

УДК 622.232

В.С. Шестаков, канд. техн. наук, проф.,**С.А. Хорошавин**, магистрант

Уральский государственный горный университет

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОВОРОТНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рассмотрен вопрос оптимизации поворотных механизмов одноковшовых карьерных экскаваторов. Представлены графики влияния передаточного отношения механизма на продолжительность поворотного движения.

карьерный экскаватор, механизм поворота, оптимизация

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В горной отрасли остро стоит проблема повышения эффективности работы технологического оборудования. Эта проблема может решаться за счет создания горного оборудования, работающего на новых принципах разрушения породы и ее транспортирования или за счет модернизации имеющегося оборудования с целью повышения производительности. Новые принципы находят в результате научных исследований институтами академии наук. В проектных организациях решаются задачи по улучшению работы оборудования за счет оптимизации параметров.

Анализ исследований и публикаций. Проблемой совершенствования горного оборудования занимаются многие научные школы и производственные коллективы. Для поворотных механизмов экскаваторов предлагаются варианты с гидравлическими и электрическими приводами [1] с рекуперацией энергии.

Постановка задачи. В настоящей статье рассматривается возможность повышения производительности одноковшового экскаватора за счет оптимизации поворотных механизмов. Оптимизация сложных объектов возможна только с использованием ЭВМ и соответствующего программного обеспечения.

Изложение материалов и результаты. Рассмотрим создание программы для оптимизации поворотного механизма экскаватора.

При проектировании механизма поворота проводят структурную и параметрическую оптимизацию.

Оптимизация структуры исполнения механизма заключается в выборе типа привода (электрический постоянного или переменного тока, гидравлический вращательного или поступательного действия и

т. п.), в определении числа двигателей, в выборе передаточного механизма (с редуктором или без редуктора). Для механизма поворота экскаватора использование гидропривода, включающего гидроаккумуляторы, позволит снизить затраты энергии на поворот платформы экскаватора [1, 2].

При параметрической оптимизации определяют значения максимального движущего момента, максимальной скорости поворота, передаточного отношения механизма.

Рассмотрим влияние передаточного числа. При варьировании передаточного числа изменяется движущий момент, прикладываемый к поворотной платформе. Скорость установившегося движения также будет зависеть от передаточного числа, так как номинальная скорость двигателя неизменна.

Вид возможных графиков изменения скорости во времени показан на рис. 1. При увеличении передаточного числа ускорения разгона и торможения возрастают, а скорость установившегося движения уменьшается, время же поворота может как увеличиться (линия 1), так и уменьшиться (линия 2), все зависит от угла поворота и момента инерции поворотной части. Поэтому необходимо провести поиск такого передаточного числа, при котором время поворота будет наименьшим.

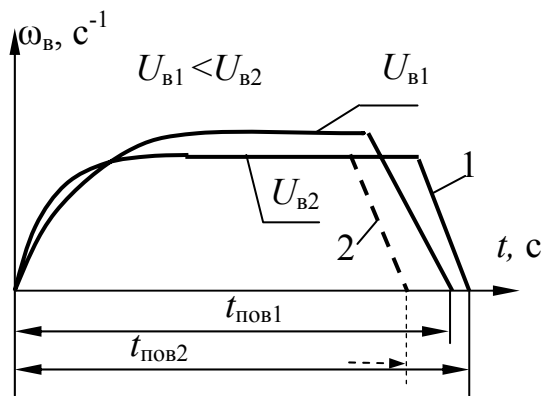


Рисунок 1. Графики изменения скорости:

$U_{в1}, U_{в2}$ – варианты общего передаточного числа механизма поворота; $t_{пов1}, t_{пов2}$ – возможные значения времени поворота платформы экскаватора

Что еще необходимо учитывать при оптимизации? При варьировании передаточного числа изменяется продолжительность операций разгона и торможения, в течение которых действует максимальный момент и, соответственно, по обмоткам двигателя протекает большой ток. Это может привести к перегреву двигателя, поэтому в процессе оптимизации необходимо

проводить проверку по коэффициенту загрузки и определять допустимый максимальный момент привода.

Изменение передаточного числа в допустимых пределах практически не влияет на стоимость механизма, а влияет на продолжительность цикла и, соответственно, на производительность, поэтому в

качестве критерия принята продолжительность цикла.

Целевой функцией в этой задаче будет математическая модель, позволяющая определять продолжительность цикла через передаточное отношение. Кроме того, в модель должны войти и все зависимости для поиска максимального момента привода.

Время цикла будет зависеть от передаточного отношения и максимального момента привода $T_{ц} = f(U, M_{\max})$.

Для поворотного механизма продолжительность цикла будет состоять из слагаемых:

$$T_{ц} = T_{\text{пов.г}} + T_{\text{пов.п}} + T_{\text{пр}},$$

где $T_{\text{пов.г}}$, $T_{\text{пов.п}}$, $T_{\text{пр}}$ – продолжительность поворота платформы с груженным и порожним ковшами, погрузки и разгрузки ковша.

Последнее слагаемое не зависит от параметров поворотного движения, но его необходимо обязательно вводить в целевую функцию, так как для расчета коэффициента загрузки привода необходимо полное время цикла.

Исходные данные для оптимизации передаточного числа механизма поворота:

β - угол поворота платформы; $J_{\text{пч}}^{\text{г}}$, $J_{\text{пч}}^{\text{п}}$ - момент инерции поворотной части экскаватора с груженным и порожним ковшом; $U_{\text{в.мин}}$, $U_{\text{в.мак}}$ – интервал возможно изменения передаточного числа; $N_{\text{дв}}$ – мощность привода поворота; $\omega_{\text{нв}}$ - номинальная скорость двигателя; $J_{\text{дв}}$ - момент инерции ротора двигателя; $n_{\text{в}}$ – количество двигателей; $M_{\text{сп}}$ - момент сопротивления повороту платформы; η – КПД механизма, $K_{\text{п}}$ – коэффициент для расчета максимального момента привода.

Алгоритм оптимизации заключается в следующем. Передаточное число с равным шагом меняется в допустимом диапазоне. Для каждого значения задается максимально возможный момент привода $M_{\text{стоп}}$, определяется время цикла и коэффициент загрузки привода. Если окажется, что коэффициент загрузки превышает допустимое значение, то максимальный момент привода уменьшается на 2 % и снова рассчитывается время и загрузка привода и так до тех пор, пока коэффициент загрузки не будет меньше или равен допустимому значению. При расчете времени цикла учитывается изменение движущего момента привода в процессе разгона согласно статической механической характеристики (рис. 2).

Для расчета продолжительности поворотного движения составлена математическая модель, включающая уравнение движения.

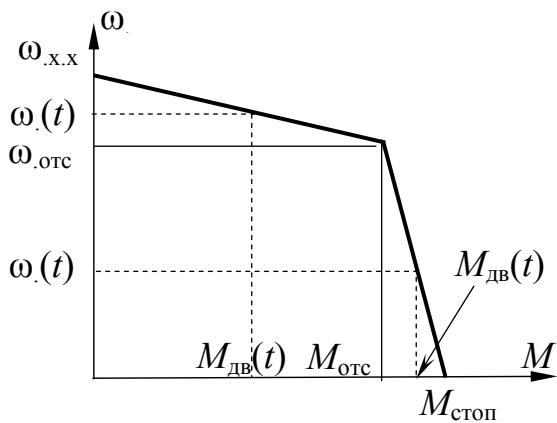


Рисунок 2. Статическая механическая характеристика привода:

$\omega_{х.х.}$ и $\omega_{отс}$ – скорости холостого хода и отсечки; $M_{стоп}$ и $M_{отс}$ – моменты привода максимальный и отсечки; $\omega(t)$ и $M_{дв}(t)$ – текущие значения скорости и момента

При разгоне:

$$M_{дв}(t)\eta - M_{с.пр} = J_{пр} \frac{d\omega(t)}{dt};$$

при торможении:

$$\frac{M_{стоп}}{\eta} + M_{с.пр} = J_{пр} \frac{d\omega(t)}{dt}$$

где $J_{пр}$ – суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции механизма.

Суммарный приведенный момент инерции механизма определяется дважды для расчета времени поворота с грузом и порожним ковшом

$$J_{пр} = J_{дв}n_{дв} + \frac{J_{пч}}{U_B^2}.$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя

$$M_{с.пр} = \frac{M_{сп}}{U_B}.$$

Таким образом, приведенным момент инерции и момент сопротивления зависят от передаточного числа.

Для определения численным интегрированием угла поворота используется выражение, следующее из определения скорости

$$\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt},$$

где $\varphi(t)$ – угол поворота вала двигателя.

Учитывая изменение движущего момента привода при разгоне дифференциальное уравнение движения может быть решено на ЭВМ с использованием численного метода интегрирования Эйлера.

Алгоритмы расчета продолжительности поворота и параметров статической характеристики привода представлены на рис. 3, 4.

При некоторых значениях максимального момента привода $M_{стоп}$ возможен перегрев двигателей. Для проверки отсутствия перегрева используют коэффициент загрузки, который должен быть меньше единицы для механизмов, рабочий цикл которых не имеет длительных перерывов в работе. Коэффициент загрузки определяют

по выражению

$$K_3 = M_э / M_y,$$

где M_H – номинальный момент двигателей; $M_э$ – эквивалентный момент за цикл.

Эквивалентный момент привода механизма циклического действия

$$M_э = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N M_{дв.i}^2 \Delta t_i}{\sum_{i=1}^N \Delta t_i}},$$

где $M_{дв.i}$ – значение движущего момента двигателя, действующего в интервале времени Δt_i .

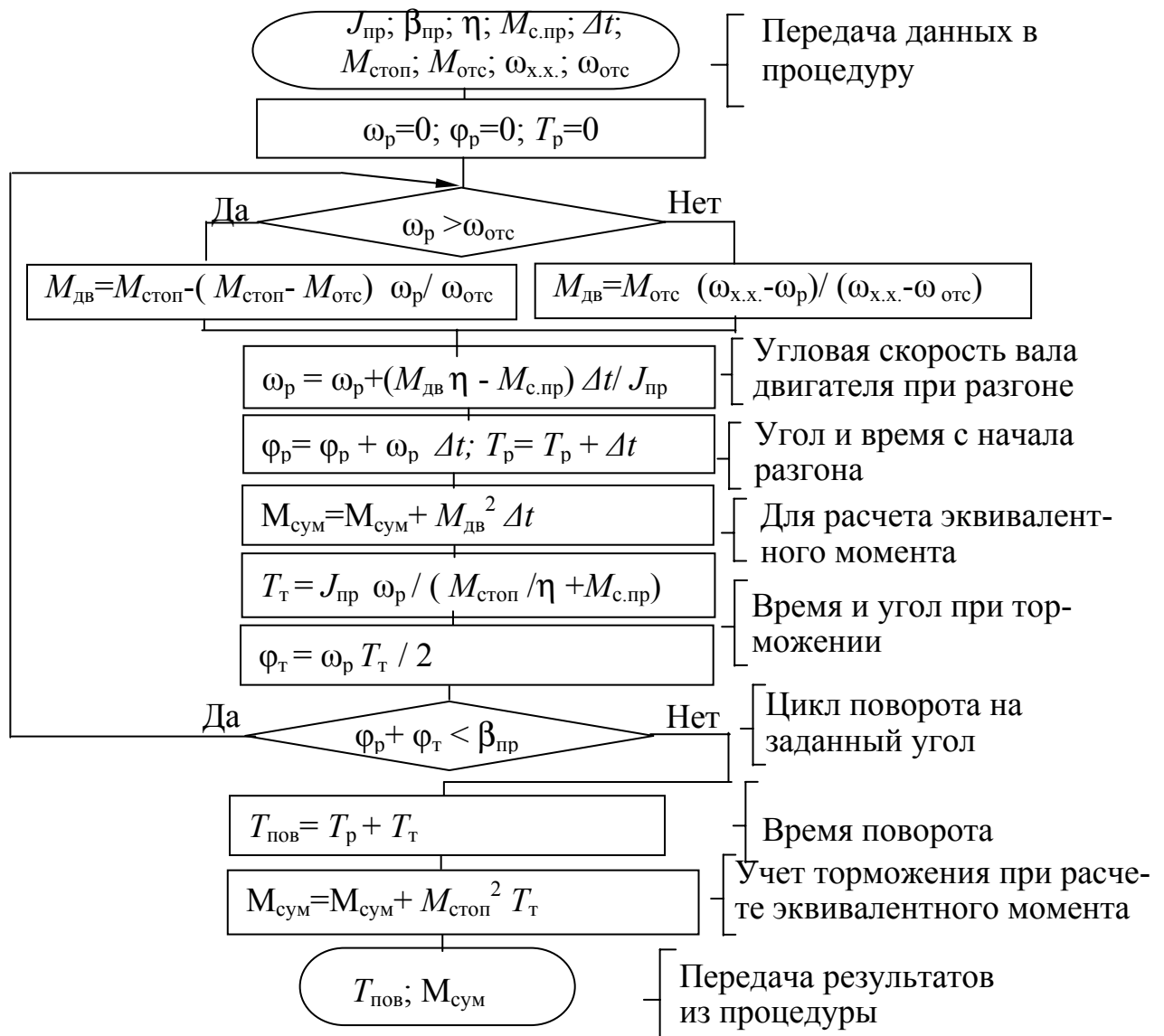


Рисунок 3. Схема алгоритма расчета длительности поворота платформы



Рисунок 4. Схема алгоритма расчета времени цикла, коэффициента загрузки привода и максимального момента привода

При превышении коэффициента загрузки допустимого значения (обычно он равен 1) необходимо уменьшать движущий момент привода. Из процедуры по алгоритму на рис. 4 дважды вызывается процедура по алгоритму на рис. 3 с передачей вначале данных с грузным, а затем с порожним ковшом. Процедура по алгоритму на рис. 4 в свою очередь вызывается из процедуры, обеспечивающей изменение передаточного числа.

По разработанной программе были проведены расчеты для экскаватора ЭКГ-5 при изменении передаточного числа в пределах от 200 до 600. Результаты расчетов влияния передаточного числа на

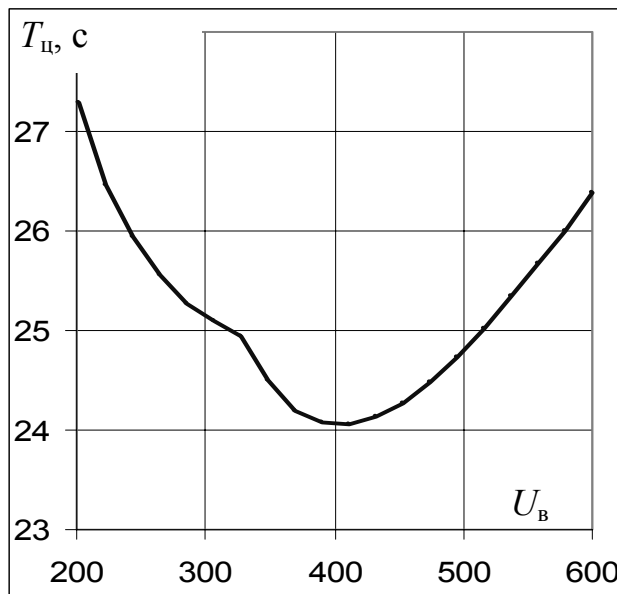


Рисунок 5. Влияние передаточного числа механизма поворота экскаватора на время цикла

время цикла и время отработки забоя при изменении углов поворота от 60° до 120° показаны в виде графика на рис. 5.

Выводы и направления дальнейших исследований. Разработанное математическое описание и программа для ЭВМ позволяет определять оптимальное значение передаточного числа механизма поворота, обеспечивающего при выбранных двигателях наименьшую продолжительность цикла. Проведенные исследования показали влияние на оптимальное значение пере-

даточного числа момента инерции привода и поворотной части экскаватора, мощности привода, угла поворота. В дальнейшем планируется разработать программное обеспечение для определения оптимальных параметров рабочего оборудования и экскаватора в целом.

Список источников:

1. Шестаков В.С. К вопросу проектирования привода гидравлического экскаватора// Изв. Урал. горно-геол. акад. Сер.: Горная электромеханика. 2000. - Вып. 9. - С. 155-157.
2. Комиссаров А.П., Логачев А.М., Шестаков В.С. Влияние конструктивного исполнения рабочего оборудования гидравлических экскаваторов на формирование энергозатрат// Горные машины и автоматика.- № 3, 2005. - С. 21-23
3. Шестаков В.С. Оптимизация параметров горных машин: учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2004. – 227 с.

В.С.Шестаков, С.О.Хорошавін. Оптимізація поворотних механізмів одноковшевих екскаваторів. Розглянуто питання оптимізації поворотних механізмів одноковшевих кар'єрних екскаваторів. Представлені графіки впливу передатного відношення механізму на тривалість поворотного руху.

кар'єрний екскаватор, механізм повороту, оптимізація

V.S. Shestakov, S.A. Horoshavin. Optimization of rotary mechanisms the single-bucket excavators. There are shown optimization rotary mechanisms in the single bucket excavators. Presented graphics influence the transfer mechanism on the duration of the rotary motion.

mine shovel, rotary mechanism, optimization

Стаття надійшла до редколегії 27.07.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.Г.Кожушко

© В.С.Шестаков, С.А.Хорошавін, 2010