

## ISSUES OF DEVELOPMENT OF SCIENTIFIC-THEORETICAL AND METHODOLOGICAL FOUNDATIONS OF CALCULATION, DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE RAIL –MACHINE SYSTEM

### **Abstract**

*The article deals with the issues of increasing the level of efficiency and reliability of the functioning of railways and increasing the safety of train traffic through further in-depth development of scientific, theoretical and methodological foundations for calculating, designing and constructing means of small track mechanization for repairing rails by cutting them in the way with abrasive discs. The processes of interaction between an abrasive disc and high-strength rails are investigated, taking into account the unsteadiness and high thermal stress of the interaction. Quantitative characteristics of abrasive cutting processes that determine productivity, energy intensity, thermal tension, and wear of working tools are revealed. The modes of operation of the portable machine are determined, providing the highest productivity and the least wear of working tools, heat generation and the cost of the operation.*

**Keywords:** traffic safety, traffic volume, cargo turnover, railway track, rail, machine, abrasive disc.

УДК 621.869

**СУРАШОВ Н.Т.** – д.т.н., профессор, академик КазНАЕН (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)

**ТОЛЫМБЕК Д.Н.** – к.т.н., доцент (г. Нур-Султан, директор «Аруна-АИ»)

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ БУЛЬДОЗЕРА С УЧЕТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

### **Аннотация**

*Для исследования динамики механической кинематической системы бульдозера принята трехмассовая расчетная схема с зазорами.*

*В статье составлены уравнения движения механической системы бульдозера, с учетом упругих связей трех масс на основании второго закона Ньютона.*

*Проинтегрировав математические вычисления определены скорости перемещения рабочих органов (РО) бульдозера с грунтом, степени нагружения и амплитуды колебаний нагрузок в упругих связях. Опытным путем установлены продолжительность операции резания грунта, наличия колебаний на РО (отвале) и время затухания колебаний в зависимости от категории грунта.*

**Ключевые слова:** бульдозер, рабочий орган, динамика, динамические нагрузки, уравнение движения, кинематическое звено.

### **Актуальность работы.**

При строительстве автомобильных дорог широко применяются землеройно-транспортные машины (ЗТМ), в частности бульдозеры, которые используются для выравнивания оснований дороги и послойные срезания бугров рельефа дорог. Одновременно бульдозеры разрабатывают различные категории грунтов в зависимости от региона (суглинистых, песчаных, гравийно-песчаных, болотистых, даже полускальных и скальных грунтов и т.д.). При этом рабочие органы (РО) бульдозера подвергаются большим сопротивлениям при разработке плотных и полускальных грунтов, где

возникают динамические нагрузки в системах от рабочего органа (ножа) по кинематической цепи до двигателя бульдозера, следовательно, одновременно сопровождаются колебания и вибрации во всех системах бульдозера.

При возникновении колебаний и вибраций в системах бульдозера обычно в соединениях между агрегатами и узлами при малейших зазорах усиливаются вибрации, которые сопровождаются усиленным износом соединений механизма машины.

Ученые СНГ, в частности в работах профессоров А.М. Холодова и В.В. Ничке [1, 2], посвященных изучению сопротивлению резания и копания грунтов, предполагалось, что бульдозер перемещается по ровной поверхности и взаимодействует РО с однородным грунтом. А.М. Холодов предлагает определить динамические нагрузки при встрече отвала с жесткими препятствиями и при заглублении отвала в грунт. Одновременно разработана методика расчета долговечности рабочего оборудования бульдозера. Однако в этой работе не изучены в нестационарных режимах РО бульдозера в звеньях кинематической цепи при наличии зазоров, что является актуальной задачей.

Целью данной статьи является исследование нестационарных режимов работы РО бульдозера в определении наибольших динамических нагрузок в звеньях кинематической цепи рассматриваемой механической системы с зазорами.

### Основная часть.

Достоверность определения искомых нагрузок обеспечивается обоснованно выбранной расчетной схемой рабочего оборудования бульдозера с зазорами.

Для исследования динамики механической системы бульдозера принята трехмассовая расчетная схема (рисунок 1).

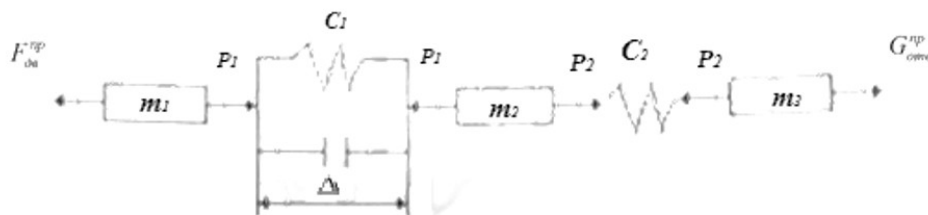


Рисунок 1 – Трехмассовая расчетная схема бульдозера

Трехмассовая расчетная схема рабочего оборудования бульдозера с зазорами в кинематической цепи представлена на рисунке 1, где приняты следующие обозначения:  $m_1$  – суммарная приведенная масса механизма подъема (опускания) и напора отвала;  $m_2$  – приведенная масса толкающих брусьев;  $m_3$  – приведенная масса отвала с грунтом;  $C_1$  – суммарный приведенный коэффициент жесткости упругих элементов механизма подъема (опускания) и напора отвала;  $C_2$  – приведенный коэффициент жесткости толкающих брусьев;  $F_{дв}^{np}$  – приведенное усилие двигателя;  $G_{отв}^{np}$  – приведенный вес отвала с грунтом и части толкающих брусьев;  $\Delta$  – суммарный приведенный зазор в соединениях кинематической цепи рабочего оборудования бульдозера.

Процесс перемещения масс механической системы бульдозера состоит из трех этапов – первый этап – выбор всех зазоров в соединениях кинематической цепи рабочего оборудования; второй этап – упругая связь  $C_1$  нагружается от 0 до  $G_{отв}^{np}$ , приходит в движение первая масса, а вторая начинает движение; третий этап – совместное движение всех трех масс системы. Расчет следует выполнять поэтапно с отсчетом времени перемещения масс от начала каждого этапа. Уравнение движения целесообразно

составлять на основании второго закона Ньютона. Приведенное усилие двигателя определяем по следующей зависимости:

$$F_{\partial\theta}^{np} = \frac{m_1 v_0^2}{2 \cdot \Delta} = \frac{2 m_1 \Delta}{t_1^2}, \quad (1)$$

где  $t_1$  – длительность первого этапа.

Отсюда определяем скорость  $v_0$  массы  $m_1$  к концу первого этапа и длительность этапа  $t_1$ .

$$v_0 = \sqrt{2 F_{\partial\theta}^{np} \cdot \Delta / m_1} \quad \text{и} \quad t_1 = \sqrt{2 m_1 \cdot \Delta / F_{\partial\theta}^{np}} \quad (2)$$

На втором этапе – упругая связь  $C_1$  нагружается от нуля до  $G_{омв}^{np}$  и уравнение движения масс  $m_1$  и  $m_2$  имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_{12} &= F_{\partial\theta}^{np} - P_{12}; \quad m_2 \ddot{x}_{22} = G_{мдп}^{m_2 g} - P_{12} - P_{22}; \\ P_{12} &= C_1 (x_{12} - x_{22}); \quad P_{22} = m_2 g - C_2 x_{22} \end{aligned} \quad (3)$$

Сделав ряд преобразований, получим уравнение относительно нагрузок в упругих связях:

$$\ddot{P}_{12} + C_{12} \left[ \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right] P_{12} = C_1 \left[ \frac{G_{\partial\theta}^{np} \cdot m_2 + m_2 g \cdot m_1}{m_1 m_2} \right]; \quad (4)$$

Общее решение системы (3) имеет вид:

$$P_{12} = A_{12} \cos W_{12} t + B_{12} \sin W_{12} t + A_{22} \cos W_{22} t + B_{22} \sin W_{22} t + D_{12};$$

$$P_{22} = A_{32} \cos W_{12} t + B_{32} \sin W_{12} t + A_{42} \cos W_{22} t + B_{42} \sin W_{22} t + D_{32};$$

$$W_{12,22}^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{C_1}{m_1} + \frac{(C_1 + C_2)}{m_2} \right] \mp \sqrt{\frac{1}{4}};$$

$$D_{12} = F_{\partial\theta}^{np}; \quad D_{22} = -D_{12} + m_2 g; \quad (5)$$

Начальные условия для второго этапа:

$$x_{12} = x_{22} = \dot{x}_{22} = 0; \quad \dot{x}_{12} = v_0; \quad P_{12,0} = 0; \quad P_{22,0} = G_{м.дп}; \quad \dot{P}_{12,0} = C_1 v_0;$$

$$\dot{P}_{22,0}=0; \quad \ddot{P}_{12,0}=\frac{C_i F_{\partial\theta}^{np}}{m_g}; \quad \ddot{P}_{22,0}=0;$$

$$\ddot{P}_{12,0}=-C_1\left[\frac{1}{m_1}+\frac{1}{m_2}\right]\dot{P}_{12,0}; \quad \ddot{P}_{22,0}=\frac{-C_2}{m_2}\dot{P}_{12,0}$$

Амплитуды колебаний нагрузок в упругих связях определяются из начальных условий по специальным формулам:

$$A_{12}=\frac{(P_{12,0}-D_{12})W_{22}^2+\ddot{P}_{12,0}}{W_{22}^2-W_{12}^2}; \quad B_{12}=\frac{\dot{P}_{12,0}W_{22}^2+\ddot{P}_{12,0}}{W_{12}(W_{22}^2-W_{12}^2)};$$

$$A_{22}=\frac{-\ddot{P}_{12,0}-(P_{12,0}-D_{12})W_{22}^2}{W_{22}^2-W_{12}^2}; \quad B_{22}=\frac{\dot{P}_{12,0}W_{22}^2+\ddot{P}_{12,0}}{W_{12}(W_{22}^2-W_{12}^2)};$$

$$A_{32}=\frac{(P_{22,0}-D_{22})W_{22}^2+\ddot{P}_{22,0}}{W_{22}^2-W_{12}^2}; \quad B_{32}=\frac{\dot{P}_{22,0}W_{22}^2+\ddot{P}_{22,0}}{W_{12}(W_{22}^2-W_{12}^2)};$$

$$A_{42}=\frac{-\ddot{P}_{22,0}-(P_{22,0}-D_{22})W_{12}^2}{W_{22}^2-W_{12}^2}; \quad B_{42}=\frac{\dot{P}_{22,0}W_{12}^2+\ddot{P}_{22,0}}{W_{22}(W_{22}^2-W_{12}^2)};$$

(6)

Длительность второго этапа  $t_2$  определяется из трансцендентного уравнения:

$$G_{омб}^{np}=A_{32}\cos W_{12}t_2+B_{32}\sin W_{12}t_2+A_{42}\cos W_{22}t_2+B_{42}\sin W_{22}t_2+D_{22} \quad (7)$$

Подставив полученное значение  $t_2$  в выражение (4) получим значение динамического усилия в толкающих брусках к концу второго этапа

$$P_{22m,6}=A_{32}\cos W_{12}t_2+B_{32}\sin W_{12}t_2+A_{42}\cos W_{22}t_2+B_{42}\sin W_{22}t_2+D_{22} \quad (8)$$

Скорости масс  $m_1$  и  $m_2$  в конце второго этапа определяются из уравнения путем интегрирования этих выражений

$$x_{12m,6}^{np}=(F_{омб}^{np}/m_1)t_2-(1/m_1)[(A_{12}/W_{12})\sin W_{12}t_2-(B_{12}/W_{12})\cos W_{12}t_2+(A_{22}/W_{22})\sin W_{12}t_2$$

$$-(B_{22}/W_{22})\cos W_{22}t_2+(B_{12}/W_{12})+(B_{22}/W_{22})+\cos D_{12}t_2]+v_0; \quad (9)$$

$$\dot{x}_{22m.6} = (m_2 g / m_2) \cdot t_2 + (1 / m_2) \{ \{ -A_{22} - A_{42} \} \cdot (\sin W_{22} t_2 / W_{22}) + B_{22} B_{42} \} \{ \cos W_{22} t_2 / W_{22} \} - B_{12} - B_{22} - B_{32} - B_{42} - D_{12} - D_{22} \} \cdot t_2 \}$$

Третий этап характеризуется совместным движением всех трех масс систем. Уравнения движения масс имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} m_1 \dot{x}_{13} &= F_{\partial 6}^{np} - P_{13}; & m_2 \ddot{x}_{23} &= m_{2g} + P_{13} - P_{23}; \\ m_3 \ddot{x}_{33} &= P_{23} - G_{омв}^{np}; & P_{23} &= G_{омв}^{np} + C_1 [x_{13} + x_{23} - x_{33}]; \\ P_{23} &= P_{23,0} + C_3 x_{23} \end{aligned} \quad (10)$$

Общее решение для усилий находим в следующем виде:

$$\begin{aligned} P_{13} &= A_{13} \cos W_{13} t + B_{13} \sin W_{13} t + A_{23} \cos W_{23} t_2 + B_{23} \sin W_{23} t + D_{13}; \\ P_{23} &= A_{33} \cos W_{13} t + B_{33} \sin W_{13} t + A_{43} \cos W_{23} t_2 + B_{43} \sin W_{23} t + D_{23}; \\ W_{13,23}^2 &= -0.5; \\ D_{13} &= (G_{омв}^{np} m_1 + G_{\partial 6}^{np} m_3) / (m_1 + m_3); & D_{23} &= -D_{13} + m_{2g} \end{aligned} \quad (11)$$

Начальные условия третьего этапа

$$\begin{aligned} x_{13} &= x_{33} = x_{23} = \dot{x}_{33} = 0; & P_{13,0} &= G_{омв}^{np}; & \dot{x}_{13,0} &= \dot{x}_{12m.6}; & \dot{x}_{23,0} &= \dot{x}_{22m.6}; \\ \dot{P}_{13,0} &= C_1 [\dot{x}_{13,0} + \dot{x}_{23,0}]; \\ P_{23,0} &= P_{2.2m.6} = A_{32} \cos W_{12} t_2 + B_{32} \sin W_{12} t_2 + A_{42} \cos W_{22} t_2 + B_{42} \sin W_{22} t_2 + D_{22}; \\ \dot{P}_{23,0} &= C_2 \dot{x}_{23,0}; \\ \ddot{P}_{13,0} &= C_1 [G_{\partial 6}^{np} / m_1] + [G_{омв}^{np} / m_3] + g + (C_1 / m_2) P_{23,0} - [(C_1 / m_1) + (C_1 / m_3) + (C_1 / m_2)] P_{13,0}; \\ \ddot{P}_{2.3.0} &= (C_2 g) + (C_2 / m_2) P_{13,0} - (C_2 / m_2) P_{23,0} \end{aligned}$$

$$\ddot{P}_{13,0} = (-C_1/m_2) \dot{P}_{23,0} - [(C_1/m_1) + (C_1/m_3) + (-C_1/m_2)] \dot{P}_{13,0};$$

$$\ddot{P}_{23,0} = -(C_2/m_2) \dot{P}_{13,0} - (C_2/m_2) \dot{P}_{23,0} \quad (12)$$

Амплитуды колебаний динамических усилий необходимо определять по выражениям (5) с учетом начальных условий третьего этапа. Максимальные динамические усилия следует вычислять по следующим выражениям:

$$P_{13,max} = \sqrt{A_{13}^2 + B_{13}^2} + \sqrt{A_{23}^2 + B_{23}^2} + D_{13} \quad (13)$$

Максимальными усилиями в трехмассовой системе будут  $P_{13,max}$  и  $P_{13,max}$ . При определении максимальных усилий в режиме жесткого стопорения отвала следует принимать  $m_3 = \infty$ . Наибольшие динамические усилия в данном случае возникают при  $\dot{x}_{13m,6} = 0$ .

Особенностью рабочего процесса бульдозеров является цикличность выполнения рабочих операций – резания и транспортировки грунта и перемещения к месту отвала. Такая особенность в значительной мере влияет и на характер возникающих динамических нагрузок. Рабочий цикл бульдозера складывается из операций: резания грунта, образования призмы волочения и перемещения ее к месту отвала и обратный ход (холостой). В результате окончания резания и процесса перемещения грунта к месту отвала, а также и обратного хода совершается ряд вспомогательных операций, связанных с подъемом, опусканием и поворотом или с возвратом в исходное положение к месту начала следующей операции [3, 4].

Опыт эксплуатации бульдозеров показывает, что при их работе в связных грунтах максимальные нагрузки на отвале, в элементах привода рабочего оборудования, а также в других элементах конструкции бульдозера появляются в конце операций резания грунта и перемещения призмы волочения к месту отвала.

Многие машинисты (бульдозеристы) при работе на бульдозерах с гидравлическим управлением некоторых механизмов, не дающие возможности без хороших навыков, в достаточной мере, плавно регулировать тяговое усилие по сцеплению, нередко создают предпосылки к возникновению максимальных нагрузок в начале или середине операции резания вследствие резкого загубления отвала. В данном случае в дальнейшем операция резания грунта осуществляется обычно при заторможенном двигателе и стопорном режиме. Такая работа бульдозера способствует возникновению колебаний и сопровождается значительно большими перегрузками элементов конструкции землеройно-транспортной машины.

При такой перегрузке уже в самом начале пуска двигателя в механизмах привода и рабочем оборудовании нагрузки превышают номинальные, обеспечиваемые двигателем более чем на 40-44% [3]. Продолжительность операции резания груза в данном случае может увеличиться по сравнению со средней примерно на 28...29% [3]. Наличие колебаний на рабочем органе (отвале), механизмах привода и напряжений в элементах рабочего оборудования, возникающие при резании грунта, являются следствием упругости элементов конструкции бульдозера и динамического характера изменения внешних нагрузок. Следует отметить, что основные колебания имеют место при разгоне рабочего органа (отвала) в начале процесса резания грунта. Колебания второй, более

высокой частоты возникают в начале резания грунта режее. Колебания всего бульдозера на грунте имеют место в середине или в конце операции резания грунта. Частота вышеуказанных колебаний соответствует нижней частоте гармонической составляющей крутящего момента двигателя.

Анализ этих колебаний показывает, что их амплитуда имеет незначительную величину, не превышающую 6...7% основных нагрузок, и, следовательно, существенного влияния на прочность элементов конструкции бульдозера не оказывает.

Величина полных нагрузок в толкающих брусках, в элементах механизма подъема и опускания отвала, а также напора (тяга двигателя бульдозера) с учетом возникающих колебаний упругой системы в начале резания грунта в основном не превышает 75...85% [3], номинальных расчетных нагрузок, определяемых в конце операции резания грунта.

Возникающие колебания упругой системы затухают в течение первых 1,8...2,2 сек. резания грунта. Колебания более высокой частоты практически затухают за промежуток времени не более 0,5...0,6 сек [3].

Исследования, проведенные при работе землеройно-транспортных машин в легких грунтах, выявили в этих условиях, что в начале копания возникают упругие колебания, гармонический характер которых, вследствие более неопределенного характера изменения внешних сопротивлений нарушается в большей мере, чем при работе связных грунтах. Величина амплитуд колебаний с периодом  $T$ , возникающих во второй половине операции резания грунта, в основном зависит от характера изменения внешних сопротивлений на режущих элементах отвала, от категории разрабатываемого грунта и квалификации машиниста бульдозера.

Анализ приведенных исследований с землеройно-транспортными машинами показал, что максимальные динамические нагрузки в механизмах привода, рабочем оборудовании и других элементах конструкции имеют место в случае упора отвала в процессе резания в жесткое препятствие, что встречается наиболее часто при взаимодействии рабочего органа бульдозера со скальными и другими трудно разрабатываемыми породами. Эксплуатация бульдозеров без муфт предельного момента или защитных упругих устройств в случае упора рабочего органа (отвала) в жесткое препятствие приводит к буксованию тягача или поломкам наиболее его ответственных узлов.

В результате проведенных исследований с землеройно-транспортными машинами установлено, что максимальные динамические нагрузки, имеющие место в случае остановки механизмов из-за упора движущегося отвала в упругое препятствие, соответствуют остановке отвала при резании связных грунтов с твердыми достаточно крупными включениями (валунами). Большие динамические нагрузки, возникающие в стопорении отвала, имеют место в случае отсутствия надежных предохранительных муфт предельного отвала. Значительно меньшие динамические нагрузки при стопоре рабочего органа (отвала) могут возникать в бульдозерах с гидроприводом. Случаи стопорения рабочего органа (отвала) чаще всего будут наблюдаться при использовании бульдозеров на разработке тяжелых скальных пород.

Максимальные динамические нагрузки в процессе стопорения рабочего органа (отвала) могут превышать стопорные статические усилия, развиваемые двигателем в 1,5...2,0 раза. В механизмах подъема (опускания) отвала и напора толкающих брусков, работающих в режимах почти полного или полного стопорения, возникают при этом максимальные нагрузки более чем в 2 раза превышающие стопорные статические в бульдозерах динамические нагрузки и колебания элементов конструкции в процессе резания могут иметь место также при разгоне рабочего органа, а наиболее важные для расчетов – при стопорении отвала.

При резании связных грунтов в тяговом механизме бульдозера максимальные нагрузки возможны к концу процесса резания грунта. При резании грунта и перемещении

призмы волочения к месту отвала встреча движущегося отвала с твердым препятствием будет приводить к появлению дополнительных ударных нагрузок. Данные нагрузки большей вероятностью будут локализоваться между отвалом и грунтом и не передаваться практически на толкающие брусья механизма тяги на механизм подъема (опускания) рабочего органа.

Возникающие при этом дополнительные напряжения от удара в рабочем органе толкающих брусьях вследствие сравнительно небольших рабочих скоростей и инерции их сравнительно невелики и сдвинуты по фазе с максимальными нагрузками, возникающими при стопорении от инерции механизмов привода. Следовательно, ударные нагрузки можно в большинстве случаев в расчет не принимать.

Величина динамического коэффициента нагрузки, определяемая как  $K_{\text{дин. н. max}} / (b \text{ min})$ , при отсутствии или малых зазорах будет колебаться от 1,5 до 1,8. Если зазоры в местах крепления отвала к толкающим брусьям будут значительными, в конструктивных несовершенствах, то динамические коэффициенты могут достигать значений 2, 2...2,3. Следует отметить, что плавное нарастание момента на муфтах будет уменьшать в рабочем оборудовании бульдозера динамический коэффициент нагрузок 1,15...1,2 б. Влияние зазоров при плавном приложении движущегося момента будет незначительным.

В механизме передвижения, несмотря на небольшие скорости перемещения бульдозера, в некоторых случаях могут возникать значительные динамические нагрузки.

К таким случаям следует отнести резкие реверсы механизма хода, особенно при разворотах или преодолении различных препятствий, когда при ускоренном выборе зазоров в кинематических парах ходового механизма могут возникать удары. В механизме передвижения возможны значительные инерционные нагрузки, в случаях стопорения нередко бывает при передвижении бульдозера в тяжелых грунтовых условиях, и особенно при упорах гусениц или колес в жесткие препятствия (камни и т.п.). Как показывают результаты ранее проведенных экспериментальных исследований, изменение величины сопротивления передвижению у гусеничных бульдозеров даже при достаточно ровных площадках имеет переменный (колебательный) характер. Амплитуда колебаний величины сопротивления передвижению зависит главным образом от характера грунта, а частота колебаний – от конструкции гусеничного хода и скорости передвижения.

Нагрузки, испытываемые всеми основными узлами бульдозеров (рабочим органом, механизмами и несущими элементами конструкции), носят переменный (колебательный) характер. Процессами, при которых могут возникать наиболее значительные динамические нагрузки в основных механизмах привода бульдозера, элементах рабочего оборудования (отвал, толкающие брусья и т.д.) и несущих конструкциях, являются процессы включения механизмов при их разгоне и торможении, а также процессы замедления или полной остановки (стопорения) рабочего органа (отвала) и его механизма подъема (опускания) и поворота влево и вправо.

### **Выводы.**

1) Разработано математическое описание динамики механической системы бульдозера на основе принятой трехмассовой расчетной схемы, что позволило получить уравнения для определения амплитуд колебаний в упругих связях и максимальных динамических усилий в рабочем органе.

2) Предложено упруго-скользящее соединение в кинематической цепи звеньев, которое обеспечивают самовосстановление этих узлов, после затухания колебаний системы рабочих органов бульдозера от динамических нагрузок.

3) Проанализированы процессы возникновения динамических нагрузок при разработке разных категорий грунтов бульдозерами.



4) Определена схема распределения динамического усилия рабочего органа в разных режимах работы бульдозера: при разрушении поверхности плотных грунтов, углублении и резании грунтов, а также формировании и транспортировке призмы волочения.

#### Литература

1. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1965. – 461 с.
2. Холодов А.М., Ничке В.В. Землеройно-транспортные машины. – Харьков: Вища школа, 1982. – 192 с.
3. Захарчук Б.З., Телушкин В.Д., Шлойдо Г.А. Яркин А.А. Бульдозеры и рыхлители. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
4. Завьялов А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой / Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Омск: СибАДИ, 1999. – 240 с.
5. Перов В.А. Методика изучения динамики землеройной машины при учете действия случайных нагрузок // Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования / Московский государственный университет природообустройства. – М.: МГУП. – С. 108-110.
6. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. – М.: Транспорт, 1983. – 183 с.
7. Сурашов Н.Т. Научные основы создания перспективных рабочих органов землеройно-транспортных машин. Монография. – Алматы: КазГАСА, 2004. – 263 с.

#### Reference

1. Volkov D.P. Dynamics and strength of single-bucket excavators. – M.: Mashinostroenie, 1965. – 461 p.
2. Kholodov A.M., Nikke V.V. Earth-digging and transport machines. – Kharkov: Vyshcha shkola, 1982. – 192 p.
3. Zakharchuk B.Z., Telushkin V.D., Shloido G.A. Yarkin A.A. Bulldozers and rippers. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 240 p.
4. Zavyalov A.M. Fundamentals of the theory of interaction of working bodies of road-building machines with the environment / Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. – Omsk: SibADI, 1999. – 240 p.
5. Perov V.A. Methods of studying the dynamics of the earth-moving machine when taking into account the action of random loads // Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education / Moscow State University of Environmental Engineering. – M.: MGUP. – P. 108-110.
6. Balovnev V.I., Khmara L.A. Intensification of earthworks in road construction. – M.: Transport, 1983. – 183 p.
7. Surashov N.T. Scientific bases of creation of perspective working bodies of earth-digging and transport machines. Monograph. – Almaty: KazGASA, 2004. – 263 p.

**СУРАШОВ Н.Т. – т.ғ.д., профессор, ҚазҰЖҒА академигі (Алматы қ., Қазақ қатынас жолдары университеті)**

**ТОЛЫМБЕК Д.Н. – т.ғ.к., доцент (Нұр-Сұлтан қ., «Аруна-АИ» директоры)**

**ДИНАМИКАЛЫҚ ЖҮКТЕМЕГЕ ҚАТЫСТЫ БУЛДОЗЕРДІҢ МЕХАНИКАЛЫҚ  
ЖҮЙЕСІНІҢ ЖҰМЫС ІСТЕУІН ЗЕРТТЕУ**

**Аңдатпа**

Бульдозердің механикалық кинематикалық жүйесінің динамикасын зерттеу үшін саңылаулары бар үш массалық конструкция схемасы қабылданады.

Мақалада Ньютонның екінші заңы негізінде үш массаның серпімді байланыстарын ескере отырып, бульдозердің механикалық жүйесінің қозғалыс теңдеулері құрастырылды.

Математикалық есептеулерді интеграциялау арқылы бульдозердің жұмыс органының (ЖО) қозғалыс жылдамдығын, жүктеме дәрежесі мен серпімді байланыстардағы жүктемелердің тербеліс амплитудасы анықталады. Экспериментальды түрде топырақты кесу жұмысының ұзақтығы, ЖО (үйінді) бойынша дірілдің болуы және топырақтың категориясына байланысты дірілдің өшу уақыты анықталды.

**Түйінді сөздер:** бульдозер, жұмыс органы, динамика, динамикалық жүктемелер, қозғалыс теңдеуі, кинематикалық байланыс.

**SURASHOV N.T. – d.t.s., professor, Academician KazNANS (Almaty, Kazakh university ways of communications)**

**TOLYMBEK D.N. – PhD, assoc. professor (Nur-Sultan, director of "Aruna-AI")**

# **STUDY OF THE PROCESS OF OPERATION OF THE MECHANICAL SYSTEM OF THE BULLDOZER TAKING INTO ACCOUNT DYNAMIC LOADS**

**Abstract**

To study the dynamics of the mechanical kinematic system of the bulldozer, a three-mass calculation scheme with gaps is adopted. The article compiles the equations of motion of the mechanical system of the bulldozer, taking into account the elastic bonds of the three masses on the basis of Newton's second law. Having integrated mathematical calculations, the speed of movement of the bulldozer's with the ground, the degree of loading and the amplitude of load fluctuations in elastic bonds are determined. The duration of the soil cutting operation, the presence of fluctuations on the blade and the time of attening of the oscillation depending on the category of soil were experimentally established.

**Keywords:** bulldozer, working body, dynamics, dynamic loads, equation of motion, kinematic link.

УДК 656.2

**АХМЕТОВ Б.С. – д.т.н., профессор (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)**

**АБУОВА А.Х. – доктор PhD (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)**

# **ВОПРОСЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИСКУССТВЕННОЙ НЕЙРОННОЙ СЕТИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ РАСПОЗНАВАНИЯ СИТУАЦИИ, СВЯЗАННЫХ С ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМИ ПРОИСШЕСТВИЯМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ**