

Збірник наукових праць 104-105 «Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок» — Донецьк ВАТ «НДІГМ ім. М.М. Федорова», 2009-2010р.

Трибухін А.В., аспірант, **Григор'єв А.А.,** аспірант, **Мельничук А.С.,** **Еськова Ю.П.**
Кривоконь А.Л. (НИИГМ им. М.М. Федорова)

К ВОПРОСУ ПРОДЛЕНИЯ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН СВЕРХ НОРМАТИВНОГО

Розглянуто питання підходу до визначення залишкового ресурсу за фактором числа циклів навантаження валу і фактичного статичного натягу каната підйомних машин зі наднормативним терміном експлуатації.

Рассмотрен вопрос подхода к определению остаточного ресурса по фактору числа циклов нагружения вала и фактического статического натяжения каната подъемных машин со сверхнормативным сроком эксплуатации.

The problem approach to determining the residual life by the factor of the number of loading cycles of the shaft and the actual static tension of the rope winders to as excess-of-life

Постановка проблемы в общем виде и связь с важными практическими задачами.

До распада СССР подъемные машины и другое стационарное оборудование шахт угольной промышленности заменяли новыми по мере исчерпания нормативного срока службы в плановом порядке согласно действовавших в свое время «Единых норм амортизационных отчислений на полное восстановление основных фондов народного хозяйства СССР»

В настоящее время проблема эксплуатации подъемных машин с истекшим сроком службы превратилась в достаточно актуальную, что обусловлено интенсивным старением действующего парка машин, сокращением до минимума бюджетного финансирования закупок, практически полным прекращением выпуска новых машин заводами изготовителями, стремлением шахт обеспечить максимальный уровень добычи независимо от требований правил безопасности и предельно допустимых норм нагрузки на морально и физически устаревшее оборудование, снижением производственной и технологической дисциплины, ухудшением ремонтных баз и т.д.[1], [2].

Цель. Обоснование проблемы продления срока службы шахтных подъемных машин сверх нормативного.

Изложение основного материала.

Подъемная машина состоит из ряда элементов и узлов, исправность каждого из которых характеризуются своими критериями предельного состояния и соответственно своим остаточным ресурсом. Очевидно, что будет правильным отождествлять с остаточным ресурсом базового элемента машины, являющегося неремонтопригодной конструкцией с невозобновимым ресурсом.

Из всего многообразия структурных элементов, входящих в состав механической части подъемной машины, требованиями базового элемента отвечает коренной вал, так как в случае его разрушения требуется замена коренной части машины.

Коренной вал подъемной машины в процессе эксплуатации воспринимает значительные статические и динамические нагрузки, что неизбежно ведет к зарождению усталостных трещин в местах максимальных концентраторов напряжений. Установлено, что основной причиной явлений усталостного разрушения детали является цикличность (циклы нагружения) и величина внешних нагрузок.

Циклом нагружения коренного вала машины является один оборот его, т.е в зависимости от типа подъемной машины и глубины ствола N число циклов нагружения N вала за один спуск или подъем сосуда будет равно:

$$N = \frac{H}{\pi \cdot D}$$
, где D - диаметр органа навивки (барабана) машины. Соответственно достаточно просто можно определить число циклов нагружения за весь срок эксплуатации машины.

Исследованиями ученых [3],[4] к настоящему времени удалось установить физическую сущность разрушения деталей машин от усталости. Длительно существующее представление о пределе усталости материала, как напряжении, при котором разрушения не произойдет сколько бы раз напряжение не меняло свою величину, очень осложняет понимание задачи о возможных сроках эксплуатации машины по фактору усталостной прочности базовой детали – коренного вала. И лишь к концу XX века учеными удалось принять решение о решительном отказе от трактовки предела усталости в качестве напряжения, которое деталь может выдержать бесконечно большое число раз. В основу предложенного метода расчета деталей на долговечность положен дифференциальный подход к выбору допускаемых напряжений в зависимости от числа циклов нагружения. В результате получена зависимость для определения показателя m , характеризующего наклон правой ветви кривой усталости гладкого лабораторного образца металла диаметром 7,5мм:

$$m = 14 - 7 \cdot \frac{\sigma_{-1}'}{\sigma_{-1}''}, \quad (1)$$

где σ_{-1}' - предел усталости гладкого стального образца; $\sigma_{-1}'' = \frac{\sigma_{-1}'}{n}$ - предел усталости этого же образца, но с учетом коэффициента запаса по пределу усталости равному 1,5.

Полученное выражение отражает диалектическую сущность процесса усталости, состоящую в том, что предел усталости является переменной величиной, а число циклов, определяющее долговечность детали является ограниченной величиной, соответствующей для конструкционных сталей $N=10^{14}$ циклов.

Следует отметить, что на величину сопротивления усталости оказывает влияние целый ряд факторов, снижающие механические свойства металла [3]. Коэффициент k снижения предела выносливости учитывает следующие факторы – местная концентрация напряжений, масштабный фактор, качество поверхности, поверхностные упрочнения. Тогда:

$$m = 14 - 7 \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot k \right), \quad (2)$$

Внешние динамические нагрузки, передаваемые на вал при работе машины, зависят от статического натяжения канатов, не должны их превышать и для каждого конкретного случая могут колебаться в довольно широких пределах. Влияние динамических нагрузок можно учесть коэффициентом $k_n = \frac{S_n}{S_\phi}$, где S_ϕ - величина фактического натяжения канатов,

S_n - величина натяжения каната по паспорту машины, а $k_n < 1$. Тогда в окончательном виде выражение (2) примет вид:

$$m = 14 - 7 \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot k \cdot k_n \right) \quad (3)$$

Ниже представлены результаты статистической обработки выборки фактических значений коэффициентов k_n , полученных из паспортов подъемных машин действующих шахт. В общем числе исследовано более трехсот машин, результаты приведены в таблице 1:

коэффициентов нагрузки k_n	Количество машин
------------------------------	------------------

от 0 до 0,2	3
от 0,21 до 0,4	25
от 0,41 до 0,6	78
от 0,61 до 0,8	96
от 0,8 до 0,9	52
от 0,9 до 1	59
От 1 до 1,1	3

Табл. 1. Распределение коэффициентов нагрузки среди общего числа машин.

Исследования показали, что две третьих машин из выборки являются недогруженными, а среднестатистический коэффициент нагрузки составил 0,69. При подстановки в выражение (3) фактическое значение k_n недогруженных машин, значительно увеличивает сопротивление усталости по сравнению с нормально нагруженными или перегруженными установками (когда $k_n > 1$).

Данные исследования показывают, что предъявлять одинаковые требования к разнонагруженным машинам является не рациональным и, следовательно, при одинаковой цикличности коренной вал машин с меньшим k_n испытывает значительно меньшие нагрузки, тем самым увеличивается его долговечность, снижается вероятность возникновения усталостных трещин.

Таким образом, при увеличении усталостного сопротивления коренного вала имеется возможность увеличить количество циклов подъемной машины и тем самым продлить срок ее эксплуатации.

Выводы. Коренной вал подъемной машины, являющийся базовой структурной единицей подъемной машины, работает в условиях усталостного нагружения. Для определения остаточного ресурса вала, а следовательно, и подъемной машины, необходимо знать фактическое число циклов нагружения вала за весь период ее эксплуатации и фактический коэффициент использования ее по нагрузке, соответствующей максимальному статическому натяжению головного каната.

Анализ обследования более 300 подъемных машин шахт Минуглепрома Украины показал, что по фактору фактического статического натяжения каната имеется существенный резерв по обеспечению дополнительного ресурса подъемных машин.

К.С.: Подъемная машина, остаточный ресурс, коренной вал, цикл нагружения, коэффициент нагрузки, сопротивления усталости.

Литература

1. Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А. Шахтный подъем, Донецк, ООО «Юго-восток,Лтд», 2007.
2. Коваль А.Н., Пристром В.А. Остаточный ресурс механической части длительно действующих шахтных подъемов, «Уголь Украины», апрель, 2009.
3. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991.
4. Олейник Н.В. Выносливость деталей машин. – Киев: «Техника», 1979.