

логічної схеми для технологічної лінії з виробництва пелет з торфу продуктивністю 15 тис. т на рік становить 925,5 тис. грн. Цей економічний ефект досягається значною економією на сировині, оскільки вартість некондиційного високозольного торфу на 25-35 % нижча, а частка сировини у собівартості виготовлення пелет складає 73-76 %.

Висновок та напрямок подальших досліджень. Запропонована технологічна схема дозволяє збільшити вилучення горючої маси високозольного торфу до 95,5 % та ефективно утилізувати зольні відходи у виробництві бетонів в якості в'язучого компоненту, а не баласту.

Список літератури

1. **Виллу Варес** Справочник потребителя биотоплива / **Виллу Варес, Юло Каськ, Пеэтер Муйсте** [и др.]. - Таллинн: Таллиннский технический университет, 2005. – 183 с.
2. **Гнеушев В.О.** Переработка торфу в паливні брикети / **В.О. Гнеушев.** - Рівне: НУВГП, 2008. - 212 с.
3. **Костров В.В.** Изучение химического состава и вопросов утилизации торфяной золы в производстве бетонов / **В.В. Костров, А.В. Свиридов, С.В. Цибакин, Ю.Ю. Дубровина** // Химия и химическая технология. - Т. 51 Вип. 11. - Ивановский государственный химико-технологический университет: Иваново, 2008. – С. 52 – 55.

Рукопис подано до редакції 25.03.12

УДК 621.879.01

В.Г. КРУПКО, канд. техн. наук, проф., Донбасская государственная машиностроительная академия
А.В. ВЕСНИН, канд. техн. наук, доц., ГВУЗ «Криворожский национальный университет»
Р.Н. ДИХТЕНКО, аспирант, Донбасская государственная машиностроительная академия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЖЕСТКОСНОЙ СИСТЕМЫ ЭКСКАВАТОРА СО СНИЖЕННЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ

Рассмотрен вопрос снижения динамических нагрузок на механизм подъема механического экскаватора без использования разъединительных предохранительных устройств.

Ключевые слова: жесткость, циклическая нагрузка, коэффициент динамики, стопорение механизма, математическая модель.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными практическими заданиями. В хозяйственном комплексе Украины на строительстве зданий, сооружений, дорог работает большое количество машин на базе строительных универсальных экскаваторов, которые выполняют подъемно-транспортные, землеройные и вспомогательные работы. При этом на привода исполнительных механизмов этих машин действуют значительные динамические усилия, вызванные следующими явлениями: взаимодействием с внешней средой; резкими изменениями нагрузок; изменениями направления движения рабочего органа. Поэтому актуальным является вопрос по определению причин возникновения величины и путей снижения динамических нагрузок на рабочее оборудование и исполнительные механизмы экскаватора.

Анализ исследований и публикаций, в которых дается решение данной проблемы. Проблему возникновения и гашения динамических колебаний системы рассматривали в своих трудах Д.П. Волков [1], Домбровский Н.Г. [2], Панкратов С.А. [3]. Также методы моделирования и анализа динамических систем рассматривали в своих трудах и многие научные деятели Ветров Ю.А. [4], Подерни Р.Ю. [5], Чулков Н.Н. [6]. Но, используя математические пакеты, можно уточнить расчеты и найти рациональные пути снижения динамических нагрузок в сложных динамических системах.

Цель исследовательской работы - обоснование рациональных параметров динамической системы экскаватора с определением величины взаимовлияния исполнительных механизмов на другой при различных вариантах жесткостно массовых параметрах системы «рабочее оборудование - исполнительные механизмы».

Изложение основного материала исследования. Проведенный анализ работы подъемных механизмов экскаваторов показывает, что самые большие динамические нагрузки получают во время стопорения механизмов, в случае упора исполнительного органа в непреодолимое препятствие, а рекомендуемый [1] параметр, влияющий на величину динамических нагрузок - жесткость механизма напора и жесткость подвеса стрелы. Проведем варьирование поперечными жесткостными параметрами стрелы, а также жесткостными параметрами системы подвеса стрелы.

В расчет за методикой приведенной [7] введем еще две переменные поперечную жесткость стрелы и системы подвеса стрелы соответственно $c'_{2,3}$ и $c_{1,2}$

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - (m_1 g)^{np} = 0; & m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + c'_{2,3} \cdot (x'_3 - x_2) + \\ + c_{2,7} \cdot (x_7 - x_2) - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) + (m_2 g)^{np} = 0, \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 + c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) = 0; & m_4 \cdot \ddot{x}_4 + c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) - c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) = 0, \\ m_5 \cdot \ddot{x}_5 + c_{5,6} \cdot (x_6 - x_5) - c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) = 0; & m_6 \cdot \ddot{x}_6 - c_{5,6} \cdot (x_6 - x_5) + P_{\text{дв.под}}^{np} = 0, \\ m_7 \cdot \ddot{x}_7 + c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - c'_{2,3} \cdot (x'_3 - x_2) + c_{2,7} \cdot (x_7 - x_2) = 0, \\ m_8 \cdot \ddot{x}_8 + c_{8,9} \cdot (x_9 - x_8) - c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) = 0; & m_9 \cdot \ddot{x}_9 - c_{8,9} \cdot (x_9 - x_8) + P_{\text{дв.нап}}^{np} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

где - $m_1 \dots m_9$ - суммарные приведенные массы соответственно: базы экскаватора, стрелы с установленными на ней механизмами, главных блоков экскаватора, выходного вала редуктора и канатного барабана механизма подъема, промежуточных валов редуктора механизма подъема, якоря двигателя и ведущей полумуфты моторного вала и ведомой полумуфты моторного вала, зубчатых колес первой передачи, верхней половины рукояти и кремальберных шестерен, промежуточных валов редуктора механизма напора, якоря двигателя и тормозного шкива и первой передачи механизма напора; $c_{12} \dots c_{89}$ - суммарные приведенные жесткости соответственно: подвеса стрелы и л-образной стойки и поворотной платформы, продольная жесткость стрелы, подъемного механизма, промежуточных валов редуктора механизма подъема, жесткость от вала двигателя до первой передачи редуктора механизма подъема, поперечная жесткость стрелы, верхней половины рукояти и кремальберных шестерен, промежуточных валов редуктора механизма напора, жесткость от вала двигателя до первой передачи редуктора механизма напора; $P_{\text{дв.под}}^{np}$, $P_{\text{дв.нап}}^{np}$ - приведенное усилие создаваемое двигателями механизма подъема и напора.

В результате получим четырехмерную систему уравнений $x = f(t, c'_{2,3}, c_{1,2})$, для преобразования ее в трехмерную учтем зависимость изменения усилия в механизме во времени $F(t)$, где $F = (x_i - x_{i-1}) \cdot c_i$, для чего будем брать лишь максимальное значение динамической составляющей (F_{max})

$$F_{\text{max}} = f(c'_{2,3}, c_{1,2}) \quad (2)$$

Представим величину F_{max} через коэффициент динамики [5]

$$k_d = F_{\text{max}} / F_{\text{ном}}$$

где $F_{\text{ном}}$ - усилия в статическом режиме нагружения определяемые по известным зависимостям [5].

Жесткости $c'_{2,3}$ и $c_{1,2}$ представим на графиках как c_1 и c_2 соответственно в процентном соотношении, где 100% – это жесткость натурной машины (например ЭКГ-5А).

В результате расчетов мы получили график зависимости $k_d(c_1, c_2)$ для механизма подъема рис. 1а, и для механизма напора (рис. 1б).

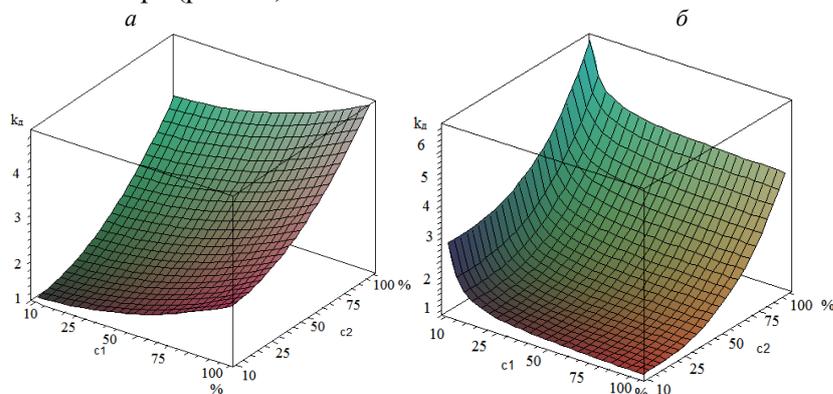


Рис. 1. График зависимости $k_d(c_1, c_2)$ для а - механизма подъема; б - механизма напора

Задавшись шагом 2 % по осям c_1 и c_2 можно определить, что до момента $\Delta k_d = 0,07$ ($\Delta k_d = k_{di} - k_{d(i-1)}$) имеет смысл снижение жесткости, а после него это становится не существенным. Исходя

из этого определимся с границами снижения жесткости c_1 , c_2 и отобразим их на одном сумарном графике для механизма напора и механизма подъема.

Проведем исследование области $\Delta k_d \geq 0,07$. Для чего разобьем данную область на две, и нанесем три граничные точки (Т1, Т2, Т3) (рис. 2).

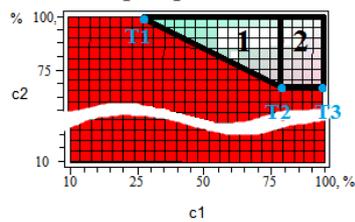


Рис. 2. График зависимости $\Delta k_d(c_1, c_2)$

Спроектировав точки Т1, Т2 и Т3 на графики зависимости $k_d(c_1, c_2)$ для механизмов напора и подъема (см рис. 1), получим:

для точки Т1 механизм напора $k_d=4.8$, механизм подъема $k_d=3.1$;

для точки Т2 механизм напора $k_d=2.4$, механизм подъема $k_d=1.3$;

для точки Т3 механизм напора $k_d=2.39$, механизм подъема $k_d=1.9$.

Из анализа графика видно, что направления от точки Т1 к Т2 коэффициенты динамики как механизма подъема так и механизма напора снижаются, а в направлении от точки Т2 к Т3 коэффициент динамики для механизма подъема повышается, а для механизма напора существенно снижается.

Выводы. Таким образом исходя из выше представленных графиков и следует, что рекомендуемое рациональное значение поперечной жесткости стрелы составляет 79 % от расчетной величины, а жесткость подвеса стрелы 68 %, что соответствует коэффициентам динамики для механизма подъема $k_d=1.3$, а для механизма напора $k_d=2.4$.

Направлением дальнейших исследований приведенных механизмов и рабочего оборудования экскаваторов является разработка устройств, позволяющих управлять жесткостными параметрами систем.

Список литературы

1. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1965. – 463с.
2. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. – М.: Машиностроение, 1969.– 316с.
3. Панкратов С.А. Динамические процессы при работе машин для строительных и открытых горных работ и комплексные методы их исследования. Сб. трудов МИСИ. №39. – М.: Госгортехиздат, 1961.
4. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. — М.: Машиностроение, 1971. — 357 с.
5. Подерни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. – М.: МГГУ, 2007.– 678с.
6. Чулков Н. Н. Расчет приводов карьерных машин. — М.: Недра, 1987. — 196 с.
7. Крупко В.Г., Діхтенко Р.Н. «Моделивання механічних систем робочого обладнання одноковшових экскаваторів». Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій., 2-а Міжнародна науково-технічна конференція, Львів 2010р, с.128-130.

Рукопис подано до редакції 25.03.12

УДК 622.775

К.В. НИКОЛАЕНКО, к.т.н., доц., С.А.РЬЛЬКОВ, соискатель
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ИССЛЕДОВАНИЕ ХИМИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ РАСТВОРЕНИЯ ВАНАДИЯ ПРИ СОВМЕЩЕНИИ ОПЕРАЦИЙ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ВЫЩЕЛАЧИВАНИЯ ОТРАБОТАННЫХ ВАНАДИЕВЫХ КАТАЛИЗАТОРОВ

Рассмотрены вопросы расчета скоростей и термодинамики основных химических реакций протекающих при совмещении операций измельчения и восстановительного выщелачивания серноокислыми растворами в шаровой мельнице с металлическими шарами.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Ванадий - ценный химический элемент, широко применяющийся в промышленности, в первую очередь в металлургии. Ванадий - один из наиболее перспективных легирующих элементов. Его используют в конструкционных материалах с улучшенными физико-механическими, технологическими и эксплуатационными свойствами (стали для строительных конструкций, для газопроводных труб, для труб нефтяного сортамента, для железнодорожных рельсов, для чугунов и отливок и др.).

В Украине отсутствует реальные запасы ванадийсодержащего минерального сырья. В то же время в Украине работают восемь серноокислотных заводов и на восьми коксохимических заво-