

УДК 622.678.52

Ю.В. Попов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ С ПРЕВЫШЕНИЕМ НОРМАТИВНОГО СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Оценка общего фактического ресурса подъемной машины и определение нормативного срока её службы должны осуществляться на основе определения усталостной прочности её основных базовых структурных единиц.

Ключевые слова: подъемные установки, нормативный срок службы, остаточный ресурс, фактический ресурс, безопасная эксплуатация.

Семинар № 21

Анализ причин разрушений и выхода их строя ПМ однозначно свидетельствует об их усталостной природе. Касается это в первую очередь базовых структурных единиц ПМ: коренных валов, оболочек и лобовин барабанов подъемных машин, тормозных систем и др.

Характер разрушений этих структурных единиц, определяющих общий фактический ресурс машин, по данным работы [2] также подтверждает их усталостную природу. Следовательно, правомерная оценка общего фактического ресурса подъемной машины, а, значит, и обоснованное определение нормативного срока её службы, должны осуществляться на основе определения усталостной прочности её основных базовых структурных единиц.

Установленные в настоящее время нормативные сроки службы шахтных подъемных машин (ПМ) (15 лет — ПМ с диаметром барабана до 2,0 м включительно; 20 лет — ПМ с диаметром барабана более 2,0 до 3,0 м включительно; 25 лет — ПМ с диаметром барабана более 3,0 м; 25 лет — ПМ многоканатные [1]) не отражают их фактической нагруженности и свя-

занным с ней фактическим напряженным состоянием элементов и узлов машин. Не учитывают они также и условия эксплуатации ПМ, интенсивность их нагружения, уровень коррозионности окружающей среды и др., что, по сути, представляет собой директивный подход к решению чисто технического вопроса.

Так как ни один из конструкционных материалов, применяющихся в машиностроении, не является абсолютно упругим, то, даже при незначительных напряжениях, всегда имеет место остаточная деформация, обусловленная гистерезисом между деформациями при нагружении и разгрузке.

Представляется неправильным длительно бытовавшее допущение о том, что при достижении предела усталости кривая Велера превращается в прямую, параллельную оси абсцисс [3]. Как бы мало не было нагружение, оно оставляет деформацию, а значит, и расходуется какая-то часть энергии связей атомной решетки материала, которая, несомненно, величина конечная. Энергия необходимая для разрушения единичного объема материала, - величина постоянная,

равная работоспособности материала при данной температуре и не зависящая от того, произведено разрушение однократной нагрузкой или многократным нагружением [3,4].

Исходя из этого, представляется достаточно логичным и подтверждаемым практикой исследований предположение, о том, что при нагрузке, близкой к нулю, разрушение наступит при числе циклов 10^{14} , а каждому напряжению, меньшему предела усталости, соответствует своё разрушающее число циклов. При этом следует полагать обеспеченной прочностью материала по выносливости в том случае, если рабочее допустимое число циклов за весь возможный срок эксплуатации в 1,4 ч 1,6 раза меньше найденного разрушающего. Данное предположение положено в основу предлагаемой здесь методики определения остаточной ресурсности элементов и узлов подъемной установки с учетом фактической нагруженности и интенсивности её эксплуатации.

Анализ последствий аварий на ПУ с точки зрения их тяжести и опасности для людей показал, что к числу таких узлов установок относятся, в первую очередь: коренные валы, органы навивки ПМ, тормозные устройства, соединительные муфты, подшипниковые узлы, редукторы и приводные двигатели.

Выбор первых трех узлов из данного ранжированного ряда представляется достаточно обоснованным и хорошо согласуется с данными других работ по этой проблематике. Например, в фундаментальной работе [2] по шахтному подъему указывается, что базовой структурной единицей подъемной машины является главный вал, так как его разрушение означает замену всей машины. Следовательно, технический ресурс вала определяет ресурс всей машины. Второй и треть-

ей структурной единицами, от технического состояния которых в значительной степени зависит техническое состояние подъемной машины, по данным указанной работы, являются органы навивки и тормозные устройства.

В свете изложенного, для оценки фактического ресурса ПМ в целом, в настоящей работе предлагается определение фактических ресурсов главных структурных единиц машин – коренных валов, органов навивки и тормозных устройств, с последующим обоснованным принятием фактического ресурса машины по наименее долговечной структурной единице. На основании этих расчетов может быть установлен и нормативный срок службы, который в общем случае должен быть меньше рассчитанного фактического ресурса.

При этом расчетное допустимое число рабочих циклов структурной единицы подъемной машины от начала её эксплуатации до её разрушения:

$$N_{доп} = \frac{10^m}{K_3}, \quad (1)$$

где K_3 – коэффициент запаса, учитывающий условия эксплуатации (может быть принят в пределах 1,4 ÷ 1,6); m – показатель степени, определяемый на основе подобия треугольников усталостной кривой, представляемой в полулогарифмических координатах рассматриваемой марки стали по формуле:

$$m = 14 - 7 \frac{\sigma_{\max.эк} \cdot K_{\sigma}}{K_k \cdot \sigma_{-1}}, \quad (2)$$

где $\sigma_{\max.эк}$ – максимальное эквивалентное напряжение в наиболее нагруженном сечении коренного вала, оболочки органа навивки, тяги тормозного устройства и т.д., K_k – коэффициент коррозии; σ_{-1} – предел выносливости материала при изгибе; K_{σ}

– коэффициент цикла, учитывающий степень его симметричности.

Анализ нагрузок, действующих на коренные валы, оболочки органов навивки и тормозные тяги ПМ показывает, что цикл их нагружения относится к наиболее неблагоприятным - симметричным. Следовательно, значение коэффициента $K_{ц}$ может быть принято равным единице.

При этом остаточный ресурс структурной единицы ПМ определяется как разность

$$\Delta N_{ост} = N_{дон} - N_{ф}, \quad (3)$$

где $N_{ф}$ – фактическое число рабочих циклов, совершенных структурной единицей ПМ за все время её эксплуатации (с начала пуска в работу до момента проведения экспертного обследования с расчетом остаточного ресурса машины).

Для более точного определения этой величины необходим тщательный анализ данных по работе ПУ за всё время её эксплуатации с точки зрения фактического числа подъемных операций в час (или в сутки), количества срабатываний тормозного устройства с учётом маневровых операций и т.д.

С учетом того, что оболочка барабанных органов навивки подвергается, в основном сжимающим усилиям (при этом усилия от кручения и изгиба не учитываются ввиду их незначительности [5]), в формуле (2) вместо эквивалентного напряжения подставляется значение максимального приведенного напряжения сжатия $\sigma_{max.np}$, а для тормозных тяг – максимального приведенного напряжения растяжения.

Если при расчете долговечности тормозных тяг рассматриваются сечения их нарезанных участков, как обладающих наименьшим запасом усталостной прочности, то при этом обя-

зательно определение действительного предела выносливости материала тяги в резьбовом соединении, учитывающего значение действительного коэффициента концентрации напряжений.

Во всех случаях расчетов значений $\sigma_{max.эк}$, $\sigma_{max.np}$ особое внимание

следует уделять правильному выбору коэффициентов (эффективных коэффициентов) концентрации напряжений в рассматриваемых сечениях элементов структурных единиц ПМ, учитывая количество концентраторов в сечении (например, галтель и шпоночная канавка на участке вала вблизи ступицы органа навивки), а также с учетом характера посадки ступицы на вал.

Указанные соединения нагружены значительными изгибающими и крутящими моментами и являются наиболее ответственными, так как от их работоспособности зависят нормативные сроки службы машин.

Анализ поломок валов свидетельствует также о том, что слабым местом главного вала является зона галтели, выполненная малым радиусом и пересеченная выходами шпоночных канавок. В данном случае разрушение вала является следствием одновременного действия нескольких концентраторов напряжений: галтели малого радиуса, пересечения галтелей шпоночными канавками, контактное давление на вал. Кроме того, причинами усиления концентрации напряжений является также низкое качество изготовления валов, в частности, наличие задигов и грубых рисок на поверхности галтелей, низкое качество технологической обработки поверхности вала, наличие коррозионных язв на поверхности галтелей, ведение ремонтных работ на валу с применением электросварки без строгого соблюдения технологических режимов сварки и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Методические указания по проведению экспертных обследований шахтных подъемных установок (РД 03-422-01).*
2. *Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А.* Шахтный подъем. – Донецк.- 2007.- с.630
3. *Ковалевская В.И., Бабак Г.А., Пак В.В.* Шатные центробежные вентиляторы. М: Недра.-1976.- с.320.
4. *Баренов Д.И.* Расчеты деталей на прочность. М.: Машгиз.- 1959. – с. 215.
5. *Федорова З.М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П.* Подъемники. – Киев: Вища школа, 1976. – с. 296. **ГИАБ**

Коротко об авторе

Попов Ю.В. – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой горной механики Уральского государственного горного университета, office@ursmu.ru



ДИССЕРТАЦИИ**ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ
ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ**

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
ВЕДУЩИЙ ПРОЕКТНО-ИЗЫСКАТЕЛЬСКИЙ И НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕХНОЛОГИИ			
РУБЦОВ Сергей Константинович	Научно-техническое обоснование, разработка и внедрение методов интенсификации и управления взрывным разрушением разнопрочных горных пород при открытой разработке сложноструктурных месторождений	25.00.22	д.т.н.