



КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ И ВЫБОРА ТОРМОЗОВ ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ

А.Д. Костромин, канд. техн. наук,

Н.И. Ивашков, канд. техн. наук,

НПП «Подъемтранссервис», Москва

Подробно рассмотрен процесс торможения при использовании наиболее распространенных нормально-замкнутых колодочных тормозов с разбиением его на четыре стадии. Применение этих закономерностей и критерия комплексной добротности тормоза позволяет более эффективно разрабатывать и выбирать тормозные системы в механизмах подъема и передвижения подъемно-транспортных машин.

Технический уровень подъемно-транспортного оборудования (безопасность, производительность, долговечность, эргономические показатели) во многом определяются величиной динамических нагрузок, возникающих при торможении и остановке применяемых машин. Существенную роль в динамике торможения играют тормозные системы, поглощающие в зависимости от схем управления от 5 до 100 % кинетической энергии, накопленной при перемещении груза, крана (или механизма) [1]. Тормоза являются элементом привода механизма и размещаются в большинстве случаев на валу приводного электродвигателя.

Характеристики процесса торможения и возникающие динамические нагрузки определяются не только тормозным устройством (величиной тормозного момента и характером его изменения во времени с момента отключения приводного электродвигателя), но и кинематической схемой привода механизма, а также внешними нагрузками.

Характер их комплексного влияния на параметры торможения виден при рассмотрении уравнения моментов приведенных к валу приводного электродвигателя

$$M_{зам} = M_T \pm M_{вс} = M_{ин} = (J_2 + J_M + J_d) d\omega / dt, \quad (1)$$

где $M_{зам}$ - затормаживающий момент,

M_T - тормозной момент;

$M_{вс}$ - момент от действия внешних сил, приведенный к валу электродвигателя привода;

$M_{ин}$ - момент сил инерции вращающихся и поступательных движущихся затормаживаемых масс, приведенных к валу двигателя;

J_d - суммарный момент инерции ротора двигателя, муфты, шкива тормоза и первой ступени редуктора;

J_2 - момент инерции груза, приведенный к валу двигателя;

J_M - момент инерции механизма (крана), приведенный к валу электродвигателя привода;

ω - угловая скорость вала электродвигателя механизма.

Торможение механизмов относится к переходным процессам, которые в теории кранового электропривода [2 - 7] подразделяются по значению ($\pm M_{вс}$), J_2 , J_d , J_M на два типа:

первый тип (механизмы подъема): $J_d \gg J_2$ ($J_d / J_2 \geq 5 - 20$);

второй тип (механизмы передвижения): $(J_M + J_2) \gg J_d$; $(J_M + J_2) / J_d = 10 - 30$.

Эти два типа механизмов отличаются техническими требованиями к тормозным устройствам (критериями оценки и выбора), обеспечивающими снижение динамических нагрузок [2 - 5, 8].

Прежде всего, тормоза выбираются по расчетным значениям тормозного момента M_T . Эти расчетные значения для механизмов подъема определяются по известным методикам [2, 4, 9] с соответствующим запасом торможения 1,25 - 2,5, в зависимости от приведенного к валу электродвигателя момента M_I и веса номинального груза. Расчетные значения тормозного момента для механизмов передвижения находятся, исходя из обеспечения необходимого замедления a_3 с выполнением условий по ограничению a_3 , требованиям технологии и эргономики [1, 9].

Для механизмов передвижения при работе грузоподъемных машин на открытом воздухе вышеуказанные ограничения могут быть обеспечены только применением тормозных систем с двухступенчатым торможением [1, 10 - 12]. Первая ступень (M_{T1}) предназначена для плавной остановки механизма передвижения при отсутствии ветра или при встречном ветре. Вторая ступень (M_{T2}) - для торможения и остановки при попутном ветре и уклоне. Выдержка между первой и второй ступенью $t_{T12} = 2 - 3$ с. Величина M_T определяется с соответствующим запасом из условия удерживания крана при ветровой нагрузке в нерабочем состоянии [9].

Дополнительные требования к тормозным системам вытекают из анализа процесса торможения.

Процесс торможения крановых механизмов (груза) тормозной системой принято рассматривать с момента одновременного отключения электродвигателя привода механизма и привода нормально-замкнутого тормоза.

Остановку движущегося механизма (груза) применительно к наиболее распространенным колодочным тормозам барабанного типа можно рассматривать состоящим из четырех стадий. **Первые** стадия запаздывания начала движения тормозных колодок к барабану (шкиву) и **вторая** стадия движения колодок (под действием силы замыкающей пружины тормоза и демпфирующим действием со стороны привода

тормоза) характеризуются по продолжительности временем t_3 и t_d .

В процессе движения колодок происходит накопление кинетической энергии колодок и рычагов тормоза. Чем меньше время движения, тем больше скорость колодок и соответственно их кинетическая энергия, определяющая силу удара колодок о шкив и величину динамических усилий. То есть для снижения динамических нагрузок необходимо увеличение t_d . Эта вторая стадия заканчивается началом контакта колодок со шкивом.

Общее время протекания первой и второй стадии принято называть временем срабатывания тормоза

$$t_{cp} = t_3 + t_d. \quad (2)$$

За время t_{cp} в механизмах подъема (при опускании груза) происходит увеличение скорости со значения v_0 (v_{max} при аварийном отключении питания, v_{on} при оперативном торможении) до v_2 , где

$$v_2 = v_0 + a_0 t_{cp}, \quad (3)$$

$$\text{здесь } a_0 = dv/dt = g(1 + J_d/J_c) = \text{const}. \quad (4)$$

При этом груз опускается на расстояние H_0 , которое принято называть свободной просадкой

$$H_0 = (v_0 + a_0 t_{cp}/2) t_{cp}. \quad (5)$$

Свободная просадка увеличивает общую просадку груза, то есть уменьшает точность его позиционирования и безопасность проведения операции посадки груза. Прямо пропорционально значению H_0 увеличивается кинетическая энергия груза и вращающихся звеньев кинематической цепи привода, которая требует, при дальнейшем торможении своего поглощения и рассеивания колодками и шкивом. То есть H_0 является одним из параметров процесса торможения, который определяет важное значение t_{cp} при выборе тормозов (и их привода) для механизмов подъема. Следовательно t_{cp} является основным параметром при проектировании, оценке и выборе тормоза для механизмов подъема.

В механизмах передвижения за время срабатывания выбег S_0 и скорость в конце второго этапа v_2 определяется зависимостями (3), (4), (5), в которых

$$a_0 = dv/dt \approx \pm P_{\text{вс}} / (m_c + m_{\text{мех}}) = \text{const}, \quad (6)$$

где $P_{\text{вс}}$ – нагрузка на механизм и груз внешних сил,

$m_c, m_{\text{мех}}$ – соответственно масса груза и механизма.

Третья стадия нарастания тормозного момента M (усилия P) от нуля (начало контакта колодок со шкивом) до полной величины тормозного момента M_T (при усилении нажатия колодок на шкив P_k) характеризуется временем t_{TI} .

Время нарастания тормозного момента t_{TI} является основным параметром тормоза, определяющим уровень динамических нагрузок во всех типах крановых механизмов. По данным обработки результатов экспериментальных исследований [1, 9], диапазон значений t_{TI} в зависимости от типа тормоза и демпфирующего усилия со стороны привода

тормоза, определяющими скорость подхода колодок к шкиву, находится в пределах от 0,002 - 1,0 с. Для качественной оценки в первом приближении можно принять допущение о линейном нарастании момента (усилия) от времени, то есть:

$$M = M_T t / t_{TI}; \quad P_M = P t / t_{TI}; \quad (7)$$

$$P = P_k t / t_{TI} \quad (8),$$

здесь P_M – затормаживающее усилие на звене, соединяющим привод с механизмом (канат с грузом).

Из теории электропривода [1, 6, 7, 13] известно, что для механизмов, у которых $(J_M + J_c) \gg J_d$, снижение динамических нагрузок при торможении обеспечивается не только ограничением величины тормозного момента $M_T < [M_T]$ или углового замедления $j_3 < [j_3]$, но также производной $dM/dt < [dM/dt]$ или так называемого «рывка». Он является, по существу, скоростью изменения ускорения. Ограничение «рывка» снижает ударные нагрузки при выборе зазоров в приводе механизмов [1, 14] уменьшает амплитуды колебательных процессов в его звеньях. Это существенно увеличивает срок службы механизмов и крана в целом, обеспечивает оптимальные условия для подъемно-транспортных операций, создает комфортные условия в кабине оператора (крановщика).

При линейном изменении момента в третьей стадии торможения от 0 до величины M_T замедление a_3 изменяется также линейно от 0 до $a_{3к}$.

Для механизмов подъема максимальное усилие в канате P_{max} с грузом веса Q в конце третьей стадии

$$P_{max} = Q(1 + a_{3к}/g); \quad a_{3к} = g(M_T/M_1 - 1)/(1 + J_d/J_c) \quad (9)$$

Для механизмов передвижения

$$a_{3к} = (P_T \pm P_{\text{вс}}) / (m_c + m_{\text{мех}}), \quad (10)$$

здесь P_T – приведенное к механизму усилие от M_T ,

$P_{\text{вс}}$ – внешние силы, действующие на механизм.

Значение «рывка» определяется зависимостью:

$$A_1 = (a_{3к} - a_0)/t_{TI} \quad (11)$$

Просадка груза (H_{TI}) и выбег механизма (S_{TI}) за время t_{cp} , скорость груза (механизма) v_{TI} в конце третьей стадии находятся из выражений

$$v_{TI} = v_2 + A t_{TI}^2/2, \quad (12)$$

$$H_{TI}(S_{TI}) = v_2 t_{TI} + a_0 t_{TI}^2/2 - A t_{TI}^3/6 \quad (13).$$

При линейном нарастании тормозного момента (усилия), приложенного к одномассовой системе (груз Q на канате или механизм P_T), создаваемую им динамическую нагрузку можно определять выражением

$$P_{max} = Q(1 + K_H), \quad P_{max} = P_T(1 + K_H) \quad (14),$$

где K_H – коэффициент нарастания нагрузки, который находится по зависимости $K_H = f(t_{cp}/\tau)$ [15] (см. рисунок),

здесь τ – период собственных колебаний системы (механизм или груз на канате).

Механизм передвижения мостов можно отнести к системам с относительно большим периодом собственных колебаний ($\tau = 0,2 - 0,8$ с).



Период колебаний груза на канате $\tau = 0,1 h$ [15], где h - высота подвеса груза в метрах.

В механизмах подъема с учетом характера нарастания нагрузки замедление $a_{зк}$ груза Q по выражению (9) увеличивается до значения $a_{зkd}$:

$$a_{зkd} = g [(1 + \kappa_H)M_T/M_1 - 1] / (1 + J_e/J_d). \quad (15)$$

Максимальное усилие в канате с учетом динамики торможения

$$P_{max} = Q (1 + a_{зkd}/g). \quad (16)$$

Для механизма передвижения крана с грузом

$$a_{зkd} = [(1 + \kappa_H)P_T \pm P_{oc}] / (m_e + m_{мех}). \quad (17)$$

Из выражений (10) и (17) следует, что при максимально возможном значении $\kappa_H = 1$, $a_{зkd}$ может в 2 раза превышать значение $a_{зк}$, то есть динамические нагрузки, вызванные "рывком", приводят к нарушению ограничений и требований технологии, безопасности, эргономики. "Рывок" приводит (при $\kappa_H = 1$) также к увеличению угла α отклонения груза от вертикали при торможении

$$\text{tg } \alpha = a_{зkd}/g \approx 2 a_{зк}/g. \quad (18)$$

Из вышеизложенного следует, что выбор тормозного устройства для механизмов передвижения по значениям тормозного момента (или допустимых значениях замедлений) необходимо дополнять требованием плавного торможения. То есть «плавность торможения» является основным параметром при выборе и оценке тормозов [1]:

$$P_T = 1 - \kappa_H. \quad (19)$$

При ступенчатом торможении

$$P_{TC} = 1 - \kappa_H P_C / P_T, \quad (20)$$

где P_C - затормаживающее усилие на первой ступени торможения.

Параметр P_T (P_{TC}) по существу определяет функциональную пригодность тормозной системы для механизмов передвижения. При $P_T \leq 0,6 - 0,7$ ($\kappa_H = 0,3 - 0,4$) тормоз является функционально непригодным для механизмов передвижения. Этот вывод подтвержден опытом эксплуатации крановых механизмов передвижения, в которых из-за неудовлетворительной динамики торможения, обслуживающий персонал вынужден распускать замыкающую пружину тормоза, а затормаживание механизма осуществлять режима-

ми противовключения электродвигателем привода механизма. Следствием ошибочного подхода при выборе тормозов является снижение производительности при проведении подъемно-транспортных работ, уменьшение ресурсных показателей, ухудшение условий труда, вынужденное нарушение правил техники безопасности, возникновение аварийных ситуаций с тяжелыми последствиями.

Данная проблема решается применением автоматических нормально замкнутых тормозов с регулируемым демпфирующим устройством плавного и ступенчатого торможения (типа ТКГ-160-1, ТКГ-200-1), рекомендованных РД24.090.102-01 «Основные требования безопасности и эксплуатации ветрозащитных систем мостовых и козловых кранов», как эффективное средство плавной остановки (увеличение P_{TC}) с постепенным возрастанием тормозного момента. Применение этих тормозов обеспечивает $t_{TI} = 1,0$ с и, как следствие, $P_{TC} = 0,85 - 0,97$, в то время как при использовании других известных тормозов (ТКТ-200, ТКП-200, ТКГ-160, 200) в механизмах передвижения $P_{TC} = 0 - 0,35$ ($t_{TI} = 0,002 - 0,2$ с) [1, 9].

Одним из параметров третьей стадии процесса торможения является коэффициент динамичности d :

$$d = P_{max} / P_K. \quad (21)$$

Он характеризует увеличение усилия нажатия колодок на тормозной шкив. Следствием ударного воздействия колодок является появление в приводе импульса высокочастотных (с периодом 0,004 - 0,008 с) быстрозатухающих колебаний с максимальным значением амплитуды ($P_{max} - P_K$) [9]. Этот импульс оказывает отрицательное влияние на привод механизма, а при возможных наложениях на низкочастотные колебания механизма (или груза на канате) ухудшает работу крана в целом.

Обработкой данных экспериментальных исследований [1, 9] установлено, что диапазону $t_{TI} = 0,002 - 0,004$ с ориентировочно соответствуют значения $d = 2,5 - 3,0$; при $t_{TI} = 0,006 - 0,01$ с $d = 2,0$; при $t_{TI} = 0,05$ с $d = 1,5$; при $t_{TI} = 0,1 - 0,2$ с $d = 1,25$; при $t_{TI} = 1,0$ с $d = 1,05$. Таким образом, наличие демпфирующего воздействия со стороны привода тормоза при движении колодок к шкиву (увеличение t_d и t_{TI}) одновременно с обеспечением плавности торможения существенно снижает значение d и его отрицательное влияние.

Четвертая стадия торможения для механизмов подъема характеризуется временем t_{T2} , просадкой груза H_{T2} :

$$t_{T2} = v_{TI}/a_{зк} \quad (22)$$

$$H_{T2} = v_{TI} t_{T2} - a_{зк} t_{T2}^2/2. \quad (23)$$

Общее время процесса торможения t_T :

$$t_T = t_3 + t_d + t_{TI} + t_{T2}. \quad (24)$$

Общая просадка груза

$$H = H_0 + H_{TI} + H_{T2}. \quad (25)$$

Для механизмов передвижения с тормозами ТКГ-160-1,

ТКГ-200-1 на первой ступени торможения действует тормозной момент $M_T = M_{T1} - M_{T12}$, в течение $t_{T12} = 2 - 3$ с [$A_{12} = (P_{T1} - P_{T2}) / t_{T1}$]. Затем следует этап плавного нарастания тормозного момента $M_T = M_{T12} - M_{Tmax}$, в течение $t_{T23} \approx 1$ с [$A_{23} = (P_{T2} - P_{T12}) / t_{T23}$].

На второй ступени торможения действует момент M_{Tmax} .

По описанной выше методике расчета в зависимости от значений и направления действия внешних сил определяются общее время торможения t_T и выбег S .

Полученные значения параметров процесса торможения и их взаимосвязь с параметрами тормоза позволяют осуществить оценку вариантов конструкции тормоза и его привода при проектировании, выбрать оптимальную тормозную систему при проектировании и модернизации механизмов и кранов. Критерием такой оценки является комплексная добротность тормоза [2 - 5, 8]:

$$D_{TK} = M_{Tmax} \epsilon_{max} K_{\phi n} / m_T, \quad (26)$$

где M_{Tmax} и m_T (масса тормоза) определяют массо-габаритные показатели,

ϵ_{max} - максимальный отход колодок определяет требования к ходу штока привода тормоза и запас отхода на допустимый износ колодок,

$K_{\phi n}$ - коэффициент функциональных параметров.

Для механизмов подъема

$$K_{\phi n} = f_1(M_T, t_z, t_d, v_0, J_z/J_d, t_{T1}, t_T, \kappa_H, d) = 1/a_{зkd} H_0 H d t_T. \quad (27)$$

Для механизмов передвижения

$$K_{\phi n} = f_1(M_{T1}, M_{T12}, M_{Tmax}, t_{T1}, t_{T12}, t_{T23}, a_{зkd}, \kappa_H, d) = \Pi_{TC} g / a_{зkd} S d t_T = (1 - \kappa_H) g / a_{зkd} S d t_T. \quad (28)$$

Литература

1. Костромин А.Д., Ивашков Н.И., Горобец Г.А. Теоретические основы и практические аспекты процессов торможения механизмов передвижения грузоподъемных машин. Подъемно-транспортное дело, 2007 г. № 1.
2. Ивашков Н.И., Костромин А.Д. Нормирование просадки груза в крановых механизмах. Подъемно-транспортное дело, 2007 г., № 3.

3. Костромин А.Д., Ивашков Н.И., Юнгер В.С. Совершенствование и критерии оценки колодочных тормозов с электромагнитным приводом. Тяжелое машиностроение 1998 г., № 3.

4. Костромин А.Д., Ивашков Н.И., Горобец Г.А. Критерии оценки направления развития колодочных тормозов с электрогидравлическими толкателями крановых механизмов подъема. Подъемно-транспортное дело, 2005 г., № 1.

5. Костромин А.Д., Надеев А.Ф. Комплексное решение проблем электропривода колодочных тормозов ТКП 100, 200/100, 200, 300/200, 300. Подъемно-транспортное дело, 1997 г., № 1.

6. Ключев В.И. Теория электропривода. Энергоатомиздат, Москва, 1985 г.

7. Яуре А.Г., Певзнер Е.М. Крановый электропривод. Справочник. Энергоатомиздат, Москва, 1988 г.

8. Ивашков Н.И., Изверский В.Р., Костромин А.Д., Юнгер В.С. Направления развития электропривода колодочных тормозов подъемно-транспортной техники. Тяжелое машиностроение 1995 г., № 12.

9. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. Машиностроение, 1976 г.

10. Дукельский А.И. Справочник по кранам т. 2, Ленинград, Машиностроение, 1973 г.

11. Костромин А.Д., Надеев А.Ф., Юнгер В.С., Ивашков Н.И., Вотинцев В.Г. Электрогидравлический толкатель. Патент РФ на изобретение № 2062910 от 27.06.96 г.

12. Костромин А.Д., Надеев А.Ф., Юнгер В.С., Ивашков Н.И., Изверский В.Р. Электрогидравлический толкатель. Свидетельство на полезную модель № 2847 РФ МКИ 15В 15/18 от 16.09.96 г.

13. Герасимьяк Р.П., Параил В.А. Электроприводы крановых механизмов. Энергия, Москва, 1970 г.

14. Костромин А.Д., Надеев А.Ф., Юнгер В.С. Электрогидравлический толкатель для привода колодочных тормозов. Патент РФ № 1610159, МКИ F 16 H 41 / 26 от 01.10.87.

15. Дукельский А.И. Справочник по кранам т. 1, Ленинград, Машиностроение, 1971 г. ▲

ПРИВОД ТОРМОЗОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ БЕЗОПАСНОСТЬ И СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

А.Д. Костромин, канд. техн. наук,

Н.И. Ивашков, канд. техн. наук,

НПП «Подъемтранссервис», Москва

Г.А. Горобец

ГНПУП «Электрические аппараты», г. Бендеры, Молдова

Рассмотрены электрогидравлический и электромагнитный приводы колодочных тормозов, их основные параметры и особенности, знание которых позволяет производить обоснованный выбор тормозного оборудования.