© Д.В. Зедгенизов, И.В. Лугин, 2005

УДК 621.3.078:622.44

Д.В. Зедгенизов, И.В. Лугин

*УПРАВЛЕНИЕ УДАЛЕНИЕМ ТЕПЛОИЗБЫТКОВ ОТ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТРОПОЛИТЕНА**

Семинар № 17

Актуальность исследований. Энергопотребление тоннельной вентиляции метрополитена уступает только потреблению подвижного состава и составляет 0.8–1.2 млн. кВт·ч в год. На удаление теплоизбытков, выделяющихся от подвижного состава, затрачивается около 53% электроэнергии, расходуемой системой тоннельной вентиляции. Применение разрабатываемой системы в Новосибирском метрополитене позволит повысить эффективность удаления тепловыделения подвижного состава, а также снизит количество электроэнергии, затрачиваемое на проветривание станций. Последнее обстоятельство особенно актуально в связи с постоянным увеличением пассажиропотока метрополитена г. Новосибирска и неизбежным существующим ростом тарифов на электроэнергию. Указанные причины на наш взгляд определяют актуальность исследований.

Цель исследований: Поддержание требуемого микроклимата подземных сооружений метрополитена и создание более комфортных условия для пассажиров при одновременном снижении энергопотребления тоннельной вентиляции.

Задачи исследований: Локализовать распространение теплоизбытков от ходовой части подвижного состава в пределах подвагонного пространства во время стоянки поезда на станции и организовать их эффективное удаление системой тоннельной вентиляции.

Описание объекта исследований. Одним из основных источников тепловыделения в Новосибирском метрополитене является подвижной состав. На удаление тепла, выделяющегося в метропоездах, затрачивается около 50 % электроэнергии, расходуемой системой тоннельной вентиляции.

Исследование конструкций и характеристик электрического оборудования вагонов модели 81-717 и 81-714, эксплуатирующихся в Новосибирском метрополитене, показало, что источниками выделения тепла в подвижном составе являются пускотормозные резисторы (ПТР), четыре тяговых электродвигателя, мощностью 110 кВт каждый, резисторы регулирования поля электродвигателей и тормозные колодки на колесных парах. На основе анализа характеристик электрического оборудования вагонов, а так же по данным эксплуатационных служб метрополитена установлено, что основным источником тепловыделения метровагона являются пускотормозные резисторы [1, 2].

Наибольшее количество тепла выделяется: в ПТР при подходе метропоезда к станции (реостатное торможение тяговых двигателей), при стоянке на платформе (остывание ПТР) и при разгоне поезда (выведение ступеней сопротивлений, сопровождающееся повышенным током электродвигателей).

Тепло, выделившееся после начала торможения поезда в тоннеле, выносится воздушным потоком на станцию и затем удаляется через станционную вентиляционную камеру. Выделение тепла в ПТР при разгоне поезда происходит уже в тоннеле, поэтому для его разбавления и выноса используются только перегонные вентиляторы.

Перевозка пассажиров в метрополитене г. Новосибирска осуществляется четырехвагонными поездами. Метропоезд состоит из двух головных вагонов модели 81-717 и двух промежуточных вагонов модели 81-714. Независимо от модели вагона пускотормозные резисторы размещены в отдельной секции под кузовом вагона слева по направлению от хвоста к началу вагона. Таким образом, при правильной сцепке вагонов в депо ПТР трех метровагонов распо-

*Исследования выполнены в 2003 г. при грантовой поддержке молодых ученых СО РАН Администрацией Новосибирской области.

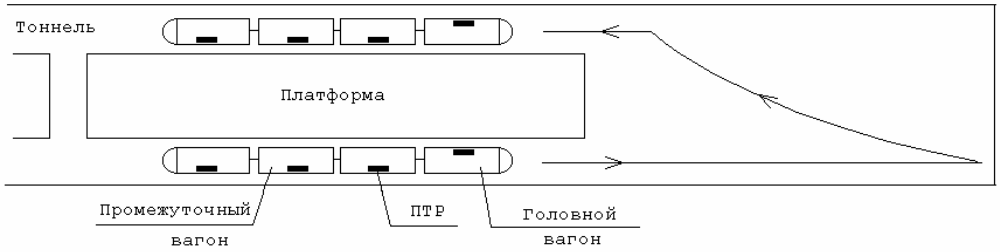


Рис. 1. Расположение пускотормозных резисторов метропоезда

лагаются с одной стороны, а резисторы четвертого вагона – с противоположной. При маневре метропоезда на конечной станции головной вагон становится хвостовым, т.е. меняется расположение ПТР относительно оси состава. Расположение секций ПТР приведено на рис. 1.

Указанные обстоятельства ограничивают число вариантов эффективной реализации системы удаления теплоизбытков.

На основе изучения конструкции вагонов и подплатформенного пространства станций метрополитена, а так же исходя из особенностей движения метропоездов и тепловыделений от них, авторами был предложен ряд вариантов построения системы удаления теплоизбытков от подвижного состава.

Технико-экономическое сравнение вариантов и выбор наиболее эффективного. При технико-экономическом анализе предложенных вариантов необходимо проводить их сравнение по стоимости, сроку окупаемости, энергоемкости, ремонтопригодности, надежности и массогабаритным показателям.

В результате экспертного сравнения установлено, что вариант «Перегон», представленный на рис. 2, имеет лучшие показатели сразу по нескольким критериям оценки. Указанный вариант позволяет в большей степени использовать теплоаккумулирующие способности грунтов, окружающих тоннели перегона, для поддержания требуемых параметров микроклимата тоннельного воздуха. В этом варианте секция ПТР помещается в теплоизолирующий корпус. В нижней части корпуса размещены две автоматические створки-воздухоприемники. При подходе к станции и во время стоянки створки корпуса закрыты, обеспечивая локализацию теплоизбытков. После окончания разгона поезда, при подходе к перегонной вентиляционной камере, система автоматического управления открывает створки, ПТР интенсивно охлаждаются набегающим воздушным потоком. Таким образом, тепло выделяется непосредственно вблизи места его скорейшего разбавления и выноса перегонными вентиляторами, а также его аккумуляции прилегающими к тоннелю грунтами, а не на станции.

Расчет температуры нагрева пускотормозных резисторов

При полной остановке поезда большая часть его кинетической энергии переходит в тепловую, которая выделяется на ПТР. Масса

Рис. 2. Требуемое расположение воздухозаборных устройств для эффективного удаления теплоизбытков ПТР

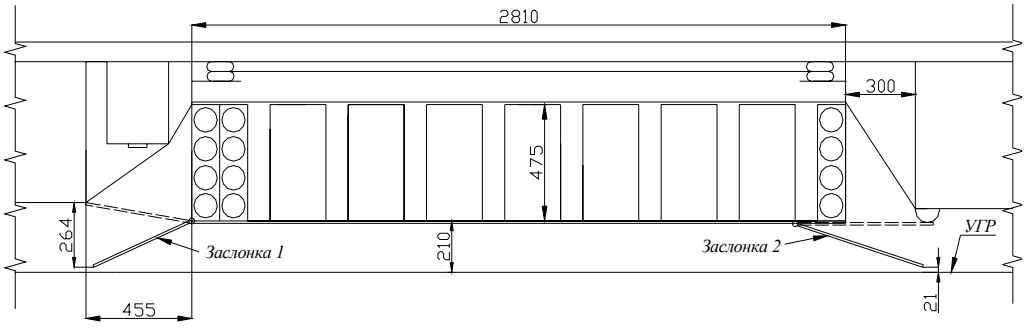


Рис. 3. Диапазон температуры ПТР при установившемся термодинамическом равновесии

четырехвагонного поезда при максимальной загрузке составляет 220800 кг. При этом кинетическая энергия поезда *Ек*, движущегося со скоростью *u* = 60 км/ч = =16.7 м/с, составляет:

$$E_k = \frac{m \cdot u^2}{2} = \frac{220800 \cdot 16.7^2}{2} = 30678934\,Дж$$

Тормозной путь поезда по данным эксплуатационных служб при начальной скорости 60 км/ч в зависимости от уклона путей составляет 157–194 м, в среднем – 175.5 м [3]. Поскольку по пути торможения выделение тепла происходит неравномерно и большая его часть выделяется непосредственно перед остановкой, для простоты расчета принимаем, что вся энергия на ПТР выделяется единовременно.

Масса нагревающегося элемента одной спирали блока ПТР метровагона составляет 5.4 кг. В блоке содержится 17 рядов ПТР по горизонтали и 4 ряда по вертикали (рис. 2). Масса нагревающихся элементов блоков четырехвагонного поезда:

$$M = 5.4 \cdot 17 \cdot 4 \cdot 4 = 1468.8\,кг$$

Начальная температура ПТР равна t_0 = =18 0С (средняя температура тоннельного воздуха), конечная температура t1 определяется по формуле [4]:

$$E_k = Q = c \cdot M\,(t1 - t0)$$

$$t1 = \frac{0.9 \cdot Q}{c \cdot M} + t0 = \frac{0.9 \cdot 30678934}{500 \cdot 1468.6} + 18 = 55.6^0\,\text{C}$$

где *Q* – количество тепла, выделяющееся на ПТР, Дж; *c* – теплоемкость материала ПТР, Дж/(кг·^{0}С); 0.9 – коэффициент, учитывающий потери теплоты на других элементах конструкции.

Расчет коэффициента теплоотдачи ПТР

Коэффициент теплоотдачи ПТР зависит от скорости обтекания спиралей ПТР воздухом. Температура омывающего воздуха 18 ^{0}С, температура ПТР составляет 55.6 ^{0}С. Скорость омывания ПТР u_0 на 8 % ниже скорости воздуха в зазоре *из* между поездом и стенкой тоннеля (за счет увеличения площади поперечного сечения зазора) и зависит от скорости движения поезда [1].

$$u_з = 0.84 \cdot \sqrt{(0.164 \cdot u)^4} = 8.54\,м/с$$

где *u* – скорость поезда, м/с.

При *u* = 60 км/ч = 16,7 м/с, u_0 составляет:

$$u_0 = 0.92 \cdot 0.84 \cdot \sqrt{(0.164 \cdot 16.7)^4} = 7.9\,м/с$$

При значении скорости u_0 = 7.9 м/с, Re = 5.4·106 > 0.5·105, поэтому расчет коэффициента теплоотдачи проводится для турбулентного потока. Для воздуха зависимость среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме течения в пограничном слое имеет вид [4]:

$$Nu_x = 0.032 \cdot \text{Re}_x^{0.8} = 0.032 \cdot (0.5 \cdot 10^6)^{0.8} = 191.6$$

где *Nux* – число Нуссельта; Rex – число Рейнольдса для потока, омывающего витки спирали ПТР;

$$\text{Re}_x = \frac{u_з \cdot x}{v} = \frac{7.9 \cdot 0.1}{15 \cdot 10^{-6}} = 0.5 \cdot 10^6$$

где *x* – характерный размер витка спирали ПТР по длине потока, 0.1 м.

Коэффициент теплоотдачи α:

$$\alpha = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{x} = \frac{191.6 \cdot 0.0259}{0.1} = 49.6\,\frac{Вт}{м^{2\cdot 0}\,C}$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·^{0}С).

Полученный коэффициент α справедлив для параметров первого ряда труб по направлению движения воздуха. При омывании труб в пучке турбулизация потока усиливается и достигает максимального и постоянного значения на третьем ряде труб. В ПТР несущие трубы расположены в коридорном порядке, следовательно, для первого ряда $\alpha = \alpha 1$ составит 60 % от $\alpha 3$, для

Таблица 1

Результаты расчета коэффициента теплоотдачи для различной скорости омывания ПТР

Скорость омывания, *из*, м/с	**Средний коэффициент теплоотдачи, $\alpha_{ср}$, Вт/(м$^{2\cdot 0}$С)**	**Время полного охлаждения ПТР, мин**
7.9(60 км/ч)	80.2	6.17
9	88.7	5.61
10	96.5	5.16
11	104.2	4.77
12	111.7	4.25
13	119.1	4.18
14	126.4	3.94
15	133.6	3.72
16	140.4	3.53

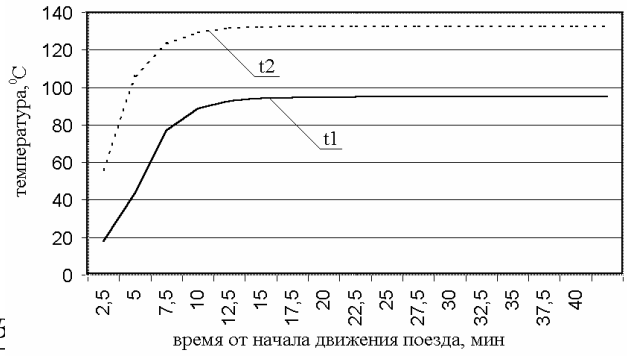
второго ряда $\alpha 2$ – 90 % от $\alpha 3$, для третьего и последующих рядов $\alpha 3$ [4], т.е.:

$\alpha 1$ = 49,6 Вт/(м^2.^{0}С) 1 ряд;
$\alpha 2$ = 74,4 Вт/(м^2.^{0}С) 2 ряд;
$\alpha 3$ = 82,6 Вт/(м^2.^{0}С) 3-17 ряды.

Средний коэффициент теплоотдачи в пучке:

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha 1 + \alpha 3 + \alpha 3 \cdot 15}{17} =$$

$$= \frac{49.6 + 74.4 + 82.6 \cdot 15}{17} = 80.2 \frac{Б}{м^2 \cdot ^0 C}$$



Площадь поверхности теплоотдачи с одной спирали ПТР при ее внешнем диаметре 0,1 м составляет 0,000707 м^2. Площадь теплоотдающей поверхности блока ПТР каждого вагона поезда F = 6.15 м^2.

Тепловой поток с поверхности теплообмена ПТР составляет:

$$q = \alpha_{ср} \cdot F \cdot (t1 - t0) =$$

$$= 80.2 \cdot 6.15 \cdot (55.6 - 18) \cdot 4 = 74181{,}8 \ \frac{Дж}{с}$$

Время остывания ПТР до начальной температуры $\tau 1$ составит:

$$\tau 1 = \frac{Q}{q} = \frac{0.9 \cdot 30678934}{74181{,}8} = 370 с = 6.17 \ мин$$

Проведенные исследования показали, что время остывания ПТР до начальной температуры значительно превышает время движения поезда между станциями по перегону. Указанное обстоятельство объясняется недостаточной скоростью обтекания ПТР воздушным потоком. Сокращение времени остывания ПТР возможно, например, путем увеличения скорости их обтекания за счет изменения конструкции подвагонного пространства (см. рис. 2).

Оценка параметров теплопередачи в ПТР

При использовании рекомендуемой методики организации распределения теплоизбытков от поездов, теплопередача с ПТР осуществляется только при движении поезда на участке тоннеля от станции до перегонной венткамеры. Согласно эксплуатационным данным, при скорости движения поезда 60 км/ч,

Таблица 2
Диапазоны температур на ПТР при работе СУТ

Циклы торможения	t1, ^{0}С	t2, ^{0}С	QП, Дж	QН, Дж	Время с начала движения поезда, мин.
1	18	55.6	9063840	18547260	2.5
2	43.25	106.11	21240783	6370317	5
3	77.18	123.461	25423125	2187975	7.5
4	88.83	129.41	26859609	751490.7	10
5	92.84	131.46	27352990	258110.1	12.5
6	94.21	132.16	27522448	88651.53	15
7	94.68	132.40	27580651	30448.61	17.5
8	94.84	132.48	27600642	10458	20
9	94.90	132.5	27607508	3591.948	22.5
10	94.92	132.52	27609866	1233.705	25
11	94.93	132.53	27610676	423.7334	27.5
12	94.93	132.53	27610954	145.5372	30
13	94.93	132.53	27611050	49.98679	32.5
14	94.93	132.53	27611083	17.16867	35
15	94.93	132.53	27611094	5.896819	37.5
16	94.93	132.53	27611098	2.025345	40

это время составляет от 60 до 90 с, для большинства перегонов – 70 с. За это время все тепло со спиралей ПТР должно перейти к тоннельному воздуху. При несоблюдении этого условия будет происходить постепенный перегрев спиралей. Расчеты необходимого времени для остывания ПТР до первоначальной температуры приведены в табл. 1. Это время обратно пропорционально скорости воздуха, омывающего ПТР. В пункте 1 табл. 1 приведена естественная скорость омывания ПТР при движении поезда 70 км/ч, при которой время охлаждения ПТР составляет 6.17 мин, что значительно превышает указанное выше среднее время 70 с. Наибольшая скорость, которую можно получить при омывании ПТР воздушным потоком, составляет 16 м/с. Она ограничена конструктивными параметрами подвагонного пространства и требует установки воздухозаборных устройств (рис. 2). При этой скорости время остывания снижается до 3.53 мин, что также превышает 70 с.

Таким образом, не все количество тепла, выделяющееся на ПТР, передается тоннельному воздуху за время движения поезда от станции до перегонной венткамеры. Для расчета диапазона температур ПТР (нагрев – остывание), необходимо определить равновесное термодинамическое состояние и время его наступления. Результаты этих расчетов приведены в табл. 2 и на рис. 3. Расчет проведен для каждого цикла торможения поезда, начиная от начала его движения. В табл. 2 температура ПТР после охлаждения его воздушным потоком обозначена как t1, температура ПТР после выделения в нем тепла при торможении обозначена как t2. Начальная температура ПТР (t1 первого цикла) равна температуре тоннельного воздуха 18 ^{0}C.

Количество тепла, переданное тоннельному воздуху за время охлаждения ПТР обозначено как QП; тепло, накопленное на ПТР и повышающее их температуру – как QH, единицы измерения количества тепла – Дж. Время одного цикла в расчете составляет 2.5 мин. Термодинамическое равновесие наблюдается при QH стремящемся к нулю. Согласно проведенным расчетам, диапазон рабочей температуры ПТР устанавливается равным 94.9–132.5 ^{0}C. Это происходит к 9-му циклу, т.е. примерно через 22.5 мин от начала движения поезда.

Таким образом, определен диапазон рабочих температур ПТР, достигаемый при рекомендуемой схеме управления удалением теплоизбытков. Этот диапазон находится в пределах допустимых для ПТР значений. На основе расчета определены значения пороговой и аварийной температуры для САУ: соответственно 150 и 175 ^{0}C.

Функциональная схема системы удаления теплоизбытков

Функциональная схема системы управления удалением теплоизбытков (СУТ) представлена на рис. 4.

Открытие или закрытие заслонок-воздухозаборников осуществляется электродвигателем посредством двух редукторов. Редуктор 1 и Заслонка 1 расположены непосредственно около электродвигателя. Для передачи вращающего момента ко второй заслонке служит трансмиссионный вал, в средней части которого расположены колодки тормозного устройства. Сжатие колодок осуществляет гидравлический толкатель тормоза. Пускатель гидротолкателя при наличии на входе команды «**Тнал**» подключает электромагнит гидротолкателя к питающей сети. Электромагнит втягивает сердечник, являющийся поршнем цилиндра с трансформаторным маслом. Выходной конец сердечника соединен с тормозными колод-

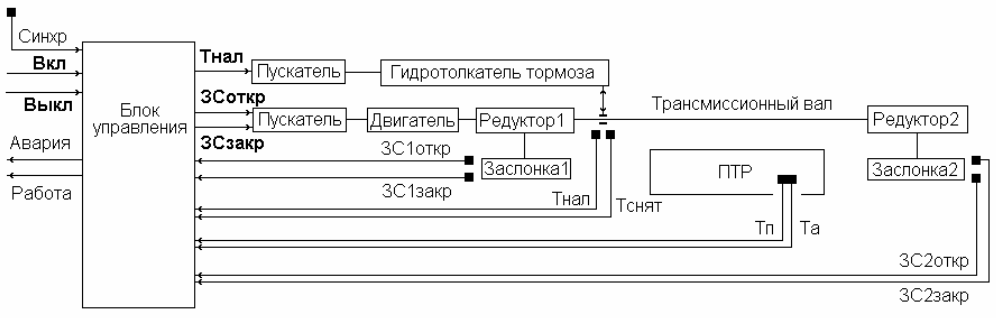


Рис. 4. Функциональная схема системы управления удалением теплоизбытков

ками, осуществляя их сжатие. На трансмиссионный вал накладывается тормоз. При снятии сигнала «Тнал» сердечник отпадает и вал растормаживается.

Для подключения двигателя заслонок к сети имеется реверсивный пускатель, который при поступлении команд «**ЗСоткр**» или «**ЗСзакр**» осуществляет подключение той или иной последовательности фаз к электродвигателю, обеспечивая открытие или закрытие заслонок.

Крайние положения заслонок (открыто, закрыто) контролируются концевыми выключателями. Снятие или наложение тормоза так же контролируется соответствующими концевыми выключателями. В блоке пускотормозных резисторов установлен датчик температуры, выдающий сигнал «Тп» при достижении температурой ПТР порогового значения (150 ^{0}C), либо сигнал «Та» при достижении аварийного значения температуры (175 ^{0}C). Сигналы от концевых выключателей и датчика температуры поступают в блок управления.

Включение и отключение блока управления осуществляется внешними командами от машиниста поезда. При нормальной работе системы СУТ машинисту выдается сигнал «Работа», при возникновении в системе аварийной ситуации – сигнал «Авария».

В блоке управления запрограммирован временной график открывания и закрывания заслонок. Синхронизация временного графика с местоположением поезда происходит на конечных станциях при поступлении сигнала «Синхр» от путевого выключателя.

Заключение

1. Впервые для данного класса моделей получено математическое описание процесса удаления тепла, выделяющегося в пускотормозных резисторах подвижного состава метрополитена при разгоне и торможении. Математическая модель учитывает изменение коэффициента теплоотдачи при различных скоростях движения поезда и накопление выделяющейся теплоты, позволяющее определить параметры термодинамического равновесия системы.

2. Впервые проведен анализ различных вариантов построения системы удаления теплоизбытков от ходовой части подвижного состава одновременно по нескольким критериям оценки.

3. Разработаны технологические алгоритмы управления тепловыделением пускотормозных резисторов подвижного состава, обеспечивающие эффективную локализацию теплоизбытков на станциях и их удаление на перегонах средствами тоннельной вентиляции, а также даны рекомендации по использованию алгоритмов управления и регулирования теплового режима тоннелей и станций метрополитена.

4. Применение разработанных математических моделей и алгоритмов управления позволит снизить расход электроэнергии на проветривание на 9–12 %, улучшит условия эксплуатации тягового электрооборудования метропоезда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Цодиков В.Я.* Вентиляция и теплоснабжение метрополитенов. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Недра, 1975. - 568 с.
2. Пособие по изучению электрических цепей, электромагнитных реле и тяговых двигателей метрополитена. Ленинград. Изд-во «Транспорт», 1978. - 215 с.
3. Правила технической эксплуатации метрополитенов Российской Федерации. Санкт-Петербург. Изд-во «Транспорт», 1995. - 138 с.
4. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.

Коротко об авторах

Зедгенизов Д.В., Лугин И.В. – Институт горного дела СО РАН, г. Новосибирск.

© Ю.А. Лагунова, 2005

УДК 622.73

Ю.А. Лагунова

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ СОГЛАСОВАНИЕ МАШИН РУДОПОДГОТОВИТЕЛЬНОГО ПЕРЕДЕЛА: ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АСПЕКТ

Семинар № 17

Рудоподготовительный передел характеризуется низкой эффективностью рабочих процессов ввиду больших энергозатрат и значительного расхода футеровок, мелющих тел и др. материалов. Так, удельные расходы (на 1 т руды) электроэнергии и футеровочной стали составляют для рудоподготовительного передела 30–40 кВт·ч/т и 0,2–0,3 кг/т. При этом основная доля энергетических и материальных затрат (до 80–90 %) приходится на долю измельчительного передела.

Проблема 3повышения эффективности рудоподготовки решается в настоящее время за счет снижения крупности продукта дробильного передела и, соответственно, крупности питания мельниц первой стадии измельчения. Результат может быть достигнут несколькими способами – создание дробилок с минимальным размером разгрузочной щели на закрытой стороне (до 5 мм) и, соответственно, с уменьшенной крупностью питания, т.е. введение дополнительной, четвертой стадии дробления; разработка дробилок с форсированным режимом дробления [1], обеспечивающих более высокую степень дробления, и использование замкнутых циклов на третьей стадии дробления.

На дробильных фабриках применяется, в основном, первый способ при установке конусных дробилок тонкого дробления типа КМДТ.

Однако, на наш взгляд, рассмотренные подходы к решению данной проблемы приведут лишь к перераспределению энергозатрат между дробильным и измельчительными переделами и не обеспечат существенного снижения общих энергозатрат.

Способом повышения эффективности рудоподготовки является разработка дробильно-измельчительных агрегатов (ДИА), реализующих менее энергоемкие рабочие процессы и обеспечивающих высокую степень диспергации материала [2].

Предварительный выбор параметров ДИА может быть выполнен на основе технологического согласования машин рудоподготовительного передела. В таблbwt приведены параметры основных типов оборудования конусных дробилок и шаровых мельниц.

Анализ параметров оборудования показывает:

согласование по производительности указанного оборудования определяется из соотношения 1:(7-20):28;

эффективность дробления и измельчения резко уменьшается при снижении крупности продукта диспергации, а удельные энергозатраты при этом возрастают. Для барабанных мельниц увеличение энергозатрат обусловливается еще и малым КПД ввиду потерь энергии на преодоление сил внутреннего трения шаровой загрузки (при соударении шаров);

Характеристика оборудования

Параметры	**ККД-1500/180**	**КМД-2200Т**	**МШР-40х50**
Мощность привода N, кВт	400	280	1600
Расчетная производительность Q, $м^3$/ч	1450	75-220	103х (52хх)
Эффективность дробления (измельчения) Q/N, т/(кВт·ч)	7,25+	0,54-1,6х	0,064(0,033)
Удельные энергозатраты N/Q, кВт·ч/т	0,14	1,9-0,64	16 (31)
Рабочий объем V, м3	40	0,22	55
Удельная мощность N/V, кВт/м3	10	1300	29

х - производительность по руде, т/ч;

хх – производительность по вновь образованному расчетному классу - 0,074 мм, т/ч;

\+ - расчетная плотность 2 $т/м^3$.

удельная мощность барабанной мельницы (или энерговооруженность) находится на уровне удельной мощности дробилки крупного дробления и не соответствует величине удельной мощности, потребляемой при диспергации мелких кусков и частиц руды.

Таким образом, повышение эффективности измельчительного оборудования может быть достигнуто как за счет роста энерговооруженности (удельной мощности) оборудования, так и за счет снижения энергоемкости рабочего процесса и увеличения КПД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Осадчий А.М.* О направлениях совершенствования конусных дробилок ОАО Уралмаш.- Сб. трудов научно-технической конференции.- Екатеринбург, 2000.- 51-56 с.

2. *Лагунова Ю.А., Покрышкина К.В.* Выбор параметров дробильно-измельчительных агрегатов / Изв. вузов. Горный журнал.- № 5.- 2002.- С. 93-95.

Коротко об авторах

Лагунова Ю.А. – доцент УГГГА.

© А.П. Комиссаров, 2005

УДК 622.271

А.П. Комиссаров

ОБ ЭНЕРГОЕМКОСТИ И ЭНЕРГОПОГЛОЩЕНИИ ПРИ ЭКСКАВАЦИИ ГОРНОЙ ПОРОДЫ ОДНОКОВШОВЫМИ ЭКСКАВАТОРАМИ

Семинар № 17

В отличие от энергоемкости рабочего процесса [1] под энергопоглощением понимается "часть энергии, которая идет на совершенствование необходимой по технологии полезной работы и как бы поглощается единицей веса горной породы" [2].

Из данного определения следует, что энергопоглощение ***Э*** (если энергию относить к объему горной породы) является частью энергоемкости рабочего процесса ***а*** и их отношение может рассматриваться как коэффициент полезного действия

Э = Апс / V;

а = Адв / V;

η = Э / а = Апс / Адв = (Адв – Анпс) / Адв,

где Апс, Анпс – соответственно работа производственных (технологических) и непроизводственных сил сопротивления; Адв – работа движущих сил; V – объем горной породы.

Как известно [3], силами непроизводственных (вредных) сопротивлений являются силы сопротивления, на преодоление которых затрачивается дополнительная работа сверх той, которая необходима для преодоления производственного сопротивления (например, силы трения в подшипниках, в зубчатых передачах и т.д.).

При работе одноковшовых экскаваторов характер действия внешних сил изменяется в зависимости от этапа движения. Так, при копа-

нии одноковшовыми экскаваторами типа ЭКГ силой производственного (технологического) сопротивления является сила сопротивления копанию (касательная Р01 и нормальная Р02 составляющие). В этом случае при подъеме элементов рабочего оборудования (ковша и рукояти) силы тяжести ковша и рукояти, а также вес породы в ковше оказываются силами непроизводственного сопротивления. При экскавации горной породы гидравлическими экскаваторами типа ЭГ (при внедрении ковша в развал породы) ввиду горизонтальной траектории движения ковша работа сил тяжести элементов рабочего оборудования практически равна нулю.

Выражения для энергоемкости и энергопоглощения имеют вид:

при копании

$ак = Nуст \cdot тк / (Е \cdot Кэ)$

$Эк = P01 \cdot Lк / (Е \cdot Кэ)$

при внедрении

$fr = Necn \cdot (tdy+tgjd) \mid (T \cdot R')$

$Эвн = (Рвн \cdot Lвн + Рпов \cdot Lпов) / (Е \cdot Кэ)$,

где *Nуст* – установленная мощность привода; Е – вместимость ковша; tк, *tвн, tпов* – соответственно длительность копания, внедрения и поворота ковша (выламывания породы). При совмещенной схеме работы *tпов=0;* Кэ – коэффициент экскавации;*Р01,Рвн, Рпов* – соответственно, усилие копания, внедрения и выламывания; *Lк, Lвн, Lпов* – соответственно, длина копания, внедрения и выламывания.

Подставляя в выражение для Эк зависимости для определения касательной составляющей сопротивления копанию и вместимости ковша из условия его наполнения, получим

Эк = К1,

где К1 – удельное сопротивление копанию.

По аналогии Эвн = Квн.

Расчеты по зависимостям показывают, что энергоемкость копания превышает энергопоглощение в 2,5…3 раза за счет превышения сил тяжести рабочего оборудования и веса породы в ковше по отношению к касательной составляющей сопротивления копанию.

Выводы:

- энергопоглощение при экскавации горной породы адекватно удельному сопротивлению копанию или внедрению;
- ввиду нерационального принципа работы гидравлического экскаватора с погрузочным рабочим оборудованием (выдавливание породы из массива) энергопоглощение при внедрении существенно возрастает;
- снижение энергоемкости процесса внедрения достигается при применении схем рабочего оборудования с параллелограммами [4], обеспечивающих уменьшение величины регенерируемой гидравлической энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Подэрни Р.Ю.* Горные машины и комплексы для открытых работ: Учебное пособие.- В 2-х т.- Т.1.- 4-е изд., стер.- М.: Издательство МГТУ, 2001.- 422 с.

2. *Анистратов Ю.И.* Эффективность безвзрывных технологий разработки крепких горных пород на карьерах. / Горная промышленность, 1997.- № 2.- С. 20-23.

3. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин.- М.: Наука, 1988.- 640 с.

4. *Штейнцайг В.М.* Забойное карьерное гидрофицированное оборудование. Разработка месторождений твердых полезных ископаемых (Итоги науки и техники).- М., 1986.- т. 35.

Коротко об авторах

Комиссаров А.П. – доцент Уральской государственной горно-геологической академии.