Ордена Трудового Красного Знамени
ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА
имени А.А. Скочинского

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ВЫРАВНИВАЮЩИХ БУНКЕР-КОНВЕЙЕРОВ

МОСКВА
1979

gost.e-ecolog.ru

Министерство угольной промышленности СССР
Академия наук СССР
Ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени
Институт горного дела им. А. А. Скочинского

Лаборатория
рудничного транспорта

УТВЕРЖДЕНА
заместителем начальника
Технического управления
Минуглепрома СССР
И. П. РЕМИЗОВЫМ
25 сентября 1978 г.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ВЫРАВНИВАЮЩИХ БУНКЕР-КОНВЕЙЕРОВ



Москва
1979

УДК 622.647.82

Изложен порядок расчета и выбора основных параметров силовой части привода выравнивающих бункер-конвейеров, которые представляют собой новый вид горных машин для отечественной угольной промышленности.

Методика предназначена для использования в научно-исследовательских и проектно-конструкторских организациях, занимающихся разработкой выравнивающих бункер-конвейеров. Автор методики - инж. О.М.Зарецкий.

© Институт горного дела им. А. А. Скочинского (ИГД им. А. А. Скочинского), 1979

I. ВВЕДЕНИЕ

В решении задачи повышения экономической эффективности и пропускной способности подземного транспорта угольных шахт все более возрастает значение бункеризации. Это связано с непрерывным расширением объема применения конвейеров в системах основного транспорта. Использование промежуточных аккумулирующих бункерных установок позволяет сократить простои очистных забоев из-за отказов конвейерных линий, а применение выравнивающих бункеров способствует повышению экономических показателей доставки угля конвейерами.

Благоприятные возможности для бункеризации появились в результате разработки конструкций горизонтальных механизированных бункеров с донными конвейерами, так называемых бункер-конвейеров, имеющих ряд преимуществ перед горными бункерами: они могут быть размещены в существующих выработках без выполнения значительных объемов горных работ, установлены в разных местах (т.е. могут быть многократно использованы), могут работать при небольшом перепаде высот между точками загрузки и выгрузки, значительно меньше измельчают уголь (штыбообразование не превышает 0,5% проходящего через бункер угля). При их использовании возможно осуществлять обход бункера, т.е. транспортировать полезное ископаемое при отключенном (неработающем) бункере.

Благодаря своим достоинствам бункер-конвейеры получили широкое распространение в угольной промышленности Великобритании и Польши; возрастает объем их применения в ФРГ и других странах.

Институтом КНИУИ созданы и испытаны первые отечественные бункер-конвейеры со скребковым донным конвейером БС-35П и БС-60, а также разработан типоразмерный ряд таких бункеров емкостью до 200 м^3. На строящейся шахте высокого технико-экономического

уровня (шахте будущего) "Должанская-Капитальная" предусмотрена установка четырех аккумулирующих бункер-конвейеров БМ200, сконструированных институтом Гипроуглегормаш. Рекомендации по использованию аккумулирующих и выравнивающих бункер-конвейеров даны в "Основных положениях по проектированию подземного транспорта новых и действующих шахт" [I].

Выполненные к настоящему времени исследования, касающиеся бункер-конвейеров, посвящены в основном вопросам определения эффективности их использования при конвейерном транспорте и расчету потребной емкости. При этом мало внимания уделяется изучению конструкций самих бункер-конвейеров. Не разработаны отечественные конструкции наиболее перспективных типов выравнивающих бункер-конвейеров с реверсивным донным конвейером, загрузка которых осуществляется в одной точке. Принцип действия бункер-конвейеров с реверсивным донным конвейером заключается в том, что в емкости бункера аккумулируются только пики входного грузопотока, которые не могут быть приняты подбункерным конвейером, а основная часть сыпучего материала транзитом поступает на подбункерный конвейер; разгрузка бункера происходит, когда величина входного грузопотока меньше расчетной производительности подбункерного конвейера. Бункер-конвейеры этого типа в наименьшей степени вызывают дополнительное измельчение в процессе выравнивания грузопотока, отличаются наиболее низким расходом электроэнергии, позволяют половину несущего донного конвейера заменить цепью или канатом. Кроме того, их использование практически не приводит к снижению надежности транспортной линии из-за возможных неисправностей донных конвейеров или системы управления благодаря возможности легкого осуществления обхода бункера; при этом выемочные машины в очистных забоях работают с ограниченной максимальной скоростью подачи во избежание перегрузки магистральных конвейеров.

Одной из причин, препятствовавших разработке бункер-конвейеров с реверсивным донным конвейером, являлось отсутствие инженерной методики расчета и выбора основных параметров силовой части привода, специфика работы которого заключается в вероятностном характере скоростной и нагрузочной диаграмм, и каких-либо опубликованных данных по этому вопросу. Кинематические и энергетические параметры привода зависят непосредственно от динамических свойств входных забойных грузопотоков, поэтому важно располагать достоверными динамическими характеристиками

этих грузопотоков. Для определения указанных характеристик потребовалось проведение специальных статистических исследований [2, 3] на основе последних разработок в области спектрального анализа случайных процессов [4].

По предлагаемой методике можно уверенно рассчитывать и обоснованно выбирать основные параметры силовой части привода выравнивающих бункер-конвейеров.

2. ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ВЫРАВНИВАЮЩИХ БУНКЕР-КОНВЕЙЕРОВ

Действие выравнивающих бункер-конвейеров с реверсивным исполнительным органом может основываться на движении донного конвейера с регулируемой скоростью или с нерегулируемой скоростью и прерывистым перемещением. В первом случае донный конвейер должен быть оснащен более сложным и дорогим регулируемым приводом. Однако определяющим при выборе рационального вида движения исполнительного органа является не столько учет необходимости в том или ином типе привода, а совокупность показателей, характеризующих работоспособность и приемистость машины в целом. Рассмотрим подробнее принципы действия бункер-конвейеров с альтернативными режимами движения исполнительного органа.

На рис. I представлена схема действия бункер-конвейера с неподвижными бортами и регулируемым приводом, выпускаемого фирмой ФРГ "Гутехофнунгсхютте Штеркраде АГ" [5]. Днищем конвейера является конечное пластинчатое полотно. Регулируемый привод позволяет бесступенчато изменять скорость донного конвейера от нуля до максимальной. Скорость и направление движения донного конвейера устанавливаются в зависимости от загрузки передней части бункера, что воспринимается чувствительной плитой прямого действия, в зависимости от угла отклонения которой осуществляется регулирование привода.

Груз, ссыпаясь с подающего конвейера, образует насыпь в передней части бункера. Эта насыпь действует как скат, по которому груз ссыпается на подбункерный конвейер. Если входящий грузопоток превышает производительность подбункерного конвейера, чувствительная пластина отклоняется к передней части бункера, в результате чего донный конвейер движется в направлении загрузки и в бункере аккумулируется избыточное количество сыпучего материала (рис. I,*а*). Если входящий грузопоток равен производитель-

ности подбункерного конвейера, то угол отклонения пластины соответствует нулевой скорости привода и груз по переднему скату насыпи на неподвижном донном конвейере ссыпается на подбункерный конвейер (рис. I,*б*). Когда входящий поток мал или полностью отсутствует, происходит разгрузка бункера (рис. I,*в*); при этом чувствительная плита занимает положение, близкое к отвесному.

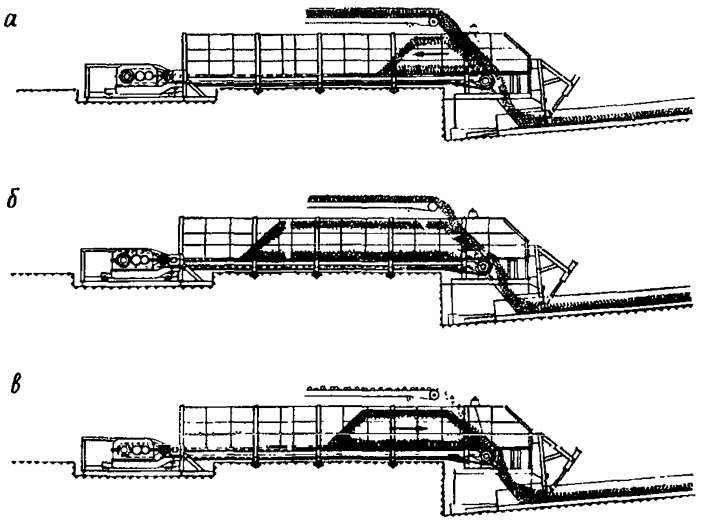


Рис. I. Схема действия выравнивающего бункер-конвейера с неподвижными бортами и регулируемым приводом

Как при загрузке, так и при разгрузке величина скорости донного конвейера определяется степенью отклонения чувствительной пластины в обе стороны от положения, соответствующего нулевой скорости.

Бункер-конвейер снабжен дополнительным элементом, обеспечивающим более высокую степень выравнивания исходящего грузопотока. Таким элементом является ограничительная плита, расположенная непосредственно над подбункерным конвейером в месте его загрузки и ограничивающая высоту слоя сыпучего материала, уносимого конвейером.

Описанная выше схема действия выравнивающего бункер-конвейера разработана английской фирмой "Каулишоу Уокер", за исключением ограничительной плиты над подбункерным конвейером, введенной фирмой ФРГ.

Схема действия выравнивающего бункер-конвейера с подвижными бортами и регулируемым приводом приведена на рис. 2 [6]. Такие бункер-конвейеры выпускаются английскими фирмами "Баттерли", "Ригли", "Диксон энд Мэнн", "Шоу, Трю энд Смит".

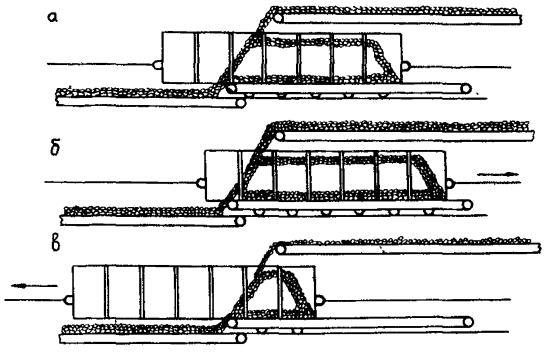


Рис. 2. Схема действия выравнивающего бункер-конвейера с подвижными бортами и регулируемым приводом

Корпус бункер-конвейера установлен на ходовых колесах на прямолинейном рельсовом пути. Днищем служит верхняя ветвь стационарно установленного конвейера, ленточного или пластинчатого. Конвейерное полотно закреплено на торцевой стенке корпуса. При перемещении корпуса происходит и движение ленты конвейера. Когда корпус надвигается на подбункерный конвейер, происходит разгрузка бункера (рис. 2,*в*), при ходе в обратном направлении - загрузка. Бункер-конвейеры этого типа обычно полуавтоматизированы (имеются и полностью автоматизированные) и управляются одним оператором.

Преимущества бункер-конвейеров с подвижными бортами обусловлены синхронной скоростью движения бортов и полотна донного конвейера, т.е. отсутствием процесса перемещения груза относительно бортов, в результате чего уменьшается измельчение угля и снижается энергоемкость установки. Однако для размещения таких бункер-конвейеров необходимы выработки большой длины (удвоенной длины корпуса).

Принцип прерывистого перемещения донного конвейера был реализован в первых образцах польских выравнивающих бункер-конвейе-

ров типа "Ян" (рис. 3) [7]. Движение донного конвейера в направлении загрузки происходит в момент касания угля в передней части корпуса электродного датчика ES. На рис. 3, *а* показан процесс загрузки бункера при неподвижном подбункерном конвейере. Разгрузка бункера показана на рис. 3, *б* и *в*. Движение донного конвейера в направлении разгрузки прекращается, когда отклоняющая плита воздействует на конечный выключатель КР. После освобождения плиты донный конвейер приводится в движение повторно в том

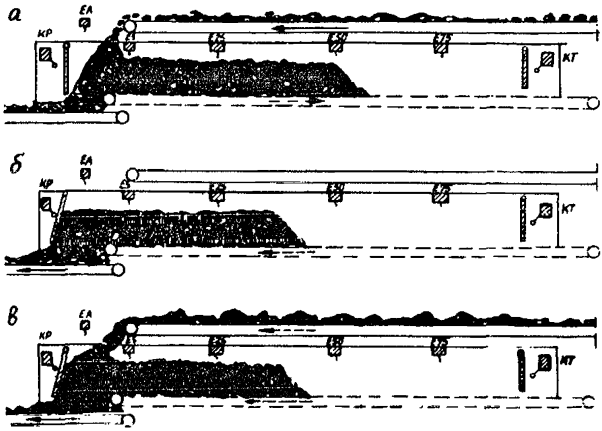


Рис. 3. Схема действия выравнивающего бункер-конвейера с прерывистым движением исполнительного органа

же направлении. Электродный датчик ЕА служит для остановки подающего надбункерного конвейера в случае переполнения передней части бункера. Остановка надбункерного конвейера происходит и при срабатывании конечного выключателя КТ при полной загрузке бункера. Датчики Е25, Е50 и Е75 служат для сигнализации о степени заполнения бункера. Выравнивающее действие бункер-конвейера достигается тем, что хвостовая часть подбункерного конвейера, являющаяся составной частью конструкции бункера, постоянно загружается высоким слоем угля, и при движении подбункерного конвейера происходит протаскивание угля через "окно", ограниченное сверху нижней кромкой передней плиты.

Функционирование бункер-конвейеров с прерывистым перемещением исполнительного органа характеризуется существенными недостатками.

Прежде всего необходимо отметить более высокий уровень динамических нагрузок в исполнительном органе вследствие его импульсного движения и большей частоты включения, что приводит к ускоренному износу не только донного конвейера, но и всего бункера.

Снижается срок службы ленты подбункерного конвейера из-за интенсивного истирания верхней обкладки, так как ее загрузка осуществляется из-под завала. Не исключена возможность продольных порывов ленты кусками породы или угля при их заклинивании на выходе из бункера.

Отмечается [8] неустойчивая работа привода при прерывистом перемещении исполнительного органа и необходимость в разработке приводов с бесступенчатым регулированием скорости.

В настоящее время выпускаемые в Польше выравнивающие бункер-конвейеры всех типов ("*Chomik*", "*Jan*- 100", "*Jan*-200", "*Jan*-300", "*Jan*-500") оснащаются приводом с бесступенчатым регулированием скорости [9, 10].

При выборе рационального режима движения исполнительного органа следует учесть опыт создания и эксплуатации бункер-конвейеров в Англии, где они впервые были разработаны, выпускаются рядом известных фирм и получили наибольшее распространение. Все модификации выравнивающих бункер-конвейеров с реверсивным донным конвейером английских фирм "Баттерли", "Ригли", "Диксон энд Мэнн" и другие имеют бесступенчато регулируемый привод.

Рассмотрим целесообразность использования дискретно регулируемого привода, значительно более дешевого по сравнению с бесступенчато регулируемым. На рис. 4 представлена диаграмма процесса загрузки и разгрузки выравнивающего бункер-конвейера при

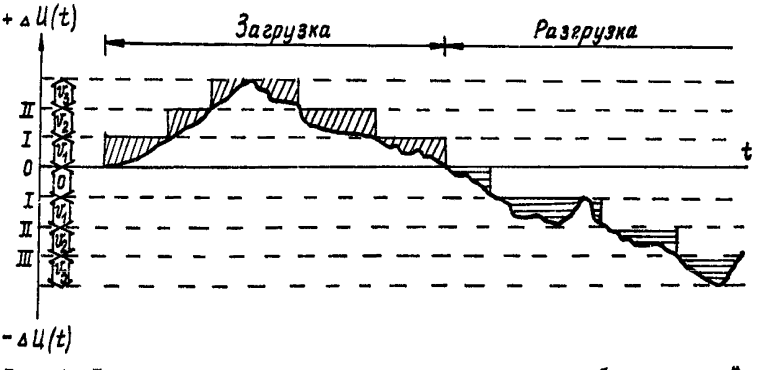


Рис. 4. Диаграмма загрузки и разгрузки выравнивающего бункер-конвейера при ступенчатом регулировании скорости исполнительного органа

ступенчатом изменении скорости донного конвейера. Кривая $\Delta U(t)$ характеризует собой превышение входного грузопотока над принятым

уровнем загрузки подбункерного конвейера. При положительных значениях $\Delta U(t)$ осуществляется загрузка бункера, при отрицательных значениях, превышающих по абсолютной величине начальный уровень I, происходит его разгрузка. Диаграмма выполнена для условий трехступенчатого регулирования скорости донного конвейера, что практически возможно осуществить наиболее простым способом путем применения трехскоростного асинхронного двигателя. Первая ступень скорости при загрузке устанавливается при $\Delta U(t) > 0$, переход с первой ступени v_1 на вторую v_2 и со второй на третью v_3 происходит при уровнях $\Delta U(t)$, соответственно обозначенных через I и II по оси ординат. Площадь под кривой $\Delta U(t)$ на участке загрузки пропорциональна объему груза, аккумулированному в бункере, а суммарная площадь заштрихованных участков пропорциональна недоиспользованному объему бункера.

Уровни переключения скоростей при разгрузке выбираются с учетом того, чтобы не было перегрузки подбункерного конвейера. Площадь под кривой $\Delta U(t)$ на участке разгрузки пропорциональна объему груза, который необходимо выдать из бункера на подбункерный конвейер для его равномерного заполнения. Суммарная площадь заштрихованных участков пропорциональна объему груза, которым недогружен подбункерный конвейер.

Таким образом, дискретное регулирование скорости донного конвейера приводит, с одной стороны, к недоиспользованию объема бункера, с другой - к недоиспользованию пропускной способности подбункерного конвейера. Кроме того, динамическая нагруженность элементов бункер-конвейера больше, чем при бесступенчатом регулировании скорости. Недостатки дискретного регулирования, не позволяющие в полной мере реализовать технологические возможности выравнивающих бункер-конвейеров, перекрывают выигрыш от использования более дешевого привода.

Анализ возможных режимов движения исполнительного органа выравнивающих бункер-конвейеров и опыт создания их за рубежом показывают, что наиболее приемлемым является бесступенчатое регулирование скорости донного конвейера.

3. СТАТИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВХОДНЫХ ГРУЗОПОТОКОВ ИЗ ОЧИСТНЫХ ЗАБОЕВ

Стохастическое изменение забойных грузопотоков во времени предопределило использование для их описания математического

аппарата теории случайных процессов. При этом поступление груза из забоя представляется как временной ряд, подверженный нерегулярным флуктуациям. Вследствие того, что грузопотоки относятся к физическим величинам, не имеющим мгновенных значений, а приобретающим смысл лишь в проинтегрированном по некоторому интервалу времени виде, они могут быть представлены дискретными временными рядами.

Предложено [II] исключать из реализации забойных грузопотоков промежутки времени, на которых поступление груза равно нулю, и изучать процесс непрерывного поступления груза и отдельно учитывать простои очистных забоев. Непрерывные забойные грузопотоки являются стационарными в течение больших промежутков времени, так как при однотипных выемочных машинах и примерном постоянстве горно-геологических условий статистические характеристики грузопотоков не изменяются во времени.

Для описания непрерывных забойных грузопотоков используются понятия одномерного закона распределения, математического ожидания и дисперсии. Внутренняя структура, динамика непрерывных грузопотоков выражается во временной области с помощью корреляционной функции, а в частотной - спектральной плотностью.

Забойные грузопотоки относятся к случайным процессам, обладающим эргодическим свойством из-за того, что любая из реализаций осуществляется в результате проявления одних и тех же случайных факторов. Подтверждением эргодичности является стремление к нулю корреляционной функции при увеличении разности моментов времени τ.

Непрерывные грузопотоки за мерные интервалы времени в I мин и 30 с имеют нормальное распределение [2]. Средние значения и дисперсии минутных забойных грузопотоков могут быть приняты равными соответствующим статистическим характеристикам, полученным для грузопотоков из забоев с аналогичными горно-геологическими и горнотехническими условиями, или рассчитаны по формулам, приведенным в "Основных положениях по проектированию подземного транспорта новых и действующих угольных шахт" [I] (стр. I2-I5).

Исследовано влияние длительности мерного интервала времени на значения статистических характеристик математического ожидания, среднего квадратического отклонения и дисперсии непрерывных грузопотоков [3]. Величины математического ожидания и среднего квадратического отклонения линейно зависят от длительности мер-

ного интервала, а дисперсии – нелинейно. При любых мерных интервалах Δn и Δm средние квадратические отклонения σ (аналогично и математические ожидания) связаны соотношением

$$\sigma_{\Delta n} = \sigma_{\Delta m} \frac{\Delta n}{\Delta m}. \qquad (I)$$

С целью получения достоверных динамических характеристик проведены глубокие теоретические и экспериментальные исследования забойных грузопотоков [2, 3]. В ранее опубликованных работах [II] длительность базового промежутка времени априорно принималась равной I мин ; при этом в спектральной плотности нельзя установить наличие мощности на частотах с периодом менее 2 мин, а нахождение спектральной плотности производилось без учета того, что для случайного процесса преобразование Фурье от состоятельной оценки корреляционной функции не является состоятельной оценкой спектральной плотности, т.е. дисперсия оценки спектральной плотности не уменьшается при увеличении реализации и сама оценка не сходится в статистическом смысле к предельному значению [4].

Реализации забойных грузопотоков за любой базовый интервал времени могут быть получены при помощи измерительного устройства, непрерывно регистрирующего контактным способом площадь поперечного сечения материала на ленточном конвейере [3]. Первичным элементом (датчиком) устройства является реечный планиметр. Площадь поперечного сечения материала фиксируется самопишущим миллиамперметром на диаграммной бумаге. При регистрации грузопотока планиметр устанавливается на ближайшем к забою участковом конвейере. Объем перемещенного конвейером груза $Q_{\Delta t}$ за интервал времени Δt пропорционален площади под кривой записи сечения материала $S_{\Delta t}$ на участке $\Delta \ell$, равном перемещению диаграммной бумаги за этот интервал времени:

$$Q_{\Delta t} = k S_{\Delta t} ,$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Сглаженные оценки спектральных плотностей $\tilde{F}_c(f)$ непрерывных грузопотоков, дисперсии которых уменьшены до приемлемых величин, могут быть получены с помощью корреляционного окна $\omega(\tau)$ по выражению

$$\tilde{F}_c(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{k}(\tau)\, \omega(\tau)\, e^{-j2\pi f \tau}\, d\tau .$$

Рекомендуется к использованию окно Тьюки:

$$\omega(\tau) = \begin{cases} \frac{1}{2}\left(1 + \cos\frac{\pi\tau}{R}\right) & |\tau| \le R; \\ 0 & |\tau| > R, \end{cases}$$

где R обозначает точку отсечения корреляционного окна.

Получение наиболее точной сглаженной оценки спектральной плотности, когда достигается разумный компромисс между противоречивыми требованиями малого смещения и малой дисперсии, возможно при использовании эмпирического метода стягивания окна [4]. Метод заключается в вычислении нескольких оценок сначала для широкой полосы частот окна, а затем для более узких и выборе подходящей оценки.

Известно, что наивысшая частота $f_м$, которую можно обнаружить из данных, полученных с интервалом отсчета Δ, определяется по формуле

$$f_м = \frac{1}{2\Delta} .$$

Величину мерного интервала времени допустимо принимать равной 5 с, что позволяет обнаружить мощность процесса на частотах до $f_м = 0{,}1$ Гц. Анализ построенных сглаженных оценок спектральных плотностей непрерывных грузопотоков показал, что мощность процесса равна нулю на частотах 0,08–0,07 Гц и нет необходимости в интервале менее 5 с.

Для доверительной вероятности $\alpha = 95\%$ и доверительного интервала спектральной плотности $[0{,}75\,\tilde{F}(f);\ 1{,}4\,\tilde{F}(f)]$ временной ряд должен содержать 1500 значений грузопотока при мерном интервале в 5 с; длительность непрерывного грузопотока составляет при этом 2,08 ч. Реализация длительностью 2,08 ч может быть получена при измерении грузопотока в течение одной рабочей смены продолжительностью 6–7 ч и коэффициенте машинного времени не менее 0,35.

Кривые оценок нормированных корреляционных функций не поддаются интерпретации из-за видимых искажений, что является следствием сильной корреляции соседних значений. Выбор аппроксимирующих корреляционные функции аналитических выражений и определение параметров в этих выражениях предпочтительнее производить путем анализа соответствующих им оценок спектральных плотностей, так как оценки спектра на соседних частотах приближенно независимы и поэтому статистический спектр легче интерпретировать.

Статистические оценки спектральных плотностей непрерывных грузопотоков аппроксимируются выражениями вида

$$\tilde{\Gamma}_c(f) = \frac{4\tilde{D}\,\lambda_c}{\lambda_c^2 + (2\pi f)^2}, \qquad (2)$$

где $\tilde{D}$ – оценка дисперсии;

λ_c – параметр спектральной плотности.

Спектральной плотности вида (2) соответствует корреляционная функция, имеющая вид убывающей экспоненты:

$$\tilde{k}(\tau) = \tilde{D} e^{-\lambda|\tau|}. \qquad (3)$$

Время корреляции τ_k определяется по выражению

$$\tau_k = \frac{1}{\tilde{k}(0)} \int_0^\infty \tilde{k}(\tau)\, d\tau. \qquad (4)$$

Максимальное время корреляции определяется как интервал, в течение которого корреляционная функция уменьшается до значений, составляющих 5% от $\tilde{k}(0)$.

4. РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ КОРРЕЛЯЦИИ НЕПРЕРЫВНОГО ГРУЗОПОТОКА ИЗ ОЧИСТНОГО ЗАБОЯ

В литературе приводятся значения времени корреляции непрерывных грузопотоков в интервале от 2 до 20 мин. При расчетах возникают затруднения с принятием конкретного значения времени корреляции из указанного выше интервала ввиду большого разнообразия горно-геологических и горнотехнических условий в очистных забоях угольных шахт. Если в случае действующего очистного забоя значение τ_k может быть определено непосредственно статистическими исследованиями грузопотока, хотя это дорогостоящий и трудоемкий процесс, то для вновь проектируемых шахт остается принимать сугубо ориентировочное значение параметра корреляции. Поэтому появилась необходимость в методе, позволяющем рассчитывать параметр корреляции по исходным данным, обычно задаваемым при проектировании шахты.

Из анализа физических процессов очистной выемки следует, что определяющими факторами динамических свойств непрерывного грузопотока, выражаемых корреляционной функцией, являются характер

изменения прочностных свойств угольного пласта вдоль линии очистного забоя и эксплуатационная производительность выемочной машины.

Прочностные свойства горных массивов, изменяющиеся в пространстве случайным образом [I2, I3], описываются корреляционной функцией, по виду совпадающей с выражением (3). Идентичность вида аналитических выражений, присущих корреляционным функциям прочностных свойств массива и забойных грузопотоков, подтверждает предпосылку о тесной зависимости характера изменчивости грузопотока от прочностных свойств угольного пласта. Однако разработка аналитического метода расчета времени корреляции непрерывного грузопотока оказалась возможной вследствие того, что пространство корреляции прочностных свойств угольных массивов (а также массивов калийной соли, глинистых сланцев) оказалось константой, равной 5,5–7 м [I2].

Использование константы пространства корреляции прочностных свойств разрушаемого угольного массива позволяет рассчитать время корреляции непрерывного грузопотока из очистного забоя.

Исходными данными для расчета τ_k являются:

сменная добыча $A_{см}$, т/см;

вынимаемая мощность пласта H, м;

ширина захвата исполнительного органа выемочной машины B, м;

средняя плотность угля с прослойками породы в целике γ, т/м^3;

продолжительность добычной смены T, ч;

коэффициент машинного времени выемочной машины $k_м$.

Так как время корреляции является осредненным параметром, то оно может быть вычислено исходя из константы пространства корреляции прочностных свойств пласта и средней скорости подачи выемочной машины:

$$\tau_k = \frac{\ell_k}{\bar{v}_м}, \qquad (5)$$

где ℓ_k – константа пространства корреляции прочностных свойств пласта, м;

$\bar{v}_м$ – средняя скорость подачи, м/мин.

Средняя скорость подачи определяется по формуле

$$\bar{v}_м = \frac{A_{см}}{60 H B \gamma T K_и} . \qquad (6)$$

Учитывая явление отжима угля около обнаженной поверхности массива, при котором частично нарушаются связи между отдельными участками массива, константу пространства корреляции прочностных свойств следует принимать равной 5,5 м при комбайновой выемке и I м при струговой выемке, когда происходит разрушение пласта вблизи обнаженной поверхности [I2].

В табл. I дается расчет времени корреляции непрерывных грузопотоков из трех комбайновых лав (№ 26 шахты "Капитальная" производственного объединения "Интауголь", № I6 шахты № 3 шахтоуправления им.Космонавтов производственного объединения "Донбассантрацит" и № 36 шахты "Красный партизан" производственного объединения "Свердловантрацит") и приводятся значения времени корреляции, полученные прямыми статистическими исследованиями грузопотоков из этих лав $\tau_к'$ [2].

Таблица I

Номер лавы	Показатели								
	Исходные данные						$\tau_к$, мин	$\tau_к'$, мин	δ, %
	$A_{см}$, т	H, м	B, м	γ, т/м^3	T, ч	$K_и$			
26	800	2,65	0,63	I,26	7	0,56	3,4	3,8	-I0,5
I6	525	I,3	0,63	I,4	6	0,5	2,I	2,0	+ 5,0
36	II30	I,72	0,8	I,33	7	0,69	2,6	2,3	+I3,0

Близость значений времени корреляции, полученных путем расчета и при непосредственных статистических исследованиях, позволяет сделать вывод о достаточной точности расчетов по предложенной методике.

5. ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ ЧАСТИ ПРИВОДА

Исследование и определение параметров силовой части следящего привода возможно производить отдельно от системы управления ею. Этот подход, известный как принцип изоляции силовой части,

наиболее полно сформулирован Н.И.Ратнером [I4]. Обоснованность принципа изоляции силовой части аргументируется следующим. Привод в целом должен обеспечивать такое движение исполнительного органа, которое с необходимой точностью воспроизводит управляющее воздействие. При этом требования к силовой части и системе управления с функциональной точки зрения различны. Силовая часть привода должна реализовать скорости и ускорения, обеспечивающие слежение за управляющим сигналом во всем диапазоне изменения нагрузок, а система управления - требуемую точность слежения. Если силовая часть не позволяет развить необходимые значения кинематических параметров исполнительного органа, то при любой структуре управляющей части невозможно достичь приемлемого функционирования привода. Использование нами принципа изоляции силовой части позволяет осуществить определение параметров силовой части привода аналитическим путем, исходя непосредственно от известных характеристик управляющих и возмущающих воздействий, и избежать необходимости применять обычный трудоемкий метод проб или последовательных приближений.

Для выбора параметров силовой части принят критерий минимума номинальной мощности двигателя, при которой обеспечивается требуемая подвижность исполнительного органа.

При определении требуемых значений кинематических, динамических и энергетических параметров привода принимается ряд допущений. Не учитываются люфт и упругость механической трансмиссии, практически не сказывающиеся на рассматриваемых нами параметрах, и момент инерции механической передачи из-за его относительной малости. Механические характеристики электродвигателей постоянного тока с независимым возбуждением и асинхронных на рабочем участке, а также объемной гидропередачи считаются линейными. Выходные параметры источника питания пропорциональны входному сигналу во всей области его изменения.

Отметим основные ограничения, которые целесообразно наложить на параметры силовой части.

Верхние пределы скорости и ускорения движения рабочего органа в связи с вероятностным подходом к их определению принимаем соответственно принципу практической возможности (трех сигм), т.е. с назначенной вероятностной обеспеченностью, равной 99,7%. Такой подход гарантирует весьма малую вероятность появления не обеспечиваемых приводом требуемых значений кинематических параметров в общем времени работы исполнительного органа.

Требуемое значение номинальной мощности привода ограничивается условиями нормальной эксплуатации бункер-конвейера. Рассмотрим допустимость данного ограничения. При эксплуатации бункерного устройства возможно появление различных сбоев, и для восстановления нормальной эксплуатации необходим повышенный момент силовой части привода. Такие ситуации имеют место в результате слеживаемости груза при длительном нахождении в бункере из-за его остановки по какой-либо причине или при заклинивании рабочего органа. Принимать к установке привод повышенной мощности в расчете на возможные отдельные случаи пиковых нагрузок явно нерационально. Обеспечение указанных нагрузок возможно путем включения в привод так называемых стартерных элементов наподобие тому, как это осуществляется у скребковых конвейеров [15].

Расчет мощности электродвигателей по нагреву при случайных нагрузках целесообразно производить на основе широко применяющегося на практике инженерного метода эквивалентного момента. Метод эквивалентного момента применим для двигателей постоянного тока независимого возбуждения, работающих с постоянным магнитным потоком, и для асинхронных, работающих на линейном участке механической характеристики [16, 17]. С достаточной для практики точностью методы эквивалентных величин, в том числе и метод эквивалентного момента, используются при различных режимах нагрузки электродвигателей при условии, что продолжительность одного цикла незначительна по сравнению с постоянной времени нагрева двигателя. Для приводных двигателей выравнивающих бункер-конвейеров это условие выполняется, так как время корреляции скорости движения находится в пределах нескольких минут, а постоянная времени нагрева взрывобезопасных электродвигателей мощностью свыше 10 кВт составляет несколько часов.

В дальнейшем рассматриваются задачи определения и взаимоувязанного выбора основных параметров силовой части: скорости и ускорения движения, эквивалентного и максимального моментов, передаточного числа механической трансмиссии, мощности двигателя, необходимых для синтеза привода выравнивающих бункер-конвейеров. При этом не ставится вопрос определения жесткости механической характеристики двигателя, так как не предусматривается разработка двигателей, специально предназначенных для бункер-конвейеров.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Процесс движения исполнительного органа определяется управляющим воздействием – входным грузопотоком, а также зависит от производительности подбункерного конвейера и сечения бункера (рис. 5).

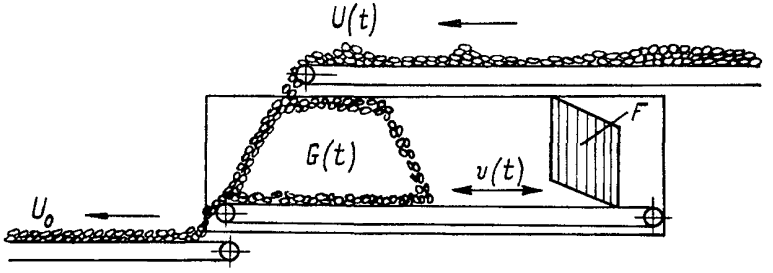


Рис. 5. Схема действия выравнивающего бункер-конвейера

Силовая часть привода должна обеспечить возможность движения исполнительного органа с теми же скоростью и ускорением, что и управляющее воздействие [I8].

Скорость исполнительного органа в основном режиме $v(t)$, т.е. при движущихся надбункерном и подбункерном конвейерах, описывается уравнением

$$v(t) = \begin{cases} 0 & при\ U(t) < U_0 \quad G(t) = 0 \quad 1) \\ 0 & U(t) = U_0 \quad 2) \\ \dfrac{U(t) - U_0}{F} & U(t) > U_0 \quad 0 \le G(t) < G_м \quad 3) \\ -\dfrac{U_0 - U(t)}{F} & U(t) < U_0 \quad 0 < G(t) \le G_м \quad 4) \\ 0 & U(t) > U_0 \quad G(t) = G_м \quad 5) \end{cases} \qquad (7)$$

где $U(t)$ – входной грузопоток, м^3/с;

U_0 – производительность подбункерного конвейера, м^3/с;

F – площадь поперечного сечения бункера, м^2;

$G_м$ – емкость бункера, м^3.

Равенство *3)* в уравнении (7) определяет скорость движения донного конвейера при загрузке бункера, равенство *4)* – при разгрузке, знак "минус" указывает на обратное направление движения.

Уравнение (7) можно представить в виде

$$v(t) = \frac{1}{F} U(t) - \frac{U_0}{F} \quad при \quad 0 < G(t) < G_м \tag{8}$$

с учетом того, что при правильном выборе величины емкости бункера и производительности подбункерного конвейера вероятность $0 < G(t) < G_м$ близка к единице [19].

Из уравнения (8) следует, что скорость донного конвейера находится путем линейного преобразования случайной функции входного грузопотока умножением ее на постоянный коэффициент и вычитанием неслучайной величины.

Вероятностные характеристики случайной функции скорости при элементарных операциях над случайной функцией входного грузопотока можно найти, пользуясь результатами теории случайных функций [20].

Среднее значение скорости $\bar{v}$ вычисляется по выражению

$$\bar{v} = \frac{1}{F} E\left\{U(t)\right\} - \frac{U_0}{F}, \tag{9}$$

где E – операция математического ожидания.

Необходимо различать максимальную скорость в основном режиме $v_{м.0}$ и максимальную скорость при неработающем подбункерном конвейере $v_м$, причем $v_м > v_{м.0}$.

Максимальные скорости равны:

$$v_{м.0} = \bar{v} + \frac{3}{F}\sqrt{D_u}, \tag{10}$$

$$v_м = \frac{1}{F} E\left\{U(t)\right\} + \frac{3}{F}\sqrt{D_u}, \tag{11}$$

где D_u – дисперсия входного грузопотока, (м^3/с)^2.

Корреляционная функция скорости $k_v(\tau)$ и спектральная плотность $\Gamma_v(f)$ имеют вид

$$k_v(\tau) = \frac{1}{F^2} D_u e^{-\frac{|\tau|}{\tau_к}}; \tag{12}$$

$$\tilde{G}_{\vartheta}(f) = \frac{4 D_{\mu}}{F^2 \tau_к \left[\left(\frac{1}{\tau_к} \right)^2 + (2\pi f)^2 \right]}. \qquad (13)$$

Скорость исполнительного органа является недифференцируемой стационарной случайной функцией, так как соответствующая ей корреляционная функция вида (12) не имеет второй частной производной при $\tau = 0$. Поэтому невозможно найти корреляционную функцию ускорения путем определения второй частной производной от известной корреляционной функции скорости. Требуемые значения ускорения могут быть найдены эмпирическим методом с использованием реализаций забойных грузопотоков. Если в выражении

$$a(t) = \frac{U(t+\Delta) - U(t)}{F\Delta} \qquad (14)$$

приращение Δ принять равным 5 с, то $a(t)$ будет представлять среднее значение ускорения за пятисекундный интервал времени, которое для сравнительно медленно протекающего случайного процесса изменения скорости ($\tau_к \geqslant 2$ мин) практически определяет текущее значение ускорения.

В соответствии с выражением (14) статистической обработке подверглись числовые ряды, составленные из значений первых разностей непрерывных грузопотоков за пятисекундные интервалы времени ($\Delta U_i = U_i - U_{i-1}$; $i = 1, 2, 3, \ldots, 1500$).

На рис. 6 приведены распределения значений ΔU_i. Средние значения ΔU_i практически равны нулю, т.е. средние значения ускорений равны нулю. Это обусловлено стационарностью входного грузопотока. Дисперсии первых разностей $D_{\Delta U(p)}$ приведены в табл. 2.

Между дисперсией $D_{\Delta U(p)}$ и временем корреляции непрерывного забойного грузопотока $\tau_к$ имеется эмпирическая зависимость

$$D_{\Delta U(p)} \approx D_{\Delta U} = 0{,}01 \frac{1}{\tau_к}. \qquad (15)$$

Разница между соответствующими значениями $D_{\Delta U(p)}$ и $D_{\Delta U}$ не превышает 5%, причем с разными знаками, что свидетельствует о хорошей сходимости значений дисперсии, полученных опытным путем и по эмпирической зависимости.

По известным значениям $D_{\Delta U}$ можно получить оценки дисперсии ускорения D_a :

$$D_a = \frac{1}{5^2 F^2} D_{\Delta U} = \frac{0{,}01}{5^2 F^2 \tau_к}. \qquad (16)$$

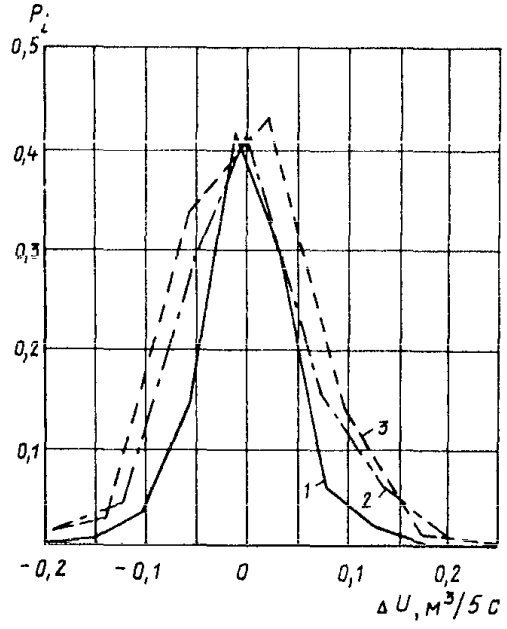


Рис. 6. Полигоны распределения первых разностей непрерывных грузопотоков за пятисекундные интервалы:

I - лава № 26; 2 - лава № I6; 3 - лава № 36

Таблица 2

Номер лавы, шахта, производственное объединение	$\tau_к$, мин	$1/\tau_к$, I/мин	$D_{\Delta U(p)}$, $(м^3/5\ с)^2$	$D_{\Delta U}$, $(м^3/5\ с)^2$	$\frac{D_{\Delta U} - D_{\Delta U(p)}}{D_{\Delta U(p)}} 100$, %
26, "Капитальная", "Интауголь"	3,8	0,263	0,00251	0,00263	+4,8
I6, им.Космонавтов "Донбассантрацит"	2,0	0,5	0,0052	0,005	-3,9
36, "Красный партизан", "Свердловантрацит"	2,3	0,435	0,00454	0,00435	-4,2

Число "5" в знаменателе выражения (I6) является размерным коэффициентом. Максимальное значение ускорения a_M с доверительной вероятностью 99,7% равно

$$a_M = 4\sigma_a = 4\frac{0,1}{5F\sqrt{\tau_K}}, \qquad (I7)$$

где σ_a - среднее квадратическое отклонение ускорения.

7. РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ

Эквивалентный момент двигателя $M_э$ в общем случае представляется в виде [I7]

$$M_э = \sqrt{\frac{1}{T}\int M^2(t)\,dt}, \qquad (I8)$$

где $M(t)$ - текущее значение момента на валу двигателя;
T - расчетный период времени.

В формуле (I8) не учитывается изменение условий охлаждения двигателя с самовентиляцией при регулировании его скорости.

На первом этапе найдем зависимость для эквивалентного момента двигателя донного конвейера без учета изменений условий охлаждения.

С позиции теории случайных функций, подкоренное выражение в формуле (I8) представляет собой второй начальный момент функции $M(t)$ в предположении эргодического свойства последней, т.е.

$$M_э^2 = E\left\{M^2(t)\right\}. \qquad (I9)$$

Об эргодичности функции $M(t)$ можно судить по физическим соображениям "неразложимости" ее на элементарные процессы различного типа [20].

В связи со случайным характером как статической, так и динамической составляющих нагрузки целесообразно осуществлять приведение моментов к валу механизма (рабочего органа).

Текущее значение момента на валу двигателя, приведенное к валу механизма $M_п(t)$, можно представить в виде алгебраической суммы (так как все моменты действуют относительно одной и той же оси вращения):

$$M_п(t) = M_м(t) + M_{д.п}(t), \qquad (20)$$

где $M_м(t)$ – момент, требуемый механизмом с учетом КПД передач;
$M_{д.п}(t)$ – момент, необходимый для изменения скорости ротора двигателя, приведенный к валу механизма.

Эквивалентный момент двигателя, приведенный к валу механизма, $M_{э.п}$ с учетом выражения (I9) равен

$$M^2_{э.п} = E\left\{\left[M_м(t) + M_{д.п}(t)\right]^2\right\} =$$
$$= E\left\{M^2_м(t)\right\} + 2E\left\{M_м(t)M_{д.п}(t)\right\} + E\left\{M^2_{д.п}(t)\right\}. \quad (2I)$$

Необходимо определить значения трех слагаемых в выражении (2I). Выражения для текущих значений статических и динамических моментов составляются по известным правилам [I7, 2I]. Момент, требуемый механизмом, складывается из статического момента сопротивления $M_с$ и динамического $M_{дин}$. Как статический, так и динамический моменты являются случайными функциями времени вследствие случайного значения количества груза в бункере и ускорения рабочего органа.

7.I. Расчет эквивалентного момента двигателя для бункер-конвейера со скребковым донным конвейером

Для скребкового конвейера сила сопротивления на грузовой $W_г(L)$ и порожней $W_п$ ветвях соответственно равна

$$W_г(t) = \pm q_0 L \sin\beta \pm \mathcal{G}(t)\sin\beta + q_0 L w_0 \cos\beta + \mathcal{G}(t) w_г \cos\beta ; \quad (22)$$
$$W_п = \mp q_0 L \sin\beta + q_0 L w_0 \cos\beta, \quad (23)$$

где L – длина донного конвейера, м;
q_0 – погонный вес скребковой цепи, кгс/м;
$\mathcal{G}(t)$ – вес груза в бункере, кгс;
w_0 – коэффициент сопротивления движению скребковой цепи;
$w_г$ – коэффициент сопротивления движению груза;
β – угол наклона бункера в вертикальной плоскости.

Знак плюс относится к движению вверх, минус – к движению вниз. Найдем полную величину тяговой силы $W_0(t)$ с учетом коэффициента потерь на ведущих и ведомых звездочках k:

$$W_0(t) = k\left[W_г(t) + W_п\right] = k\left[\pm q_0 L \sin\beta \pm \mathcal{G}(t)\sin\beta +\right.$$

$$+q_0 L w_0 \cos\beta + \mathcal{G}(t) w_r \cos\beta \pm q_0 L \sin\beta + q_0 L w_0 \cos\beta] =$$
$$= k[2q_0 L w_0 \cos\beta + \mathcal{G}(t) w_r \cos\beta \pm \mathcal{G}(t) \sin\beta]. \qquad (24)$$

Момент статического сопротивления на валу конвейера $M_c(t)$ равен

$$M_c(t) = k R \left[2q_0 L w_0 \cos\beta + \mathcal{G}(t) w_r \cos\beta \pm \mathcal{G}(t) \sin\beta\right], \qquad (25)$$

где R – радиус зацепления приводных звездочек, м.

Эквивалентный момент инерции прямолинейно движущихся масс скребковой цепи и груза в бункере $J_э$ без учета ведомых и ведущих звездочек равен

$$J_э = \frac{2 L q_0}{g} R^2 + \frac{\mathcal{G}(t)}{g} R^2, \qquad (26)$$

где g – ускорение силы тяжести.

Учет потерь в промежуточных передачах осуществляется при помощи КПД (η), вводимого только в статический момент [22, 23]. Кроме обоснований [22], следует учесть, что потери в передачах от динамических моментов при регулируемом приводе практически не влияют на эквивалентный момент двигателя, так как необходимость в дополнительном моменте при ускорении рабочего органа компенсируется меньшим необходимым моментом при замедлении.

Момент, требуемый механизмом с учетом КПД передач и выражений (25) и (26), равен

$$M_м(t) = \frac{kR}{\eta}\left[2q_0 L w_0 \cos\beta + \mathcal{G}(t) w_r \cos\beta \pm \right.$$
$$\left. \pm \mathcal{G}(t) \sin\beta\right] + \left[\frac{2 L q_0}{g} R^2 + \frac{\mathcal{G}(t)}{g} R^2\right] \frac{dw}{dt}, \qquad (27)$$

где ω – угловая скорость приводных звездочек, $с^{-1}$.

Применим к квадрату (27) операцию математического ожидания

$$E\left\{M_м^2(t)\right\} = E\left\{\left[\frac{kR}{\eta}\left[2q_0 L w_0 \cos\beta + \mathcal{G}(t) w_r \cos\beta \pm \mathcal{G}(t) \sin\beta\right] + \right.\right.$$
$$\left.\left. + \frac{2 L q_0}{g} R a(t) + \frac{\mathcal{G}(t)}{g} R a(t)\right]^2\right\}, \qquad (28)$$

где $a(i)$ – линейное ускорение приводных звездочек, $м/с^2$.

Учитывая, что математические ожидания всех членов выражения (28) с элементом $\pm\varphi(t)\sin\beta$ сокращаются, так как движения конвейера вниз и вверх чередуются, получаем

$$E\left\{M_м^2(t)\right\}=\frac{k^2R^2}{\eta^2}\left[\left(2q_0Lw_0\cos\beta\right)^2+4q_0Lw_0w_r\cos^2\beta E\left\{\varphi(t)\right\}+\left(w_r\cos\beta\right)^2\times\right.$$

$$\left.\times E\left\{\varphi^2(t)\right\}\right]+\left(\frac{2q_0LR}{g}\right)^2E\left\{a^2(t)\right\}+\frac{4q_0LR^2}{g^2}E\left\{\varphi(t)a^2(t)\right\}+\frac{R^2}{g^2}E\left\{\varphi^2(t)a^2(t)\right\}+$$

$$+\frac{8q_0^2L^2w_0R^2k\cos\beta}{\eta g}E\left\{a(t)\right\}+\frac{4q_0Lw_0R^2k\cos\beta}{\eta g}E\left\{\varphi(t)a(t)\right\}+$$

$$+\frac{4q_0Lw_rR^2k\cos\beta}{\eta g}E\left\{\varphi(t)a(t)\right\}+\frac{2w_rR^2k\cos\beta}{\eta g}E\left\{\varphi^2(t)a(t)\right\}. \qquad (29)$$

В связи с тем, что математические ожидания ускорения равны нулю, а случайные функции $\varphi(t)$ и $a(t)$ некоррелированы (на основании физических соображений), последние четыре слагаемых в формуле (29) равны нулю.

Для решения выражения (29) необходимо найти значения

$$E\left\{a^2(t)\right\},\ E\left\{\varphi(t)\right\}\ и\ E\left\{\varphi^2(t)\right\}.$$

В соответствии с теорией случайных функций [20] можно записать

$$E\left\{a^2(t)\right\}=\left[E\left\{a(t)\right\}\right]^2+D_a,$$

но так как

$$E\left\{a(t)\right\}=0,\ то$$

$$E\left\{a^2(t)\right\}=D_a=\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}. \qquad (30)$$

В работе С.А.Каримана и др. [24] получены выражения для определения плотности вероятности количества груза в бункере $f(\varphi)$ и среднего значения количества груза в бункере $E\left\{\varphi(t)\right\}$ в стационарном режиме:

$$f(\varphi)=ce^{\alpha\varphi},\ \left(\alpha=2\frac{\bar{u}-u_0}{\sigma_u+\sigma_{u_0}},\ c=\frac{\alpha P_1(\infty)}{e^{\alpha\varphi_M}-1}\right),$$

$$E\left\{q(t)\right\}=P_1(\infty)\left[q_M\,\frac{e^{\alpha q_M}}{e^{\alpha q_M-1}}-\frac{1}{\alpha}\right],$$

где b_u – коэффициент дисперсии входного минутного грузопотока;

b_{u_0} – коэффициент дисперсии разгрузки;

$P_1(\infty)$– вероятность нахождения груза в бункере;

q_M – емкость бункера.

Коэффициент b_u при поступлении груза из одного очистного забоя равен

$$b_u=2\bar{u}^2k_u^2\tau_k,$$

где k_u – коэффициент вариации минутного грузопотока.

С учетом того, что коэффициент дисперсии разгрузки выравнивающих бункер-конвейеров равен нулю ($b_{u_0}=0$) и вероятность нахождения груза в бункере при правильно выбранной величине его емкости близка к единице – $P_1(\infty)\approx 1$, выражения для определения α, C и $E\left\{q(t)\right\}$ упрощаются:

$$\alpha=\frac{\bar{u}-u_0}{u^2k_u^2\tau_k}\,,\quad C=\frac{\alpha}{e^{\alpha q_M-1}}\,,$$

$$E\left\{q(t)\right\}=\frac{C}{\alpha^2}\left(\alpha q_M e^{\alpha q_M}-e^{\alpha q_M}+1\right). \qquad (31)$$

Найдем значение $E\left\{q^2(t)\right\}$:

$$E\left\{q^2(t)\right\}=\int_0^{q_M}q^2Ce^{\alpha q}dq=Ce^{\alpha q}\left[\frac{q^2}{\alpha}-\frac{2q}{\alpha^2}-\frac{2}{\alpha^3}\right]\Bigg|_0^{q_M}=$$

$$=\frac{C}{\alpha^3}\left\{e^{\alpha q_M}\left[(\alpha q_M)^2-2\alpha q_M+2\right]-2\right\}. \qquad (32)$$

Используя полученные формулы (30), (31) и (32), можно составить выражение для нахождения $E\left\{M_M^2(t)\right\}$:

$$E\left\{M_M^2(t)\right\}=\frac{k^2R^2}{\eta^2}\Big[\left(2q_0Lw_0\cos\beta\right)^2+4q_0Lw_0w_r\cos^2\beta\times$$

$$\times\frac{C}{\alpha^2}\left(\alpha q_Me^{\alpha q_M}-e^{\alpha q_M}+1\right)+\left(w_r\cos\beta\right)^2\frac{C}{\alpha^3}\Big\{e^{\alpha q_M}\Big[(\alpha q_M)^2-$$

$$-2\alpha\varphi_M+2\Big]-2\Big\}\Big]+\Big(\frac{2q_0LR}{g}\Big)^2\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}+$$

$$+\frac{4q_0LR^2}{g^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}\frac{c}{\alpha^2}\Big(\alpha\varphi_M e^{\alpha\varphi_M}-e^{\alpha\varphi_M}+1\Big)+$$

$$+\frac{R^2}{g^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}\frac{c}{\alpha^3}\Big\{e^{\alpha\varphi_M}\Big[(\alpha\varphi_M)^2-2\alpha\varphi_M+2\Big]-2\Big\}=$$

$$=\frac{(2q_0Lw_0kR\cos\beta)^2}{\eta^2}+\Big(\frac{2q_0LR}{g}\Big)^2\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}+$$

$$+\frac{c}{\alpha^2}\Big(\alpha\varphi_M e^{\alpha\varphi_M}-e^{\alpha\varphi_M}+1\Big)\Big(\frac{4q_0Lw_0w_rk^2R^2\cos^2\beta}{\eta^2}+\frac{4q_0LR^2}{g^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}\Big)+$$

$$+\frac{c}{\alpha^3}\Big\{e^{\alpha\varphi_M}\Big[(\alpha\varphi_M)^2-2\alpha\varphi_M+2\Big]-2\Big\}\Big(\frac{w_rk^2R^2\cos^2\beta}{\eta^2}+\frac{R^2}{g^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}\Big)\cdot \qquad (33)$$

Определим значение приведенного момента двигателя $M_{g.n}(t)$. Текущее значение момента $M_{g.n}(t)$ определяется по выражению

$$M_{g.n}(t)=J_g i^2\frac{d\omega}{dt}=\frac{J_g i^2}{R}\frac{dv}{dt}=\frac{J_g i^2}{R}a(t), \qquad (34)$$

где J_g – момент инерции ротора двигателя.

Найдем среднее значение квадрата момента $M_{g.n}(t)$:

$$E\Big\{M^2_{g.n}(t)\Big\}=E\Big\{\Big[\frac{J_g i^2}{R}a(t)\Big]^2\Big\}=\Big(\frac{J_g i^2}{R}\Big)^2E\Big\{a^2(t)\Big\}=$$

$$=\Big(\frac{J_g i^2}{R}\Big)^2\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_k}\cdot \qquad (35)$$

Необходимо определить третье слагаемое в выражении (21), а именно:

$$E\Big\{M_M(t)M_{g.n}(t)\Big\}\cdot$$

Подставляя в фигурные скобки выражения для определения $M_M(t)$ и $M_{g.n}(t)$, получаем

$$E\Big\{M_M(t)M_{g.n}(t)\Big\}=E\Big\{\Big[\frac{kR}{\eta}\Big[2q_0Lw_0\cos\beta+\varphi(t)w_r\cos\beta\pm$$

$$\pm\varphi(t)\sin\beta\Big]+\frac{2q_0L}{g}Ra(t)+\frac{\varphi(t)}{g}Ra(t)\Big]\frac{J_g i^2}{R}a(t)\Big\}\cdot$$

Поскольку $\mathcal{G}(t)$ и $a(t)$- независимые случайные функции, а $E\{a(t)\}=0$, получим

$$E\left\{M_м(t)M_{з.п}(t)\right\}=\frac{2q_0L}{g}R\frac{J_g i^2}{R}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}+$$

$$+\frac{1}{g}R\frac{J_g i^2}{R}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\cdot\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\mathcal{G}_м e^{\alpha\mathcal{G}_м}-e^{\alpha\mathcal{G}_м}+1\right)=$$

$$=\frac{J_g i^2}{g}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\left[2q_0L+\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\mathcal{G}_м e^{\alpha\mathcal{G}_м}-e^{\alpha\mathcal{G}_м}+1\right)\right]. \qquad (36)$$

Итак, квадрат эквивалентного момента двигателя, приведенного к валу механизма, $M^2_{з.п}$ равен сумме выражений (33), (25) и удвоенного значения (36).

7.2. Расчет эквивалентного момента двигателя для бункер-конвейера с подвижными бортами

а) При ленточном донном конвейере

Полная величина тяговой силы $W_0^{\wedge}(t)$ равна

$$W_0^{\wedge}(t)=k_л\left(\pm q_л L\sin\beta\pm\mathcal{G}_б\sin\beta\pm\mathcal{G}(t)\sin\beta+\right.$$
$$+q_л L\cos\beta w'+q'_р L w'+\mathcal{G}_б\cos\beta w_б+\mathcal{G}(t)\cos\beta w'\mp$$
$$\left.\mp q_л L\sin\beta+q''_р L w''+q_л L w''\cos\beta\right), \qquad (37)$$

где $q_л, q'_р, q''_р$ - погонный вес ленты, вращающихся частей роликоопор на грузовой и обратной ветвях, кгс/м;

$\mathcal{G}_б$ - вес подвижных бортов, кгс;

$w'; w''; w_б$ - коэффициент сопротивления движению ленты на грузовой и обратной ветвях и подвижных бортов;

$k_л$ - коэффициент, учитывающий сосредоточенные сопротивления на головном и концевом барабанах.

Коэффициент сопротивления движению бортов $w_б$ вычисляется по формуле [21]

$$w_б=C'\frac{\mu d+2K'}{D_р},$$

где C' - коэффициент добавочного сопротивления на роликах с ребордами;

μ – коэффициент трения в подшипниках качения, приведенный к диаметру цапфы;

K' – коэффициент трения качения, см;

d, $D_р$ – диаметр цапф и ходовых роликов, см.

Приведенный к валу приводного барабана эквивалентный момент инерции прямолинейно движущихся масс подвижных бортов, ленты и груза и вращающихся масс роликоопор и ходовых роликов (ходовые ролики одновременно участвуют в поступательном и вращательном движении) $J_э^{\wedge}$ составляет

$$J_э^{\wedge} = \left(g_б + 2q_л L\right)\frac{R_б^2}{g} + g(t)\frac{R_б^2}{g} + \\ + J_р n_р \left(\frac{R_б}{r_р}\right)^2 + J_{р.х}\, n_{р.х}\left(\frac{R_б}{r_{р.х}}\right)^2, \qquad (38)$$

где $J_р$, $J_{р.х}$ – момент инерции роликоопор и ходовых роликов, кг.м.с^2;

$n_р$, $n_{р.х}$ – количество роликоопор на грузовой и обратной ветвях ленточного конвейера и ходовых роликов;

$R_б$, $r_р$, $r_{р.х}$ – радиус приводного барабана, роликоопор и ходовых роликов.

Если сумму всех постоянных слагаемых выражения (38) обозначить через

$$A = \left(g_б + 2q_л L\right)\frac{R_б^2}{g} + J_р n_р\left(\frac{R_б}{r_р}\right)^2 + J_{р.х} n_{р.х}\left(\frac{R_б}{r_{р.х}}\right)^2,$$

а $\frac{R_б^2}{g}$ как β, то формула (38) запишется в виде

$$J_э^{\wedge} = A + B\,g(t). \qquad (39)$$

Составим выражение для момента статического сопротивления на валу конвейера $M_{сл}(t)$:

$$M_{сл}(t) = k_л\left(\pm g_б R_б \sin\beta \pm g(t) R_б \sin\beta + q_л L R_б w' \cos\beta + \right. \\ + q'_р L w' R_б + g_б R_б w_б \cos\beta + g(t) w' R_б \cos\beta + \\ \left. + q''_р L w'' R_б + q_л L R_б w'' \cos\beta\right). \qquad (40)$$

Момент, требуемый механизмом $M_{мл}(t)$, с учетом КПД передач равен

$$M_{мл}(t) = \frac{1}{\eta} M_{сл}(t) + \left[A + B\,g(t)\right]\frac{1}{R_б}\,a(t). \qquad (41)$$

Применим к квадрату (41) операцию математического ожидания с учетом замечаний, приведенных после формулы (28):

$$E\left\{M^2_{мл}(t)\right\} = E\left\{\left[\pm\frac{1}{\eta}\,\varphi_\delta R_\delta k_\Lambda \sin\beta \pm \frac{1}{\eta}\varphi(t) R_\delta k_\Lambda \sin\beta + \right.\right.$$

$$\left.\left. + Q + S\,\varphi(t) + \left[A + B\,\varphi(t)\right]\frac{1}{R_\delta}a(t)\right]^2\right\},$$

где $Q = \frac{k_\Lambda}{\eta}\left(q_\Lambda L R_\delta w' \cos\beta + q'_\rho L w' R_\delta + \varphi_\delta R_\delta w_\delta \cos\beta + \right.$

$$\left. + q''_\rho L w'' R_\delta + q_\Lambda L R_\delta w'' \cos\beta\right),$$

$$S = \frac{1}{\eta} k_\Lambda w' R_\delta \cos\beta \cdot$$

Получим

$$E\left\{M^2_{мл}(t)\right\} = E\left\{Q^2 + 2QS\,\varphi(t) + S^2\varphi^2(t) + A^2\frac{1}{R_\delta^2}a^2(t) + \right.$$

$$+ 2AB\frac{1}{R_\delta^2}\varphi(t)a^2(t) + B^2\frac{1}{R_\delta^2}a^2(t)\varphi^2(t) + 2AQ\frac{1}{R_\delta}a(t) +$$

$$\left. + 2AS\frac{1}{R_\delta^2}a(t)\varphi(t) + 2BQ\frac{1}{R_\delta}a(t)\varphi(t) + 2BS\frac{1}{R_\delta}\varphi^2(t)a(t)\right\}.$$

С учетом того, что $E\left\{a(t)\right\} = 0$, и используя выражения (30), (31) и (32), окончательно получим

$$E\left\{M^2_{мл}(t)\right\} = Q^2 + 2QS\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м} - e^{\alpha\varphi_м} + 1\right) +$$

$$+ S^2\left[\frac{c\,\varphi_м^2}{\alpha}e^{\alpha\varphi_м} - \frac{2c}{\alpha^3}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м} - e^{\alpha\varphi_м} + 1\right)\right] +$$

$$+ \frac{A^2}{R_\delta^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к} + 2AB\frac{1}{R_\delta^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м} - e^{\alpha\varphi_м} + 1\right) +$$

$$+ \frac{B^2}{R_\delta^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\left[\frac{c\,\varphi_м^2}{\alpha}e^{\alpha\varphi_м} - \frac{2c}{\alpha^3}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м} - e^{\alpha\varphi_м} + 1\right)\right]. \qquad (42)$$

Определим выражение $E\left\{M_{мл}(t)M_{д.п}(t)\right\}$:

$$E\left\{M_{мл}(t)M_{д.п}(t)\right\} = E\left\{\left[\pm\frac{\varphi_\delta R_\delta k_\Lambda \sin\beta}{\eta} \pm \frac{\varphi(t)R_\delta k_\Lambda \sin\beta}{\eta} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + Q + S\,\varphi(t) + \left[A + B\,\varphi(t)\right]\frac{1}{R_\delta}a(t)\right]\frac{J_д i^2}{R_\delta}a(t)\right\} =$$

$$= \frac{AJ_д i^2}{R_б^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к} + \frac{BJ_д i^2}{R_б^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\vartheta_м e^{\alpha\vartheta_м} - e^{\alpha\vartheta_м} + 1\right). \qquad (43)$$

Квадрат эквивалентного момента двигателя $M^2_{э.п.}$, приведенного к валу механизма, равен сумме выражений (42), (35) и удвоенного значения (43).

б) <u>При пластинчатом донном конвейере</u>

Полная величина тяговой силы $W_0^п(t)$ равна

$$W_0^п(t) = k_п\left[\pm q_п L\sin\beta \pm \vartheta_б \sin\beta \pm \vartheta(t)\sin\beta + \right.$$
$$+ q_п L w_п\cos\beta + \vartheta_б w_б\cos\beta + \vartheta(t) w_п\cos\beta \mp$$
$$\left. \mp q_п L\sin\beta + q_п L w_п\cos\beta\right], \qquad (44)$$

где $q_п$ – погонный вес подвижных частей пластинчатого конвейера, кгс/м;

$w_п$ – коэффициент сопротивления движению подвижных частей конвейера и груза;

$k_п$ – коэффициент, учитывающий сосредоточенные сопротивления на головном и концевом барабанах.

Приведенный к валу приводного барабана эквивалентный момент инерции прямолинейно движущихся масс подвижных частей конвейера, ходовых роликов конвейера, бортов и груза, а также вращающихся масс ходовых роликов бортов $J_э^п$ равен

$$J_э^п = \left(\vartheta_б + 2q_п L\right)\frac{R_{зв}^2}{g} + \vartheta(t)\frac{R_{зв}^2}{g} +$$
$$+ J^к_{р.х} n^к_{р.х}\left(\frac{R_{зв}}{r^к_{р.х}}\right)^2 + J^б_{р.х} n^б_{р.х}\left(\frac{R_{зв}}{r^б_{р.х}}\right)^2, \qquad (45)$$

где $J^к_{р.х}, J^б_{р.х}$ – момент инерции ходовых роликов конвейера и бортов, кг.м.с^2;

$n^к_{р.х}, n^б_{р.х}$ – количество ходовых роликов конвейера и бортов;

$R_{зв}, r^к_{р.х}, r^б_{р.х}$ – радиус приводной звездочки, ходовых роликов конвейера и бортов, м.

Обозначим через A_1 сумму всех постоянных слагаемых выражения (45)

$$A_1 = \left(\vartheta_б + 2q_п L\right)\frac{R_{зв}^2}{g} + J^к_{р.х} n^к_{р.х}\left(\frac{R_{зв}}{r_{р.х}}\right)^2 + J^б_{р.х} n^б_{р.х}\left(\frac{R_{зв}}{r^б_{р.х}}\right)^2$$

и через B_1 произведение $R^2_{зв}\frac{1}{g}$; тогда $J_э^п = A_1 + B_1\vartheta(t)$. (46)

Составим выражение для определения момента статического сопротивления на валу конвейера $M_{сп}(t)$:

$$M_{сп}(t)=k_п\Big[\pm\, g_б R_{зв}\sin\beta \pm g(t)R_{зв}\sin\beta + 2q_п L w_п R_{зв}\cos\beta + \\ + g_б w_б R_{зв}\cos\beta + g(t)\, w_п R_{зв}\cos\beta\Big]. \qquad (47)$$

Момент $M_{мп}(t)$, требуемый механизмом, равен

$$M_{м.п}(t)=\frac{1}{\eta}M_{сп}(t)+\Big[A_1+B_1 g(t)\Big]\frac{1}{R_{зв}}a(t). \qquad (48)$$

Применим к квадрату $M_{мп}(t)$ операцию математического ожидания с учетом замечаний, указанных после формулы (28):

$$E\Big\{M^2_{м.п}(t)\Big\}=E\Big\{\Big[\pm\frac{1}{\eta}g_б R_{зв}k_п\sin\beta \pm\frac{1}{\eta}g(t)R_{зв}k_п\sin\beta + \\ + Q_1+S_1 g(t)+\Big[A_1+B_1 g(t)\Big]\frac{1}{R_{зв}}a(t)\Big]^2\Big\},$$

где $Q_1=k_п\Big(2q_п L w_п R_{зв}\cos\beta + g_б w_б R_{зв}\cos\beta\Big)\frac{1}{\eta}$,

Получим $S_1=k_п w_п R_{зв}\cos\beta\frac{1}{\eta}$.

$$E\Big\{M^2_{м.п}(t)\Big\}=E\Big\{Q_1^2+2Q_1S_1 g(t)+S_1^2 g^2(t)+A_1^2\frac{1}{R^2_{зв}}a^2(t)+ \\ + B_1^2\frac{1}{R^2_{зв}}a^2(t)g^2(t)+2A_1B_1\frac{1}{R^2_{зв}}a^2(t)g(t)+2A_1Q_1\frac{1}{R_{зв}}a(t)+ \\ +2A_1S_1\frac{1}{R_{зв}}a(t)g(t)+2B_1Q_1\frac{1}{R_{зв}}a(t)g(t)+2B_1S_1 g^2(t)\frac{1}{R_{зв}}a(t)\Big\}.$$

С учетом того, что $E\{a(t)\}=0$, и используя выражения (30), (31) и (32), окончательно получим

$$E\Big\{M^2_{м.п}(t)\Big\}=Q_1^2+2Q_1S_1\frac{c}{\alpha^2}\Big(\alpha g_м e^{\alpha g_м}-e^{\alpha g_м}+1\Big)+ \\ + S_1^2\Big[\frac{c g_м^2}{\alpha}e^{\alpha g_м}-\frac{2c}{\alpha^3}\Big(\alpha g_м e^{\alpha g_м}-e^{\alpha g_м}+1\Big)\Big]+ \\ +\frac{A_1^2}{R^2_{зв}}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}+\frac{B_1^2}{R^2_{зв}}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\Big[\frac{c g_м^2}{\alpha}e^{\alpha g_м}-\frac{2c}{\alpha^3}\Big(\alpha g_м e^{\alpha g_м}- \\ -e^{\alpha g_м}+1\Big)\Big]+2A_1B_1\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\cdot\frac{c}{\alpha^2}\Big(\alpha g_м e^{\alpha g_м}-e^{\alpha g_м}+1\Big). \qquad (49)$$

Определим выражение $E\left\{M_{м.п}(t)M_{д.п}(t)\right\}$:

$$E\left\{M_{м.п}(t)M_{д.п}(t)\right\}=E\left\{\left[\pm\frac{g_5 R_{зв}k_п\sin\beta}{\eta}\pm\frac{g(t)R_{зв}k_п\sin\beta}{\eta}+\right.\right.$$

$$\left.\left.+Q_1+S\,g(t)+\left[A_1+B_1\,g(t)\right]\frac{1}{R_{зв}}a(t)\right]\frac{J_д i^2}{R_{зв}}a(t)\right\}=$$

$$=E\left\{\frac{A_1}{R_{зв}^2}J_д i^2 a^2(t)+\frac{B_1}{R_{зв}^2}J_д i^2 g(t)a^2(t)\right\}=$$

$$=\frac{A_1 J_д i^2}{R_{зв}^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}+\frac{B_1 J_д i^2}{R_{зв}^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha g_м e^{\alpha g_м}-e^{\alpha g_м}+1\right). \quad (50)$$

Квадрат эквивалентного момента двигателя, приведенного к валу механизма ($M^2_{э.п}$), равен сумме выражений (49), (35) и удвоенного значения (50).

Учет условий охлаждения электродвигателя

Электродвигатели с самовентиляцией при работе на пониженных скоростях имеют меньшую теплоотдачу, чем при номинальной скорости. Увеличение в этом случае требуемого эквивалентного момента двигателя $M^1_э$ для следящих приводов учитывается [25] при помощи коэффициента β^*, вводимого в формулу (18):

$$M^1_э=\sqrt{\frac{1}{\beta^* T}\int M^2(t)dt},$$

поэтому выражение (19) можно преобразовать в следующее:

$$\left(M^1_э\right)^2=\frac{1}{\beta^*}E\left\{M^2(t)\right\}. \quad (51)$$

В соответствии с формулой (51) производится корректировка выражения для определения эквивалентных моментов двигателей, полученных в пп. 7.1 и 7.2. Значения β^* принимают в пределах от 0,5 до 0,75.

8. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Максимально возможная скорость выходного вала рабочего органа бункер-конвейеров равна примерно 10 об/мин, а взрывобезопас-

ные асинхронные электродвигатели для угольной промышленности выпускаются на синхронные скорости 3000, 1500, 1000 и 750 об/мин. Для согласования скорости двигателя и рабочего органа необходима механическая трансмиссия со значением передаточного отношения от 300 до 75. Возможность варьирования передаточного числа ставит вопрос о выборе его наивыгоднейшего значения. Если для нерегулируемых приводов с продолжительным режимом работы от назначенного передаточного числа зависят только габариты двигателя и механической трансмиссии, то для регулируемых приводов изменение передаточного числа приводит, кроме того, к изменению мощности двигателя.

Известные многочисленные методы решения задачи выбора передаточного числа обусловлены ее постановкой. Уже в первых трудах по теории электропривода [16] приводятся формулы, полученные инж. Л.А.Уманским для определения передаточных чисел, обеспечивающих минимальное время пуска или торможения при заданных движущем моменте и моменте инерции двигателя. О.П.Ильиным [26] решается задача выбора передаточного числа при некоторых заданных графиках движения механизма из условий получения наименьших размеров и мощности двигателя. Вопросы совместного выбора передаточного числа и параметров двигателя, работающего в пусковом режиме при постоянных моменте двигателя и моменте сопротивления исполнительного механизма, рассмотрены Д.А.Поповым [27]. Влияние передаточного числа на динамику системы в частном гармоническом режиме работы следящего привода исследовано А.А.Булгаковым [28]. Н.И.Ратнером получены аналитические зависимости для определения оптимального передаточного числа для случайных режимов работы из условия минимизации максимальной механической мощности двигателя [14]. Вместе с тем в той же работе указывается, что практического решения задачи обеспечения случайного процесса движения с достоверностью в энергетическом аспекте приведенные формулы не дают.

Анализ приведенных наиболее значимых и других работ, касающихся выбора передаточного числа, показывает, что отсутствуют инженерные рекомендации, позволяющие практически решать эту задачу при сочетании случайного закона движения и случайных статической и динамической нагрузок на валу исполнительного органа.

Ниже излагается новый подход к рассматриваемому здесь вопросу, позволивший разработать инженерный метод выбора рационального передаточного числа механической трансмиссии привода выравни-

вающих бункер-конвейеров. Этот подход базируется на том факте, что требуемые значения эквивалентного и максимального моментов электродвигателя зависят от величины произведения квадрата передаточного числа на момент инерции ротора двигателя, т.е. $i^2 J_g$. При этом критерием выбора i является не достижение максимально возможного значения ускорения, а обеспечение требуемого максимального значения ускорения исполнительного органа при минимальной мощности двигателя.

Идея метода заключается в установлении влияния передаточного числа совместно с параметром J_g на требующуюся мощность двигателей определенной серии. С этой целью для выбранной серии двигателей устанавливаются все возможные значения передаточных чисел, согласовывающих максимальные скорости исполнительного органа и двигателей. Так как на предварительном этапе допустима приближенная оценка передаточного числа, целесообразно в качестве максимальных скоростей двигателей принимать их синхронные скорости. Затем подсчитываются значения $i^2 J_g (i^2 GD^2)$ для двигателей соответствующих синхронных скоростей во всем диапазоне изменения номинальных мощностей и для всех возможных значений передаточных чисел и строится диаграмма зависимости величин $i^2 J_g (i^2 GD^2)$ от значений передаточного числа. На рис. 7 и 8 представлены диаграммы для двигателей серий ВАО и ВР. Из приведенных диаграмм следует, что для двигателей серий ВАО и ВР при синхронных скоростях 1500, 1000 и 750 об/мин (i = 1500, 100 и 75) значения $i^2 GD^2$ близки при всех значениях номинальных мощностей и только для скорости 3000 об/мин (i = 300) имеет место существенное увеличение значений $i^2 GD^2$. Следовательно, с точки зрения необходимой величины эквивалентного и максимального моментов двигателя, выбор любого значения передаточного числа 150, 100 и 75 является равноценным и только при i = 300 требуется повышение мощности двигателя.

Выявление равноценных в отношении требуемой мощности двигателя значений передаточных чисел позволяет выбрать из них такое, при котором обеспечивается минимум суммарной массы двигателя и механической трансмиссии, поскольку с увеличением i масса двигателя уменьшается, а редуктора возрастает. Оптимизация по критерию минимальной суммарной массы двигателя и трансмиссии осуществляется методом сравнения вариантов после выбора двигателя по мощности. В случае применения двигателей серии ВАО и ВР необходимо рассмотреть три варианта при i, равном 150, 100 и 75.

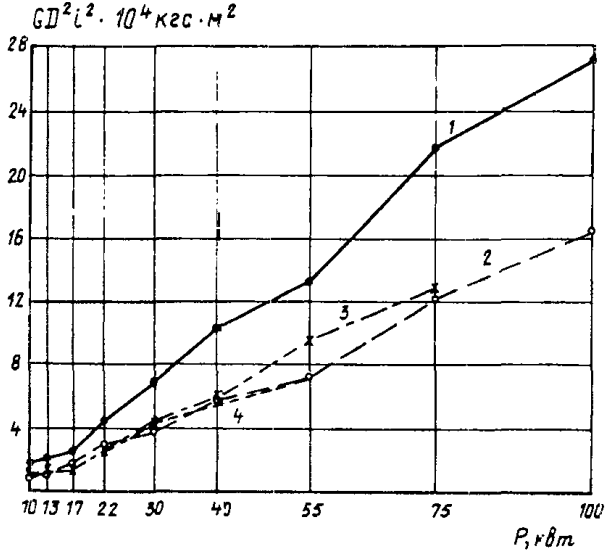


Рис. 7. Диаграмма зависимости приведенных маховых моментов двигателей серии ВАО от передаточных чисел механической трансмиссии:

I - i = 300; 2 - i = I50; 3 - i = I00; 4 - i = 75

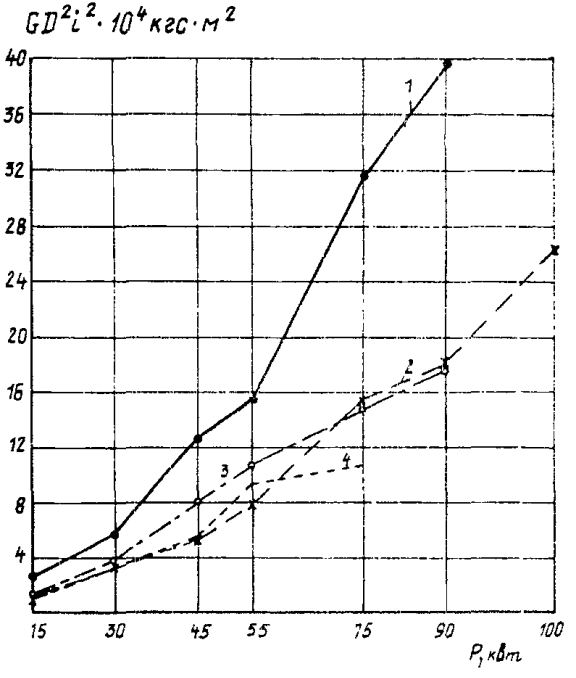


Рис. 8. Диаграмма зависимости приведенных маховых моментов двигателей серии ВР от передаточных чисел механической трансмиссии:

I - i = 300; 2 - i = I50; 3 - i = I00; 4 - i = 75

9. РАСЧЕТ ТРЕБУЕМОГО МАКСИМАЛЬНОГО МОМЕНТА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Требуемый максимальный момент двигателя обусловлен максимальными значениями статической и динамической составляющих. Выражение для максимального момента, требуемого механизмом, можно получить из формул (27), (41) и (48) путем подстановки в них вместо текущих значений веса груза в бункере и ускорения их максимальных величин, а движение донного конвейера принять по направлению вверх. Например, для бункер-конвейера со скребковым донным конвейером максимальный момент, требуемый механизмом, $M_м^м$ равен

$$M_м^м = \frac{kR}{\eta}\left[2q_0 L w_0 \cos\beta + g_м w_р \cos\beta + g_м \sin\beta\right] + \left[\frac{2Lq_0}{g}R + \frac{g_м}{g}R\right]\frac{4\cdot 0{,}1}{5F\sqrt{\tau_к}}. \qquad (52)$$

Максимальное значение момента, необходимого для ускорения ротора двигателя, вычисляется по формуле (34) подстановкой значения наибольшего возможного ускорения

$$M_{g.п}^м = \frac{J_g i^2}{R}\cdot\frac{4\cdot 0{,}1}{5F\sqrt{\tau_к}}. \qquad (53)$$

Требуемый максимальный момент двигателя определяется как сумма $M_м^м$ и $M_{g.п}^м$.

Выбор двигателя по мощности для регулируемых приводов осуществляется методами последовательных приближений [16, 17], так как динамическая нагруженность привода зависит от момента инерции самого двигателя. Однако при заданном значении максимального ускорения, которое должен обеспечить привод, и существовании аналитического выражения для требуемого значения эквивалентного момента двигателя, в котором подлежащими нахождению аргументами являются только момент инерции двигателя и передаточное число трансмиссии, имеется возможность прямого решения этой задачи. Суть прямого метода заключается в решении системы двух уравнений, первое из которых представляет собой выражение для определения эквивалентного момента двигателя, второе - эмпирическое соотношение между номинальным моментом и моментом инерции двигателей выбранной серии для принятой синхронной скорости:

$$\left.\begin{aligned} M &= \left[P_1 + P_2 J_g i^2 + P_3 \left(J_g i^2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 1) \\ M &= \left(\frac{1}{k^*} J_g \right)^{\frac{1}{\alpha^*}} . \quad 2) \end{aligned}\right\} \qquad (54)$$

В уравнении 1) величины P_1, P_2, P_3 находятся при вычислении соответствующих составляющих эквивалентного момента. Коэффициенты k^*, α^* в уравнении 2) для различных типов двигателей приводятся Л.Б.Гейлером [29]; их более точные значения легко вычисляются для принятой конкретной серии двигателей.

Решение системы (54) осуществляется графическим путем, однако целесообразно не составлять уравнение 2), а использовать непосредственно значения J_g и M для выбранной серии двигателей; при этом номинальные моменты двигателей необходимо приводить к валу механизма.

Особенности расчета энергетических характеристик объемного гидропривода

Для выбора гидравлических машин следящего привода необходимо определить требуемый среднеквадратический момент гидродвигателя как момент нагрузки на валу двигателя [23]. Среднеквадратический момент двигателя следует отличать от эквивалентного момента (среднеквадратического электромагнитного момента электродвигателя). Расчетные формулы для среднеквадратического момента, являющегося частью эквивалентного, представляют выражения (33), (42), (49).

Вычисление требуемых значений максимальных моментов осуществляется по формулам (52), (53).

С учетом объемного и общего КПД выбранного гидродвигателя определяются требуемые энергетические параметры насоса.

Мощность приводного электродвигателя выбирается по номинальной мощности насоса и исходя из требуемой перегрузочной способности.

IO. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ ЧАСТИ ПРИВОДА ВЫРАВНИВАЮЩИХ БУНКЕР-КОНВЕЙЕРОВ

В приведенных ниже примерах приняты:

параметры механической части бункер-конвейера, как у бункера БС-60;

характеристики входного грузопотока из лавы № I6 шахты № 3 шахтоуправления им.Космонавтов;

производительность выдачи из бункер-конвейера при условии его размещения над сборной конвейерной линией;

привод частотнорегулируемый тиристорный с асинхронным короткозамкнутым двигателем.

IO.I. Бункер-конвейер с реверсивным донным скребковым конвейером

Исходные данные

Бункер

Емкость $\mathcal{Y}$, т	60
Поперечное сечение F, м^2	I,I5
Угол наклона бункера в вертикальной плоскости β	0

Скребковый конвейер

Длина l, м	58
Вес I м скребковой цепи q_o, кгс	95
Коэффициент сопротивления движению скребковой цепи w_o	0,35
Коэффициент сопротивления движению груза w_r	0,9
Радиус зацепления приводных звездочек R, м	0,I64

Входной грузопоток

Величина грузопотока за смену A_{CM}, т/см	525
Вынимаемая мощность пласта H, м	I,3
Ширина захвата исполнительного органа выемочного комбайна B, м	0,63
Средняя плотность угля в целике γ_u, т/м^3	I,4

Насыпной вес угля $\gamma_н$, кгс/м^3	900
Продолжительность рабочей смены T, ч	6
Коэффициент машинного времени выемочной машины $K_м$	0,5
Среднее значение непрерывного грузопотока $\bar{u}$, м^3/мин	2,88
Дисперсия непрерывного грузопотока D_u, (м^3/мин)^2	0,91

Производительность выдачи из бункер-конвейера u_0, м^3/мин 3,0

I. Определение времени корреляции входного непрерывного грузопотока

Средняя скорость подачи выемочного комбайна равна

$$\bar{v}_м = \frac{A_{см}}{60\,HB\,\gamma_ц\,T\,K_м} = \frac{525}{60\cdot1,3\cdot0,63\cdot1,4\cdot6\cdot0,5} = 2,54 \text{ м/мин.}$$

Время корреляции входного непрерывного грузопотока определяется по формуле

$$\tau_k = \frac{l_k}{\bar{v}_м} = \frac{5,5}{2,54} = 2,1 \text{ мин.}$$

2. Определение кинематических параметров движения исполнительного органа

Среднее значение скорости составляет

$$\bar{v} = \frac{\bar{u} - u_0}{60\,F} = \frac{2,88-3,0}{60\cdot1,15} = -0,0017 \text{ м/с.}$$

Максимальная скорость в основном режиме равняется

$$|v_{м.0}| = |\bar{v}| + \frac{3}{60\,F}\sqrt{D_u} = 0,0017 + \frac{3}{60\cdot1,15}\sqrt{0,91} = 0,043 \text{ м/с.}$$

Максимальная скорость при неработающем подбункерном конвейере составляет

$$v_м = \frac{\bar{u} + 3\sqrt{D_u}}{60\,F} = \frac{2,88+3\sqrt{0,91}}{60\cdot1,15} = 0,085 \text{ м/с.}$$

Максимальное значение ускорения (с вероятностью 0,9) определяется следующим образом:

$$a_м = 3\,\frac{0,1}{5\cdot F\sqrt{\tau_к}} = 3\,\frac{0,1}{5\cdot 1,15\cdot\sqrt{2,1}} = 0,036\ м/с^2.$$

3. Расчет эквивалентного момента двигателя

Коэффициент вариации минутного грузопотока равен

$$K_u = \frac{\sqrt{D_u}}{\bar{u}} = \frac{\sqrt{0,91}}{2,88} = 0,33.$$

Параметры плотности вероятности количества груза в бункере α и C составляют:

$$\alpha = \frac{(\bar{u}-u_0)\gamma_н}{(\gamma_н\bar{u})^2 K_u \tau_к} = \frac{(2,88-3,0)\cdot 0,9}{(0,9\cdot 2,88)^2\cdot 0,33\cdot 2,1} = -0,07\ 1/тс;$$

$$C = \frac{\alpha}{e^{\alpha g_м}-1} = \frac{-0,07}{2,71^{-0,07\cdot 60}-1} = 0,071\ 1/тс.$$

Математическое ожидание квадрата момента, требуемого механизмом, определяется по формуле

$$E\left\{M_м^2(t)\right\} = \frac{(2q_0 L w_0 k R\cos\beta)^2}{\eta^2} + \left(\frac{2q_0 LR}{g}\right)^2\cdot\frac{0,01}{5^2F^2\tau_к} +$$

$$\frac{+10^3 C}{\alpha^2}\left(\alpha g_м e^{\alpha g_м} - e^{\alpha g_м}+1\right)\left(\frac{4q_0 L w_0 w_r k^2 R^2\cos^2\beta}{\eta^2} +\right.$$

$$\left.+\frac{4q_0 LR^2}{g^2}\cdot\frac{0,01}{5^2F^2\tau_к}\right) + \frac{10^6 C}{\alpha^3}\left\{e^{\alpha g_м}\left[(\alpha g_м)^2 - 2\alpha g_м + 2\right] - 2\right\}\times$$

$$\times\left(\frac{w_r^2 k^2 R^2\cos^2\beta}{\eta^2} + \frac{R^2}{g^2}\cdot\frac{0,01}{5^2F^2\tau_к}\right) =$$

$$= \frac{1}{0,81^2}\,(2\cdot 95\cdot 58\cdot 0,35\cdot 1,05\cdot 0,164)^2 + \left(\frac{2\cdot 95\cdot 58\cdot 0,164}{9,8}\right)^2 \times$$

$$\times\,\frac{0,01}{5^2\cdot 1,15^2\cdot 2,1} + \frac{10^3\cdot 0,071}{(-0,07)^2}\left\{-0,07\cdot 60\cdot 2,71^{-0,07\cdot 60} - 2,71^{-0,07\cdot 60} + 1\right)\times$$

$$\times\left(\frac{4\cdot 95\cdot 58\cdot 0,35\cdot 0,9\cdot 1,05^2\cdot 0,164^2}{0,81^2} + \frac{4\cdot 95\cdot 58\cdot 0,164^2}{9,8^2}\times\right.$$

$$\times \frac{0,01}{5^2 \cdot 1,15^2 \cdot 2,1}) + \frac{10^6 \cdot 0,071}{-0,07^3}\left\{2,71^{-0,07 \cdot 60}\left[(-0,07 \cdot 60)^2 - \right.\right.$$

$$\left.\left. - 2\,(-0,07) \cdot 60 + 2\right] - 2\right\} \cdot \left(\frac{0,9^2 \cdot 1,05^2 \cdot 0,164^2}{0,81^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{0,164^2}{9,8^2} \cdot \frac{0,01}{5^2 \cdot 1,15^2 \cdot 2,1}\right) = 17782\,000 \ \ (\text{кгс} \cdot \text{м})^2,$$

где η принято равным 0,81 для механической трансмиссии, состоящей из трехступенчатого коническо-цилиндрического редуктора ($\eta_р = 0,92$ [x]) и двухступенчатой цепной передачи ($\eta_ц = 0,94 \cdot 0,94$ [x]), а $K = 1,05$ [xx].

Математическое ожидание квадрата момента, необходимого для изменения скорости ротора двигателя, приведенного к валу механизма, составляет

$$E\left\{M^2_{д.п}(t)\right\} = \left(J_д i^2\right)^2 \frac{1}{R^2} \frac{0,01}{5^2 F^2 \tau_к} = \left(J_д i^2\right)^2 \frac{1}{0,164^2} \cdot \frac{0,01}{5^2 \cdot 1,15^2 \cdot 2,1} =$$

$$= 0,0053 \left(J_д i^2\right)^2;$$

математическое ожидание произведения моментов, требуемого механизмом и для изменения скорости ротора двигателя –

$$E\left\{M_м(t) M_{д.п}(t)\right\} = \frac{J_д i^2}{g} \cdot \frac{0,01}{5^2 F^2 \tau_к}\left[2 q_0 L + \frac{10^3 C}{\alpha^2}\left(\alpha \vartheta_м e^{\alpha \vartheta_м} - e^{\alpha \vartheta_м} + 1\right)\right] =$$

$$= J_д i^2 \frac{1}{9,8} \frac{0,01}{5^2 \cdot 1,15^2 \cdot 2,1}\left[2 \cdot 95 \cdot 58 + \frac{10^3 \cdot 0,071}{(-0,07)^2}\left(-0,07 \cdot 60 \cdot 2,71^{-0,07 \cdot 60} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - 2,71^{-0,07 \cdot 60} + 1\right)\right] = 0,352\, J_д i^2.$$

Квадрат эквивалентного момента двигателя, приведенного к валу механизма, определяется так:

$$M^2_{э.п} = 17782000 + 2 \cdot 0,352 J_д i^2 + 0,0053 \left(J_д i^2\right)^2.$$

---

x) К р а у з е Г. Н. Редукторы. Справочное пособие. Л., "Машиностроение", 1972.

xx) М у х а Т. И. и др. Приводы машин. Справочник. Л., "Машиностроение", 1975.

С учетом ухудшения условий охлаждения двигателя с самовентиляцией эта величина равна

$$\left(M'_{э.п}\right)^2 = \frac{1}{\beta^*} M^2_{э.п} = 29600000 + 1,17 J_д i^2 + 0,0089 \left(J_д i^2\right)^2.$$

где коэффициент β^* принят равным 0,6. Выбираем двигатель из серии ВР. Диаграмма зависимости приведенных маховых моментов двигателей этой серии от возможных значений передаточных чисел механической трансмиссии представлена на рис. 8. Из диаграммы следует, что выбор любого значения передаточного числа из ряда 150, 100 и 75 является равноценным в отношении необходимой величины эквивалентного и максимального моментов приводного двигателя. Принимаем передаточное число равным 150 ($i = 150$).

Подставив в выражение для определения $\left(M_{э.п}\right)^2$ значение i = = 150, получим

$$\left(M'_{э.п}\right)^2 = 29,6 \cdot 10^6 + 26,3 \cdot 10^3 J_д + 45 \cdot 10^5 J_д^2 .$$

Для определения номинального значения приведенного момента двигателя, который должен быть равен или больше приведенного эквивалентного момента, построены графики зависимости $M'_{э.п}$ и $M_н i$ в функции $J_д$ (рис. 9) по данным табл. 3, где приведены параметры двигателей серии ВР с синхронной скоростью 1500 об/мин и результаты вычислений $M'_{э.п}$ (7-я колонка).

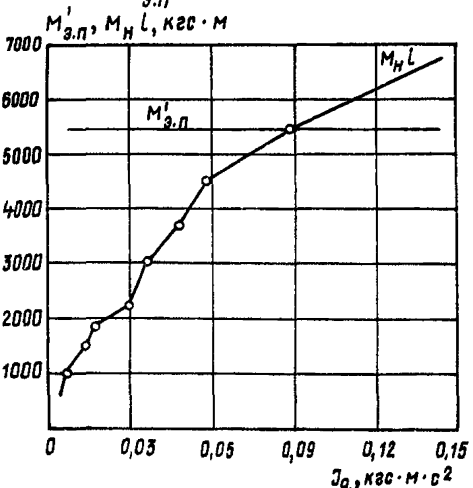


Рис. 9. Графики зависимости моментов номинального приведенного $M_н i$ и эквивалентного $M_{э.п}$ от момента инерции ротора $J_д$ двигателя

Таблица 3

Электродвигатель	Мощность, кВт	Момент $M_н$, кгс·м	Момент приведенный $M_н i$, кгс·м	Маховый момент GD^2, кгс·м^2	Момент инерции J_g, кгс·м·с^2	Момент эквивалентный приведенный $M'_{э.п}$, кгс·м	
						Пример 1	Пример 2
I	2	3	4	5	6	7	8
ВР 100L4	4,0	2,73	409	0,062	0,002	5429	426
ВР 112M4	5,5	3,72	560	0,I	0,003	543I	426
ВР 132S4	7,5	5,04	755	0,239	0,006	5433	426
ВР 132M4	II,0	7,4	IIIO	0,3	0,008	5435	426
ВР 160S4	I5,0	I0,I	I5I5	0,58	0,0I5	5437	427
ВР 160M4	I8,5	I2,4	I860	0,7	0,0I8	5439	428
ВР 180S4	22,0	I4,6	2I90	I,I75	0,03	544I	430
ВР 180M4	30,0	20,0	3000	I,44	0,037	5443	432
ВР 200M4	37,0	24,6	3690	I,9I	0,049	5445	435
ВР 200L4	45,0	30,0	4500	2,32	0,059	5448	439
ВР 225M4	55,0	36,5	5470	3,5	0,089	545I	454
ВР 250S4	75,0	49,2	7400	6,8	0,I73	5460	522

Из графического решения (рис. 9) системы уравнений (54) следует, что значения $M'_{э.п}$ и $M_н i$ для двигателя мощностью 55 кВт близки друг к другу. Предварительно принимаем двигатель мощностью 55 кВт.

4. Проверка выбранного двигателя по максимальному моменту

Требуемый максимальный момент двигателя (приведенный к валу механизма) равен

$$M^M = \frac{kR}{\eta}\left[2q_0 L w_0 \cos\beta + g_M w_r \cos\beta + g_M \sin\beta\right] +$$

$$+\left[\frac{2Lq_0}{g}R + \frac{g_M}{g}R\right]\cdot\frac{3\cdot 0,1}{5F\sqrt{t_к}} + \frac{J_g i^2}{R}\cdot\frac{3\cdot 0,1}{5F\sqrt{t_к}} =$$

$$= \frac{I,05\cdot 0,I64}{0,8I}\left[2\cdot 95\cdot 58\cdot 0,35 + 60\cdot I0^3\cdot 0,9\right] + \left[\frac{2\cdot 58\cdot 95}{9,8}0,I64 +\right.$$

$$\left. + \frac{60\cdot I0^3}{9,8}\cdot 0,I64 + \frac{0,089\cdot I50^2}{0,I64}\right]\cdot\frac{3\cdot 0,I}{5\cdot I,I5\sqrt{2,I}} = I20I3 \text{ кгс·м.}$$

Требуемое значение максимального момента меньше максимального момента, развиваемого двигателем, $M^M < M^M_g = I5800$ кгс·м. Следовательно, окончательно выбираем двигатель мощностью 55 кВт.

I0.2. Бункер-конвейер с подвижными бортами и ленточным донным конвейером

Исходные данные

Бункер

Емкость $\mathcal{Y}_M$, поперечное сечение F, угол наклона бункера в вертикальной плоскости β – те же, что в предыдущем примере.

Вес подвижных бортов $\mathcal{Y}_б$, кгс	I2000
Коэффициент сопротивления движению подвижных бортов $w_б$	0,02
Радиус ходовых роликов $r_{р.х}$, м	0,I75
Момент инерции ходовых роликов $J_{р.х}$, кгс·м·с^2	0,08
Количество ходовых роликов $n_{р.х}$	50

Ленточный донный конвейер

Длина L, м	58
Погонный вес ленты и вращающихся частей роликоопор на грузовой и обратной ветвях $q_л$, $q'_р$, $q''_р$, кгс/м	I6; 88; I3,5
Коэффициент сопротивления движению ленты на грузовой и обратной ветвях w', w''	0,04; 0,03
Момент инерции роликоопор $J_р$, кгс·м·с^2	0,02
Количество роликоопор на грузовой и обратной ветвях $n_р$	I80
Радиус приводного барабана и роликоопор $R_б$, $r_р$, м	0,2; 0,08

Входной грузопоток

Параметры входного грузопотока – те же, что в предыдущем примере.

Производительность выдачи из бункера U_0 – та же, что в предыдущем примере.

Так как параметры входного грузопотока, производительность выдачи из бункера и поперечное сечение бункера такие же, как в предыдущем примере, то кинематические параметры движения исполнительного органа имеют те же значения, что и в первом примере.

3. Расчет эквивалентного момента двигателя

Значения коэффициента вариации минутного грузопотока K_U, параметры плотности вероятности количества груза в бункере α и C равны соответствующим параметрам в примере I0.I.

Математическое ожидание квадрата момента, требуемого механизмом, равно

$$E\left\{M^2_{м.л}(t)\right\}=Q^2+2QS\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м}-e^{\alpha\varphi_м}+1\right)+$$

$$+S^2\left[\frac{c\varphi_м^2}{\alpha}e^{\alpha\varphi_м}-\frac{2c}{\alpha^3}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м}-e^{\alpha\varphi_м}+1\right)\right]+$$

$$+\frac{A^2}{R_\delta^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}+2AB\frac{1}{R_\delta^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\frac{c}{\alpha^2}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м}-e^{\alpha\varphi_м}+1\right)+$$

$$+\frac{B^2}{R_\delta^2}\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\left[\frac{c\varphi_м^2}{\alpha}e^{\alpha\varphi_м}-\frac{2c}{\alpha^3}\left(\alpha\varphi_м e^{\alpha\varphi_м}-e^{\alpha\varphi_м}+1\right)\right],$$

где $$Q=\frac{K_л}{\eta}\left(q_л L R_\delta w'\cos\beta+q'_р L w' R_\delta+\varphi_\delta R_\delta w_\delta\cos\beta+\right.$$

$$\left.+q''_р L w'' R_\delta+q_л L R_\delta w''\cos\beta\right)=$$

$$=\frac{1{,}15}{0{,}81}\left(16\cdot58\cdot0{,}2\cdot0{,}04+88\cdot58\cdot0{,}04\cdot0{,}2+12000\cdot0{,}2\cdot0{,}02+\right.$$
$$\left.+13{,}5\cdot58\cdot0{,}03\cdot0{,}2+16\cdot58\cdot0{,}2\cdot0{,}03\right)=151\ \text{кгс}\cdot\text{м};,$$

$$S=\frac{1}{\eta}K_л w' R_\delta\cos\beta=\frac{1}{0{,}81}1{,}15\cdot0{,}04\cdot0{,}2=0{,}0114\ \text{м};$$

$$A=\left(\varphi_\delta+2q_л L\right)\frac{R_\delta^2}{g}+J_р n_р\left(\frac{R_\delta}{r_р}\right)^2+J_{р.х}n_{р.х}\left(\frac{R_\delta}{r_{р.х}}\right)^2=$$

$$=(12000+2\cdot16\cdot58)\frac{0{,}2^2}{9{,}8}+0{,}02\cdot180\left(\frac{0{,}2}{0{,}08}\right)^2+$$

$$+0{,}08\cdot50\cdot\left(\frac{0{,}2}{0{,}175}\right)^2=84{,}2\ \text{кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2;$$

$$B=\frac{R_\delta^2}{g}=\frac{0{,}2^2}{9{,}8}=0{,}00411\ \text{м}\cdot\text{с}^2.$$

$$E\left\{M^2_{м.л}(t)\right\} = 151^2 + 2\cdot 151\cdot 0{,}0114\,\frac{10^3\cdot 0{,}071}{(-0{,}07)^2}\,(-0{,}07\cdot 60\cdot 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} -$$

$$- 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} + 1) + 0{,}0114^2\left[\frac{0{,}071\cdot 60^2\cdot 10^6}{-0{,}07}\,2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} -\right.$$

$$\left. - \frac{2\cdot 0{,}071\cdot 10^6}{(-0{,}07)^3}\,(-0{,}07\cdot 60\cdot 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} - 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} + 1)\right] +$$

$$+ \frac{84{,}2^2}{0{,}2^2}\,\frac{0{,}01}{5^2\cdot 1{,}15^2\cdot 2{,}1} + 2\cdot 84{,}2\cdot 0{,}004\,\frac{1}{0{,}2^2}\,\frac{0{,}01}{5^2\cdot 1{,}15^2\cdot 2{,}1}\,\times$$

$$\times\,\frac{0{,}071\cdot 10^3}{(-0{,}07)^2}\,(-0{,}07\cdot 60\cdot 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} - 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} + 1) +$$

$$+ \frac{0{,}004^2}{0{,}2^2}\,\frac{0{,}01}{5^2\cdot 1{,}15^2\cdot 2{,}1}\left[\frac{0{,}071\cdot 60^2\cdot 10^6}{-0{,}07}\,2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} -\right.$$

$$\left. - \frac{2\cdot 0{,}071\cdot 10^6}{(-0{,}07)^3}\,(-0{,}07\cdot 60\cdot 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} - 2{,}71^{-0{,}07\cdot 60} + 1)\right] =$$

$$= 109777\ (\text{кгс}\cdot\text{м})^2.$$

Математическое ожидание квадрата момента, необходимого для изменения скорости ротора двигателя, приведенного к валу механизма, определяется следующим образом:

$$E\left\{M^2_{д.п}(t)\right\} = \frac{1}{R^2}\,\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\left(J_д\,i^2\right)^2 =$$

$$= \frac{1}{0{,}2^2}\cdot\frac{0{,}01}{5^2\cdot 1{,}15^2\cdot 2{,}1}\,(J_д\,i^2)^2 = 0{,}0036\,(J_д\,i^2)^2.$$

Математическое ожидание произведения моментов, требуемого механизмом и для изменения скорости ротора двигателя, составляет

$$E\left\{M_{м.л}(t)\,M_{д.п}(t)\right\} = \frac{A\,J_д\,i^2}{R_\delta^2}\cdot\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к} + \frac{B\,J_д\,i^2}{R_\delta^2}\cdot\frac{0{,}01}{5^2F^2\tau_к}\,\times$$

$$\times\,\frac{C}{\alpha^2}\left(\alpha\,\vartheta_м\,e^{\alpha\vartheta_м} - e^{\alpha\vartheta_м} + 1\right) =$$

$$= \frac{84{,}2}{0{,}2^2}\cdot\frac{0{,}01}{5^2\cdot 1{,}15^2\cdot 2{,}1}\,J_д\,i^2 + \frac{0{,}004}{0{,}2^2}\cdot\frac{0{,}01}{5^2\cdot 1{,}15^2\cdot 2{,}1}\cdot\frac{0{,}071\cdot 10^3}{(-0{,}07)^2}\,\times$$

$$\times (-0,07 \cdot 60 \cdot 2,71^{-0,07 \cdot 60} - 2,71^{-0,07 \cdot 60} + 1) J_д i^2 =$$

$$= 0,493 J_д i^2 .$$

Квадрат эквивалентного момента двигателя, приведенного к валу механизма, определяется по формуле

$$M^2_{э.п} = 109777 + 2 \cdot 0,493 J_д i^2 + 0,0036 \left(J_д i^2\right)^2;$$

то же, с учетом ухудшения условий охлаждения двигателя с самовентиляцией ($\beta^* = 0,6$):

$$\left(M'_{э.п}\right)^2 = \frac{1}{\beta^*} M^2_{э.п} = 182000 + 1,64 J_д i^2 + 0,006 \left(J_д i^2\right)^2.$$

Выбираем двигатель из серии ВР и принимаем значение передаточного числа i равным 150.

Подставляя значение i, равное 150, в выражение для определения $(M'_{э.п})^2$, получаем

$$\left(M'_{э.п}\right)^2 = 182000 + 37 \cdot 10^3 J_д + 30,36 \cdot 10^5 J_д^2 .$$

Значения $M'_{э.п}$ в зависимости от $J_д$ приведены в колонке 8 табл. 3, по данным которой на рис. 10 построены графики зависимости $M'_{э.п}$ и $M_н i$ в функции $J_д$ двигателей серии ВР с синхронной скоростью 1500 об/мин.

Из графического решения (рис. 10) системы уравнений (54) следует, что ближайшее большее значение $M_н i$, близкое к $M_{э.п}$, соответствует мощности двигателя 5,5 кВт. Предварительно принимаем двигатель мощностью 5,5 кВт.

4. Проверка выбранного двигателя по максимальному моменту

Требуемый максимальный момент двигателя (приведенный к валу механизма) равен

$$M^м = \frac{K_д}{\eta} \left(\vartheta_б R_б \sin\beta + \vartheta_м R_б \sin\beta + q_л L R_б w' \cos\beta + \right.$$

$$\left. + q'_р L w' R_б + \vartheta_б R_б w_б \cos\beta + \vartheta_м w' R_б \cos\beta + q''_р L w'' R_б + \right.$$

$$+ q_{\Lambda} L R_{\delta} w'' \cos\beta) + \left[A + B y_M \right] \frac{1}{R_{\delta}} a_M + \frac{J_g i^2}{R_{\delta}} \cdot \frac{3 \cdot 0{,}1}{5F\sqrt{\tau_k}} =$$

$$= \frac{1{,}15}{0{,}81} (16 \cdot 58 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}04 + 88 \cdot 58 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}04 + 12000 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}02 +$$

$$+ 60000 \cdot 0{,}04 \cdot 0{,}2 + 13{,}5 \cdot 58 \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}2 + 16 \cdot 58 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}03) +$$

$$+ \left[84{,}2 + 0{,}0041 \cdot 60000 \right] \frac{1}{0{,}2} 0{,}036 + \frac{0{,}003 \cdot 150^2}{0{,}2} \cdot 0{,}036 =$$

$$= 902 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

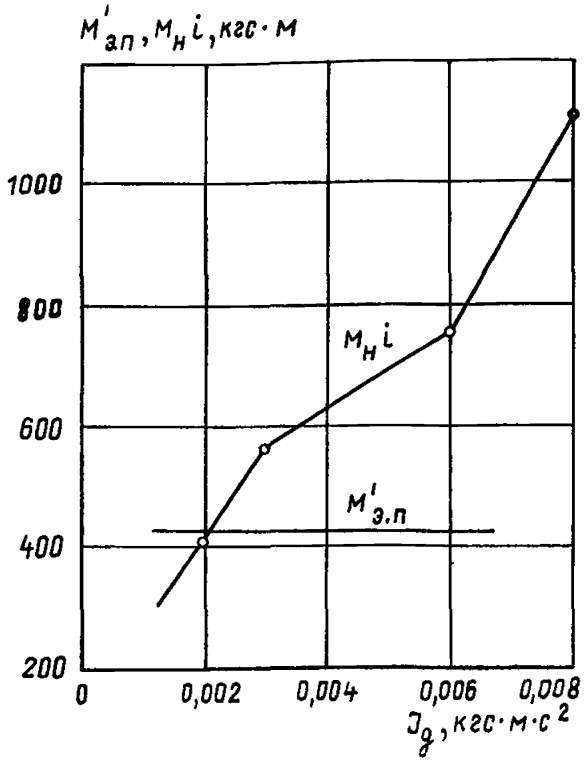


Рис. 10. Графики зависимости моментов номинального приведенного $M_н i$ и эквивалентного $M_{э.п}$ от момента инерции ротора J_g двигателя

Требуемое значение максимального момента меньше максимального момента, развиваемого двигателем: $M^м < M_g^м$ = 1620 кгс·м. Следовательно, окончательно выбираем двигатель мощностью 5,5 кВт.

ЛИТЕРАТУРА

I. Основные положения по проектированию подземного транспорта новых и действующих угольных шахт. М., ИГД им.А.А.Скочинского, 1977.

2. З а р е ц к и й О. М. Исследования грузопотоков из очистных забоев. - В сб. "Технология добычи угля подземным способом", 1976, № 4.

3. К о т о в М. А., З а р е ц к и й О. М. и др. Исследование динамики внутриминутных грузопотоков из высокопроизводительных очистных забоев угольных шахт. - В сб. "Шахтный и карьерный транспорт", вып.3. М.,"Недра", 1977.

4. Д ж е н к и н с Г., В а т т с Д. Спектральный анализ и его приложения. М., "Мир", (вып. I - 1971, вып. 2 - 1972).

5. Ф о с с К. Г. Штековые бункеры на каменноугольных шахтах ФРГ. - "Глюкауф", 1971, № 16.

6. Д о м б р о в с к и й В. Е. и др. Механизированные бункерные установки в угольной промышленности Англии. М., НИИИнформтяжмаш, 1968.

7. Kotlarski S., Ryka J., Szczurek K. Zasobnik rewersyjny Jan. — „Mechanizacja gornictwa", 1970, N 1.

8. Ulrich P., Stępien J. Dotowe zbiorniki wyrównawcze. — „Wiadomości gornicze", 1971, N 11.

9. Kotlarski S. Zasobniki mechaniczne. — „Mechanizacja i automatyzacja gornictwa," 1973, N 11.

10. Bałazwski A. Hydrauliczne sterowanie i napędy węglowych zasobników rewersyjnych. — „Mechanizacja i automatyzacja gornictwa," 1973, N 12.

11. Л а т о ш и н Л. М., М е р ц а л о в Р. В., С о л о д Г. И. и др. Методы исследования и математическое описание подземных грузопотоков для расчета систем внутришахтного транспорта. Караганда, КНИУИ, 1971.

12. Д о к у к и н А. В., К р а с н и к о в Ю. Д., Х у р г и н З. Я. и др. Динамические процессы горных машин. М., "Наука", 1972.

13. К р а с н и к о в Ю. Д. Корреляционный метод оценки нарушенности горного массива при работе выемочных машин. - В сб. "Физико-механические свойства горных пород" (научные сообщения, вып. 108). М., ИГД им. А.А.Скочинского, 1973.

14. Р а т н е р Н. И. Расчет электроприводов в случайных режимах. Л., "Энергия", 1969.

15. С и г а л о в Л. Н. и др. Стартовые системы привода скребковых конвейеров. М., НИИИнформтяжмаш, 1977, 2-77-33.

16. Р и н к е в и ч С. А. Теория электропривода. Л.-М., ГОНТИ, 1938.

17. Ч и л и к и н М. Г., С о к о л о в М. М. и др. Основы автоматизированного электропривода. М., "Энергия", 1974.

18. А р е н д т В. Р., С э в е н т К.Дж. Практика следящих систем. М.-Л., ГЭИ, 1962.

19. З а р е ц к и й О. М. Вероятностные оценки кинематических параметров привода выравнивающих бункер-конвейеров. - В сб. "Комплексная меха-

низация и автоматизация подземной выемки угля и сланца" (научные сообщения, вып. I62). М., ИГД им. А.А.Скочинского, I978.

20. Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. М., "Наука", I968.

2I. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., "Машиностроение", I968.

22. Попов В. К. Основы электропривода. Л.-М., ГЭИ, I95I.

23. Мелкозеров П. С. Энергетический расчет систем автоматического управления и следящих приводов. М., "Энергия", I968.

24. Кариман С. А., Брайцев А. В., Шрамко В. М. Моделирование и оптимизация производственных процессов при добыче угля. М., "Наука", I975.

25. Рабинович Л. В., Петров Б. И. и др. Проектирование следящих систем. М., "Машиностроение", I969.

26. Ильин О. П. О выборе передаточного числа редуктора электропривода при заданном графике движения механизма. - "Электричество", I953. № I0.

27. Попов Д. А. О совместном выборе передаточного числа редуктора и параметров электродвигателя. - "Электричество", I96I, № 7.

28. Булгаков А. А. Энергетические процессы следящего электропривода в гармоническом режиме. М., Изд-во АН СССР, I960.

29. Гейлер Л. Б. Электропривод в тяжелом машиностроении. М., "Машгиз", I958.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

I. Введение 3

2. Обоснование рационального режима движения исполнительного органа выравнивающих бункер-конвейеров 5

3. Статистические характеристики входных грузопотоков из очистных забоев . . . . . IO

4. Расчет времени корреляции непрерывного грузопотока из очистного забоя I4

5. Исходные положения при определении параметров силовой части привода I6

6. Определение кинематических параметров движения исполнительного органа I9

7. Расчет эквивалентного момента двигателя 23

8. Выбор рационального передаточного числа механической трансмиссии 34

9. Расчет требуемого максимального момента и определение номинальной мощности двигателя 38

IO. Примеры расчета и выбора основных параметров силовой части привода выравнивающего бункер-конвейера 40

Литература 5I

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ВЫРАВНИВАЮЩИХ БУНКЕР-КОНВЕЙЕРОВ

Редактор И.А.Дружкова

Т-II035 Тираж 500 Цена 26 коп. Изд. № 8286 Заказ № 1355

gost.e-ecolog.ru

Типография Института горного дела им.А.А.Скочинского

3,4 уч.-изд.л. Подписано к печати 3I/У I979 г.