

## О ПРОЧНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТОРМОЗНЫХ ТЯГ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

В. С. УДУТ, Н. И. КЛЫКОВ

(Представлена кафедрой охраны труда и горного дела)

Поломка тормозных тяг шахтных подъемных машин неизбежно связана с частичным или полным отказом тормоза в самый ответственный момент подъемной операции: при нормальной и аварийной остановке машины. А это, в свою очередь, может надолго вывести из строя подъемную установку или привести к несчастному случаю.

Исследования причин поломок тормозных тяг на подъемных машинах Кузбасса показали, что в одних случаях разрушение тяг происходит ввиду образования трещин усталости, а в других случаях имеют место чрезмерные растягивающие или сжимающие усилия в тягах вследствие перекоса рычажной системы, наличия больших люфтов, зависания и срыва тормозного груза и т. д. В некоторых случаях отдельные тяги рычажной системы получали пластическое удлинение, что в свою очередь приводило к перекосу тормозных колодок и даже к поломке тормозных сегментов.<sup>1</sup>

Ввиду того, что на прочность тормозных тяг в значительной степени влияют эксплуатационные факторы, предлагается при проведении двухгодичных контрольных испытаний подъемных установок проверять прочность тяг на следующие режимы: 1) на сопротивление усталостному разрушению при рабочем торможении; 2) на сопротивление пластическим деформациям при рабочем или предохранительном торможении; 3) на сопротивление разрушению при аварийном нагружении тормозных тяг.

<sup>1</sup> На клетевом подъеме шахты «Северной» треста «Кемеровоуголь» тяги лопнули вследствие образования трещин усталости. На клетевом подъеме шахты имени Кирова треста «Ленинуголь» поломка тяги произошла вследствие перекоса рычажной системы. На скиповом подъеме шахты «Зиминка—Капитальная» верхние тяги получили пластическое удлинение, что послужило причиной перегрузки и поломки тормозных сегментов.

## Проверка прочности тормозных тяг на усталость

Образование трещин усталости — наиболее частая причина поломки тормозных тяг. Во время нормальной остановки машины с использованием тормоза происходит импульсное растяжение или сжатие тормозных тяг — в среднем по 6—12 импульсов за одну подъемную операцию. При длительной эксплуатации подъемной машины тормозные тяги могут испытывать миллионы циклов периодических нагружений. Трещины усталости возникают обычно в местах высоких местных напряжений — в сечениях тяг с отверстиями, переходами, выточками, резьбой и т. д. Понятно, что местные напряжения не должны превышать предела усталости (выносливости) материала при пульсирующем цикле нагружения. Но так как испытания образцов материала на усталость обычно производят при знакопеременном симметричном цикле нагружения, то за критерий прочности примем предел выносливости материала при знакопеременном симметричном цикле  $\sigma_{-1}$ .

Экспериментальные исследования показали, что максимумы напряжений циклов неодинаковы. Поэтому следует ввести коэффициент усреднения циклов нагружения  $K_{ц}$ , который представляет собой отношение среднего расчетного максимума к наибольшему максимуму напряжений при рабочем торможении. В зависимости от квалификации машиниста, системы тормоза, конструктивных и эксплуатационных факторов коэффициент усреднения циклов нагружения колеблется от 0,6 до 0,9. В среднем при отсутствии экспериментальных данных можно принять  $K_{ц} = 0,8$ .

Расчет тяг на долговечность производим по формуле

$$n_{-1} = \frac{2 \xi_{\sigma} F_0 \sigma_{-1}}{(K_{\sigma} + \varphi_{\sigma} \xi_{\sigma}) K_{ц} P_{\max}} \leq [n_{-1}], \quad (1)$$

где

- $n_{-1}$  — фактическое значение запаса выносливости;
- $[n_{-1}]$  — допускаемое значение запаса выносливости;
- $K_{\sigma}$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений в рассматриваемом сечении;
- $\varphi_{\sigma}$  — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла;
- $\xi_{\sigma}$  — коэффициент, учитывающий поперечные размеры сечений тормозных тяг (масштабный фактор);
- $F_0$  — площадь сечений тяг с учетом ослабления;
- $P_{\max}$  — максимальное усилие в рассматриваемой тяге при рабочем торможении.

Для малоуглеродистых сталей, из которых обычно изготавливаются тормозные тяги, коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла, лежит в пределах 0,05 ÷ 0,1. Значение масштабного фактора независимо от вида концентратора напряжений (исключая резьбу) можно принять  $\xi_{\sigma} = 0,6 \div 0,8$ . Для резьбы  $\xi_{\sigma} = 0,5 \div 0,6$ . И в том, и другом случае большие значения масштабного фактора соответствуют меньшим поперечным размерам тормозных тяг.

Максимальное усилие в тормозных тягах определяется в зависимости от усилия, развиваемого тормозным приводом (давление на поршень воздуха или масла в цилиндре рабочего тормоза, или вес тормозного груза — в некоторых конструкциях), передаточного числа и положения соответствующих рычагов и динамичности тормозной системы. В статически неопределимых тормозных системах следует учитывать также неравномерность распределения усилий в соответствующих тормозных тягах. Коэффициенты динамичности и неравномерности распре-

деления усилий в тросах могут быть определены экспериментально путем осциллографирования напряжений в тросах. При отсутствии экспериментальных данных можно принять: коэффициент динамичности при рабочем торможении  $K_{д.р} = 1,1$ ; коэффициент неравномерности распределения усилий в тросах  $K_{нр} = 1,25$  (при отношении меньшего напряжения к большему в соответствующих тросах  $\lambda = 0,8$ ); Допускаемое значение запаса выносливости

$$[n_{-1}] = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3, \quad (2)$$

где  $n_1 = 1 \div 1,5$  — коэффициент, характеризующий точность учета действующих нагрузок;

$n_2 = 1,2 \div 1,5$  — коэффициент, характеризующий пластичность материала;

$n_3 = 1,2 \div 1,5$  — коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности.

Если принять

$$n_1 = 1,1; \quad n_2 = 1,2; \quad n_3 = 1,5,$$

то допускаемое значение запаса прочности по отношению к пределу выносливости материала составит

$$[n_{-1}] = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,5 = 2.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений в некоторых случаях может быть определен непосредственно из графиков или таблиц. Например, для сечений трос с резьбой в зависимости от вида резьбы и временного сопротивления материала  $\sigma_b$  можно найти  $K_\tau$  из следующей таблицы:

$\sigma_b, \text{ кг/см}^2$	Значение $K_\tau$ для резьбы	
	метрической	дюймовой
4000	3,0	2,2
6000	3,9	2,9
8000	4,8	3,5

В других случаях эффективный коэффициент концентрации напряжений определяем по А. Н. Решетову [1],

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1), \quad (3)$$

где  $q$  — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

$\alpha_\sigma$  — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Коэффициент  $q$  зависит от радиуса кривизны переходов, выточек, отверстий, галтелей в тросах и отношения предела текучести  $\sigma_b$  к временному сопротивлению материала [2].

В конструкциях тормозных трос радиус кривизны в сечениях с концентраторами напряжений  $\rho \gg 10 \text{ мм}$ , поэтому в зависимости от вышеуказанных механических характеристик материала коэффициент  $q = 0,65 \div 0,85$  (меньшие значения относятся к более пластичным материалам).

Теоретический коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  для различных видов концентраторов можно найти по графикам [2, 3, 4]. Согласно этим графикам в зависимости от геометрических размеров элементов сечений теоретический коэффициент концентрации напряжений для галтелей, переходов, выточек колеблется в пределах  $1,4 \div 2$ , а

для сечений с отверстиями под заклепки и болты — 2,5÷2,8. Очевидно, конструкции тормозных тяг с отверстиями менее выносливы и потому нежелательны [5]. Исходя из требований долговечности наилучшим материалом для изготовления тормозных тяг являются малоуглеродистые стали — до ст. 35 включительно.

### Проверка прочности тормозных тяг на сопротивление пластическим деформациям

Как при рабочем, так и при предохранительном торможении тяги не должны получать остаточных удлинений, которые уменьшают прочность самих тяг и расстраивают регулировку рычажной системы. Сначала следует установить, при каком торможении усилия в тягах будут наибольшими. Методика определения наибольших усилий, действующих в тягах при предохранительном торможении, аналогична вышеуказанной. Но коэффициент динамичности при этом зависит еще и от характера демпфирования усилий при падении тормозного груза. На основании экспериментальных данных средние значения коэффициента динамичности при предохранительном торможении  $K_{q-n}$  можно принять: 1÷1,1 — гидравлический тормоз; 1,1—1,2 — пневматический тормоз; 1,3—1,5 — масляные и пружинные демпферы; 2 — падающий груз без пневматического или гидравлического привода и демпфера.

Проведенные испытания образцов, имитирующих тормозные тяги, показали, что для всех видов концентраторов напряжений независимо от скорости приложения нагрузок (исключая удар), прочность тормозных тяг на сопротивление пластическим деформациям можно проверять по формуле

$$n_t = \frac{\varepsilon_t \sigma_t F_0}{P_{\max}} \leq [n_t], \quad (4)$$

где  $n_t$  — фактический запас прочности по отношению к пределу текучести материала;  
 $[n_t]$  — допускаемое значение запаса прочности тяг на сопротивление пластическим деформациям;  
 $\varepsilon_t$  — масштабный фактор.

Значение масштабного фактора при расчете на прочность по пластическим деформациям  $\varepsilon_t = 0,75 \div 0,8$  (меньшие значения — для тяг с большими поперечными размерами).

Допускаемое значение запаса прочности тяг по сопротивлению пластическим деформациям определяем по формуле (2).

### Проверка прочности тормозных тяг на разрушение при аварийном нагружении

Тормозные тяги не должны разрушаться при аварийном нагружении, так как в противном случае невозможно нормально остановить машину и избежать крупных поломок или несчастного случая. Аварийные нагрузки на тяги возникают обычно при предохранительном торможении с повышенной динамичностью (например, при зависании, а затем срыве тормозного груза) или при ненормальном распределении усилий между тягами (в статически неопределимых системах с неправильной регулировкой длины тяг, когда одни тяги почти не нагружены, а другие вдвое перегружены). При определении максимальных усилий в тягах в первом случае следует принимать  $K_{q-n} = 2$ , во втором случае  $K_{n-p} = 2$ . Остальные коэффициенты принимаются как обычно. Менее вероятным (хотя и возможным: случай на шахте «Капитальная-1» треста «Осин-

никиуголь») является случай зависания и срыва тормозного груза при ненормальном распределении усилий в тросах, когда  $K_{q \cdot n} = 2$ ,  $K_{н \cdot p} = 2$ . Подобный случай в расчет можно не принимать, но при этом допускаемое значение запаса прочности трос по отношению к временному сопротивлению материала, определяемое также по формуле (2),  $[n_b] \geq 2$ .

Очевидно, фактический запас прочности трос на сопротивление разрушению

$$n_b = \frac{\epsilon_b \sigma_b F_0}{P_{\max}} \leq [n_b], \quad (5)$$

где  $\epsilon_b$  — масштабный фактор.

Значение масштабного фактора при расчете трос на прочность по временному сопротивлению  $\epsilon_b = 0,9 \div 0,95$  (меньшее значение для трос с большими поперечными размерами).

Приведенная методика проверки прочности тормозных трос может быть использована также при проектировании новых машин, для которых при этом необходимо установить расчетные значения максимальных усилий, действующих в тросах при рабочем и предохранительном торможении.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. Н. Решетов. Детали машин. «Машиностроение», 1964.
2. С. В. Серенсен и др. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Машгиз, 1963.
3. Г. Нейбер. Концентрация напряжений. ОГИЗ, Гостехиздат, 1947.
4. М. М. Фрохт. Фотоупругость. ОГИЗ, ГИТТЛ, 1948.
5. Г. Н. Савин. Концентрация напряжений около отверстий. ОГИЗ, 1951.