УДК 622.271.022

С.Ю.КУВШИНКИН, *канд. техн. наук, доцент, minermech@mail.ru*
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», Санкт-Петербург

S.Yu.KUVSHINKIN, *PhD in eng. sc., associate professor, minermech@mail.ru*
National Mineral Resources University (Mining University), Saint Petersburg

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА НА ДИНАМИКУ НАГРУЗКИ

Рассмотрено влияние основных конструктивных параметров рабочего оборудования карьерного экскаватора – длины стрелы и вместимости ковша на динамическую составляющую нагрузки привода подъема. Представлена динамическая эквивалентная схема канатно-полиспастной системы, получены выражения для определения коэффициента жесткости системы, составлено и решено дифференциальное уравнение движения, определены диапазон собственных частот системы, амплитудно-частотная характеристика, зависимости коэффициента усиления внешней нагрузки от длины стрелы и вместимости ковша.

***Ключевые слова*:** карьерный экскаватор, рабочее оборудование, привод подъема, динамика.

EFFECT OF DESIGN PARAMETERS OF THE FRONT-END EQUIPMENT OF THE MINING SHOVELS LOAD ON DYNAMICS

The paper considers the influence of the main design parameters of the front-end equipment of mining shovels - outreach and bucket capacity for dynamic component of the drive load lifting. The dynamic equivalent circuit of the cable-sheave block system, the expressions to determine the stiffness of the system, made and agreed differential equation of motion, determine the range of natural frequencies of the system, the amplitude-frequency response of the gain of the external load on the length of the boom and bucket capacity.

***Key words*:** mining shovel, front-end equipment, lifting gear, ropes, dynamics.

Высокий уровень внеплановых простоев экскаваторов приводит к значительным материальным издержкам как из-за снижения добычи полезного ископаемого, так и из-за большой стоимости ремонта крупногабаритных узлов и металлоконструкций.

Анализ вклада механической и электрической подсистем экскаваторов в общее количество отказов показывает, что в большинстве случаев отказы механического оборудования преобладают и составляют 50-70 % от их общего количества [1].

На интенсивность потока отказов механической и электрической подсистем экскаватора значительное влияние оказывает высокая динамическая составляющая внешней нагрузки, возникающая при взаимодействии ковша с забоем. Динамическая составляющая внешней нагрузки при прохождении по динамической системе рабочего оборудования трансформируется в результате возбуждения в системе собственных колебаний. Основные параметры рабочего оборудования прямой механической лопаты, определяющие его массу и жесткость, и, следовательно, динамические свойства, – длина стрелы и вместимость ковша.

В настоящей работе оценка влияния конструктивных параметров рабочего оборудования экскаватора на динамическую нагрузку приводов проводится на примере механизма подъема как наиболее энергонагруженного (суммарная мощность двигателей привода подъема сравнима с мощностью всех остальных приводов экскаватора, вместе взятых).

Целью создания и анализа динамической модели является определение нагрузки на тихоходном валу редуктора механизма подъема – «выходе» динамической системы при известной нагрузке на ковше – «входе».

Для динамической эквивалентной схемы приняты следующие допущения: подвеску стрелы считаем абсолютно жесткой; диссипативными потерями в канатах и блоках пренебрегаем; связи считаем невесомыми.

При составлении динамической эквивалентной схемы за основу взята схема навески подъемных канатов экскаватора ЭКГ-8И (рис.1).

На рис.1: m – суммарная масса ковша с породой и приведенной к центру масс ковша рукояти; c_1 – жесткость ветви каната на участке от головного блока до ковша; c_2 – жесткость ветви каната на участке от головного блока до барабанов подъемной лебедки; c_3 – жесткость ветви каната на участке от головного блока до уравнительного полублока; $Q(t)$ – внешняя нагрузка; $S(t)$ – подлежащее определению усилие в подъемных канатах в точке их навивки на барабан лебедки.

Динамическую схему подъемного механизма можно упростить [3], определив приведенную жесткость всех ветвей подъемного каната:

$$c_{\text{пр}} = \frac{2c_2 \cdot 2(c_1 + \dfrac{c_1 c_3}{c_1 + c_3})}{2c_2 + 2(c_1 + \dfrac{c_1 c_3}{c_1 + c_3})} = \frac{2c_2(c_1^2 + 2c_1 c_2)}{c_1^2 + c_1 c_2 + 2c_1 c_3 + c_2 c_3}. \quad (1)$$

Согласно методике расчета жесткости каната, коэффициент жесткости каната может быть определен из выражения

$$c_{\text{к}} = \frac{n k_{\text{с}} E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{l_{\text{к}}}, \quad (2)$$

где n – число ветвей каната; $E_{\text{к}}$ – модуль упругости каната, Н/м^2; $k_{\text{с}}$ – коэффициент учета податливостей элементов привода и металлоконструкций экскаватора, $k_{\text{с}} = 0{,}8$; $F_{\text{к}}$ – суммарная в сечении каната площадь проволок, м^2; $l_{\text{к}}$ – расчетная длина ветви каната, м [1].

Приведенная масса системы складывается из массы ковша с горной массой и приведенной к центру масс ковша массы рукояти:

$$m = \frac{1}{g}(G_{\text{к}} + G_{\text{п}} + G_{\text{р}}^{\text{пр}}), \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2; $G_{\text{к}}$, $G_{\text{п}}$, $G_{\text{р}}^{\text{пр}}$ – соответственно сила тяжести

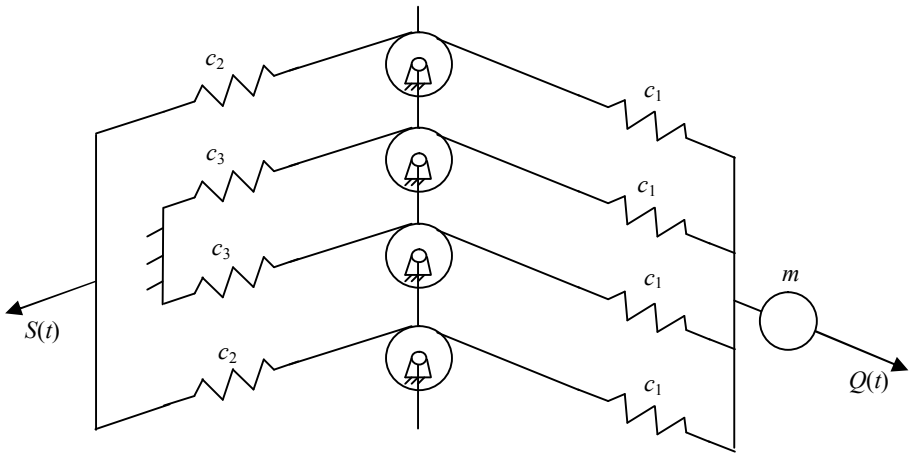


Рис.1. Динамическая эквивалентная схема

ковша, горной массы и приведенная сила тяжести рукояти, Н.

Нагрузку на ковше в детерминированном виде можно представить следующим образом:

$$Q(t) = S_{\text{пк}} + \sum_{i=1}^{n} A_i \sin(\omega_i t + \alpha_i), \qquad (4)$$

где $S_{\text{пк}}$ – среднее усилие подъема [3]; $\sum_{i=1}^{n} A_i \sin(\omega_i t + \alpha_i)$ – динамическая составляющая нагрузки; A_i, ω_i, α_i – соответственно амплитуда, круговая частота и начальная фаза гармоники i динамической составляющей нагрузки.

Усилие в подъемных канатах в точке их навивки на барабан также можно представить в виде суммы статической и динамической составляющих

$$S(t) = S_{\text{ст}} + S_{\text{д}}. \qquad (5)$$

В соответствии с принципом Д'Аламбера, воздействия на динамическую систему статической составляющей внешней нагрузки и гармоник динамической составляющей можно рассматривать независимо друг от друга. При этом нагрузка на «выходе» системы представляется как сумма результатов воздействия составляющих внешней нагрузки.

Динамическая составляющая внешней нагрузки при прохождении по динамической системе трансформируется в результате возбуждения собственных колебаний. Для определения динамической составляющей усилия в подъемных канатах составим и решим дифференциальное уравнение движения системы под действием гармоники динамической составляющей внешней нагрузки.

Дифференциальное уравнение движения системы имеет вид:

$$m\ddot{x} + c_{\text{пр}} x = A \sin \omega t. \qquad (6)$$

Общее решение этого неоднородного линейного дифференциального уравнения второго порядка (6) складывается из общего решения однородного и частного решения неоднородного:

$$x = x_0 + x_1,$$

где x_0, x_1 – соответственно свободные и вынужденные колебания системы,

$$x_0 = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt,$$

$k = \sqrt{c_{\text{пр}} / m}$ – круговая частота собственных колебаний; C_1, C_2 – постоянные интегрирования.

В механизме подъема карьерного экскаватора из-за наличия сил трения свободные колебания будут быстро затухать, поэтому основное значение в выражении для x имеют вынужденные колебания, т.е. частное решение:

$$x_1 = c_3 \sin \omega t. \qquad (7)$$

Решение уравнения (6) имеет вид:

$$x = \frac{A}{c_{\text{пр}} - m\omega^2} \sin \omega t. \qquad (8)$$

Усилие в подъемных канатах в точке их навивки на барабан определяется следующим образом:

$$S(t) = \frac{S_{\text{пк}}}{i_{\text{п}}} + A \frac{k^2}{k^2 - \omega^2} \sin \omega t. \qquad (9)$$

Выражение для расчета амплитуды усилия в подъемных канатах в точке их навивки на барабан имеет вид:

$$A_1 = A \frac{k^2}{\left| k^2 - \omega^2 \right|}. \qquad (10)$$

Момент на тихоходном валу редуктора механизма подъема определится по следующей формуле:

$$M(t) = \frac{d_{\text{б}}}{2} \left(\frac{S_{\text{пк}}}{i_{\text{п}}} + A_1 \sin \omega t \right), \qquad (11)$$

где $d_{\text{б}}$ – диаметр барабана подъемной лебедки.

На рис.2 представлены амплитудно-частотная характеристика системы, а также графики зависимости собственной частоты колебаний от длины стрелы при трех значениях вместимости ковша. Длина стрелы определяет главным образом жесткость системы, а вместимость ковша при постоянном

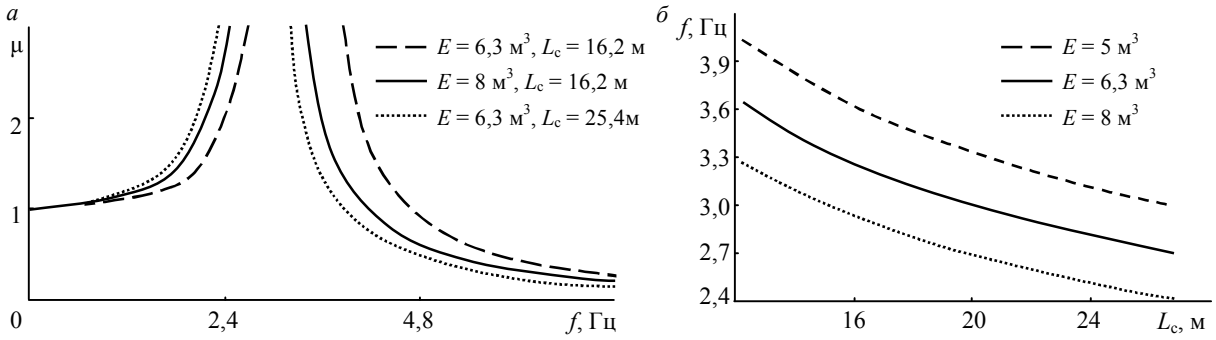


Рис.2. Динамические свойства системы подъемных канатов: *а* – амплитудно-частотная характеристика; *б* – зависимость собственной частоты от конструктивных параметров рабочего оборудования

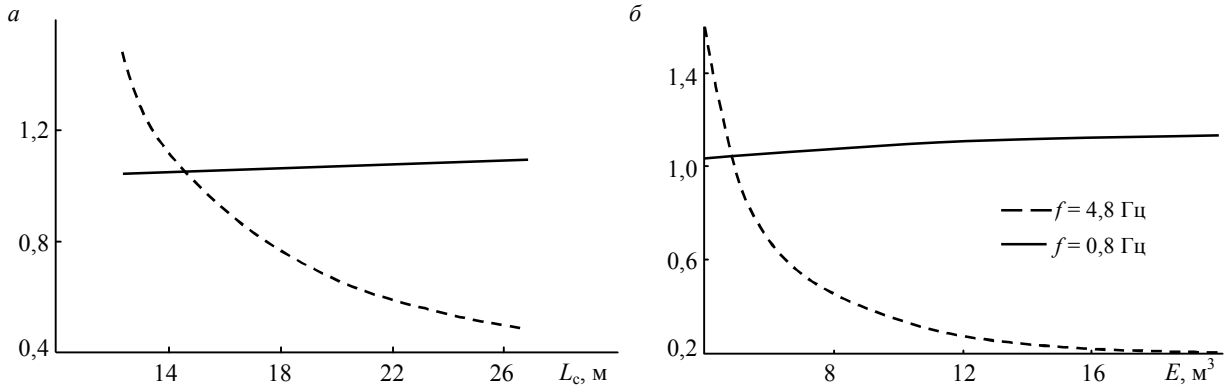


Рис.3. Коэффициент усиления внешней нагрузки в зависимости от длины стрелы (*а*) и от вместимости ковша (*б*)

значении коэффициента наполнения определяет величину приведенной массы. Как видно из графиков, собственная частота системы убывает с увеличением длины рабочего оборудования и вместимости ковша, при этом зона резонанса смещается в низкочастотную область. Низкочастотная случайная составляющая внешней нагрузки определяется вариацией толщины стружки в процессе копания, т.е. управляющим воздействием машиниста [2]. Следовательно, амплитуду этой составляющей можно уменьшить, например, автоматизировав процесс копания, при этом увеличение конструктивных параметров рабочего оборудования позволит избежать значительного всплеска нагрузки при резонансе.

На рис.3 представлены зависимости коэффициента усиления от длины стрелы и вместимости ковша для двух значений частоты внешней нагрузки, одна из которых (f = 0,8 Гц) соответствует низкочастотной (дорезонансной) части спектра, другая (f = 4,8 Гц) – высокочастотной (зарезонансной). Выбор частот основан на исследованиях В.И.Оленича и Б.П.Багина, установивших, что именно на этих частотах в спектре внешней нагрузки экскаваторов наблюдаются максимумы [2]. Расчетное значение собственной частоты системы колеблется в пределах от 2,6 до 3,4 Гц в зависимости от изменения параметров рабочего оборудования.

Анализ графиков показывает, что коэффициент усиления низкочастотной случайной составляющей внешней нагрузки практически не зависит от конструктивных параметров рабочего оборудования (с увеличением длины стрелы и вместимости ковша незначительно возрастает по зависимости, близкой к линейной). При этом коэффициент усиления высокочастотной составляющей резко убывает, асимптотически стремясь к нулю.

Можно сделать вывод, что для уменьшения динамических нагрузок механизма подъема карьерного экскаватора целесообразно увеличивать конструктивные параметры рабочего оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анализ отказов механического оборудования и металлоконструкций экскаваторов / В.В.Москвичев, С.В.Доронин, С.А.Утехин, В.Р.Эблич. Красноярск, 1989.

2. *Багин Б.П.* Основы статистической динамики одноковшовых экскаваторов / Б.П.Багин, В.И.Оленич; ЦНИИЭстроймаш. М., 1974.

3. *Кувшинкин С.Ю.* Определение рациональных конструктивных параметров рабочего оборудования карьерного экскаватора в системе экскаваторно-транспортного комплекса: Автореф. дис. … канд. техн. наук. СПб, 1999.

REFERENCES

1. *Moskvichev V.V.*, *Doronin S.V.*, *Utekhin S.A.*, *Eblich V.R.* Failure analysis and other mechanical equipment and metal shovels. Krasnoyarsk, 1989.

2. *Bagin B.P.*, *Olenich V.I.* Fundamentals of statistical dynamics shovels; TsNIIEstroymash, Moscow, 1974.

3. *Kuvshinkin S.Yu.* Determination of rational design parameters of the front-end equipment of mining shovel in the system of excavator-transport complex: Synopsis of thesis … PhD in eng. sc. / Saint Petersburg, 1999.