

10. Методические указания к выполнению курсового проекта «Одноковшовые гидравлические экскаваторы» к дисциплине «Машины для земляных работ» для студентов механических специальностей /Сост. В.К. Тимошенко, Л.А. Хмара, М.И. Деревянчук, И.А. Кулик. – Днепропетровск: ДИСИ, 1989. – 64с.

11. Хмара Л.А., Дахно О.О. Телескопічне робоче обладнання гідравлічного экскаватора, оцінка його ефективності та визначення об'єму копання ґрунту. Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск. 2012. Вып.66. 4. 2. С. 29-37.

12. Хмара Л.А., Дахно О.О. Визначення теоретичного об'єму копання ґрунту одноківшевым экскаватором з телескопічним робочим обладнанням. Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск. 2012. Вып.66. 4. 2. С. 38-49.

13. Хмара Л.А., Дахно О.О. Формування та оцінка ефективності телескопічного робочого обладнання одноківшевого гідравлічного экскаватора. Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск. 2011. Вып.63. 4. 2. С. 142-154.

14. Хмара Л.А., Дахно О.О., Лісничук А.Є. Телескопічне робоче обладнання одноківшевого гідравлічного экскаватора. Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск. 2011. Вып.63. 4. 2. С. 155-164.

УДК 621.869.68

И. Г. КИРИЧЕНКО, докт. техн. наук,

С. Г. КОВАЛЕВСКИЙ, ст. преп., Н. В. РОЗЕНФЕЛЬД, ст. преп.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СКРЕПЕРНОГО ПОЕЗДА

Актуальность проблемы. Работа скрепера в составе поезда существенно изменяет, режимы нагружения металлоконструкций, что приводит к снижению надежности машин. Рассматриваемый скреперный поезд представляет собой сложную динамическую систему со многими степенями свободы, состоящую из двухосных

тягачей с обеими ведущими осями и полуприцепных скреперов, что говорит о необходимости рассмотрения новых расчетных схем и математических моделей [1].

Анализ публикаций. Известные расчетные схемы и математические модели служащие для оценки динамических нагрузок, действующих на скреперы, разработанные для прицепных, полуприцепных и самоходных машин, работающих в одиночном режиме и с толкачами [2]. В исследованиях скреперных поездов рассматривалась работа самоходных машин, с точки зрения повышения их тяговых качеств и производительности [3].

Цель исследования. Разработка и обоснование расчетной схемы и математической модели скреперного поезда, проведение математического моделирования режимов нагружения металлоконструкции скреперов и сцепного устройства.

Основная часть. При копании грунта скрепером для решения задач динамики возможно ограничиться плоской моделью, поскольку тяговое усилие и сопротивление копанию действуют в направлении продольной оси машины, а внецентровым приложением нагрузок можно пренебречь. Нецентровое приложение нагрузок, которые действуют на нож скрепера, хотя и возможно, но не приводит к существенному перекоосу полуприцепа и не оказывает влияния на величину перераспределения нагрузок в горизонтальной плоскости.

В динамике процесса копания грунта скрепером известно, что тяговая рама является упругим элементом, жесткость которого значительно ниже жесткости остальных узлов металлоконструкции машины, что следует учитывать при составлении динамической модели. Сцепное устройство, служащее для соединения двух скреперов в поезд, оборудовано упругим элементом определенной жесткости.

Вертикальная жесткость скреперов определяется податливостью пневматических колес и тяговых рам. Опорная поверхность принята недеформируемой, а продольные усилия на ведущих колесах ограничены сцепными качествами движителей с опорной поверхностью. Моделирование процессов взаимодействия движителя и ковша скрепера с грунтом, учитывает нелинейную зависимость от скоростей и перемещений.

Рассмотрим характерные случаи нагружения скреперного поезда, состоящего из полуприцепных скреперов, для двух этапов наполнения ковшей. Первый этап – работа в толкающем режиме, в котором заполняется ковш переднего скрепера, а задний выполняет функции толкача. Второй этап – работа в тяговом режиме, когда заполняется грунтом сзади идущий скрепер, а передний работает в качестве дополнительного тягача. В обоих режимах возможны варианты взаимодействия скреперов, движущихся с одинаковыми или различными скоростями. Например, в

случае, если передний скрепер начал набор грунта до соединения в единый агрегат и движется с минимальной скоростью, а задний догоняет его на максимальной скорости, что характерно для первого этапа работы. В тяговом режиме, при использовании традиционных сцепных устройств, имеющих большие зазоры, также возможны рассогласования скоростей движения машин. Наиболее нагруженным режимом работы скреперного поезда является окончание набора грунта задним скрепером, за счет действия максимальных тяговых усилий и сопротивлений набору грунта.

В соответствии с принятыми допущениями, расчетная схема скреперного поезда, состоящего из двух полуприцепных пневмоколесных машин, представлена четырехмассовой системой m_1T, m_2C, m_3T, m_4C , учитывающей продольные, вертикальные и угловые перемещения по координатам x, y, φ (Рис. 1). Упругие связи системы, имеют коэффициенты жесткости: C_X, C_Y – жесткости тяговых рам переднего и заднего скрепера в горизонтальной и вертикальной плоскости, C_C – жесткость упругого элемента сцепного устройства. Ведущие колеса тягачей и ведомые колеса скреперов характеризуются радиальными жесткостями C_T, C_{CK} с вязкими сопротивлениями λ_T, λ_{CK} . Для составления уравнений движения необходимо учесть силы тяги на ведущих колесах тягачей T_i , реакции грунта на осях тягачей и скреперов R_i , сопротивление качению колес F_i , горизонтальную и вертикальную силы сопротивления копанью, которые считаем прилагаемыми к ножу скрепера R_T, R_B , силы тяжести машин G_i .

Математическую модель скреперного поезда представим в виде системы уравнений (1) – (12), полученных в результате вычислений производных по времени кинетической энергии $\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial q}$ по обобщенным координатам x, y, φ и обобщенных сил, которые определялись работой сил на виртуальных перемещениях $Q = \frac{\delta A}{\delta q}$.

Силы, действующие в шарнирах соединения трактора и полуприцепного скрепера, определялись с учетом коэффициентов жесткости тяговых рам в горизонтальном и вертикальном направлениях $U_{11}, U_{12}, U_{21}, U_{22}$, которые были вычислены по деформациям рамы с помощью метода конечных элементов (рис. 2 и 3).

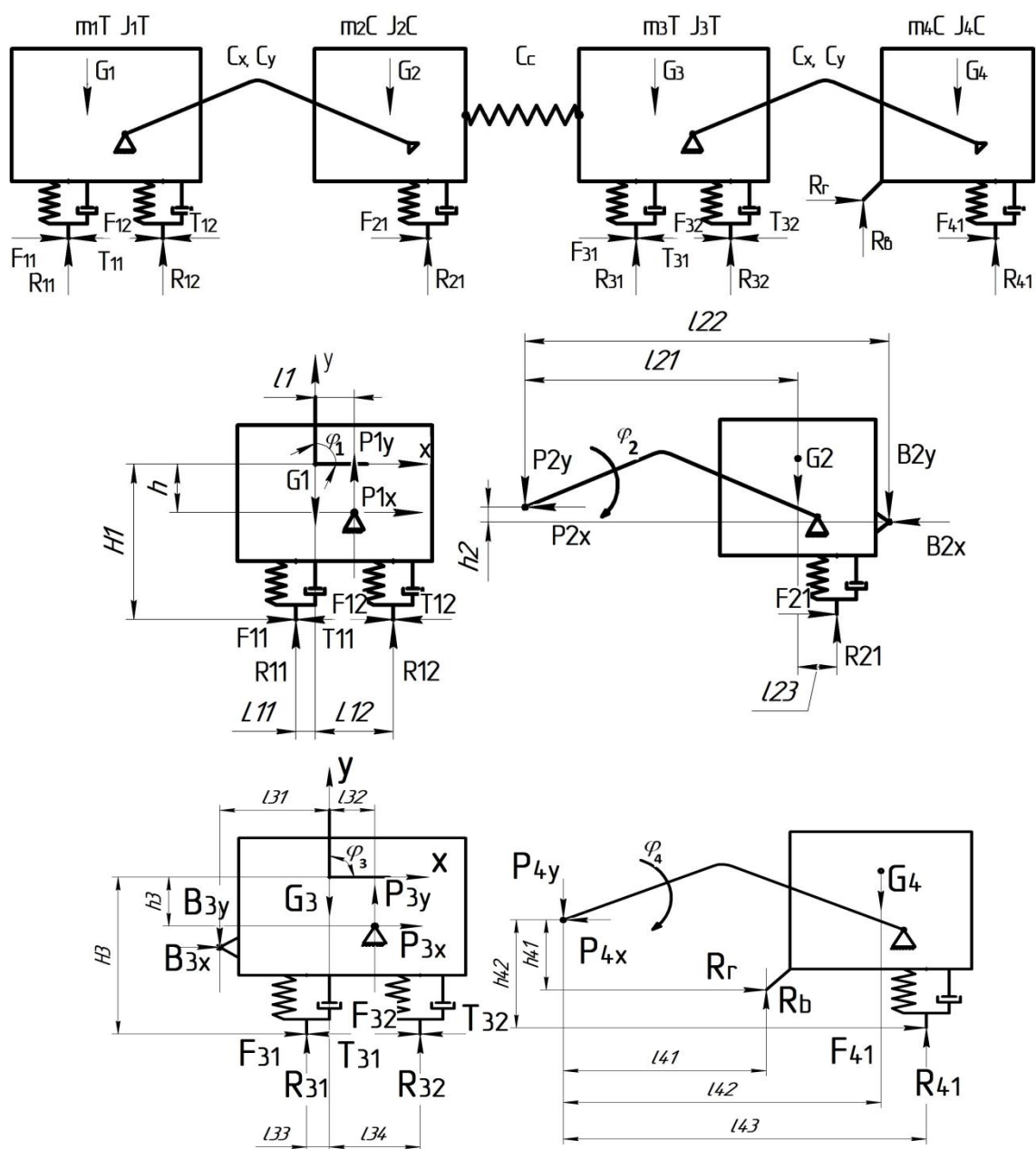


Рис.1 Расчетная схема скреперного поезда.

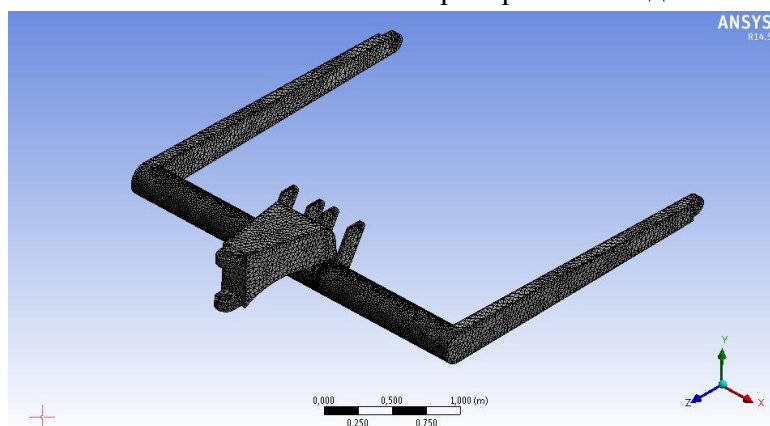


Рис. 2. Компьютерная модель тяговой рамы скрепера.

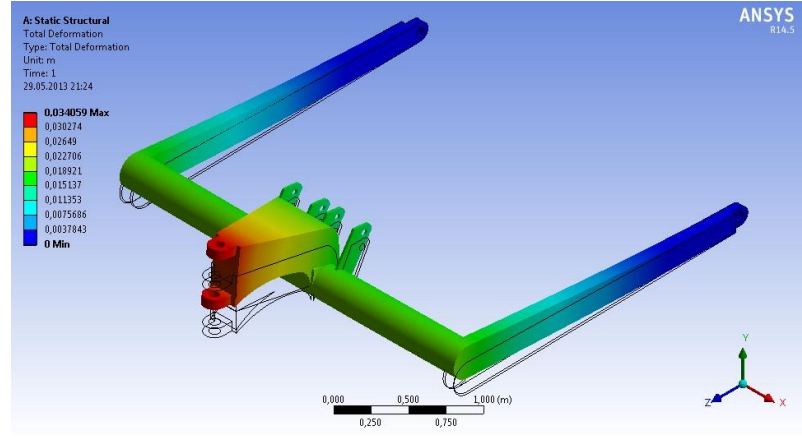


Рис. 3 Деформации тяговой рамы от действия горизонтальных сил.

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_1 h_1 \ddot{\phi}_1 = T_{11} + T_{12} - W_{11} - W_{12} - U_{11}(x_1 - x_2) - U_{11}(y_1 - y_2), \quad (1)$$

$$m_1 \cdot \ddot{y}_1 + m_1 l_{1m} \ddot{\phi}_1 = -k_1 \dot{y}_1 + k_1 (l_{11} + l_{1m}) \dot{\phi}_1 - C_1 y_1 + C_1 (l_{11} + l_{1m}) \phi_1 + U_{21}(x_1 - x_2) + U_{22}(y_1 - y_2), \quad (2)$$

$$m_1 h_1 \ddot{x}_1 + m_1 l_1 \ddot{y}_1 + [m_1 (h_1^2 + l_{1m}^2) + J_1] \ddot{\phi}_1 = -C_1 (l_{11} + l_{1m}) y_1 + C_1 (l_{11} + l_{1m})^2 \phi_1 - k_1 (l_{11} + l_{1m}) \dot{y}_1 + k_1 (l_{11} + l_{1m})^2 \dot{\phi}_1 - C_1 (l_{12} + l_{1m}) y_1 + C_1 (l_{12} + l_{1m})^2 \phi_1 - k_1 (l_{12} + l_{1m}) \dot{y}_1 + k_1 (l_{12} + l_{1m})^2 \dot{\phi}_1 + W_{11} h_{1m} + W_{12} h_{1m} - T_{11} h_{1m} - T_{12} h_{1m}. \quad (3)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_2 h_2 \ddot{\phi}_2 = -B_2 - W_{21} - U_{11}(x_1 - x_2) - U_{12}(y_1 - y_2), \quad (4)$$

$$m_2 \cdot \ddot{y}_2 + m_2 l_{2m} \ddot{\phi}_2 = -C_2 y_2 + C_2 (l_{21} + l_{23}) \phi_2 - k_2 \dot{y}_2 + k_2 (l_{21} + l_{23}) \dot{\phi}_2 - U_{21}(x_2 - x_1) - U_{22}(y_2 - y_1), \quad (5)$$

$$m_2 h_2 \ddot{x}_2 + m_2 l_{2m} \ddot{y}_2 + [m_2 (h_2^2 + l_{2m}^2) + J_2] \ddot{\phi}_2 = B_2 h_3 + C_2 (l_{21} + l_{23}) y_2 + C_2 (l_{21} + l_{23})^2 \phi_2 + k_2 (l_{21} + l_{23}) \dot{y}_1 - k_2 (l_{21} + l_{23})^2 \dot{\phi}_2 + W_{21} h_{2m}, \quad (6)$$

$$m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_3 h_3 \ddot{\phi}_3 = T_{31} + T_{32} - W_{31} - W_{32} - U_{13}(x_3 - x_4) - U_{23}(y_3 - y_4) + B_2, \quad (7)$$

$$m_3 \cdot \ddot{y}_3 + m_3 l_{3m} \ddot{\phi}_3 = -k_3 \dot{y}_3 + k_3 (l_{13} + l_{3m}) \dot{\phi}_3 - C_3 y_3 + C_3 (l_{13} + l_{3m}) \phi_3 + U_{13}(x_3 - x_4) + U_{23}(y_3 - y_4), \quad (8)$$

$$m_3 h_3 \ddot{x}_3 + m_3 l_{3m} \ddot{y}_3 + [m_3 (h_3^2 + l_{3m}^2) + J_3] \ddot{\phi}_3 = -C_3 (l_{13} + l_{3m}) y_3 + C_3 (l_{13} + l_{3m})^2 \phi_3 - k_3 (l_{13} + l_{3m}) \dot{y}_3 + k_3 (l_{13} + l_{3m})^2 \dot{\phi}_3 - C_3 (l_{23} + l_{1m}) y_1 + C_1 (l_{23} + l_{1m})^2 \phi_1 - k_1 (l_{23} + l_{1m}) \dot{y}_1 + k_1 (l_{23} + l_{1m})^2 \dot{\phi}_1 + W_{11} h_{1m} + W_{12} h_{1m} - T_{11} h_{1m} - T_{12} h_{1m} - B_2 h_3, \quad (9)$$

$$m_4 \cdot \ddot{x}_4 + m_4 h_4 \ddot{\phi}_4 = -R_r - W_{41} - U_{14}(x_4 - x_3) - U_{14}(y_4 - y_3), \quad (10)$$

$$m_4 \cdot \ddot{y}_4 + m_4 l_{4m} \ddot{\phi}_4 = -C_4 y_4 + C_4 (l_{41} + l_{43}) \phi_4 - k_4 \dot{y}_4 + k_4 (l_{41} + l_{43}) \dot{\phi}_4 - U_{41} (x_4 - x_3) - U_{42} (y_4 - y_3), \quad (11)$$

$$m_4 h_4 \ddot{x}_4 + m_4 l_{4m} \ddot{y}_4 + \left[m_4 (h_4^2 + l_{4m}^2) + J_4 \right] \ddot{\phi}_4 = R_T h_{41} + R_B h_{42} + C_4 (l_{41} + l_{43}) y_4 + C_4 (l_{41} + l_{43})^2 \phi_4 + k_4 (l_{41} + l_{43}) \dot{y}_4 - k_4 (l_{41} + l_{43})^2 \dot{\phi}_4 + W_{41} h_{4m}, \quad (12)$$

Как показано в исследованиях Л.В. Назарова [4] тяговое усилие на ведущих ходовых колесах скрепера зависит от скольжения движителей по опорной поверхности и при достаточной энергонасыщенности машины может быть представлено полиномом n -ой степени с нечетными показателями:

$$T = T_0 \left[1 - \alpha \frac{\dot{x}}{v_0} - \beta \left(\frac{\dot{x}}{v_0} \right)^5 \right], \quad (13)$$

где v_0 - максимальное значение скорости при копании; \dot{x} - текущее значение скорости; T_0 - максимальное тяговое усилие по сцеплению; α и β - коэффициенты, характеризующие условия работы;

При разработке скреперами грунтов, находящихся в пластичном состоянии, таких как влажные глины, суглинки и супеси, разрушение происходит за счет сдвига элементов стружки. Сопротивление копанию в конце заполнения ковша грунтом определяется аналитической зависимостью, предложенной А.М. Холодовым и В.К. Рудневым [5], которая после некоторых преобразований может быть представлена в виде (14):

$$P = \frac{\sin(\alpha + \varphi) B}{\sin(\alpha + \varphi + \rho + \psi)} \left[\begin{aligned} & \delta_p \sin \rho \cos \rho \sin(\psi + \rho) \left(\frac{h_p l_p k_p k_n}{L} \right)^2 + \\ & + 0,5 \delta_p \varepsilon_\sigma \operatorname{tg} \varphi \operatorname{ctg} \rho \sin 2\rho \frac{\operatorname{ctg} \psi h + l \cos \alpha}{B} \sin(\psi + \rho) \\ & \left(\frac{h_p l_p k_p k_n}{L} \right)^2 + \delta_p (h \operatorname{ctg} \psi + l \cos \alpha) \sin(\psi + \rho) \frac{h_p l_p k_p k_n}{L} \\ & + 0,5 c h \frac{\cos \rho}{\sin \psi} \end{aligned} \right], \quad (14)$$

где α - угол резания, град; ρ - угол внутреннего трения, град; φ - угол внешнего трения, град; ψ - угол сдвига, град; B - ширина резания, м; h - глубина резания, м; H - высота грунта в ковше, м; l - ширина ножа, м; δ_p - плотность грунта в разрыхленном состоянии, кН/м^3 ; ε_σ - коэффициент бокового давления; c - удельное сцепление.

В результате математического моделирования работы скреперного поезда с помощью программы SIMULINK был реализован принцип визуального

программирования, в соответствии с которым из библиотеки стандартных блоков создана модель скреперного поезда и определены нагрузки, действующие в узлах металлоконструкции машин. Результаты моделирования продольного нагружения металлоконструкции скреперного поезда в тяговом режиме представлены на рис.2.

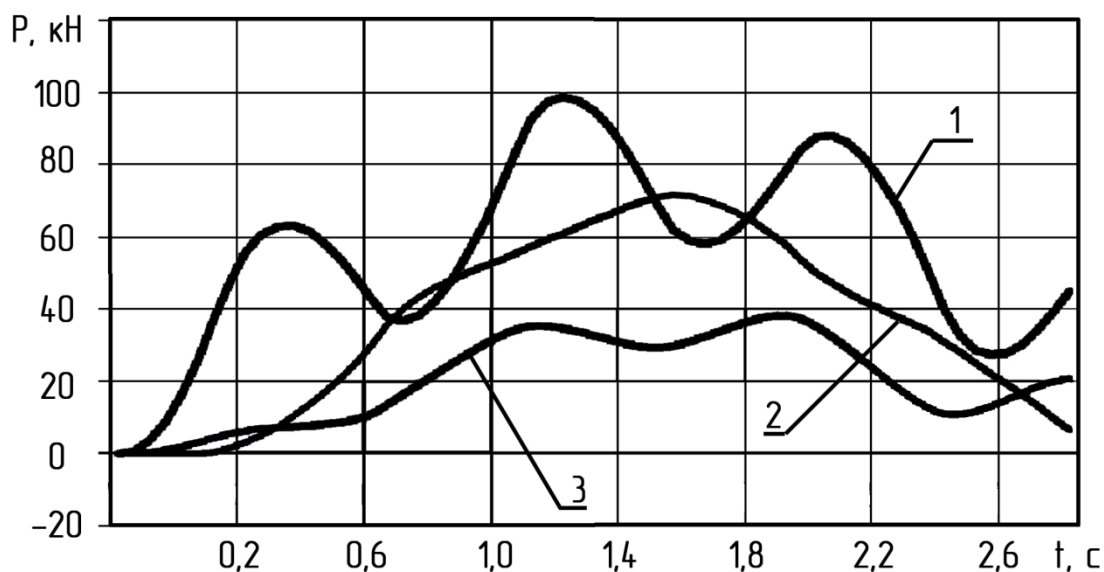


Рис.2 Результаты моделирования процессов нагружения металлоконструкции скреперного поезда в тяговом режиме: 1 – изменение усилий в тяговой раме копающего скрепера; 2 - изменение усилий в сцепном устройстве; 3 - изменение усилий в тяговой раме скрепера тягача.

Выводы. Анализ результатов математического моделирования процессов нагружения металлоконструкции скреперного поезда показывает, что: 1. В качестве расчетной схемы для определения динамических нагрузок, действующих в металлоконструкциях скреперного поезда в процессе копания, может рассматриваться плоская четырехмассовая система с упругими связями; 2. В процессах набора грунта передним и задним скрепером характер изменения нагрузок в тяговых рамах и сцепном устройстве во времени однотипен. Наиболее нагруженным является тяговый режим работы скреперного поезда, в котором происходит заполнение ковша заднего скрепера; 3. Величина усилий в шарнирах тяговой рамы на этом этапе достигает 98 кН, темп возрастания нагрузки наиболее высок и максимальные значения достигаются через 1,2 сек. Максимальные нагрузки в сцепном устройстве составляют 72 кН, а в тяговой раме скрепера тягача – 39 кН, при этом они возрастают более плавно, достигая наибольших значений за 1,6 и 1,9 сек; 4. Результаты расчетов свидетельствуют о том, что работа скреперов в составе поезда не приводит к возникновению высоких динамических нагрузок, возникающие усилия можно характеризовать как нормальные, что дает основание рекомендовать их для расчета металлоконструкций на долговечность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириченко И.Г. Обобщенная математическая модель шарнирно-сочлененных пневмоколесных машин / И.Г. Кириченко // Сб. научн. Трудов по материалам междунаучно-практ. конф. «Интерстроймех-2001». – Россия : СПб, 2001. – С. 147-151.
2. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник /Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557с.
3. Нилов В.А., Иванищев П.И. Эффективность применения скреперных поездов // Строительные и дорожные машины. 2010. №5. С. 35-37.
4. Назаров Л.В. Динамика пневмоколесных ЗТМ. Автомобильный транспорт. - Харьков: 1999, вып. 2.- С 12-15.
5. Руднев В.К. Копание грунтов землеройно-транспортными машинами активного действия. Харьков: Изд-во ХГУ, 1974. – 142 с.

УДК 631.316.22

С. В. КРАВЕЦЬ, докт. техн. наук, **О. В. СТИНЬО**, аспірант

Національний університет водного господарства та природокористування

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ГЛИБИНИ РІЗАННЯ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ ПОЯРУСНОМУ РУЙНУВАННІ ГРУНТУ

Актуальність проблеми. Для підвищення енергоефективності землерійних машин необхідно визначити критичну глибину різання, оскільки відомо, що значення найменшої енергоємності розробки ґрунту досягається при його розробці землерійним робочим органом на критичну глибину різання.

Аналіз публікацій. На сьогоднішній день достатньо широко обґрунтована критична глибина блокованого різання для верхнього і нижнього ярусів [1, 2]. Разом з тим вимагає детальних досліджень обґрунтування критичної глибини комбінованого різання (у верхньому ярусі – вільне, а у нижньому – блоковане різання). В статті [3] досліджено вплив гідростатичного тиску на критичну глибину комбінованого різання при умові, що глибини різання, і кути нахилу бокових площин елемента стружки до горизонту у верхньому і нижньому ярусах рівні ($h_1=h_2, \gamma_1=\gamma_2$).

Мета і постановка задачі. Метою статті є встановлення і дослідження математичної залежності для визначення критичної глибини комбінованого різання при умові, що глибина різання у верхньому і нижньому ярусах дорівнюють критичним