

УДК 631.658.011.54

П.С. Минин, А.П. Ловчиков

К ОБОСНОВАНИЮ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА БЕСПОДПОРНОГО РЕЗАНИЯ ДЛЯ КОМБАЙНОВЫХ ЖАТОК С ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РЕЖУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В статье рассмотрены возможные пути повышения эффективности процесса уборки зерновых культур. Обоснованы элементы конструктивных параметров режущего аппарата жаток с прямолинейным движением режущих элементов для усиления поступательной рабочей скорости движения зерноуборочных комбайнов

Ключевые слова: уборка зерновых культур, комбайновые жатки, режущий аппарат, элемент, кинематические параметры.

P.S. Minin, A.P. Lovchikov

TO THE SUBSTANTIATION OF THE CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF THE NON-SUPPORTING CUTTING DEVICE FOR COMBINE REAPERS WITH THE FORWARD MOTION OF CUTTING ELEMENTS

The possible ways to improve the process of crop harvesting are considered in the article. The elements of the constructive parameters of the reaper cutting device with the cutting element straight motion to enhance the forward operating speed of combine harvester motion are substantiated.

Key words: grain crop harvesting, harvester reaper, cutting device, element, kinematic parameters.

Введение. Для Российской Федерации проблема повышения эффективности зернового производства является первостепенной задачей, поскольку эта важнейшая отрасль агропромышленного комплекса (АПК) не только обеспечивает население страны важнейшими видами продовольствия, но и имеет большой экспортный потенциал (по экспорту Россия вышла на третье место в мире) [1].

Увеличение нагрузки на зерноуборочный комбайн (ЗУК) в условиях Южного Урала приводит к тому, что продолжительность уборочных работ превышает агротехнические сроки в 2–3 раза [1]. Ухудшаются качественные показатели зерна. Технические возможности молотилок высокопроизводительных зерноуборочных комбайнов по пропускной способности зачастую остаются нереализованными, в результате чего сроки уборки и себестоимость производства зерна увеличиваются.

Таким образом, возникает необходимость повышения эффективности использования высокопроизводительных зерноуборочных комбайнов в условиях региона.

Цель исследований. Обоснование конструктивных параметров режущего аппарата бесподпорного резания для комбайновых жаток.

Задачи исследований: провести анализ путей повышения производительности зерноуборочных комбайнов; установить зависимости конструктивных параметров режущего аппарата бесподпорного резания с поступательным движением режущих элементов.

Материалы и методы исследований. В основу методики были положены общепринятые классические подходы в области исследования механизации сельскохозяйственного производства.

Рассмотрим факторы, влияющие на эффективность выполнения уборочных работ. Их многообразие можно разбить на четыре группы: агротехнические, природно-климатические, организационно-хозяйственные и конструктивные [2].

Подробнее остановимся на конструктивных факторах, влияющих на производительность зерноуборочных комбайнов, а следовательно, и на эффективность выполнения уборочных работ. Общеизвестно, что часовая производительность зерноуборочного комбайна равна [3]:

$$W = W_{чТ} = 0,1B_p v_p t, \quad (1)$$

где B_p – рабочая ширина захвата жатки, м;
 v_p – рабочая скорость, км/ч;
 t – коэффициент использования времени смены.

Из формулы (1) следуют три основных направления повышения часовой производительности уборочных машин:

1) *увеличение ширины захвата машины.* Увеличение ширины захвата приводит к созданию громоздких, маломаневренных, трудоемких в обслуживании и транспортировке, технологически ненадежных технических средств [1];

2) *увеличение рабочей скорости машины.* В настоящее время уборка зерновых происходит при рабочих скоростях ЗУК 6–8 км/ч [1]. Новые технические решения в области разработки режущих аппаратов (режущий аппарат Шумахера) для зерноуборочной техники свидетельствуют, что рабочие скорости как зерноуборочных комбайнов, так и валковых жаток, можно довести до скорости 12 км/ч [4];

3) *повышение коэффициента использования рабочего времени смены.* Повышение эффективности использования зерноуборочной техники за счет совершенствования организационно-технологических мероприятий.

Приняв допущение, что $t = \text{const}$, производительность машин определяется шириной захвата жатки (B) и рабочей скоростью машины (v_p) [5]. Результаты расчетов по выражению (1) (при $B = 6$ м; $v_p = 6$ км/ч, $t = 0,5$) свидетельствуют, что интенсивность влияния рабочей скорости машины на её производительность более существенна, чем увеличение ширины захвата жатки [1].

Кроме того, некоторые зарубежные ученые считают, что уменьшение ширины захвата комбайна почти не влияет на производительность, так как обмолачивающий аппарат сохраняет свои размеры. Узкозахватные комбайны работают со скоростью в 1,5–2,0 раза большей, чем комбайны с жаткой с шириной захвата 5 м и более. При уборке пшеницы узкозахватными комбайнами на скорости до 8 км/ч потери зерна составляют 1,7 %, у широкозахватных в тех же условиях, но на скорости 4 км/ч, достигают 3 % [6].

Вышеизложенное свидетельствует, что для повышения рабочей скорости высокопроизводительных комбайнов необходимо применять жатки, которые срезают хлебную массу на повышенных рабочих скоростях. Это возможно за счет совершенствования конструктивных и кинематических параметров существующих и разработки новых типов режущих аппаратов.

Улучшение конструктивных и кинематических параметров существующих режущих аппаратов или разработка новых должны удовлетворять ряду требований, одним из которых является снижение инерционных сил в режущих аппаратах за счет сокращения веса подвижных деталей и улучшения конструкции привода ножа [7].

Большинство современных режущих аппаратов комбайновых жаток для уборки зерновых культур сегментно-пальцевого типа. Данный тип режущих аппаратов осуществляет подпорный срез стеблей при возвратно-поступательном движении ножа. Режущие аппараты, нож которых движется возвратно-поступательно, имеют ряд недостатков, основной из которых – неуравновешенность инерционных сил, приводящих к преждевременному износу узлов и механизмов [8]. Для увеличения поступательной рабочей скорости жатвенных агрегатов, имеющих такие режущие аппараты, необходимо увеличивать число двойных ходов, что приведет к увеличению инерционной нагрузки на рабочие органы.

В связи с этим предлагается режущий аппарат комбайновых жаток, осуществляющий бесподпорный срез стеблей, работающий при высоких скоростях режущих элементов (рис. 1).

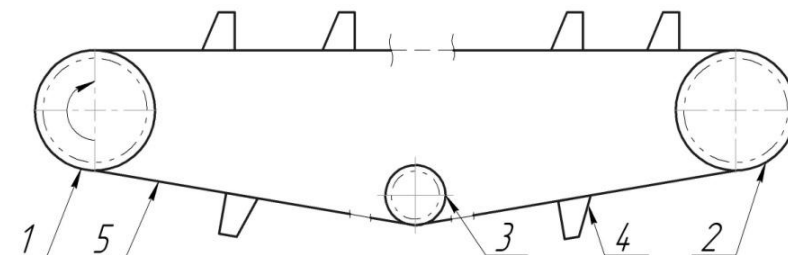


Рис. 1. Схема режущего аппарата бесподпорного резания с поступательным движением режущих элементов: 1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – натяжитель; 4 – несущий элемент; 5 – цепь

Режущие элементы, закрепленные на несущих элементах цепи, совершают поступательное движение в одном направлении. Это позволит увеличить поступательную рабочую скорость жатвенного агрегата и, следовательно, его часовую производительность. Высокая скорость среза злаковых культур, по данным ВИСХОМ, позволяет уменьшить энергию, затрачиваемую на срез стеблей зерновых культур [9]. Также одним из преимуществ режущего аппарата с поступательным движением режущих элементов является отсутствие знакопеременных инерционных сил.

Аппарат с прямолинейным движением режущих элементов обеспечивает постоянную скорость резания на всей площади среза. При этом режущая кромка нагружена одинаково в течение всей фазы резания, что снижает неравномерность нагрузки на режущий элемент [10].

Известно, что скорость лезвия является функцией многих независимых переменных: толщины лезвия, угла заточки и наклона ножа, жесткости и влажности стебля, высоты резания и т.д.

Условие среза стебля при действии на него режущего инструмента в общем виде можно записать [11]:

$$R_S < P_{ИЗ} + P_{ИН} + P_B + P_C, \quad (2)$$

где R_S – сила, необходимая для перерезания стебля режущим инструментом, которая определяется опытом;

$P_{ИЗ}$ – сопротивление стебля изгибу, H ;

$P_{ИН}$ – силы инерции стебля, H ;

P_B – сопротивление воздуха при отклонении стебля, H ;

P_C – сопротивление отклонению стебля со стороны рядом стоящих стеблей, H .

В дальнейшем при определении скорости резания одиночного стебля примем допущение, что влияние сопротивления воздуха P_B и сопротивление отклонению стебля со стороны соседних стеблей P_C незначительны.

Свободно стоящий стебель без опоры можно представить как консольную балку, жестко закрепленную в основании и подвергающуюся действию силы R_S , со скоростью V_H на высоте резания H (рис. 2).

За время удара Δt режущим элементом стебель отклонится на величину f . Тогда сопротивление изгибу можно определить по формуле

$$P_{ИЗ} = \frac{3f \cdot EJ}{H^3}, \quad (3)$$

где f – прогиб стебля, м;

EJ – жесткость при изгибе, $H \cdot м^2$;

H – высота среза, м.

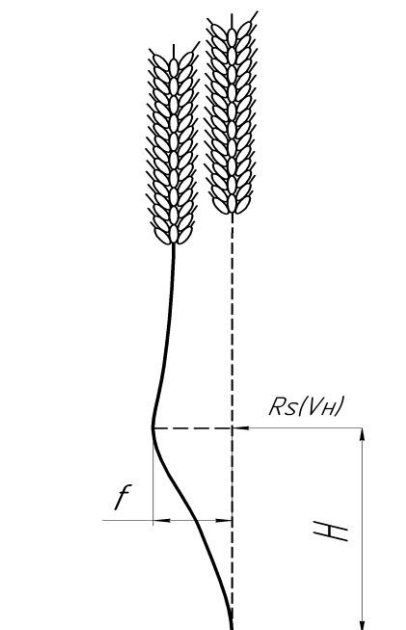


Рис. 2. Расчетная схема бесподпорного резания свободно стоящего стебля

При этом прогиб стебля в момент среза равен [11]:

$$f = v_H \cdot \Delta t, \quad (4)$$

где v_H – скорость режущего элемента, м/с.

Среднее ускорение стебля $j = \frac{v_H}{\Delta t}$, м/с². Таким образом, условие среза стебля с учетом выражений (3) и (4) будет следующим:

$$R_S < P_{ИЗ} + m \cdot j = \frac{3v_H \cdot \Delta t \cdot EJ}{H^3} + \frac{m \cdot v_H}{\Delta t}, \quad (5)$$

где m – приведенная масса в точку удара, кг.

Скорость режущего элемента бесподпорного среза стеблей равна:

$$v_H > \frac{R_S}{\frac{3\Delta t \cdot EJ}{H^3} + \frac{m}{\Delta t}}. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что скорость бесподпорного резания стеблей зависит от времени удара, жесткости стебля, высоты среза, массы стебля и сопротивления перерезания стебля.

Для определения шага расстановки режущих элементов построим схему расположения несущих режущих элементов на бесконечной тяговой цепи (рис. 3).

Оптимальный кинематический режим, при котором отсутствует продольный отгиб стеблей, достигается при $\Delta X = 0$ [9,10] (рис. 3). Отсутствие отгиба стеблей при срезе позволяет получить равномерную по высоте стерню, несущая способность которой будет выше, чем при кошении сегментно-пальцевым режущим аппаратом. Это достигается при режиме, при котором коэффициент увеличения высоты среза (\mathcal{E}) равен 1 и зависит от соотношения высоты стерни и высоты среза, т.е.

$$\mathcal{E} = \frac{H_{СТ}}{h_{СР}}, \quad (7)$$

где $H_{СТ}$ – высота стерни, мм;

$h_{СР}$ – высота среза, мм.

Исходя из условия $\Delta X = 0$ (рис. 3), определяем шаг расстановки режущих элементов (t) по выражению:

$$t = m \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{V_{Ц}}{V_{М}} \right), \quad (8)$$

где m – высота режущей части, м;

α – угол наклона режущей кромки, град;

$V_{Ц}$ – поступательная скорость движения цепи бесподпорного режущего аппарата, м/с;

$V_{М}$ – поступательная скорость движения уборочной машины, м/с.

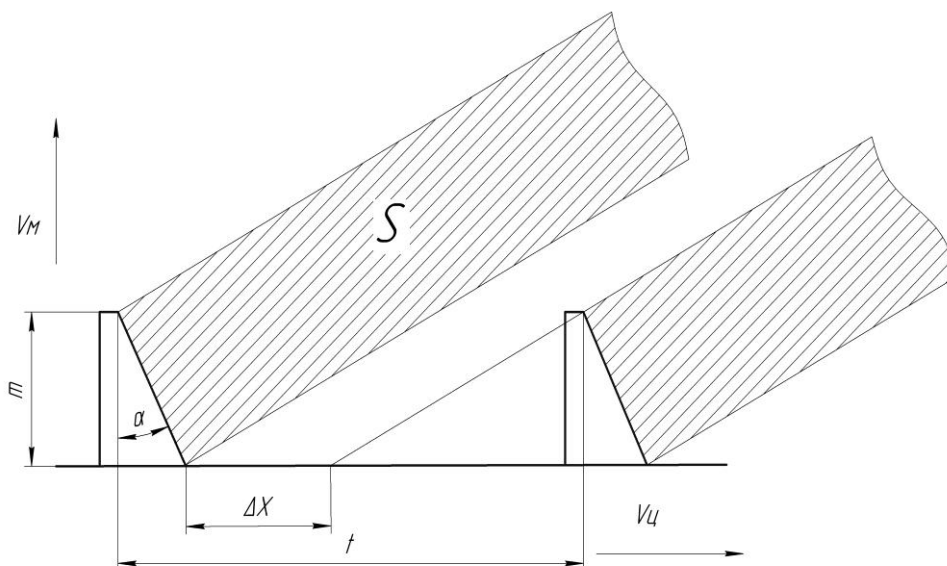


Рис. 3. Расчетная схема расположения несуще-режущих элементов на бесконечной тяговой цепи: S – площадь среза, m^2 ; t – шаг расстановки режущих элементов бесподпорного режущего аппарата, m

Скорость цепи режущего аппарата бесподпорного резания определяется неравенством:

$$V_{\text{ц}} > \sqrt{V_{\text{кр}}^2 - V_{\text{м}}^2}, \quad (9)$$

где $V_{\text{кр}}$ – критическая скорость или минимальная скорость бесподпорного резания стеблей зерновых культур.

Так как фактическая скорость резания стеблей зерновых культур выбирается в пределах $V_{\text{р}} = (3 \dots 5) \cdot V_{\text{кр}}$, то

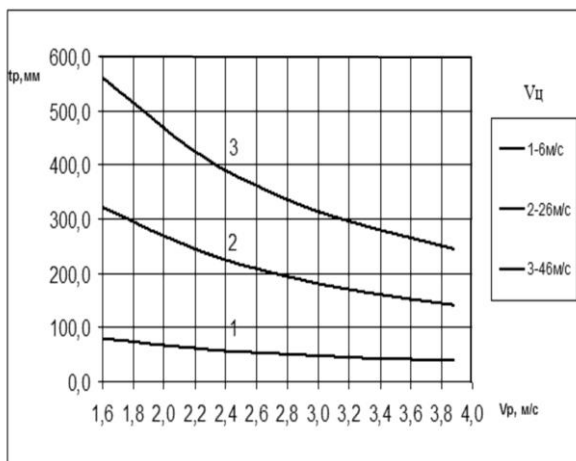
$$V_{\text{ц}} > \sqrt{[(3 \dots 5) \cdot V_{\text{кр}}]^2 - V_{\text{м}}^2}, \quad (10)$$

поскольку наименьшее усилие резания стеблей наблюдается при скорости резания, в 3–5 раз превышающей $V_{\text{кр}}$ [9,10].

Для обоснования шага расстановки режущих элементов ($t_{\text{р}}$) режущего аппарата бесподпорного резания, который зависит от длины их режущей части ($m \in (20 - 60 \text{ мм})$) и соотношения рабочих скоростей машины ($V_{\text{р}}$) и тяговой цепи режущего аппарата бесподпорного резания ($V_{\text{ц}}$), были проведены расчеты. Шаг расстановки ($t_{\text{р}}$) рассчитан при условии отсутствия отгиба стеблей, т.е. $\Delta X = 0$.

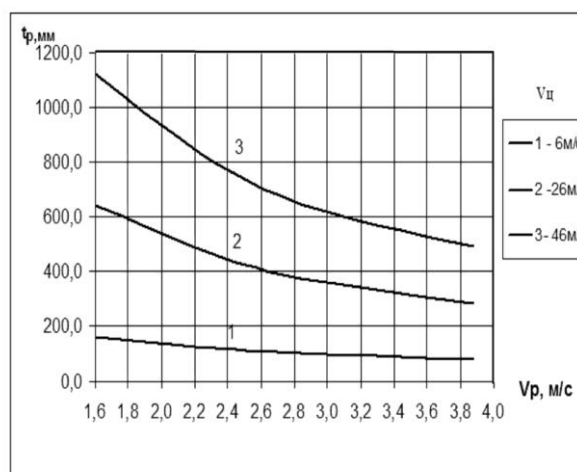
Результаты исследований и их обсуждение. На основе расчетов построены графические зависимости шага расстановки режущих элементов ($t_{\text{р}}$) от скорости движения машины ($V_{\text{р}}$) и длины режущей части режущих элементов (m), которые представлены на рис. 4, а, б, в, г.

Из графических зависимостей (рис. 4, а, б, в, г) видно, что увеличение скорости тяговой цепи режущего аппарата бесподпорного резания ($V_{\text{ц}}$) независимо от длины режущей части элементов (m) ведет к увеличению шага их расстановки ($t_{\text{р}}$). Повышение поступательной скорости уборочной машины ($V_{\text{р}}$) независимо от длины режущей части элементов (m) вызывает уменьшение шага их расстановки ($t_{\text{р}}$) на тяговой цепи. Увеличение длины режущей части режущих элементов при постоянных значениях поступательной скорости уборочной машины и тяговой цепи режущего аппарата бесподпорного резания влечет за собой увеличение шага расстановки ($t_{\text{р}}$).



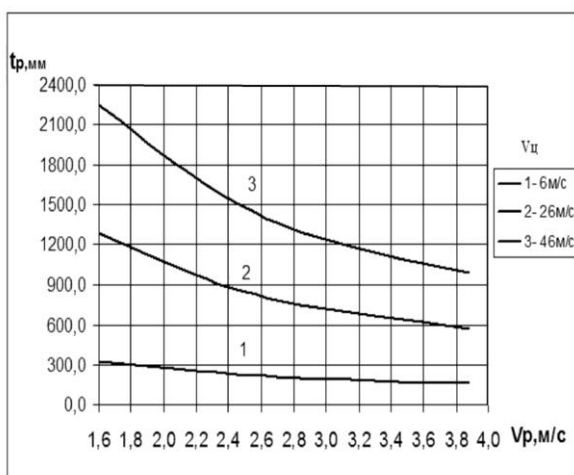
$V_{ц}$ – скорость цепи, $m=20$ мм

а



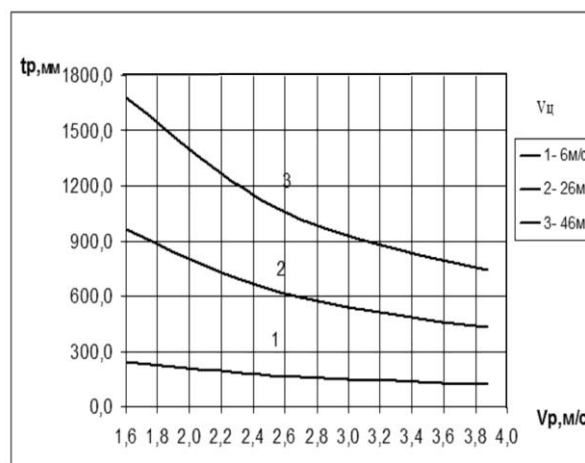
$V_{ц}$ – скорость цепи, $m=40$ мм

б



$V_{ц}$ – скорость цепи, $m=60$ мм

в



$V_{ц}$ – скорость цепи, $m=80$ мм

г

Рис. 4. Зависимость шага расстановки режущих элементов от скорости движения машины

Выводы

Разрабатываемая конструкция режущего аппарата с поступательным движением несуще-режущих элементов является перспективным направлением для возможности осуществления среза стеблей зерновых культур на более высоких поступательных скоростях движения зерноуборочных комбайнов.

Проведенный анализ путей повышения производительности зерноуборочных комбайнов показал, что наиболее эффективным путем является повышение поступательной скорости уборочной машины.

Результаты аналитических исследований свидетельствуют, что шаг расстановки несуще-режущих элементов зависит как от скорости тяговой цепи режущего аппарата бесподпорного резания, так и от поступательной скорости уборочной машины.

Для обеспечения технической и технологической надежности режущего аппарата бесподпорного резания с прямолинейным движением несуще-режущих элементов необходимо уточнить ряд конструктивных параметров и обосновать кинематический режим его работы в зависимости от условий уборки зерновых культур.

Литература

1. Хайбуллин Р.Р. Обоснование конструктивных и режимных параметров механизма привода режущего аппарата с упругими элементами: дис. ... канд. техн. наук. – Оренбург, 2006. – 145 с.
2. Ловчиков А.П. Повышение эффективности технологических систем уборки зерновых культур (на примере регионов Южного Урала и Северного Казахстана СНГ): дис. ... д-ра техн. наук. – Оренбург, 2006. – 271 с.
3. Зангиев А.А., Шнилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. – М.: Колос, 2003. – 320 с.: ил.
4. «ПАЛЕССЕ GS12»: к максимальной эффективности [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://www.agronews.ru>, <http://www.gomselmash.by>. – Загл. с экрана.
5. Кузьмин М.В. Предельные законы теории производительности машинно-технологических агрегатов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 10. – С. 6–8.
6. Stockman W. And Hers und Nieren untersch // DLG Mitteilungen. – 1986. – Vol. 101. – № 17. – P. 955–956.
7. Карлов М.Е. Сельскохозяйственные машины. – Ижевск: Удмуртия, 1972. – 446 с.
8. Бидеев С.И., Тавасиев Р.М. Анализ механизмов привода сегментно-пальцевых режущих аппаратов косилок [Электронный ресурс]: тр. молодых ученых. – 2007. – Вып. № 4. Режим доступа <http://www.tmy.mwport.ru/2007-4-RefRus-TMY.html>. – Загл. с экрана.
9. Исследование новых технологических процессов и рабочих органов сеноуборочных машин: сб. науч. тр. / ВИСХОМ; под ред. С.И. Яковлева. – М., 1962. – Вып. 39. – 196 с.
10. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (теория, конструкция, расчет): учебник. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2005. – 724 с.
11. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.



УДК 630.377.4

В.Ф. Поletaikin

**АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГУСЕНИЧНЫХ
ЛЕСОПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ В ВИДЕ СТАЦИОНАРНЫХ
СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ**

В статье рассмотрены вопросы применения методов статистической динамики для анализа нагрузок на элементы конструкции гусеничных лесопогрузчиков при возмущающих воздействиях на ходовую систему и корпус машины в виде непрерывных стационарных случайных процессов.

Ключевые слова: лесопогрузчики гусеничные, динамические системы, случайные процессы, спектральная плотность, амплитудно-частотные характеристики.

V.F. Poletaykin

**THE DYNAMIC LOAD ANALYSIS OF CATERPILLAR LOGGER STRUCTURAL ELEMENTS
AT EXTERNAL INFLUENCE IN THE FORM OF STATIONARY
RANDOM PROCESSES**

The issues of statistical method application for the analysis of the load dynamics on structural elements of caterpillar loggers during the disturbing influence on the machine running gear and body in the form of continuous stationary random processes are considered in the article.

Key words: caterpillar loggers, dynamic systems, random processes, spectral density, amplitude-frequency characteristics.

Введение. Лесопогрузчики гусеничные перекидного типа грузоподъемностью от 30 до 42 кН широко применяются в лесной промышленности нашей страны. Для условий Сибири такие машины разрабатываются, как правило, на базе серийных лесопромышленных тракторов ТТ-4М, ТМ-5 (ЛТ-65Б, ЛТ-188). Базовые тракторы имеют полужесткую рессорно-балансирную подвеску с подрессориванием корпуса посредством упругих элементов только в передней части корпуса. Задняя подвеска соединяется с корпусом шарнирно без