих органов вибрационного молотильного устройства. В результате его использования, косвенные потери при уборке зерно-бобовых культур сокращаются в 5...10 раз.

Реализация результатов исследований. Результаты теоретических и экспериментальных исследований молотильного устройства вибрационного типа с активными рабочими органами, а также техническая документация на изготовление в производственных условиях предлагаемого молотильного устройства приняты Украинским научно-исследовательским институтом сельскохозяйственного машиностроения к последующему использованию для внедрения в одной из тем научных разработок УкрНИИСХСМА по совершенствованию уборочной техники, снижающей травмирование зерна при обмолоте.

Апробация. Основные положения диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на научных конференциях профессорско-преподавательского состава Харьковского института механизации и электрификации сельского хозяйства ( 1989...1991 гг. ), Харьковского государственного аграрного университета ( 1992 г. ). Основная информация по разработке вибрационного молотильного устройства представлена в ГСКБ п/о "Ростсельмаш" по зерноуборочным машинам ( г. Ростов-на-Дону, 1990 г. ), а также Украинский научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения ( 1992 г. ).

Публикация результатов исследований. По материалам диссертационной работы опубликовано 2 научных статьи и получено одно авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работ. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, выводов и практических предложений. Она изложена на 210 страницах, содержит 145 страниц машинописного текста, 94 рисунков и 27 таблиц, 21 приложение.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы, приведены выносимые на защиту положения.

В первом разделе дан обзор существующих конструкций молотильных аппаратов зерноуборочных комбайнов, а также перспективные направления их развития. Сделан анализ работы молотильно-сепарирующих устройств классической схемы обмолота, приведены основные направления совершенствования молотильных аппаратов зерноуборочных комбайнов.

В современных комбайнах преимущественное развитие получили молотильные устройства, основанные на механическом воздействии рабочих органов на обмолачиваемую массу. Однако, обмолот ударом с последующим протаскиванием стеблей через зазор между барабаном и подбарабаньем, являющийся основным способом выделения зерна из колоса бильными или зубвыми барабанами, как показывают исследования И.Ф. Василенко, В.А. Желиговского, А.Н. Гудкова, Р.П. Заднепрвского, Г.М. Гинько, Н.И. Кленина, Т.И. Егоровой и многих других ученых, нельзя признать рациональным. Кроме того молотильные устройства такого типа имеют большой технологический недостаток, который выражается в больших косвенных потерях зерна при обмолоте. Физические основы снижения травмирования зерна при обмолоте рассмотрены в работах В.П. Глотова, Б.П. Кутелова, К.Г. Колганова, Г.Т. Павловского, С.Д. Птицина, А.Н. Пугачева, И.С. Булдо, А.П. Тарасенко, В.М. Халанского, П.Н. Шибалева, И.Я. Чумаченко, Ю.В. Шалагинова, В.К. Жуковой, Е.С. Новак и другими авторами.

Молотильные устройства классической схемы обмолота подошли к своему периоду сатурации, их дальнейшая модернизация и совершенствование выглядит неперспективно.

В последнее время создаются новые молотильно-сепарирующие уст-

ройства, принципиально отличающиеся от своих прототипов. При этом в основу процесса обмолота положены не ударные нагрузки, а использованы нетрадиционные методы воздействия рабочих органов на обмолачиваемую массу. Особый интерес представляет безударный способ обмолота, основанный на принципе вибрации обмолачиваемой массы. Молотильное устройство, реализующее данный способ обмолота, позволяет обмолачивать зерно-бобовые культуры со значительным снижением косвенных потерь. Основным рабочим органом данной конструкции молотильного устройства ( А.с. № 674714 ) является дисковый барабан. Диски на валу барабана установлены под определенным фиксированным углом наклона. Это молотильное устройство в течение ряда лет испытывалось в полевых условиях на различных культурах. Косвенные потери в сравнении с серийными молотильными аппаратами при уборке снижены в 5...10 раз.

В тоже время основным недостатком его работы следует считать высокую частоту вращения дисковых барабанов, которая необходима для обмолота труднообмолачиваемых культур. Например, для того чтобы недомолот при уборке пшеницы соответствовал агротехническим требованиям, частота вращения дисковых барабанов должна быть не меньше 3500...4000 об/мин. Как показали исследования, в этом диапазоне частот вращения имеется несколько критических собственных частот вращения дискового барабана, что снижает надежность молотильного устройства и работоспособность комбайна в целом.

В соответствии с целью исследования в работе поставлены следующие задачи:

- провести теоретическое исследование о целесообразности использования активного рабочего элемента для создания конструкции молотильного устройства с вибрационным полем большой интенсивности;
- изучить процесс взаимодействия активных рабочих органов молотильного устройства с обмолачиваемой массой;

- разработать и изготовить конструкцию экспериментальной установки для обмолота зерно-бобовых культур;
- провести экспериментальные исследования по изучению процесса обмолота предложенным молотильным устройством и определить его оптимальные параметры и режимы работы;
- обосновать экономическую эффективность работы молотильного устройства вибрационного типа с активными рабочими органами.

Второй раздел посвящен теоретическому исследованию вибрационного молотильного устройства с активными рабочими органами. При этом решались следующие задачи:

- определение закона движения активного рабочего органа;
- изучение процесса взаимодействия дисков с обмолачиваемой массой;
- обоснование основных конструктивных и кинематических параметров молотильного устройства.

По результатам анализа процесса обмолота вибрационным молотильным устройством с фиксированным положением дисков установлено, что для выделения зерна вибрационным способом необходимо наличие двух основных факторов: 1 - достаточного ускорения, сообщаемого обмолачиваемой массе; 2 - необходимого числа циклов нагрузки. Эти составляющие процесса виброобмолота заложены в конструкции молотильного устройства с активными рабочими органами.

В предложенном молотильном устройстве достаточное для обмолота хлебной массы поле ускорений поверхностей рабочих элементов ( дисков ) получено в результате сообщения дискам независимого от их вращения колебательного движения. В результате существенно снижена частота вращения дисковых барабанов. На рис. 1 приведена кинематическая схема дискового барабана вибрационного молотильного устройства. Для составления закона движения активного рабочего органа

обратимся к рис. 2, где представлен активный диск с его возможными угловыми перемещениями. Принята система координат  $OXYZ$ , причем диск вращается вокруг оси  $OY$ , ось  $OX$  совмещена с плоскостью диска. Вначале рассмотрим перемещение диска под действием его механизма колебаний, без учета вращательного движения. Приняты обозначения:  $\psi_{ср}$  - среднеустановочный угол наклона диска,  $\Delta\psi$  - амплитудный угол колебания диска с амплитудой  $\Delta\psi_0$ . Полный угол наклона диска  $\psi_0$  равен сумме углов среднеустановочного и амплитудного:

$$\psi_0 = \psi_{ср} + \Delta\psi_0, \quad (1)$$

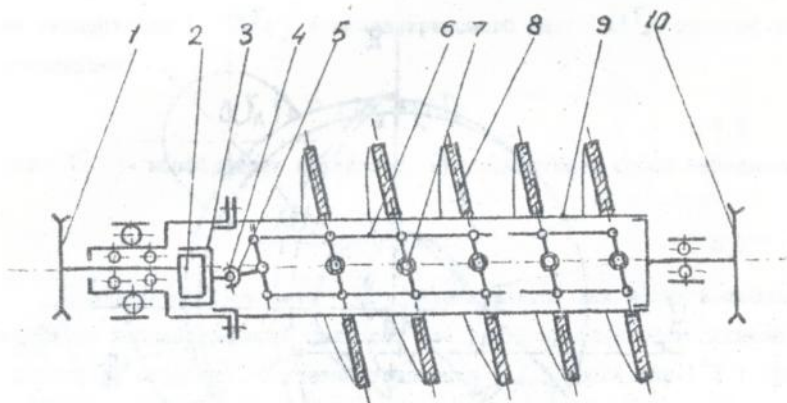


Рис. 1. Кинематическая схема дискового барабана с активными дисками: 1 - привод эксцентрикового вала механизма колебания дисков; 2 - эксцентрик; 3 - обойма эксцентрика; 4 - поводок; 5 - вилка; 6 - тяга; 7 - поворотный рычаг; 8 - диск; 9 - трубчатый вал; 10 - привод дискового барабана

Смещение проекции точки диска, лежащей на его радиусе  $R$ , в направлении оси  $OY$  можно записать в виде:

$$y = R \cdot \sin[\psi_{\text{ср}} + \Delta\psi_0 \cdot \cos((\omega_2 - \omega_1)t + \alpha_0)], \quad (2)$$

где  $\omega_1$  - частота вращения дискового барабана (обоймы эксцентрика);  $\omega_2$  - частота вращения эксцентрикового вала;  
 $\alpha_0$  - начальный угол наклона диска.

Уравнение (2) характеризует изменение амплитуды отклонения периферийной точки диска при его колебании от дополнительного механизма колебаний, который представляет собой эксцентриковый вибро-возбудитель, состоящий из эксцентрикового вала и обоймы эксцентрика.

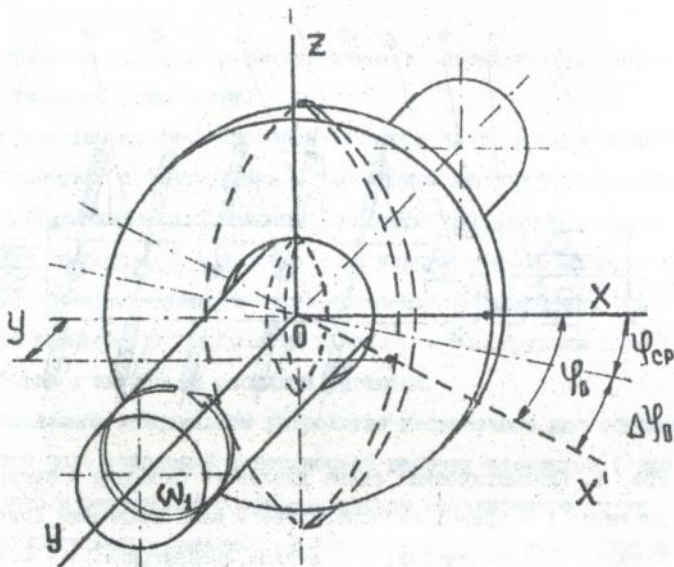


Рис. 2. Угловые перемещения активного диска

Из уравнения ( 2 ) видно, что максимальная частота колебания диска может быть получена при в с е т р е ч н о м вращении эксцентрика и его обоймы. Частота вращения обоймы эксцентрика  $\omega_1$  равна частоте вращения дискового барабана  $\omega_2$ , так как между ними была жесткая кинематическая связь.

Колебательное движение проекции точки диска, лежащей на его радиусе, на ось  $OY$  от совместного колебательного ( 2 ) и вращательного движения диска можно записать в таком виде

$$y = R \cdot \sin [\varphi_{cp} + \Delta\varphi_0 \cdot \cos(\omega_2 - \omega_1)t + \alpha_0] \cdot \cos \omega_1 t \quad ( 3 )$$

В уравнении ( 3 ) частоты вращения дискового барабана ( обоймы эксцентрика )  $\omega_1$  и эксцентрикового вала  $\omega_2$  связаны соотношением

$$\omega_1 n = \omega_2 - \omega_1 \quad ( 4 )$$

где  $n$  - коэффициент кратности, представляющий собой отношение

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_1} \quad ( 5 )$$

Коэффициент кратности  $n$  определяется как число колебаний диска от дополнительного привода, без учета вращательного движения дискового барабана. С учетом уравнения ( 4 ) уравнение ( 3 ) приобретает вид:

$$y = R \cdot \sin [\varphi_{cp} + \Delta\varphi_0 \cdot \cos(n\omega_1 t + \alpha_0)] \cdot \cos \omega_1 t \quad ( 6 )$$

Для определения результирующих ускорений и частоты колебания активного диска при его работе, уравнение ( 6 ) продифференцирова-

но дважды по времени:

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dt^2} = & -4\omega_1^2 \left\{ n^2 \Delta\varphi_0^2 \cdot \sin^2(n\omega_1 t) + \right. \\ & + R n \Delta\varphi_0 \cdot \sin[\varphi_{cp} + \Delta\varphi_0 \cos(n\omega_1 t + \alpha_0)] \cdot \sin(n\omega_1 t) \cdot \sin\omega_1 t + \\ & + R \cdot \cos[\varphi_{cp} + \Delta\varphi_0 \cos(n\omega_1 t + \alpha_0)] \left[ n^2 \Delta\varphi_0 \cos(n\omega_1 t) \times \right. \\ & \times \cos\omega_1 t - n \Delta\varphi_0 \sin(n\omega_1 t) \cdot \sin\omega_1 t + \\ & \left. + \cos\omega_1 t \right] \left. \right\} \quad (7) \end{aligned}$$

По уравнению (7) расчетным путем на ЭВМ СМ-4-20 получено рациональное сочетание среднеустановочного  $\varphi_{cp}$  и амплитудного  $\Delta\varphi_0$  углов наклона дисков. Теоретическими исследованиями с использованием сравнительных диаграмм распределения ускорений рабочих органов (рис. 3) установлено, что наибольшее влияние на величину суммарного ускорения диска оказывает амплитудный угол наклона дисков  $\Delta\varphi_0$ . Влияние угла  $\varphi_{cp}$  на этот параметр менее значительно. Например, кривая I (рис. 3) характеризует распределение ускорений жестко закрепленного на валу под углом  $16^\circ$  диска, без сообщения ему дополнительных колебаний. Суммарное ускорение активного рабочего элемента (кривая 4 на рис. 3) при равных кинематических и геометрических параметрах рабочих органов в 3 раза выше ускорения жесткого неколебывшегося диска. Цикличность при этом можно изменять различ-

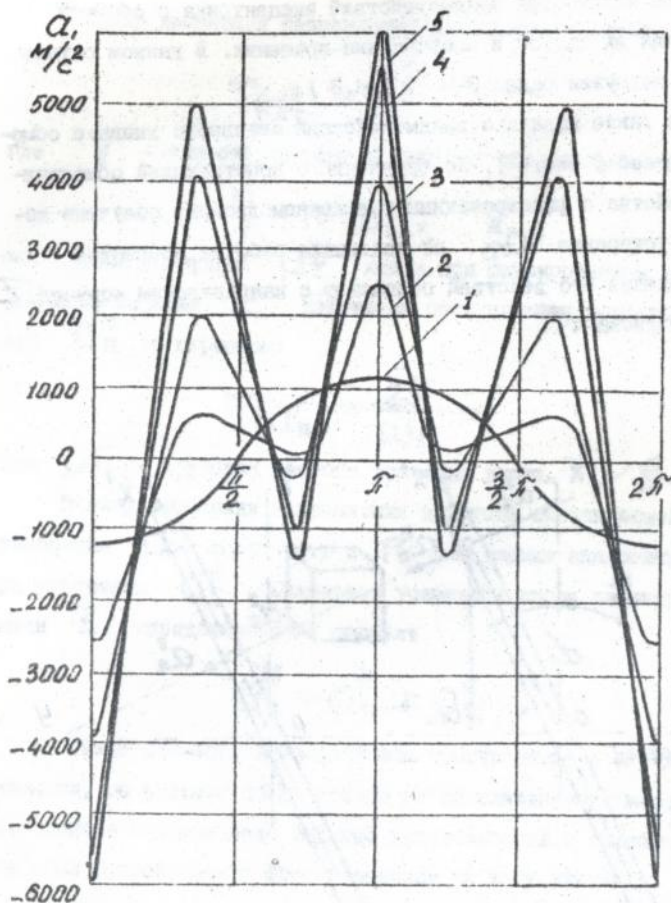


Рис. 3. Влияние различного сочетания среднеустановочного  $\psi_{ср}$  и амплитудного  $\Delta\psi_0$  углов наклона дисков на распределение ускорений активных рабочих органов:

1.  $\psi_{ср} = 16^\circ$ ,  $\Delta\psi_0 = 0^\circ$ ,  $\omega_1 = 200$  рад/с,  $a = 1200$  м/с<sup>2</sup>;
2.  $\psi_{ср} = 16^\circ$ ,  $\Delta\psi_0 = 4^\circ$ ,  $\omega_1 = -\omega_2 = 200$  рад/с,  $a = 2500$  м/с<sup>2</sup>;
3.  $\psi_{ср} = 8^\circ$ ,  $\Delta\psi_0 = 8^\circ$ ,  $\omega_1 = -\omega_2 = 200$  рад/с,  $a = 3543$  м/с<sup>2</sup>;
4.  $\psi_{ср} = 0^\circ$ ,  $\Delta\psi_0 = 16^\circ$ ,  $\omega_1 = -\omega_2 = 200$  рад/с,  $a = 5906$  м/с<sup>2</sup>;
5.  $\psi_{ср} = 4^\circ$ ,  $\Delta\psi_0 = 16^\circ$ ,  $\omega_1 = -\omega_2 = 200$  рад/с,  $a = 6062$  м/с<sup>2</sup>.

ным сочетанием количества взаимодействий эксцентрика с облоймой путем изменения их частот и направления вращения. В данном случае число циклов нагрузки равно 3-м ( рис.3 ).

Решалась также задача о взаимодействии активного диска с обмолачиваемой массой ( рис.4 ). По сравнению с конструкцией обмолачивающего устройства с фиксированным положением дисков, получено дополнительное ускорение  $a_{\Sigma}^z$  от колебания рабочих элементов ( дисков ). Направление его действия совпадает с направлением нормали  $Z$  к поверхности диска .

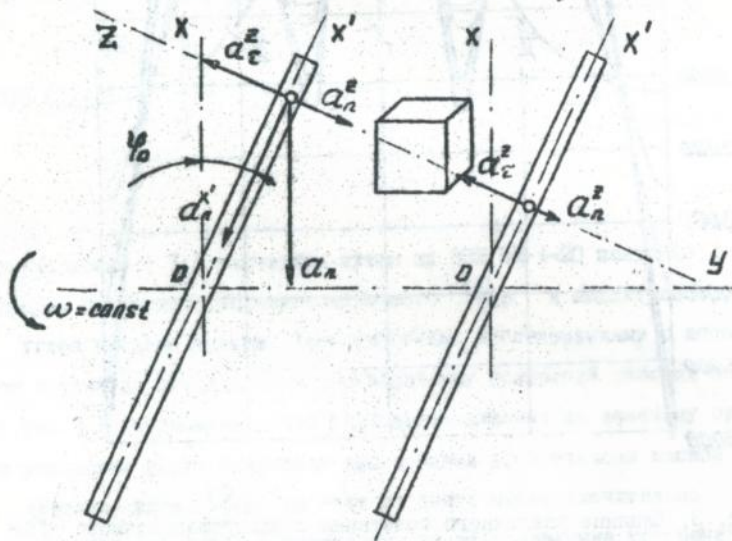


Рис.4. Расчетная схема взаимодействия активного диска с обмолачиваемой массой

Период изменения направления действия ускорения  $a_z^z$  равен

$$T(a_z^z) = \frac{2\pi}{\nu} \quad (8)$$

где  $\nu$  - частота колебания диска от дополнительного привода:

$$\nu = n \cdot \omega_1 \quad (9)$$

Кроме ускорения  $a_z^z$ , как и при фиксированном диске, по направлению нормали  $Z$  действует составляющая нормального ускорения  $a_n^z$  с периодом:

$$T(a_n^z) = \frac{2\pi}{\omega_1} \quad (10)$$

где  $\omega_1$  - круговая частота вращения диска.

Период изменения направления действия составляющей нормального ускорения  $a_n^z$  может быть в  $n$  раз больше аналогичного параметра ускорения  $a_z^z$ . Суммарное ускорение диска по направлению нормали  $Z$  определяется по формуле

$$a_z^z = a_n^z \pm a_z^z \quad (11)$$

Таким образом, в междисковом пространстве в определенный момент времени, со стороны обоих дисков на обмолачиваемую массу действует переменное силовое поле большей интенсивности в сравнении с молотильным устройством с фиксированными на валу дисками.

В третьем разделе приведены программа и методика экспериментальных исследований, а также описание экспериментальной установки для реализации опытов.

Программа экспериментальных исследований включает следующие вопросы: изучение физико-механических свойств пшеницы "Харьковская-81"; проведение полевых опытов; определение оптимальных параметров молотильного устройства вибрационного типа с активными рабочими орга-

нами методом многофакторного планирования эксперимента; определение качественных и энергетических показателей работы молотильного устройства, а также его производительности и обоснование экономической эффективности работы.

Для реализации вышеизложенной программы исследований изготовлена экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 5. В конструкции рабочих органов ( дисковых барабанов ) предусмотрены регулировки углов наклона дисков  $\varphi_{ср}$  и  $\Delta\varphi_0$  от 0 до 16 градусов с интервалом в  $2^\circ$ , а также частот вращения дисковых барабанов в диапазоне 575...3500 об/мин и эксцентриковых валов от 625 до 2500 об/мин. При работе молотильного устройства обмолачиваемая масса подается транспортером 1 к прижимному валу 2 и далее в зону обмолота к вращающимся дисковым барабанам 3, которые захватывают ее и обмолачивают.

В четвертом разделе приведены результаты экспериментальных исследований, а также дано обоснование оптимальных параметров предлагаемого молотильного устройства.

В качестве критерия оптимизации параметров выбран **н е д о м о л о т**, как основной качественный показатель работы молотильных аппаратов. Вначале из общего числа факторов, влияющих на процесс вибрационного обмолота, методом априорного ранжирования отобрано три фактора, эффекты которых наиболее сильно выделились на диаграмме рангов:  $W_1$  - частота вращения дисковых барабанов,  $W_2$  - частота вращения эксцентриковых валов,  $\Delta\varphi_0$  - амплитудный угол наклона дисков. Из программы дальнейших исследований был исключен среднеустановочный угол наклона дисков  $\varphi_{ср}$ , так как теоретическими исследованиями, а затем поисковыми опытами установлено, что он должен быть равным нулю. Для исследования поверхности отклика принят ротатабельный план Бокса второго порядка. В результате обработки эксперименталь-

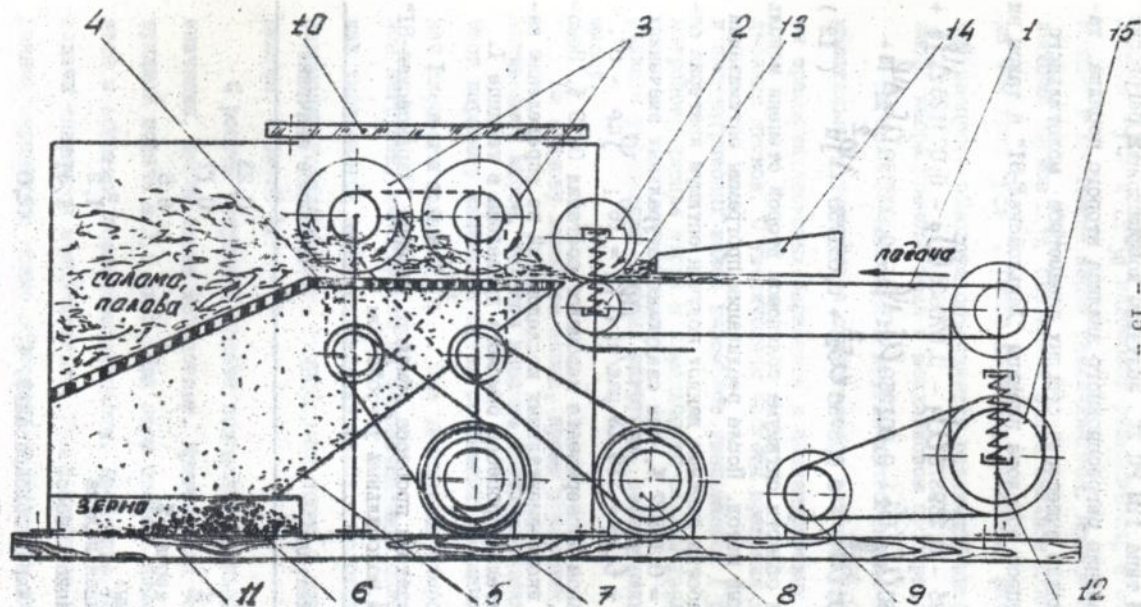


Рис.5. Схема экспериментальной установки с активными рабочими органами: 1 - транспортер; 2 - прижимной валец; 3 - дисковые барабаны; 4 - подбарабанье; 5 - скатная доска; 6 - пробоотборник; 7 - электродвигатель привода дисковых барабанов; 8 - электродвигатель привода механизма колебаний дисков; 9 - электродвигатель привода транспортера; 10 - прозрачный защитный экран; 11 - помост; 12 - рама; 13 - пружины; 14 - направляющие шетки; 15 - вариатор

ных данных на ЭВМ типа IBM PC XT получены коэффициенты регрессии и составлено уравнение регрессионного анализа второго порядка, характеризующее влияние вышеперечисленных параметров молотильного устройства на процесс обмолота пшеницы "Харьковская-81" в таком виде:

$$M = 0,290625 - 0,259375 \omega_1 - 0,070625 \omega_2 - 0,073125 \Delta\varphi_0 + \\ + 0,011250 \omega_1 \omega_2 + 0,001250 \omega_1 \Delta\varphi_0 - 0,003750 \omega_2 \Delta\varphi_0 + \\ + 0,177500 \omega_1^2 + 0,008750 \omega_2^2 + 0,031750 \Delta\varphi_0^2 \quad (I2)$$

Для описания области оптимума полиномом второй степени использовался градиентный метод. После реализации программы оптимизации параметров и обработки опытных данных получен оптимум критерия оптимизации  $M = 0,14527\%$ , при следующих натуральных значениях факторов:  $\omega_1 = -\omega_2 = 116,13$  рад/с;  $\Delta\varphi_0 = 16^\circ$ ;  $\varphi_{ср} = 0^\circ$ .

При контрольном эксперименте недомолот составил  $0,33\%$ . Некоторые результаты экспериментальных исследований по определению качественных показателей процесса обмолота приведены в таблице I.

Т а б л и ц а I

Качественные показатели процесса обмолота пшеницы "Харьковская-81" экспериментальным молотильным устройством

Качественные показатели	Численное значение
Недомолот, %	0,23
Дробление зерна, %	0,17
Микрповреждение зерна, %	6,6
Измельчение соломы:	
ориентированная подача	1,2
подача спутанной массой	1,41
Просыпание зерна через подбрасанье, %	42,0

Исследованиями установлено, что с увеличением углов наклона дисков  $\varphi_{ср}$  и  $\Delta\varphi_0$  недомолот уменьшается, а степень измельчения соломы и дробление зерна увеличиваются. Причем амплитудный угол колебания дисков  $\Delta\varphi_0$  оказывает более сильное влияние на вымолот зерна чем угол  $\varphi_{ср}$ . Такой характер изменения качественных показателей процесса обмолота объясняется различной интенсивностью создаваемого вибрационного поля в междисковом пространстве (рис.6).

На полноту вымолота и другие качественные показатели работы молотильного устройства существенное влияние оказывают также частоты вращения дисковых барабанов и эксцентриковых валов механизма колебания дисков. С увеличением частоты вращения дисковых барабанов и эксцентриковых валов недомолот уменьшается (рис.7), а дробление, микроповреждение зерна и измельчение соломы увеличиваются, вследствие резкого увеличения силовых нагрузок, действующих на обмолачиваемую массу.

На полноту вымолота зерна, кроме ускорений, создаваемых в обмолачиваемой массе, большое влияние оказывает цикличность нагрузок. Этот параметр изменялся путем сообщения обмолачиваемой массе различной скорости подачи  $V_{п}$ . При увеличении скорости подачи число циклов нагрузки, действующее на обмолачиваемую массу уменьшается, так как уменьшается время нахождения массы в молотильном зазоре. При этом недомолот увеличивается, а дробление зерна и измельчение соломы уменьшаются (рис.8).

С ростом секундной подачи недомолот уменьшается до определенного значения, затем снова возрастает. Критическая точка соответствует секундной подаче в 1,5 кг/с. При этом степень измельчения соломы изменяется в обратной последовательности. Дробление зерна с возрастанием подачи снижается незначительно. Такой характер изменения вышеперечисленных параметров можно объяснить увеличением плотности стеблевой массы, находящейся между дисками, которая в свою очередь влияет на

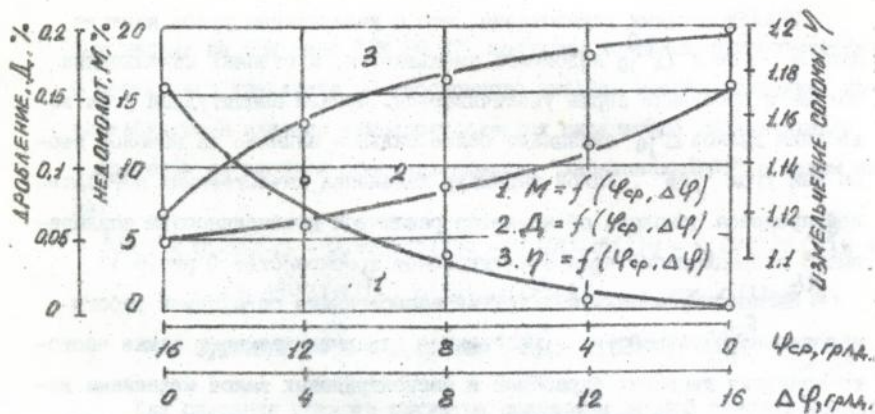


Рис. 6. Зависимость основных качественных показателей процесса обмолота от взаимного сочетания среднеустановочного  $\psi_{cp}$  и амплитудного  $\Delta\psi$  углов наклона дисков, при  $\omega_1 = -\omega_2 = 1125$  об/мин

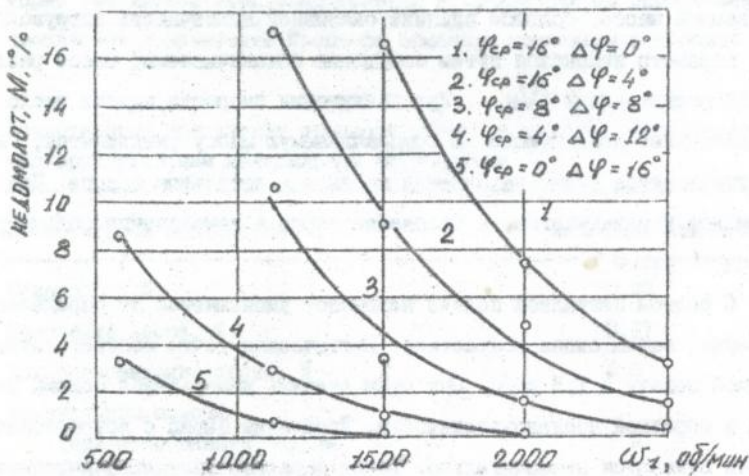


Рис. 7. Зависимость недомолота  $M$  от частоты вращения дисковых барабанов  $\omega_1$  при различном сочетании основных углов наклона дисков  $\psi_{cp}$  и  $\Delta\psi$ ,  $\omega_2 = 850$  об/мин

распределение ускорений в толще стебальной массы.

На экспериментальной установке при оптимальных параметрах достигнута производительность 1,0 кг/с при неломоте 0,23 % и измельчении соломы 1,2. Удельная пропускная способность экспериментального молотильного аппарата, приходящаяся на 1 м длины барабана, составляет 5,55 кг/с/м, что находится на уровне аналогичного параметра комбайна "ДОН-1500".

При оптимальной производительности расход удельной мощности составил 2,5 кВт/кг/с. В результате проведенных экспериментов по определению расхода удельной мощности от подачи и скорости продвижения обмолачиваемой массы через рабочие органы установлено, что с увеличением подачи удельная мощность увеличивается, а с увеличением скорости движения массы при той же подаче, удельная мощность уменьшается.

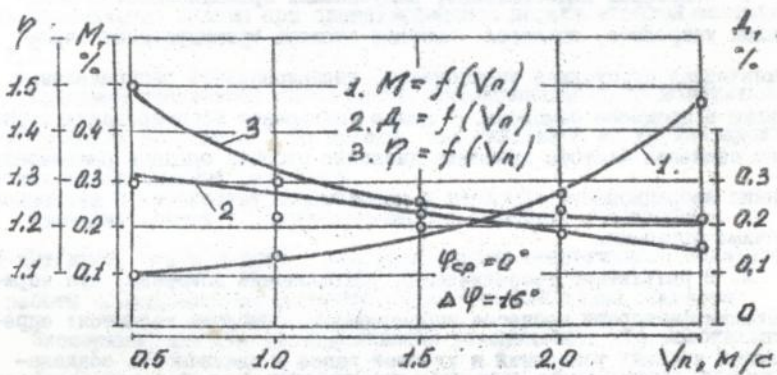


Рис. 8. Зависимость качественных показателей процесса обмолота ( $M$  - неломот,  $A$  - проделение зерна,  $\varphi$  - измельчение соломы) от скорости подачи обмолачиваемой массы  $V_n$ , при  $\omega_1 = \omega_2 = 1125 \text{ об/мин}$

Экономическая эффективность от использования предлагаемого молотильно-сепарирующего устройства определена по стоимости косвенных потерь при обмолоте. Так, если учитывать стоимость потерь только лишь от дробления зерна, эффективность от использования нового молотильного устройства при годовой выработке 180 га и урожайности пшеницы 30 ц/га составляет 69174,0 руб. в год на один комбайн ( в ценах 1992 года ).

В приложении приведены данные о физико-механических свойствах пшеницы "Харьковская-81", табличные материалы по результатам планирования эксперимента, экспериментальные данные, отражающие зависимость качественных показателей работы молотильного устройства от основных его параметров, а также другие материалы.

#### ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

1. Основными недостатками, выпускаемых промышленностью молотильных устройств, являются: высокая степень травмирования зерна, ограниченная пропускная способность, нерациональное распределение энергии в процессе обмолота. С целью уменьшения травмирования зерна путем снижения частоты вращения дисковых рабочих органов реализован принцип вибрационного обмолота в молотильном устройстве с активными рабочими органами.

2. В результате теоретических исследований доказано, что определяющими факторами процесса вибрационного обмолота являются: определенный уровень ускорений в хлебной массе и цикличность создаваемых нагрузок.

3. В результате решения дифференциального уравнения движения активного рабочего элемента определены результирующие ускорения и число циклов нагрузки, оказывающие влияние на предмет обмолота. Интенсивность создаваемого вибрационного поля по сравнению с конструкцией молотильного аппарата с фиксированным положением дисков

получена в несколько раз выше. Поэтому стало возможным значительно снизить частоту вращения дисковых барабанов.

4. При проведении полного факторного эксперимента получены оптимальные параметры предлагаемого молотильного устройства: среднее тангочный угол наклона дисков  $\varphi_{\text{ср}} = 0^\circ$ , амплитудный угол колебания дисков  $\Delta\varphi_0 = 16^\circ$ , частота вращения дисковых барабанов и эксцентриковых валов механизма колебания дисков  $\omega_1 = -\omega_2 = 116,13$  рад/с, что соответствует 1110 об/мин ( для пшеницы "Харьковская-81").

5. Качественные показатели процесса обмолота молотильным устройством вибрационного типа с активными рабочими органами значительно выше аналогичных показателей работы выпускаемых промышленностью комбайнов. При обмолоте пшеницы "Харьковская-81" недомолот составил 0,23 %, дробление зерна 0,17 %, микроповреждение зерна 6,6 %, степень измельчения соломы при ориентированной подаче стеблей составила 1,2.

Удельная пропускная способность экспериментального молотильного устройства составила 5,55 кг/с/м, что находится на уровне производительности бильных барабанов.

Удельная мощность, затрачиваемая на обмолот, составила 2,5 кВт/кг/с, что примерно в два раза меньше аналогичного показателя работы обмолачивающих устройств классической схемы обмолота.

Экспериментальными исследованиями установлено, что молотильное устройство предлагаемой конструкции позволяет обмолачивать хлебную массу с влажностью до 35 %.

6. Получены зависимости качественных показателей процесса обмолота от параметров и режимов работы экспериментального молотильного устройства с активными рабочими органами.

7. Экономическая эффективность составила 69174,0 руб. в год на

один комбайн ( в ценах 1992 года ).

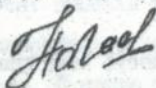
8. Разработана техническая документация для изготовления производственного образца вибрационного молотильного устройства с активными рабочими органами, которое может быть использовано в стационарных и комбайновых молотилках.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Теоретические предпосылки создания виброобмолачивающего устройства // Техника в сельском хозяйстве.- 1991.- № 6.- С.40-42.

2. Основные результаты производственной проверки молотильного устройства вибрационного типа на обмолоте зерновых и бобовых культур // Вопросы механизации возделывания и уборки сельскохозяйственных культур: Об. науч. тр.- Харьков: ХСХИ, 1990.- С.47-52 ( соавтор М.Н. Нагаев ).

3. А.с. № 1486091 СССР, МКИ А01 7/00. Молотильное устройство / М.Н. Нагаев, В.М. Нагаев // Б.И.- 1989.- № 22.



Подп.к печ. 17.08.92. Формат 60 x 84 1/16.

Объем 1,0 уч.-изд.л. Тираж 100. Заказ 260.

---

Участок оперативной печати Харьковского ГАУ,  
312131, п/с"Коммунист-1", учгородок.





~~TH~~

467454

AB 25.575