© Е. Антоняк, 2008

УДК 621.867.2

Е. Антоняк

МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ТОРМОЖЕНИЯ В ГОРНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРАХ

Семинар № 20

1. Тормозные системы для ленточных конвейеров

Механические системы торможения ленточных конвейеров должны обеспечивать:

- остановку конвейера в заданное время с соответствующим замедлением в случае аварийного отключения питания электродвигателей;
- удержание ленты остановленного наклонного конвейера;
- поддержание необходимой величины тормозного момента на последнем этапе рабочей остановки конвейера, когда снижается эффективность электрического торможения (ниже 10 % номинальной скорости конвейера).

Создаваемый тормозами суммарный момент торможения должен отвечать следующим условиям:

- не превышать допустимых динамических нагрузок в приводных узлах и конвейерной ленте;
- обеспечивать отсутствие скольжения ленты на приводных барабанах, как для загруженного, так и для порожнего конвейера;
- сохранять достаточную продольную устойчивость ленты;
- препятствовать завалу перегрузочных пунктов;
- особые требования предъявляются к системам торможения конвейеров, работающих по падению (бремсберговых конвейеров).

В Польше на ленточных конвейерах применяются автоматические двухколодочные радиальные тормоза типа АНН серии 200 или горные тормоза типа AHG серии 200 с нормальными электрогидравлическими размыкателями тормозов типа ZE 800, 1250 или 1500 во взрывобезопасном исполнении типа ExZE 800, 1250 1500, фирмы EMA-ELFA ООО г. Остжешув.

Все большое применение находят дисково-колодочные электрогидравлические осевые тормоза, устанавливаемые между редуктором и электродвигателем на одном из дисков муфты. Тормоза должны быть защищены от возможной течи масла, а фрикционные материалы колодок тормоза не должны во время трения выделять продукты износа (искры, горючие осколки и пр.), как источники пожара или возникновения токсичной атмосферы. Тормоза устанавливаются на всех приводных блоках конвейера. Аварийные тормоза могут устанавливаться на тормозных дисках, непосредственно связанных с приводным барабаном в высокомощных приводах порядка 2000 или 2500 кВт.

В подавляющем большинстве конструкций применяются нормально замкнутые колодочные исполнительные элементы (passiv brake), в которых усилие торможения создается пакетом тарельчатых пружин *1*, прижимающих поршень *2* и накладку *3* к тормозному диску. Сила реакции передается посредством регулировочной втулки *4* на корпус *5* (рис. 1).

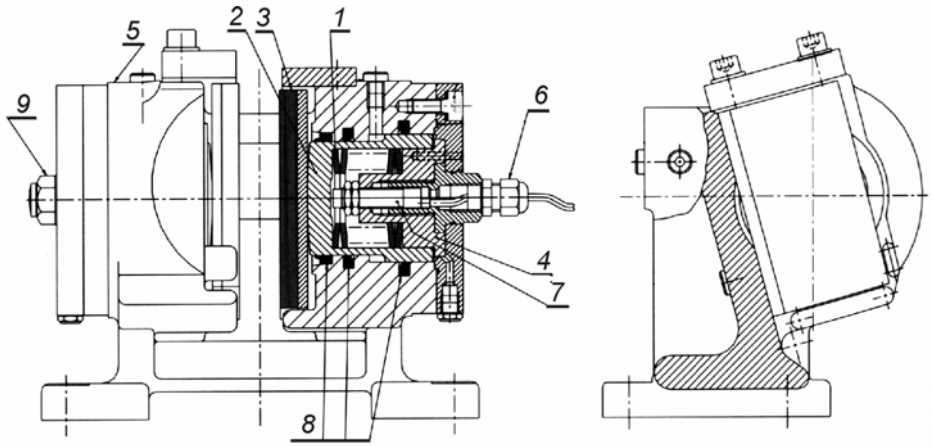

Рис. 1. Схема исполнительного элемента нормального замкнутого гидравлического дискового тормоза (Svendborg Brakes)

При подаче давления в исполнительный элемент происходит короткий ход поршня *2*, вызывающий сжатие пружин, отпуск тормозных колодок и освобождение тормозного диска. Тормоза могут быть оснащены указателями износа фрикционных футеровок *6* или же могут быть без этого указателя. Для регулировки зазора служит винт *7*.

Растормаживание исполнительного элемента осуществляется путем подачи масла с соответствующим давлением. Количество масла в зависимости от конструкции тормоза составляет от 5 до 70 л на 1 мм зазора. После подачи сигнала на торможение такое же количество масла должно быть посредством усилия пружин удалено из исполнительного элемента. Время слива масла является временем срабатывания исполнительного элемента, которое, в зависимости от модификации тормоза, составляет от 0,05 до 0, 65 с. Кроме определения момента торможения необходимым является определение требуемой эквивалентной мощности тормоза во время аварийного торможения конвейера, которая не должна превышать допустимую мощность, что следует из необходимости отвода выделяемой теплоты.

Фирма Svendborg Brakes приводит в своих проспектах соответствующие формулы и диаграммы по расчету данных мощностей для тормозов серии Omega 200 и других. Точные формулы расчета колодочных и дисково-колодочных тормозов приведены в стандарте DIN15434. Применяя в дисковых тормозах до четырех исполнительных элементов с соответствующей гидравлической схемой, возможна реализация следующих вариантов изменения тор-мозного усилия (рис. 2): ускоренное наращивание усилия торможения *1* (постоянное усилие торможения), замедленное наращивание усилия торможения *2*, плавное наращивание усилия торможения *3*, а также двухступенчатое усилие торможения с заданным уровнем предварительного усилия *4*. Величина момента торможения и его время действия в данных тормозах контролируется и имеется возможность проведения установочных работ на месте.

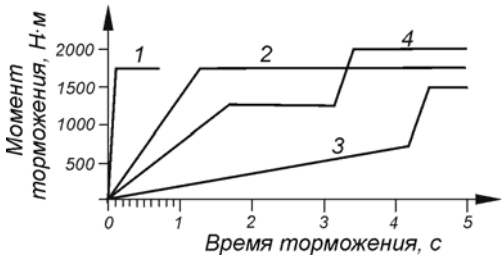

Рис. 2. График изменения момента торможения в функции времени торможения для различных установок агрегата питания и управления

В зависимости от изготовления (по Svendborg Brakes) серии тормозов типа Omega 200, 300, 400, 500 и 600 усилие торможения одной пары исполнительных элементов составляет от 1600 до 400 000 Н при рабочем давлении от 1,5 до 25 МПа.

Агрегаты питания и управления изготавливаются в базовом исполнении и специальном для системы Soft Braking Option (SOBO) фирмы Svendborg Brakes.

Командо-контроллер SOBO построен с использованием программируемого процессора. Имеются три версии командо-контроллера: SOBO V3, SOBO V4 и SOBO V5. Командо-контроллер системы SOBO V4 осуществляется также 25 дополнительных функций по мониторингу (например, максимального времени торможения, максимальной скорости пуска электродвигателя гидросистемы, температуры фрикционных колодок, давления масла и др.).

Ход управляемого и «плавного» торможения конвейера с использованием системы SOBO представлен на графике, рис. 3. На рис. кривая *1* соответствует плавному торможению полностью загруженного ленточного конвейера, кривая *2* – конвейера, загруженного наполовину и кривая *3* – порожнего конвейера.

Во время плавного торможения конвейера обороты привода измеряются при помощи датчика оборотов и сравниваются с их идеальным ходом, зафиксированным в командо-кон-троллере. Если обороты ниже требуемых, происходит снижение величины момента торможения и наоборот. Такой ход процесса торможения ленточного конвейера значительно ограничивает колебания и величину момента, нагружающего привод. Данная система является комбинацией гидравлического и электронного управления. Регулируемые дроссельные клапаны 20.1 и 21.1, а также аккумулятор А2 (рис. 4) составляют гидравлические элементы, создающие «плавное» торможение. Снижение гидравлического давления не происходит сразу же, так

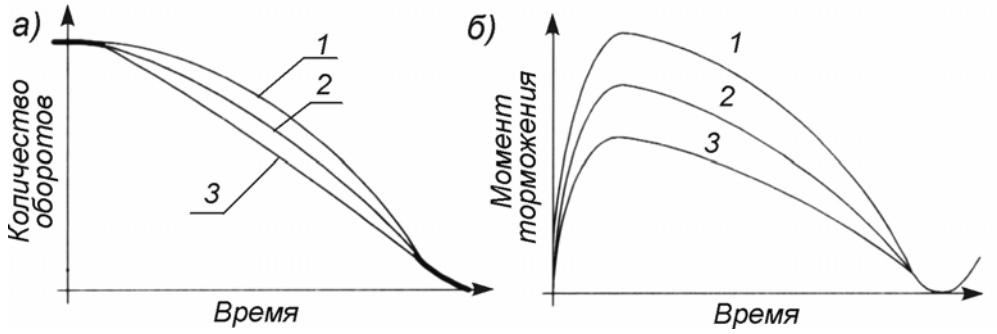

Рис. 3. Плавное торможение ленточного конвейера: *а* - изменение количества оборотов в функции времени, *б* - изменение момента торможения в функции времени

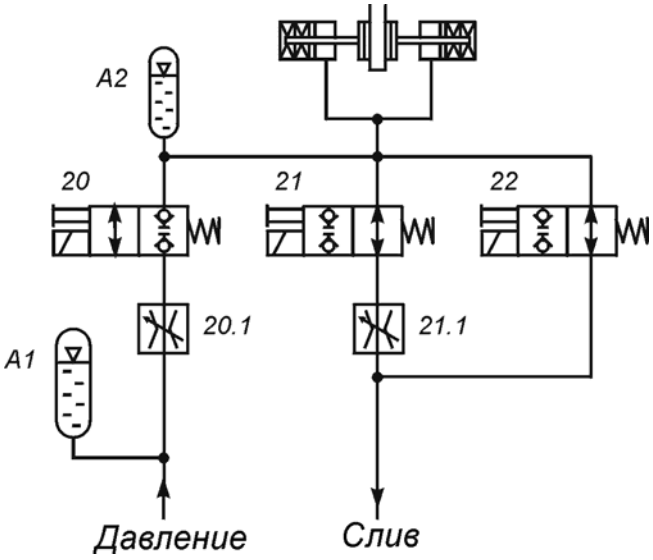

Рис. 4. Схема гидросистемы нормально замкнутого тормоза

как система SOBO посредственного аккумулятора А2 и дроссельного клапана 21.1 удерживает давление в цилиндре, замедляет слив масла в бак.

После получения сигнала торможения командо-контроллер системы SOBO начинает вводить в действие клапаны 20 и 21 с использованием широтно-импульсной модуляции. Данные клапаны работают с частотой включений/выключений в секунду. Изменяя величину отверстия дросселя включений и отключений можно управлять таким образом, чтобы момент соответствовал плавному торможению.

В результате широтно-импульсной модуляции момент торможения изменяется при регулированной последовательности, базирующейся на отклонениях в узких и широких полосах. Одной из функций командо-контроллера SOBO является определение функции отклонения полосы измене-ния момента торможения (рис. 5).

Полоса регулировки может быть «широкой» или «узкой», детерминирует модуляцию ширины, при этом измеряемые обороты привода располагаются по центру полосы. Величины примененных широтно-импульсных модуляций в «узкой» полосе представлены на диаграмме (рис. 5). После достижения оборотами привода условного нуля включается функция стояночного тормоза.

Фирма Svendborg установила на двух ленточных конвейерах 200-CV-2C и 300-CV-C4, работающих в меднорудном карьере Escondida, новую систему торможения с искусственным интеллектом, определяемую как «следящее торможение» (Shadow Braking).

Ленточный конвейер 200-CV-2C длиной 6227 и падением на 81 м, производительностью 8800 т/час, скоростью ленты 6,1 м/с с двумя приводными блоками с электродвигателями мощностью 2000 кВт был оснащен четырьмя исполнительными элементами рабочего тормоза типа BSFI 3025-S-200, каждый с момента 15500 Нм (рис. 6) и четырьмя исполнительными элементами аварийного тормоза каждый с момента 15500 Нм.

Система тормозов управляется двойной системой командо-контрол-лера SOBO V4 по схеме «следящего торможения». В нормальных условиях только первый командо-контроллер управляет последовательностью торможения. Когда обороты, измеряемые на выходном вале двигателя, войдут в полосу погрешности аварийных тормозов, тогда второй командо-контроллер включает контроль последовательностью тормо-

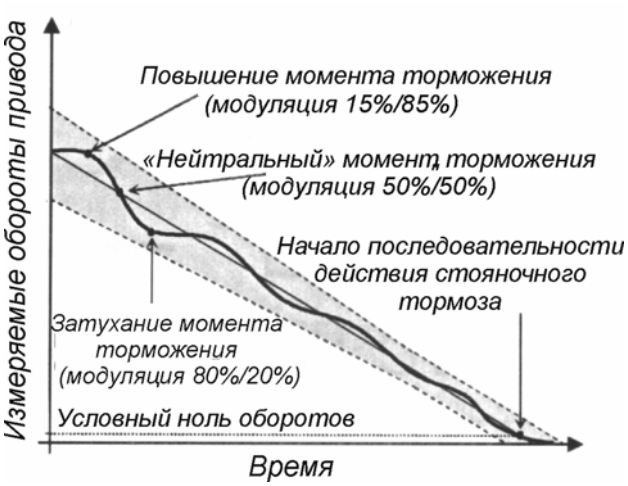

Рис. 5. Последовательность регулировки момента торможения с использованием командо-контроллера SOBO V4, для случая с «узким» отклонением полосы

жения ленточного конвейера. Как время рабочего торможения, так и время аварийного торможения составляет 75 с.

В случае перерыва подачи тока на приводы конвейера гидравлические системы питаются от батарей аккумуляторов напряжением 24 В.

Для повышения безопасности во время торможения конвейера в расчетах принимается пониженная величина коэффициента сопротивления движению ленты w.

В конвейерах, с переменными наклонами участков трассы, груз размещается только на наклонных участках с отрицательным перепадом высот, остальная часть трассы конвейера считается незагруженной.

2. Материалы фрикционных накладок колодок дисковых тормозов

Существенными элементами дискового тормоза является фрикционные накладки, непосредственно контактирующие со стальным или чугунным тормозным диском. От их фрикционных и термических свойств зависит эффективность торможения. Современные материалы, применяемые для изготовления накладок колодок дисковых тормозов должны иметь следующие свойства: устойчивый, высокий коэффициент трения скольжения в широком диапазоне температур и давлений (минимум 0,4), высокое сопротивление на износ, коррозию, а также на воздействие воды, масла и других веществ, низкий показатель терми-

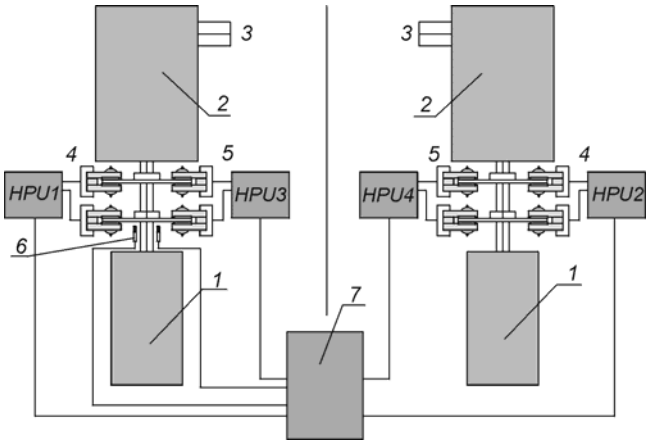

Рис. 6. Схема управления тормозами в ленточном конвейере 200-CV-2C (Escondida, Svendborg):
1 – приводной электродвигатель мощностью 2000 кВт, *2* – зубчатый редуктор, Flender, *3* – выходной вал, *4* – рабочие тормоза, *5* – аварийные тормоза, *6* – датчики оборотов, *7* – совместная система управления тормозами 2xSOBO V4, HPU- гидравлические элементы питания дисковых тормозов (Hydraulic Power Units)

Основные свойства не содержащих асбеста фрикционных накладок дисковых тормозов

Наименование фрикционной накладки	Коэффициент трения	Температура тормозного диска, С°		Расчетное давление МПа	Максимальная относительная скорость м/с
		Допускаемая постоянная	Максимальная		
COSID 131	0,40	250	300	0,12	40
COSID 236	0,38	250	500	0,12	40
COSID 463	0,38	300	400	0,20	30
MIKE 1203*	0,50	250	450	0,30	30
940 Becorit	> 0,40	300	450	0,15	50
Bremskerl 6481	0,35	250	450	0,25	20 до 30

• фрикционная накладка испытана в Институте Механизации Горного Дела Силезского Технического Университета

ческого расширения, отсутствия склонности к чрезмерному переносу материала с тормозного диска, высокую точку плавления и теплопроводность, устойчивость и равномерность изменения структуры и иных свойств поверхностного слоя в процессе эксплуатации. Накладки изготавливаются методом прессования в закрытых формах при установленной температуре и под давлением около 40 МПа. Твердая фрикционная накладка, состоящая из различных компонентов, должна выдерживать допустимое давление до 3 МПа. Расчетное давление из-за экстремальных тепловых условий в режиме аварийного торможения не должно превышать 1,2 МПа.

Широкое применение в дисковых тормозах транспортного оборудования нашли прессованные, жесткие фрикционные материалы, не содержащие асбеста, и связанные смесью синтетической резины и смолы, содержащие небольшое количество металла. Их основные данные приведены в таблице. Могут также применяться футеровки типа sintermetal, т. е. сплавы, содержащие Cu (60 ÷ 75%), Sn (5 ÷ 10%), Pb (6 ÷ 15%), Si (до 2%), Fe (до 10%), а также графит (5 ÷ 8%).

Фрикционные и термические характеристики прессованной тормозной накладки типа MIKE 1203, полученные во время испытаний в Институте механизации горного дела Силезского Технического Университета, представлены на рис. 7, *a, b* и *c*. Данный материал сохраняет устойчивый коэффициент трения в широком диапазоне давлений, скоростей и температур.

Термические условия работы дискового тормоза определяются такими факторами, как: расположение колодочных рабочих узлов на тормозном диске, общее число исполнительных узлов и расстояние между ними, толщина, диаметр и материалы тормозного диска, термические свойства фрикционной накладки, время остановки конвейера. Для стального диска величина удельной теплоемкости принимается равной 500 Дж/(кгК), коэффициент теплопроводности порядка 46 Вт/(мК), а для фрикционной накладки – 1150 Дж/(кгК) и 0,85 Вт/(мК).

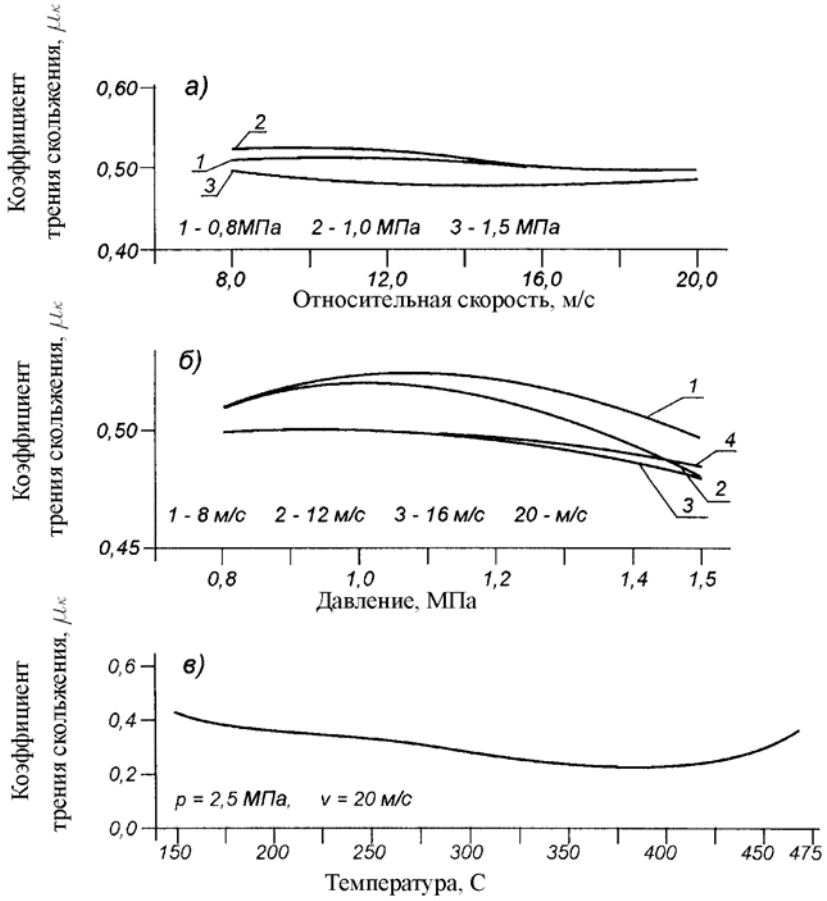

Рис. 7. Установленные лабораторным путем значения коэффициента трения скольжения фрикционного материала MIKE 1203 при взаимодействии со стальным диском: *а* – в зависимости от относительной скорости, *б* – в функции давления, *в* – в зависимости от температуры на поверхности трения

Для применяемых в настоящее время фрикционных материалов дисковых тормозов принимается, что максимальная расчетная емкостная температура тормозного диска не должна превышать 350 °С, допускаемая температура может моментами достигать 450 °С, а при аварийном торможении допускаемая температура горячих пятен на поверхности диска может достигать 700 °С.

Принимается, что удельный тепловой поток на поверхности дорожки торможения составляет около 1,5 МВт/м^2, а для фрикционной футеровки дисковых тормозов достигает 18 МВт/м^2. На рис. 8. показана определенная экспериментальным путем интенсивность износа материала фрикционной накладки I_z, выраженная в см^3/кВт час.

Во время испытаний режим торможения осуществлялся с постоянным замедлением до полной остановки, причем внешняя температура диска T_z и давление на поверхностях трения удержи-

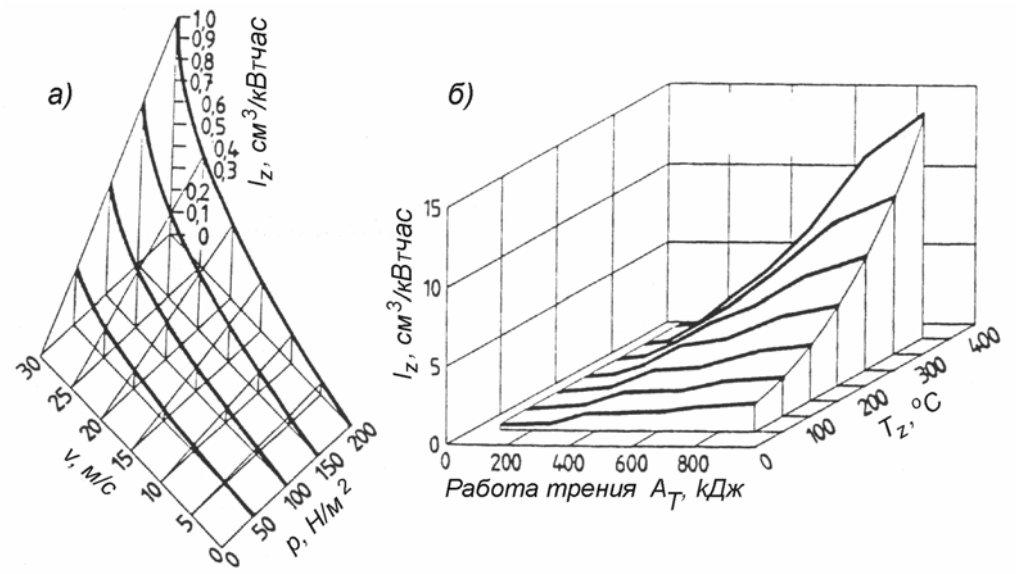

Рис. 8. Интенсивность износа, не содержащих асбеста, фрикционных накладок дискового тормоза: *а* – в функции начальной скорости торможения и давления; *б* – в функции работы трения и установившейся температуры нагрева диска

валась на принятом постоянном уровне. Если $T_z = const$, то интенсивность износа $I_z = f(p, \mu, v)$, где p - давление, μ - коэффициент трения, v - скорость, с которой начинается торможение, работа трения A_T, кДж.

Если долговечность фрикционной футеровки выразить в МДж поглощенной энергии (например, $9 \cdot 10^3$ МДж) а также приблизительно оценивать энергию дотормаживания конвейера, работающего по падению, приведенную в МДж на тормоз, то можно определить максимальное число торможений до момента замены футеровки. Некоторые фирмы относят долговечность к единице площади футеровки в МДж/см^2, то есть работы трения на площадь футеровки.

Выводы

1. Современные дисково-колодочные тормоза обеспечивают требования, предъявляемые к тормозным системам мощных ленточных конвейеров. Наиболее жесткие условия возникают в ленточных конвейерах, работающих по падению, где используются нормально замкнутые дисково-колодочные тормоза.

2. В последнее время дисково-колодочные тормоза ленточных конвейеров снабжаются системами управления с использованием искусственного интеллекта.

3. Современные фракционные материалы, не содержащие асбест, отвечают высоким эксплуатационным требованиям, однако для их правильного выбора необходимо проводить подробные механические и тепловые расчеты тормозов, а также расчеты по интенсивности износа материалов, выбранных для изготовления фрикционных накладок (например, по DIN 15434, части 1 и 2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Antoniak J.* Ленточные конвейеры в подземной горной промышленности и в карьерах. Издание 2. Издательство Pol. Sl. Gliwice 2006.
2. *Dietrich J.* Основы конструирования машин. Т. 3. PWN, Warszawa 1989.
3. *Scieszka F.S.* Фрикционные тормоза. Вопросы по материалам, конструкции и трибологии. Pol. Sl. Instytut Technologii Eksploatacji. Gliwice – Radom 1998. ГИАБ

Коротко об авторе

Ежи Антоняк – профессор, доктор технических наук, факультет горного дела и геологии Силезского технического университета.

Доклад рекомендован к опубликованию семинаром № 20 симпозиума «Неделя горняка-2007». Рецензент д-р техн. наук, проф. *В.И. Галкин.*

© С.А. Хачатрян, Е.Г. Булдакова, 2008

УДК 51.001.572

С.А. Хачатрян, Е.Г. Булдакова

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПЕРЕХОДНЫХ СОСТОЯНИЙ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-РАЗНОСТНЫХ УРАВНЕНИЙ

Семинар № 20

В теории надежности, в частности, процессы возникновения отказов и восстановления работоспособности элементов технических систем описываются методами теории массового обслуживания. В этом случае работа любой системы представляется в виде системы, на вход которой поступает в общем случае случайный поток требований (отказов) с заданной интенсивностью $\lambda(t)$. В зависимости от показателя обслуживания (восстановления) системы $\mu(t)$ и характера потока требований система с некоторыми вероятностями $P_0(t), P_1(t), \ldots P_n(t)$ может находиться в различных $n(n = 0, 1, 2, \ldots)$ возможных состояниях в любой момент

времени t, т.е. число состояний системы конечно. Сами вероятности $P_i(t)$ количественно характеризуют качество или эффективность «обслуживания» технических систем. Следовательно, процесс функционирования системы массового обслуживания представляет собой случайный процесс дискретного типа.

Если известно, что в начальный момент времени $t = t_0$ система находилась в состоянии i ($P_i(t) = 1; P_{i \neq j}(t) = 0, j = 0,1,2...i-1, i+1,...n)$), то за любой промежуток времени $(t_0, t_0 + t_1)$ априори ожидается новое распределение вероятностей $P_i(t = t_1)$, а в момент времени $t = t_2$ – распределение вероятностей $P_i(t = t_2)$, и так далее с вероятностями перехода в эти состояния равными $P_{i,k}(t_0, t_0 + t_k)$, $k = 0,1,2,...i$. Определение искомых вероятностей значительно упрощается, если поток отказов и процесс восстановления являются простейшими потоками [1].

Поток отказов сложных технических систем можно считать простейшим лишь с определенными допущениями, т.к. признаки простейшего потока в этом случае нарушаются в силу целого ряда причин.

Однако, если элементы сложной технической системы работают одновременно, их отказы имеют мгновенный характер, отказ любого одного элемента ведет к отказу всей системы, старение элементов отсутствует и процесс эксплуатации стабилизирован (период приработки закончен), то поток отказов элементов и всей системы можно считать простейшим [2].

Итак, когда поток требований является простейшим, а изменение времени обслуживания можно считать подчиненным экспоненциальному закону распределения, определение искомых вероятностей возможных состояний системы массового обслуживания $P_i(t)$ через переходные вероятности $P_{i,k}(t_0, t_0 + t) = P_{i,k}(t)$ основывается на применении математического аппарата марковских процессов.

В качестве примера технической системы рассмотрим конвейерную линию угольной шахты, модель перехода которой из одного состояния (работоспособного) в другое (отказ) и наоборот, строится на основе системы дифференциально-разностных уравнений. Вывод последних рассмотрим для случая восстановления (ремонта) приводов конвейера. Тогда случайные события перехода системы из одного состояния k – неработающих приводов к состоянию i $(i = 0,1,...k-1, k+1,...n)$ с учетом события: за время Δt система остается в прежнем состоянии, образует полную группу, т.е.

$\sum_{i=0}^{n} P_{ki}(\Delta t) = 1$. Или

$$P_{kk}(\Delta t) = 1 - P_{k0}(\Delta t) - P_{k1}(\Delta t) - ... - P_{kn}(\Delta t). \quad (1)$$

Очевидно, что все члены в правой части равенства (1), кроме $P_{k(k-1)}(\Delta t)$ и $P_{k(k+1)}(\Delta t)$, есть бесконечно малые величины более высокого порядка малости, чем Δt . Тогда как $P_{ki}(\Delta t)$ при $|i-k| \geq 2$ есть вероятность того, что за время Δt в обслуживающую систему поступят не менее двух вызовов (отказов) на ремонт приводов, а вероятность этого события можно считать равной нулю, т. е.

$P_{ki}(\Delta t) = 0(\Delta t)$, ($|i-k| \geq 2$).

Тогда равенство (1) можно записать в виде

$$P_{kk}(\Delta t) = 1 - P_{k(k-1)}(\Delta t) - P_{k(k+1)}(\Delta t) + 0(\Delta t). \quad (2)$$

Вычислим величину $P_{k(k-1)}$ - вероятность того, что за промежуток времени Δt из k ремонтируемых приводов освободится, по крайней мере, один из них. Вероятность того, что за время Δt привод не восстановлен равна $e^{-\mu\Delta t}$. С учетом того, что привод конвейера равно k, то вероятность того, что не будет отремонтирован ни один из них равна $e^{-\mu k\Delta t}$.

Следовательно, используя вероятность того, что за время Δt будет отремонтирован хотя бы один из приводов, равна

$$1 - e^{-\mu k\Delta t} = k\mu\Delta t + 0(\Delta t) \ (\Delta t \to 0).$$

Учитывая, что вероятность ремонта двух и более приводов за время Δt имеет порядок малости $0(\Delta t)$, то вероятность того, что за время Δt будет восстановлен точно один привод из k, равна

Необходимая вероятность $P_{k(k+1)}(\Delta t)$ с точностью до Δt равна

$$P_{k(k-1)} = k\mu\Delta t + 0(\Delta t) \ (0 \le k \le n).$$

Необходимая вероятность $P_{k(k+1)}(\Delta t)$ с точностью до Δt равна

$$P_{k(k+1)} = \lambda\Delta t + 0(\Delta t) \ (0 \le k \le n-1).$$

С учетом полученных выражений для $P_{k(k-1)}(\Delta t)$ и $P_{k(k+1)}(\Delta t)$ равенство (2) примет вид

$$P_{kk}(\Delta t) = 1 - \lambda\Delta t - k\mu\Delta t + 0(\Delta t)$$
$$(0 \le k \le n-1)$$

Аналогично из формулы (2) получим $P_{nn}(\Delta t)$ при условии, что $P_{n(n+1)}(\Delta t) = 0$ (переход от ремонтируемых приводов к $n+1$ восстанавливаемому приводу невозможен, т.к. всего n приводов по условию постановки задачи). Отсюда получим

$$P_{nn}(\Delta t) = 1 - n\mu\Delta t + 0(\Delta t).$$

После некоторых преобразований искомая система дифференциально-разностных уравнений примет вид

$$\begin{cases} P_0'(t) = -\lambda P_0(t) + \mu P_1(t) \\ ---------- \\ P_k'(t) = \lambda P_{k-1}(t) - (\lambda + k\mu)P_k(t) + (k+1)\mu P_{k+1}(t) \\ ---------- \\ P_n'(t) = \lambda P_{n-1}(t) - n\mu P_n(t) \end{cases} \quad (3)$$

Это система $n+1$ линейных однородных дифференциально-разностных уравнений относительно неизвестных функций $P_0(t), P_1(t), \ldots P_n(t)$.

Неизвестные функции $P_k(t)(k = 0,1,\ldots n)$ содержат произвольную постоянную, которая определяется из условия нормировки:

$$\sum_{i=0}^{n} P_k(t) = 1$$

(4) Если на практике нет необходимости иметь точные решения системы (3), то приближенное решение последней получают из системы вида

$$\begin{cases} -\lambda P_0 + \mu P_1 = 0 \\ ---------- \\ \lambda P_{k-1} - (\lambda + k\mu)P_k + (k+1)\mu P_{k+1} = 0 \\ ---------- \\ \lambda P_{n-1}(t) - n\mu P_n = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Система (5) получена из системы (3) на основе теоремы Маркова (по этой теореме существуют пределы вида $\lim_{t\to\infty} P_k(t) = P_k \quad 0 \le k \le n$) и является сис-

темой линейных однородных алгебраических уравнений относительно неизвестных вероятностей $P_0, P_1, \ldots P_n$.

Решение системы (5) имеет вид

$$P_k = \frac{P_0}{k!}\left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \quad (k = 1, 2, \ldots n) \qquad (6)$$

где $$P_0 = \frac{1}{\sum_{m=0}^{n} \frac{1}{m!}\left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^m} \qquad (7)$$

Таким образом, формулы (5) и (6), называемые формулами Эрланга, определяют решение поставленной задачи (в предельном случае при $t \to \infty$). На основе их можно вычислить основной критерий функционирования конвейерной системы (технической системы) – вероятность ее отказа. Так как очередное требование на ремонт не будет принято на обслуживание только в том случае, когда все приводы будут находиться в ремонте, т.е. если $k = n$. Поэтому вероятность отказа всей конвейерной системы (технической системы) равна

$$P_n = \frac{\left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \frac{1}{n!}}{\sum_{m=0}^{n} \frac{1}{m!}\left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^m} = \frac{\frac{\rho^n}{n!}}{\sum_{m=0}^{n} \frac{1}{m!}\rho^m}, \qquad (8)$$

где $\rho = \frac{\lambda}{\mu}$ - приведенная плотность потока требований на ремонт приводов(коэффициент неисправности обслуживаемой конвейерной системы).

Заметим, что несмотря на то, что только при допущении о показательном распределении времени ремонта элементов технической системы процесс $N(t)$ становится процессом Маркова и для этого случая получены формулы (6)-(8), тем не менее эти формулы справедливы также и при произвольном законе распределения времени ремонта (восстановления) элементов сложных технических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Венцель Е.С.* Обобщение уравнений Эрланга на случай системы массового обслуживания смешанного типа с ограниченным временем ожидания. – Морской сборник, №1, 1961.
2. *Калабро С.Р.* Принципы и практические вопросы надежности. - М.: машиностроение, 1966.
3. *Хачатрян С.А.* Основные методы повышения надежности эксплуатации конвейерных систем угольных шахт. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. С-Петербург. 2004. ГИАБ

Коротко об авторах

Хачатрян С.А. – доктор технических наук,
Булдакова Е.Г. – кандидат технических наук,
филиал СПГГИ (ТУ) "Воркутинский горный институт".

Доклад рекомендован к опубликованию семинаром № 20 симпозиума «Неделя горняка-2007».
Рецензент д-р техн. наук, проф. *В.И. Галкин.*