

А. Н. Юрин

*РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
г. Минск, Республика Беларусь
E-mail: anton-jurin@rambler.ru*

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА АКТИВАТОРА ЯГОДОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Аннотация. В данной статье представлен анализ конструкций вибровозбудителей ягодоуборочного комбайна и обоснованы основные параметры двухвального дебалансного механизма привода активатора.

Теоретическими исследованиями определены тип и конструктивно-технологическая схема вибровозбудителя с двумя дебалансами, имеющими жесткую связь друг с другом и вращающимися в одном направлении со смещением на 180° . Анализ функционирования такого вибровозбудителя позволил установить рациональные значения массы грузов $m_a = 4,0$ кг и длину плеч $r = 0,02$ м, обеспечивающие получение вибраций с амплитудой $A = 23 \dots 27$ мм в диапазоне частот колебаний $8 \dots 20$ Гц, что соответствует агротехническим требованиям к уборке широкого перечня ягодных культур.

Результаты исследований использованы при разработке прицепного ягодоуборочного комбайна КПЯ, созданного РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». Он обеспечивает качественную уборку урожая с минимальными повреждениями ягод и кустарников аронии, смородины, крыжовника, шиповника и малины, что установлено в результате приемочных испытаний.

Ключевые слова: активатор, дебаланс, частота колебаний, амплитуда, повреждение ягод, качество уборки.

Anton N. Yuryn

*RUE "SPC NAS of Belarus for Agricultural Mechanization"
Minsk, Republic of Belarus
E-mail: anton-jurin@rambler.ru*

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF RATIONAL PARAMETERS OF THE ACTIVATOR DRIVE OF A BERRY HARVESTER

Abstract. This article presents an analysis of the main modes of operation of the activator of a berry harvester and provides a rationale for the main parameters of a two-shaft unbalanced activator drive mechanism. The quality of the harvesting processes in the cultivation of perennial plantations is determined mainly by the frequency and amplitude of oscillations of the harvester activator. As a result of theoretical studies, the type and design and technological scheme of a two-shaft vibration exciter with two unbalances that are rigidly connected to each other and rotate in the same direction with a displacement of 180° are substantiated. The analysis of the functioning of the vibration exciter made it possible to establish rational values of the mass of goods $m_a = 4,0$ kg and the length of the arms $r = 0,02$ m, providing vibrations with an amplitude of $A = 23 \dots 27$ mm in the frequency range of oscillations of $8 \dots 20$ Hz, which corresponds to harvesting a wide range of berry crops. The results of the research were used to create a trailed berry harvester КРЯА, the use of which ensures high-quality harvesting with minimal damage to berries and shrubs of chokeberry, currant, gooseberry, dog rose and raspberry.

Keywords: activator, unbalance, oscillation frequency, amplitude, berry damage, harvesting quality.

Введение

Качество выполнения уборочных процессов при возделывании многолетних насаждений определяет состояние не только выращенной продукции, но и самих растений после их взаимодействия с рабочими органами уборочной машины.

Поэтому главный принцип разработки ягодоуборочной техники – на основе изучения свойств растений создавать рабочие органы, воздействующие на них аналогично операциям, выполняемым вручную.

Исследованиями в области механизированной уборки ягод в разное время занимались Г. П. Варламов, Ю. А. Утков, В. В. Бычков, Я. Л. Овчинников, Л. М. Махиня, С. В. Протасов, В. К. Спиридонов, И. Г. Смирнов и др. [1–8]. Ими установлено, что наибольшее воздействие на качественные показатели работы ягодоуборочного комбайна оказывает активатор, непосредственно контактирующий с ветвями многолетних насаждений.

Исследованиями [9–14] установлена рациональная конструкция активатора ягодоуборочного комбайна, представляющая собой вертикальную или наклонную трубу с закрепленными на ней пальцами, совершающими колебательные движения относительно оси симметрии трубы.

Основными параметрами активатора, определяющими качество выполнения агротехнических показателей, являются амплитуда и частота колебаний [9–14]. При этом если амплитуда колебаний для различных культур примерно одинакова и составляет 20–25 мм, то частота колебаний разная и должна составлять для:

- черноплодной рябины (аронии) – 16–18 Гц;
- смородины – 15–16 Гц;
- крыжовника (шиповника) – 12–14 Гц;
- малины – 8–12 Гц.

Отклонение от указанной рациональной частоты колебаний при уборке урожая этих культур приводит к снижению степени отделения плодов (при снижении частоты) и увеличению повреждений насаждений и ягод (при ее превышении) [4–8, 11].

Таким образом, для эффективной уборки ягод определенной культуры нужна стабильная частота колебаний активатора. Однако в универсальном комбайне, предназначенном для уборки разных культур, требуется изменение частоты колебаний активатора в широком диапазоне.

Многочисленными исследованиями [8–10] обоснована конструкция активатора ягодоуборочного комбайна, представляющая собой вертикальную или наклонную трубу с закрепленными на ней пальцами, совершающими колебательные движения относительно оси симметрии трубы, и его основные рациональные параметры. Однако до настоящего времени обоснование параметров устройства, способного генерировать колебания постоянной амплитуды с частотой от 8 до 18 Гц, не выполнено.

Обоснование типа и основных параметров вибровозбудителя

Для создания вибрации используются вибровозбудители. В зависимости от вида энергии, используемой для возбуждения вибрации, различают вибровозбудители **механические, электрические, пневматические и гидравлические**.

Для возбуждения вибраций в сельскохозяйственных машинах наиболее подходящими являются механические вибровозбудители кривошипно-шатунного или центробежного типа (дебалансные).

В **кривошипно-шатунных** вибровозбудителях происходит преобразование вращательного движения ведущего звена (кривошипа, эксцентрика, кулачка) в возвратно-поступательное или качательное движение рабочего органа по закону, близкому к гармоническому, что оптимально подходит для привода активатора комбайна.

Однако такие вибровозбудители при высоких частотах создают значительные инерционные нагрузки, которые нагружают опоры и подшипники рабочего органа, а также передают нежелательные вибрации на раму машины. Это вызывает необходимость их уравнивания. Поэтому такие вибровозбудители не получили широкого распространения в мобильных сельскохозяйственных машинах.

Центробежные вибровозбудители наиболее распространены, так как отличаются простотой конструкции и универсальностью применения. В сельскохозяйственном машиностроении используются преимущественно одно- или двухвальные дебалансные вибровозбудители.

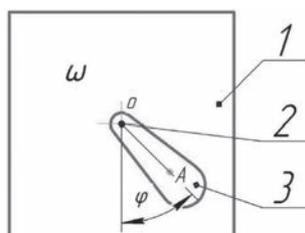


Рис. 1. Схема одновального дебалансного вибровозбудителя:
1 – корпус вибровозбудителя; 2 – ось вращения груза; 3 – груз

В одновальных вибровозбудителях (рис. 1) при вращении груза 3 относительно оси 2 возникает центробежная сила, вызывающая колебания корпуса вибровозбудителя. В то же время возникающие вибрации передаются не только на рабочий орган машины, но и на ее раму, что недопустимо по требованиям безопасности для машин, на которых находятся люди. Двухвальные вибровозбудители не имеют этого недостатка. Поэтому рассмотрим их рабочий процесс.

При уборке отделение ягод от растения происходит вследствие колебаний, передаваемых от активатора ягодоуборочного комбайна к ветвям насаждения. При этом ягоды убираемой культуры совершают гармонические колебания относительно места крепления плодоножки к ветви кустарника. Для создания таких колебаний активатор комбайна должен с определенной частотой совершать поворот на некоторый угол относительно своей оси с последующим возвращением в прежнее состояние. В таком случае радиально расположенные по периметру пальцы активатора будут совершать удары по ветвям кустарника, вызывая отделение ягод.

На рис. 2 представлена схема сил, возникающих при работе двухвального дебалансного вибровозбудителя. Здесь O – ось вибровозбудителя, совпадающая с осью вращения активатора ягодоуборочного комбайна и напрямую соединенная с ней, A и B – оси вращения грузов. Грузы вращаются вокруг осей в одном направлении со смещением друг относительно друга на угол 180° . При этом центры масс данных грузов равноудалены от оси вращения вибратора.

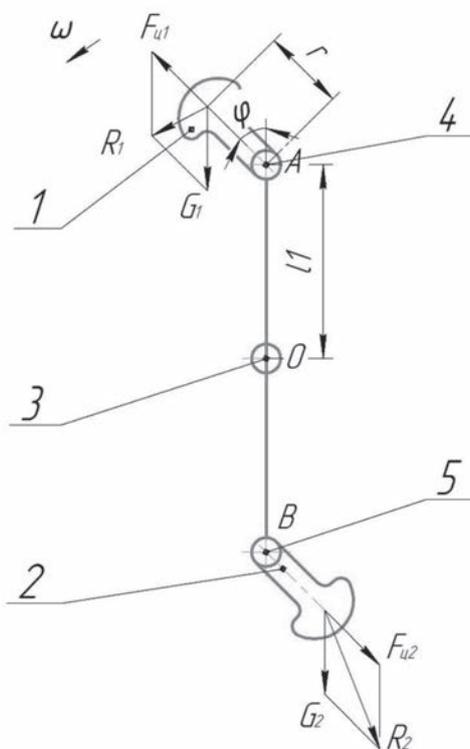


Рис. 2. Схема сил, возникающих при работе двухвального дебалансного вибровозбудителя:
1, 2 – грузы; 3 – ось вращения активатора; 4, 5 – оси вращения грузов

Рассмотрим вращение грузов дебалансов вибровозбудителя. Для этого составим схему сил, приложенных к системе.

При вращении дебалансов, закрепленных на осях 4 (точка A) и 5 (точка B), возникают центробежные силы $F_{ц1}$ и $F_{ц2}$. Кроме того, на грузы действуют силы тяжести G_1 и G_2 . Примем допущение, что вращение установившееся, при этом пренебрегаем весом направляющих дебалансов ввиду их незначительности в сравнении с центробежными силами, силами инерции и весом грузов при достаточно больших значениях угловых скоростей вращения дебалансов.

Центробежная сила первого дебаланса определяется как

$$F_{ц1} = m_{\partial 1} \omega^2 r,$$

где $m_{\partial 1}$ – масса первого дебаланса, кг; ω – угловая скорость вращения дебаланса, c^{-1} ; r – эксцентриситет (расстояние от оси вращения до центра тяжести неуравновешенной части дебаланса), м.

Сила тяжести первого дебаланса

$$G_1 = m_{\partial 1} g,$$

где g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

Равнодействующая центробежной силы и силы тяжести для первого дебаланса составит

$$R_1 = \sqrt{F_{ц1}^2 + G_1^2 + 2F_{ц1}G_1 \cos(180 - \varphi)},$$

а вращающий момент от её действия на вал активатора:

$$M_1 = R_1 l_1,$$

где l_1 – плечо равнодействующей силы R_1 , φ – угол между направлением действия центробежной силы груза дебаланса и направляющей звена OA .

Тогда вращающий момент от действия первого дебаланса

$$M_1 = r \cos \varphi \sqrt{F_{ц2}^2 + G_2^2 + 2F_{ц2}G_2 \cos(\varphi)}. \quad (1)$$

По аналогии определяем для второго дебаланса равнодействующую сил

$$R_2 = \sqrt{F_{ц2}^2 + G_2^2 + 2F_{ц2}G_2 \cos(\varphi)}$$

и вращающий момент равнодействующей силы

$$M_2 = R_2 l_2,$$

где l_2 – плечо равнодействующей силы R_2 .

Значение плеча вращающего момента определяется по выражению

$$l_2 = r \cos(180 - \varphi).$$

Тогда:

$$M_2 = r \cos(180 - \varphi) \sqrt{F_{ц2}^2 + G_2^2 + 2F_{ц2}G_2 \cos(\varphi)}. \quad (2)$$

Суммарный вращающий момент сил на валу активатора составит

$$M_{сум} = M_1 + M_2.$$

В то же время

$$M_{сум} = I \varepsilon,$$

где I – момент инерции активатора, ε – ускорение активатора, $\varepsilon = d\omega/dt$.

Тогда

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M}{I}.$$

Момент инерции N тел определяется выражением

$$I = \sum_{i=1}^N \Delta m_i S_i^2,$$

где Δm_i – масса каждой i -й части тела, S_i – расстояние от каждой i -й части до центра масс тела.

Так как в дебалансных механизмах наибольшая масса сосредоточена именно в грузах, то для определения момента инерции одного дебаланса примем выражение для определения момента инерции обруча

$$I = m_e S^2 = (2m_{\partial 1} + m_a) S^2, \quad (3)$$

где S – расстояние от неподвижной оси до центра масс груза, м; m_e – масса виброактиватора, кг; m_{∂} – масса дебаланса, кг; m_a – масса активатора, кг.

Учитывая, что $m_{\partial 1} = m_{\partial 2}$, запишем:

$$I = (2 m_{\partial 1} + m_a) S^2.$$

Принимая, что $F_{y1} = F_{y2}$, а $G_1 = G_2$, запишем уравнение для определения суммарного вращающего момента сил относительно вала активатора:

$$M_{\text{сум}} = \sqrt{F_{y1}^2 + G_1^2 + 2F_{y1}G_1 \cos(180 - \varphi)} l_1 + \sqrt{F_{y2}^2 + G_2^2 + 2F_{y2}G_2 \cos(\varphi)} l_2. \quad (4)$$

Используя выражения (1) и (2), получим

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\sqrt{F_{y1}^2 + G_1^2 + 2F_{y1}G_1 \cos(180 - \varphi)} l_1 + \sqrt{F_{y2}^2 + G_2^2 + 2F_{y2}G_2 \cos(\varphi)} l_2}{(2m_{\partial 1} + m_a) S^2}. \quad (5)$$

В выражении (5) значение S изменяется от $l + r$ до $l - r$ по зависимости

$$S = l + r \cos \varphi.$$

Тогда:

$$I = (2m_{\partial 1} + m_a)(l + r \cos \varphi)^2.$$

Подставив их в выражение (5), получим

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} = & \frac{\sqrt{(m_{\partial} \omega_1^2 r)^2 + (m_{\partial} g)^2 + 2m_{\partial}^2 \omega_1^2 r \cos(180 - \varphi) r \cos \varphi}}{(2m_{\partial 1} + m_a)(l + r \cos \varphi)^2} + \\ & + \frac{\sqrt{(m_{\partial} \omega_2^2 r)^2 + (m_{\partial} g)^2 + 2m_{\partial}^2 g \omega_2^2 r \cos(\varphi) r \cos(180 - \varphi)}}{(2m_{\partial 1} + m_a)(l + r \cos \varphi)^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Амплитуда колебаний вибровозбудителя определяется из выражения

$$A = \frac{M_{\text{сум}}}{m_e}.$$

Используя выражения (3) и (4), получим:

$$A = \frac{\sqrt{m_{\partial 1}^2 \omega_1^2 r^2 + m_{\partial 1}^2 g^2 + 2m_{\partial 1}^2 \omega_1^2 r g \cos(180 - \varphi)}(r \cos \varphi)}{2m_{\partial 1} + m_a} + \frac{\sqrt{m_{\partial 2}^2 \omega_2^2 r^2 + m_{\partial 2}^2 g^2 + 2m_{\partial 2}^2 \omega_2^2 r g \cos(\varphi)}(r \cos(180 - \varphi))}{2m_{\partial 1} + m_a} \quad (7)$$

Графическая интерпретация полученных выражений представлена на рис. 3.

Из графиков на рис. 3 видно, что вращающие моменты равнодействующих от сил изменяются по синусоидальному закону и значительно превышают момент инерции активатора.

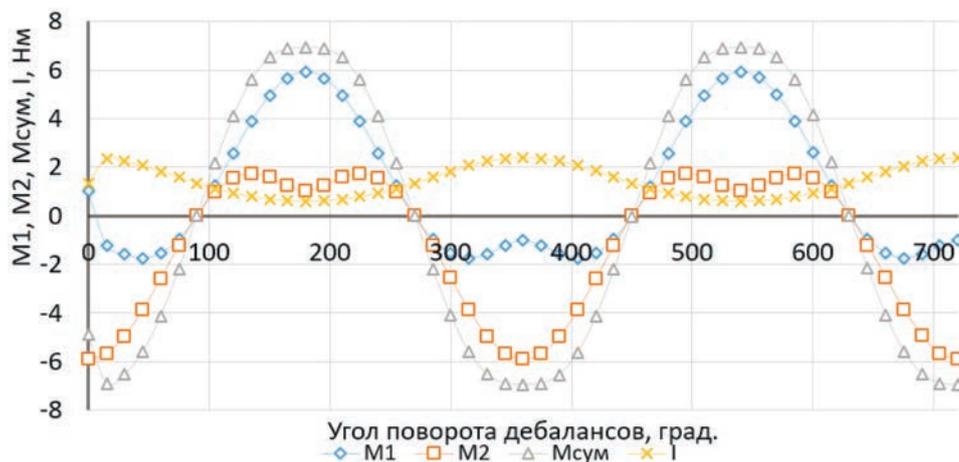


Рис. 3. Зависимости вращающих моментов сил и момента инерции активатора от угла поворота дебалансов

На рис. 4 представлен график зависимости изменения амплитуды колебаний от пальцев активатора в зависимости от угла поворота дебалансов.

Из графика (рис. 4) следует, что полученная амплитуда колебаний значительно превышает рекомендованную (20–25 мм), что не соответствует требованиям агротехники уборки ягод.

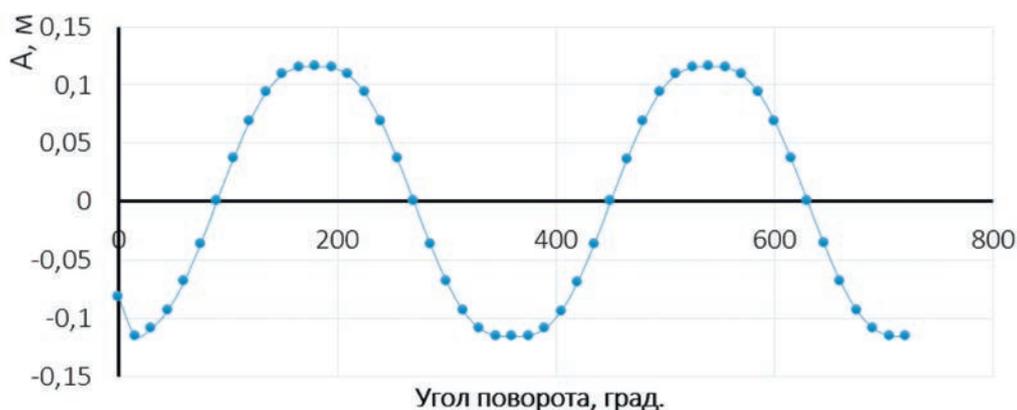


Рис. 4. Зависимость изменения амплитуды колебаний активатора от угла поворота дебалансов при $m_{\partial} = 5$ кг и $r = 0,05$ м

Из зависимости (7) можно определить, что наибольшее влияние на амплитуду колебаний оказывают два параметра — масса и длина плеч дебалансов.

Тогда построим графики зависимостей амплитуды колебаний при различных значениях данных переменных m_{∂} и r (рис. 5 и 6).

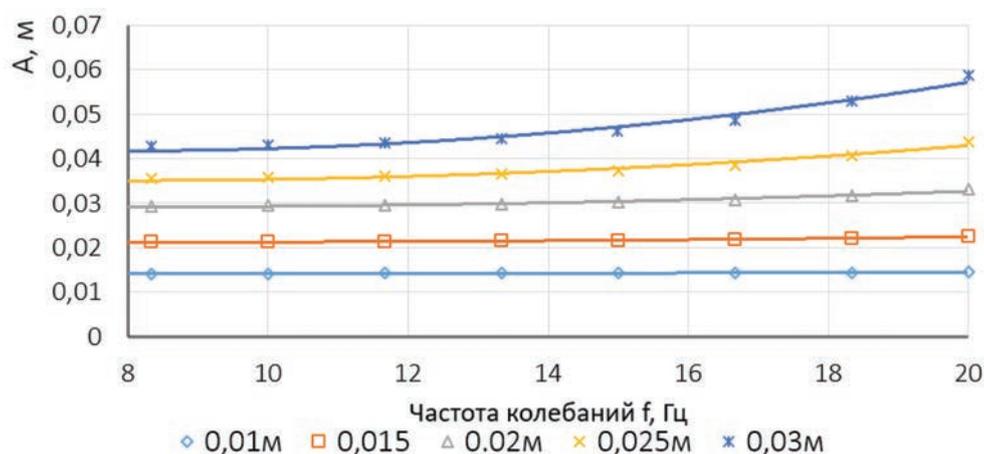


Рис. 5. Зависимость амплитуды A от частоты колебаний f при различной длине плеч дебаланса r

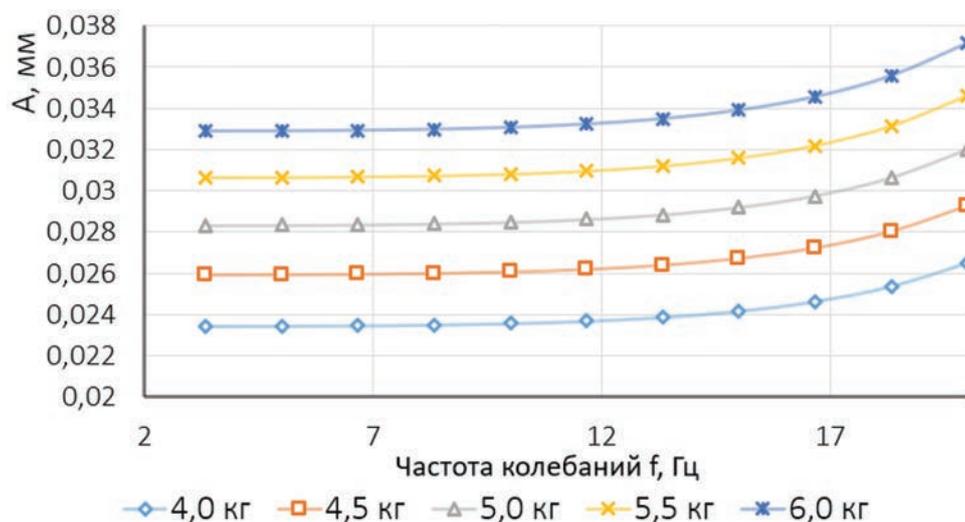


Рис. 6. Зависимость амплитуды A от частоты колебаний f при различной массе дебалансов m_0

При длине плеча дебаланса r равном $0,02$ м амплитуда колебаний активатора в зависимости от частоты колебаний от 8 до 20 Гц составляет $0,028$ – $0,032$ м, что наиболее полно соответствует агротехническим требованиям.

Уточним рациональную массу дебаланса.

Из рис. 6 видно, что при массе груза $4,0$ кг амплитуда колебаний в зависимости от частоты колебаний составляет $0,023$ – $0,027$ м.

Таким образом, для двухвального дебалансного виброактиватора мультикультурного ягодоуборочного комбайна масса дебаланса должна составлять $m_0 = 4,5$ кг, а длина плеча $r = 0,02$ м.

Такие значения переменных позволят обеспечить амплитуду колебаний $A = 23$ – 27 мм в диапазоне частот колебаний 8 – 20 Гц, что соответствует агротехническим требованиям к уборке ягод аронии, смородины, крыжовника, шиповника и малины.

Реализация исследований

Результаты проведенных исследований реализованы при создании прицепного ягодоуборочного комбайна КПЯ (рис. 7) [15, 16].

Приемочные испытания комбайна КПЯ проходили в РУП «Институт плодоводства» пос. Самохваловичи Минского района и КФХ «Зеленая ферма» Столбцовского района в 2016 – 2017 годах.

По результатам приемочных испытаний комбайна прицепного ягодоуборочного КПЯ получен протокол № 073 Б $1/8$ - 2017 ИЦ от $28.12.2017$ [17].



Рис. 7. Уборка смородины ягодоуборочным комбайном КПЯ

В результате проведенных испытаний были получены следующие показатели:

- полнота съема плодов – 94,6 % (по ТЗ не менее 85 %);
- полнота улавливания – 92,8 % (по ТЗ не менее 85 %);
- повреждение ягод – 1,5–1,7 % (по ТЗ не более 5,0 %).

При этом повреждение элементов куста составило 0,8–7,0 % (по ТЗ не более 8,0 %).

Анализ проведенных испытаний показал, что комбайн соответствует требованиям технического задания и обеспечивает качественную уборку урожая с минимальными повреждениями ягод и кустарников.

Выводы

1. Обоснована конструктивно-технологическая схема двухвального дебалансного вибровозбудителя для привода активатора мультикультурного ягодоуборочного комбайна.

2. Теоретическими исследованиями определены рациональные значения массы $m_d = 4,0$ кг и длины плеча дебаланса $r = 0,02$ м вибровозбудителя, обеспечивающие получение вибраций с амплитудой $A = 23–27$ мм в диапазоне частот колебаний 8–20 Гц, что соответствует агротехническим требованиям к уборке ягодных культур.

3. Результаты исследований реализованы в прицепном ягодоуборочном комбайне КПЯ, созданном РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства».

4. Приемочные испытания КПЯ показали, что комбайн в полной мере соответствует требованиям технического задания и обеспечивает качественную уборку урожая с минимальными повреждениями ягод и кустарников.

Благодарности: Работа выполнялась в рамках задания Р 1.12.32 «Разработать и освоить производство прицепного комбайна для уборки ягод» подпрограммы «Белсельхозмеханизация» ГНТП «Агропромкомплекс-2020».

Список использованных источников

1. Машины для формирования крон и уборки урожая плодовых культур / Г. П. Варламов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1975. – 206 с.
2. Тенденция развития конструкций машин и приспособлений для уборки плодов и ягод / Г. П. Варламов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1971. – 43 с.
3. Бычков, В. В. Разработка и внедрение машин для механизации трудоемких работ в садоводстве : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / В. В. Бычков ; ВИМ. – М., 1992. – 20 с.

4. Утков, Ю. А. Анализ процесса отклонения ветви ягодного куста активатором уборочной машины / Ю. А. Утков, И. Г. Смирнов // Плодоводство и ягодоводство России : науч.-техн. журн. / Всерос. селекционно-технол. ин-т садоводства и питомниководства ; И. М. Куликов [и др.]. – 2001. – № 8. – С. 298–309.
5. Утков, Ю. А. Разработка и экспериментальное обоснование конструкции рабочих органов машин для поточного съема ягод : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Ю. А. Утков ; Науч.-исслед. ин-т садоводства нечернозем. полосы. – М., 1970. – 22 с.
6. Овчинников, Я. Л. Параметры рабочего органа для уборки плодов черноплодной рябины и черной смородины : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Я. Л. Овчинников ; ВИМ. – М., 1986. – 23 с.
7. Махиня, Л. М. Исследование рабочего процесса активатора малиноуборочной машины : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Л. М. Махиня ; ВИМ. – М., 1981. – 23 с.
8. Протасов, С. В. Изыскание и исследование способа механизированного сбора ягод черной смородины и крыжовника : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / С. В. Протасов ; Науч.-исслед. ин-т садоводства нечернозем. полосы. – М., 1968. – 23 с.
9. Спиридонов, О. В. Технологическое и техническое обоснование рабочих органов малиноуборочной машины для наклонной формировки культуры : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / О. В. Спиридонов ; ВИМ. – М., 1983. – 17 с.
10. Смирнов, И. Г. Разработка технологических процессов и технических средств для интеллектуальных технологий возделывания кустарниковых ягодных культур : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01 / И. Г. Смирнов ; ФГБНУ ФНАЦ ВИМ. – М., 2019. – 363 л.
11. Устименко-Бакумовский, А. Г. Обоснование основных параметров формирователя смородиноуборочного комбайна : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А. Г. Устименко-Бакумовский ; ВИМ. – М., 1983. – 20 с.
12. Кашин, В. И. Принципы создания средств механизации для уборки ягод / В. И. Кашин, Ю. А. Утков // Тракторы и сельхозмашины : науч.-техн. журн. – 1995. – № 7. – С. 26–30.
13. Развитие технических средств для возделывания многолетних насаждений в садоводстве России и Беларуси / Я. П. Лобачевский [и др.]. // Механизация сельского хозяйства. – 2016. – № 2. – С. 28–34.
14. Приоритетные технические средства для закладки и возделывания многолетних насаждений в садоводстве и питомниководстве России и Беларуси. / Я. П. Лобачевский [и др.]. // Техника и оборудование для села. – 2016. – № 10. – С. 16–20.
15. Результат испытаний ягодоуборочного комбайна КПЯ / А. Н. Юрин [и др.]. // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межведомственный тематический сборник / Нац. акад. наук Беларуси, Науч.-практ. центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства ; ред.: П. П. Казакевич [и др.] ; рец.: В. В. Азаренко [и др.]. – Минск, 2019. – Вып. 52. – С. 157–162.
16. Юрин, А. Н. Обоснование параметров активатора универсального ягодоуборочного комбайна / А. Н. Юрин // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межведомственный тематический сборник / Нац. акад. наук Беларуси, Науч.-практ. центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства ; ред.: П. П. Казакевич [и др.] ; рец.: В. В. Азаренко [и др.]. – Минск, 2022. – Вып. 55 – С. 96–111.
17. Протокол приемочных испытаний комбайна полурядного ягодоуборочного КПЯ : № 073 Б 1/8-2017ИЦ. – Введ. 28.12.2017. – п. Привольный : ГУ «Белорусская МИС», 2017. – 81 с.