

УДК 621.879:622.271.4

Козачек О. В., Сердюк А. А.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ ГЛАВНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-5Н

Горнодобывающая промышленность многих государств на современном этапе характеризуется дальнейшим развитием открытого способа разработки полезных ископаемых посредством добычных и транспортирующих машин. Преобладающее значение открытые разработки уже приобрели при добыче черных руд и цветных металлов и строительных материалов (песок, глина, щебень). Одним из основных видов машин на таких предприятиях являются карьерные гусеничные экскаваторы.

Опыт эксплуатации и результаты экспериментальных исследований указывают на то, что непосредственно в процессе копания оборудование экскаватора подвергается значительный динамическим нагрузкам, связанным с применением ручного управления процессом копания. Особенно это относится к режиму работы на упор, когда рабочий орган экскаватора в забое наталкивается на непреодолимое препятствие. Это приводит к появлению значительных динамических нагрузок, превышающих номинальные стопорные значения в 2–4 раза, как в механизме напора ковша, так и в элементах рабочего оборудования, что снижает эксплуатационную надёжность экскаватора [1]. Таким образом, решение данной проблемы является весьма актуальной задачей.

В настоящее время решение проблемы по снижению пиковых динамических нагрузок на исполнительные механизмы карьерных экскаваторов во время копания без стопорения ковша в забое находится на стадии исследований. Однако на данный момент существует несколько конструктивных и принципиальных предложений, связанных с уменьшением динамических нагрузок [2, 3]:

- использование муфты предельного момента, как ограничительного элемента;
- применение безынерционного источника момента для регулирования упругих сил, возникающих в процессе копания.

Целью работы является увеличение эксплуатационной надёжности экскаватора путём изменения принципа управления электроприводами главных исполнительных механизмов.

Предлагаемые решения имеют такие недостатки, как невысокая эффективность и высокая стоимость модернизации.

Анализ существующего состояния вопроса позволил сделать вывод о нецелесообразности применения устаревшего электропривода по схеме «генератор двигатель» (Г–Д) с ручным (реостатным) способом управления процессом копания, не позволяющего применять эффективные алгоритмы управления. В связи с этим было выдвинуто предложение о построении системы управления на основе взаимосвязанных электроприводов напора и подъёма, выполненных по двухконтурной системе «тиристорный преобразователь – двигатель» (ТП–Д) с общим регулятором скорости. Такая система должна иметь меньшую инерционность, что позволит применить для её управления более эффективный алгоритм.

Для оценки правильности этого предположения была разработана комплексная математическая модель, описывающая работу взаимосвязанных приводов напора и подъёма в процессе копания.

Сначала была построена модель электропривода напора по системе с известной структурой [4] в среде Matlab (рис. 1). Затем было произведено моделирование поведения привода в условиях его нагружения стопорным моментом. Результаты моделирования представлены на рис. 2.

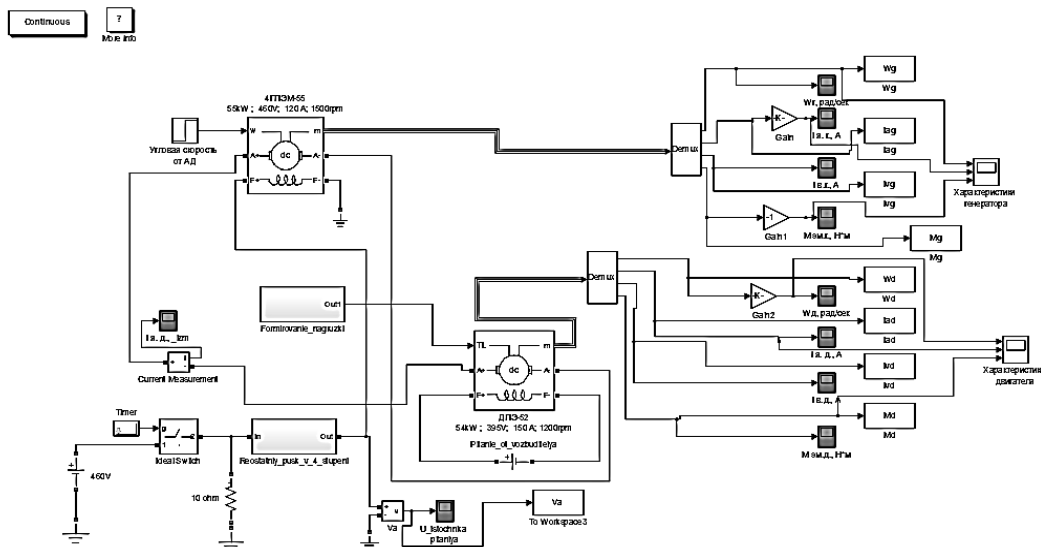


Рис. 1. Модель базовой системы электропривода механизма напора системы Г–Д

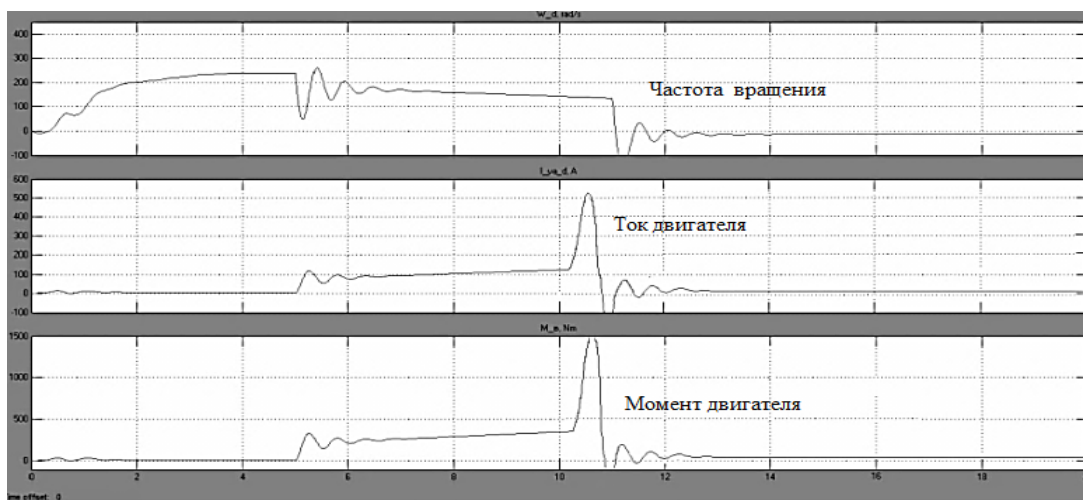


Рис. 2. Результаты моделирования системы Г–Д в режиме «на упор»

Из анализа рис. 2 был сделан вывод о значительной инерционности системы Г–Д – реакция на возмущающее воздействие составляет около 1 с., что неприемлемо в условиях жёстких требований к динамике процесса.

В связи с этим более перспективным представляется вариант системы управления на основе взаимосвязанных электроприводов напора и подъёма, выполненных по двухконтурной системе «тиристорный преобразователь – двигатель» (ТП–Д) с общим регулятором скорости. Для построения модели взаимодействия приводов экскаватора была разработана расчётная схема, позволяющая представить направления действия сил и моментов как на стороне двигателей (рис. 3, а), так и в механизмах экскаватора (рис. 3, б).

На рис. 3 применены следующие обозначения: J_n, J_p – моменты инерции приводов напора и подъёма, соответственно; m_p, m_k, m_n – массы рукояти, ковша и породы соответственно; M_n, M_p – электромагнитные моменты двигателей напора и подъёма; ω_n, ω_p – угловая скорость приводов напора и подъёма; $F_{сн}, M_{сн}, M_{сп}$ – сила и моменты сопротивления приводов напора и подъёма; v_k, ω_k – линейная и угловая скорость ковша и рукояти. β – угол наклона подъёмного каната относительно рукояти; r_n – радиус напорного барабана; r_p – радиус подъёмного барабана; l_p – полная длина рукояти; $G_{кп}, G_p$ – вес ковша с породой и вес рукояти; φ_n, φ_p – угловое положение напорного и подъёмного барабана соответственно; s_k – величина выбега рукояти; φ_k – угловое положение рукояти.

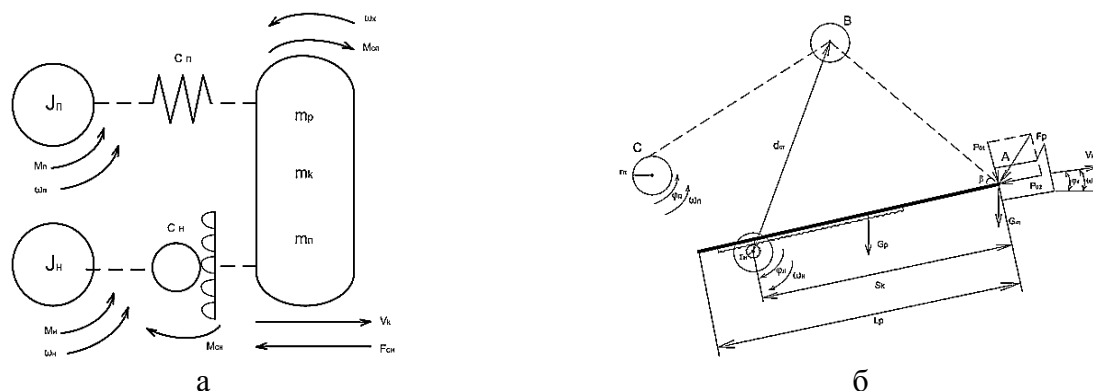


Рис. 3. Расчётная динамическая схема:

а – направления действия сил и моментов на приводах; б – схема действия сил на механизмах экскаватора

Для описания динамики процесса передвижения рукояти с ковшом в обобщённых координатах использовались уравнения Лагранжа II рода. Результатом решения уравнения Лагранжа для механической подсистемы взаимосвязанных электроприводов напора и подъёма является система уравнений (1), в которой обозначены обобщённые координаты: φ_n, φ_n – угловое положение напорного барабана и подъёмного барабана соответственно, s_k – величина выбега рукояти и φ_k – угловое положение рукояти с ковшом в пространстве:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\omega_n}{dt} &= \frac{M_n - r_n \cdot F_{12n}}{J_n}; \frac{d\omega_n}{dt} = \frac{M_n - r_n \cdot F_{12n}}{J_n}; M_{ch} = F_{ch} \cdot r_n; \\ \frac{dv_k}{dt} &= \frac{F_{12n}\omega_n + m_p\omega_k^2(s_k - l_p/2) + (m_k - m_n)\omega_k^2 s_k - M_{ch} - F_{12n} \cos \beta - v_k \frac{dm_n}{dt}}{m_p + m_k + m_n}; \\ \frac{d\omega_k}{dt} &= \frac{F_{12n}\omega_n - M_{ch} - 2m_p\omega_k v_k (s_k - l_p/2) - (m_k - m_n)\omega_k v_k s_k - F_{12n} \sin \beta - \omega_k s_k^2 \frac{dm_n}{dt}}{m_p + m_k + m_n}; \\ \frac{d\varphi_n}{dt} &= \omega_n; \frac{d\varphi_n}{dt} = \omega_n; \frac{d\varphi_k}{dt} = \omega_k; \frac{ds_k}{dt} = v_k, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где F_{12n}, F_{12n} – упругие силы в механизмах напора и подъёма, соответственно.

Анализ системы уравнений (1) позволяет сделать вывод о том, что управление рабочим органом экскаватора в процессе копания целесообразно осуществлять одновременно двумя электроприводами – напора и подъёма. Этот вывод сделан с учетом того, что главные параметры этого процесса – величина углового перемещения рабочего органа ω_k и скорость выдвижения рукояти v_k зависят от сил, которые возникают между механизмами этих электроприводов. Для обеспечения эффективного алгоритма функционирования системы взаимосвязанных электроприводов в режиме нормальной работы и работы на упор, исходя из системы (1) и принципов управления рабочим органом экскаватора в процессе копания, целесообразно изменять скорость углового перемещения ω_n подъёмного барабана, влияющего на скорость рабочего органа – ковша. При этом одновременно следует изменять степень углубления ковша в забое v_k посредством уменьшения угловой скорости вращения напорного барабана ω_n . Выполнение данных действий должно быть согласовано с динамической нагрузкой на электропривод механизма напора, который обладает более жёсткой связью с рабочим органом – зубчатой реечной передачей.

Для обеспечения такого алгоритма снижения динамических нагрузок предложена структурная схема системы управления, в которой управляющими воздействиями для каждого из электроприводов главных механизмов являются задания скорости (рис. 4).

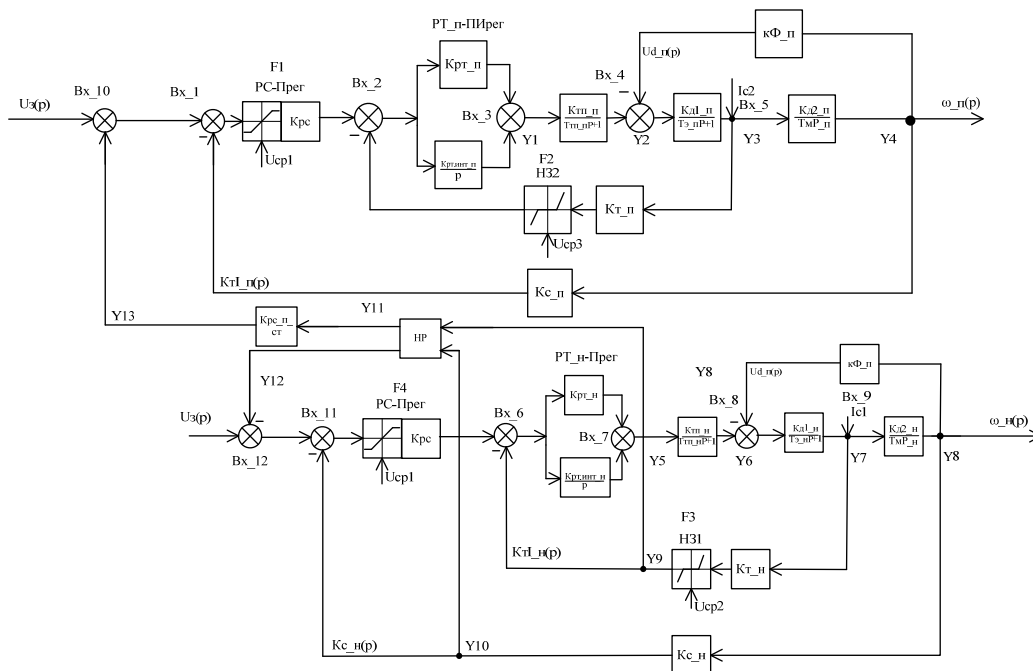


Рис. 4. Структурная схема приводов подъема и напора по системе ТП-Д

На рис. 4 приняты следующие обозначения: $U_3(p)$ – напряжение задания; РС-Прег – регуляторы скорости электроприводов; $K_{c_н}$, $K_{c_п}$ – датчики скорости; $K_{д2_н}$, $K_{д2_п}$ – якорные части двигателей; $K_{m_н}$, $K_{m_п}$ – датчики тока; $H31$, $H32$ – нелинейные звенья в контурах тока (зона нечувствительности); $\omega_н(p)$, $\omega_п(p)$ – угловые скорости двигателей; $K_{mn_н}$, $K_{mn_п}$ – коэффициенты усиления тиристорных преобразователей; HP – регулятор скорости привода подъема и напора; $K_{pc_н_ст}$ – пропорциональный регулятор скорости привода подъема; Vx_i – входные сигналы, y_i – выходные сигналы динамических звеньев.

Регулятор $K_{pc_н_ст}$ (см. рис. 4), который должен обеспечивать эффективное функционирование предлагаемой системы управления в соответствии с предложенным алгоритмом, структурно организован как пропорциональное звено, входным воздействием которого является сигнал $Y11$ с нелинейного регулятора HP . Последний, в свою очередь, приводится в действие при условии выполнения двух условий – достижения тока электропривода напора определённой уставки, равной $I_{aн}$, а также подтверждения проверки факта отрицательного ускорения. Так, при входе тока якоря двигателя напора в $Dead_Zone$, его действующее значение поступает в регулятор HP , где сравнивается с уставкой компаратора «0». При этом сигнал с контура скорости по параллельному каналу сравнивается с предыдущим значением для определения направления ускорения. При выполнении этих двух условий сигнал поступает на логический D-триггер, откуда по первому каналу поступает в качестве дополнения к сигналу задания на контур регулирования скорости привода напора, а по другому каналу, через пропорциональную составляющую $K_{pc_н_ст}$ и положительную обратную связь, на контур регулирования скорости привода подъема. Структурная схема регулятора скорости HP представлена на рис. 5.

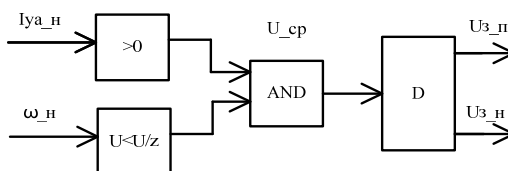


Рис. 5. Структурная схема регулятора

На схеме рис. 5 входные и выходные параметры звеньев, в знаменателе передаточных функций которых содержится оператор p , обозначаются, как x_{ex} и y с соответствующими индексами. Уравнения, описывающие сигналы задания для систем управления, получены путём преобразования их передаточных функций [5] входящих в их состав звеньев.

Сигнал задания на входе электропривода подъема определяется, как:

$$Bx_{10} = Uz_{n}(p) + Y13; \tag{2}$$

$$Y13 = Y11 \cdot K_{pc_n_cm}; \tag{3}$$

$$Y11 = Y9 = F4 \cdot [K_{pc_n} \cdot (V_n - K_{c_n} \cdot Y8)] - F3 \cdot [K_{m_n} \cdot (Y7 - I_{c1})]; \tag{4}$$

$$Bx_{10} = Uz_{n}(p) + K_{pc_n_cm} [F4 \cdot K_{pc_n} \cdot (V_n - K_{c_n} \cdot Y8) - (F3 \cdot K_{m_n} \cdot (Y7 - I_{c1}))] \tag{5}$$

Сигнал задания на вход электропривода напора определяется, как:

$$Bx_{12} = Uz_{n}(p) - Y10; \tag{6}$$

$$Y10 = F4 \cdot [K_{pc_n} \cdot (V - K_{c_n} \cdot Y8)] - F3 \cdot [K_{m_n} \cdot (Y7 - I_{c1})]; \tag{7}$$

$$Bx_{12} = Uz_{n}(p) - F4 \cdot [K_{pc_n} \cdot (V - K_{c_n} \cdot Y8)] - F3 \cdot [K_{m_n} \cdot (Y7 - I_{c1})]; \tag{8}$$

В соответствии со структурной схемой приводов подъема и напора по системе ТП–Д (рис. 4), для исследования динамических процессов в электроприводах напора и подъема, составлена модель (рис. 6). Электроприводы напора и подъема связаны посредством механики, структура которой, в свою очередь, разработана в приложении SimMechanics. Подсистема механики представляет собой двухкоординатную систему: первая координата – напор, вторая – подъем. Ввиду общей взаимосвязи этих координат в технологическом цикле разъединить систему на две подсистемы (с одним входом и одним выходом каждая) не представляется возможным.

В элементе Signal builder2 задается изменение массы ковша в процессе копания за счет изменения количества породы в нем. Для имитации процесса стопорения ковша в забое, масса породы в ковше на десятой секунде была задана несоизмеримо большой, по сравнению с максимально допустимой, равной 14 тонн.

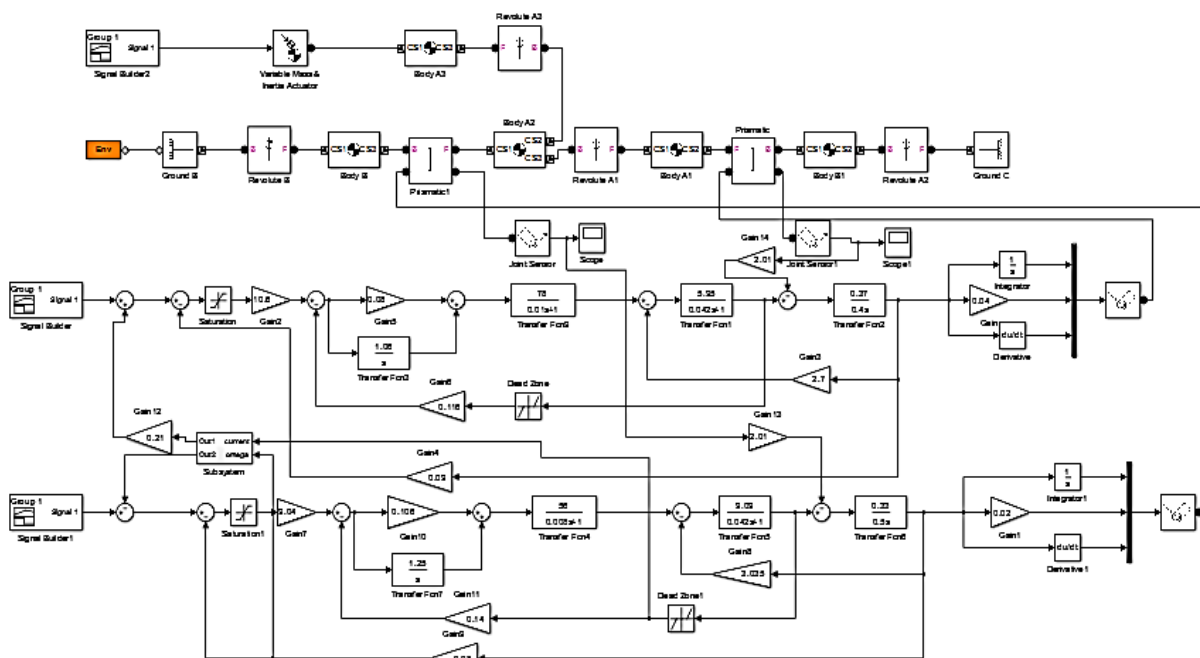


Рис. 6. Структурная схема модели приводов напора и подъема

Результаты исследования модели предлагаемой системы в режиме «на упор», выполненные в среде Matlab, приведены на рис. 7.

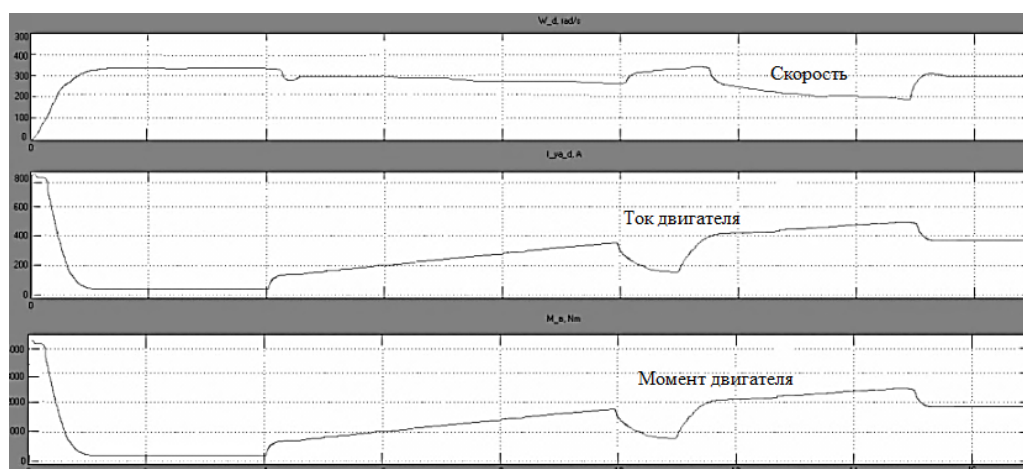


Рис. 7. Графики изменения характеристик предлагаемой системы в режиме «на упор»

Как видно из рис. 7 в режиме «на упор» в системе отсутствуют высокоамплитудные динамические нагрузки. Они предотвращены за счёт применения нового алгоритма функционирования системы из взаимосвязанных электроприводов напора и подъема. При этом отработка возмущения носит аperiодический характер в отличие от колебательного у базовой системы приводов.

ВЫВОДЫ

Система управления взаимосвязанными электроприводами, в которой применён нелинейный регулятор в качестве блока сравнения и пропорциональный регулятор. В качестве блока формирования дополнительного сигнала задания для контура регулирования скорости электропривода подъема, обеспечивает уменьшение динамических нагрузок на подсистемы экскаватора в процессе копания, способствует увеличению фактического фонда времени работы, а также уменьшает затраты на ремонт и обслуживание агрегатов экскаватора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подэрни Р. Ю. *Механическое оборудование карьеров*. / Р. Ю. Подэрни – М. : Недра, 2004. – 591 с.
2. Подэрни Р. Ю. *Горные машины и комплексы для открытых работ* / Р. Ю. Подэрни – М. : Недра, 1971. – 323 с.
3. Пат. 6593543 РФ МПК E02F9/20, *Снижение динамических нагрузок экскаватора использованием асинхронного двигателя с регулятором момента* / Малафеев С. И.; Мамай В. С. (РФ) – № 2193630 : Оубл. 21.11.2007, МПК E 02 F 9/20. – 16 с.
4. Ключев В. И. *Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов* / В. И. Ключев, В. М. Терехов, – М. : Недра, 1970. – 314 с.
5. Белов М. П. *Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов : учебник для студ. высших учебных заведений* / М. П. Белов, В. А. Новиков, Л. Н. Раскудов. – М. : «Академия», 2007. – 576 с.