



# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕЖИМНОГО РЕСУРСА КРАНА И РАСЧЕТ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ЕГО КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ

А. М. МАКОВСКИЙ, Н. Г. ТАРОВИК

*Изложена практическая методика для определения остаточного режимного ресурса и оценки циклической прочности конструкций крана при диагностировании. Показан подход к получению исходных данных для расчета путем анализа технологического процесса и грузопотока на рабочем участке крана. Методика сопровождается примером расчета остаточного режимного ресурса мостового крана при постоянной и переменной наработке по годам за срок службы, а также расчетом детали крана на циклическую прочность с использованием данных о нагруженности за отработанный срок службы.*

*Practical procedure for determination of the residual operating life and evaluation of cyclic strength of crane structures at diagnostics is set forth. Shown is the approach to obtaining the initial data for calculation by analysis of the technological process and cargo flow in the working area of the crane. Procedure is complemented by an example of calculation of the residual operating life of a bridge crane at a constant and variable operating time by years during the service period, as well as cyclic strength analysis of the crane part using the data on the load level during the used service life.*

При диагностировании грузоподъемного крана по истечении длительного срока службы возникает задача проверки его остаточного ресурса работы и циклической прочности конструкций [1, 2]. Авторами разработана и проверена на действующем оборудовании методика определения остаточного режимного ресурса [3, 4] и расчета циклической прочности конструкций крана на основе его эксплуатационных нагрузок.

Получение исходных данных для определения остаточного режимного ресурса крана проводится на основе анализа основного технологического процесса на рабочем участке крана. На рис. 1 показан план рабочего участка и схема грузопотока, который осуществляет кран. Места переработки грузов обозначены А–Г, ветви потока грузовых единиц — 1–3 (табл. 1).

Мощность потока грузовых единиц за год можно определить по формуле

$$P = \varepsilon z D_p \quad (1)$$

где  $\varepsilon$  — количество единиц, проходящих за смену через рабочий участок крана;  $z$  — количество смен в сутки;  $D_p$  — количество рабочих дней крана в году.

Кратность переработки (количество подъемов при одной операции) грузовых единиц на рабочих местах представлено в табл. 2.

Для определения количества грузовых единиц за год  $C_i$  составляем матрицу. В рассматриваемом случае она имеет вид:

$$\begin{vmatrix} 1500 & 3000 & 0 \\ 0 & 0 & 500 \\ 0 & 0 & 1000 \\ 4500 & 0 & 0 \end{vmatrix},$$

$$\Sigma = |6000 \quad 3000 \quad 1500|.$$

Сумма членов  $i$ -го столбца матрицы является количеством подъемов  $C_i$  груза  $i$ -й массы  $Q_i$  за один год.

Значения  $Q_i$  и  $C_i$  на рабочем участке крана следующие: при  $Q_i = 5$  т,  $C_i = 6000$  1/год; 10 — 3000; 20 — 1500.

Полученные данные позволяют рассчитать остаточный режимный ресурс крана.

С достаточной для практики точностью можно привести весь массив имеющихся масс грузов  $Q_i$

Т а б л и ц а 1. Грузовые единицы и мощность их потока на рабочем участке крана

Номер грузовой единицы	1	2	3
Масса $Q_i$ , т	5	10	20
Мощность потока $P$ , 1/год	1500	750	250

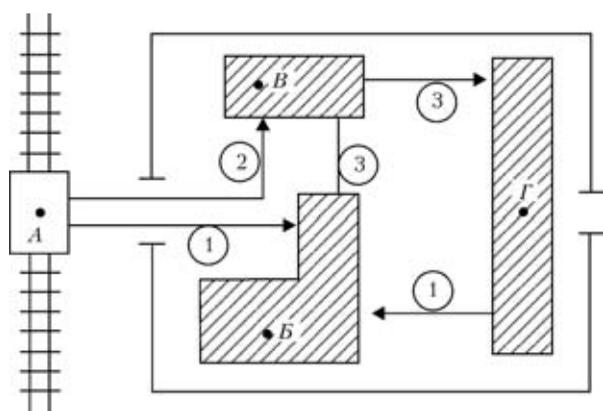


Рис. 1. План рабочего участка крана и схема грузопотока

Таблица 2. Кратность переработки грузовых единиц

Места грузопереработки	Грузовые единицы		
	1	2	3
A	1	4	0
B	0	0	2
B	0	0	1
Г	3	0	0

Таблица 3. Вычисленные значения  $F_{max}$ ,  $R_A$  и  $M_1$

$q_{0j}$ , т	1	3	5	7	9
$F_{max}$ , кН	0	8,3	14	20	26
$R_A$ , кН	0	7,2	12,3	17,3	22,5
$M_1$ , кН·м	0	1,44	2,46	3,46	4,5
$\sigma$ , МПа	0	14,4	24,6	34,6	45

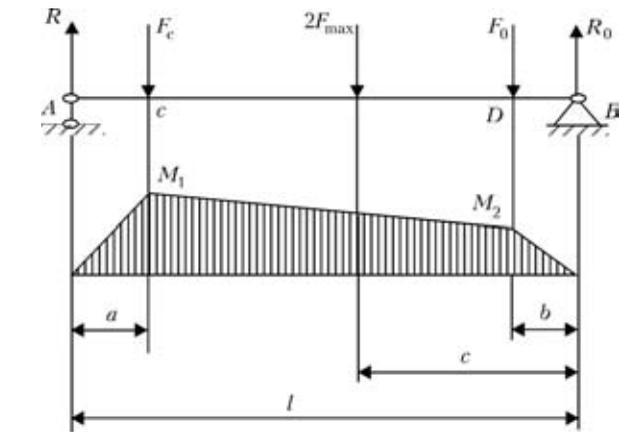


Рис. 2. Схема нагружения оси барабана

$$L_0 = 10^{0,3K_0 + 0,6} / w_1 \quad (5)$$

Остаточный режимный ресурс крана

$$\Delta L = L_0 - L.$$

к нескольким уровням отношений  $Q_i/Q_n$ , где  $Q_n$  — номинальная грузоподъемность крана.

Обозначим  $i$  — порядковый номер груза,  $0 \leq i \leq n$ ;  $q_i$  — доля массы груза в отношении к грузоподъемности крана:

$$q_i = Q_i / Q_n \quad (2)$$

$j$  — порядковый номер уровня,  $0 \leq j \leq m$ ;  $m$  — количество выбранных уровней для регистрации масс поднимаемых грузов;  $q_j$  — средние значения  $q$  в интервалах уровней.

Общее количество подъемов грузов данного уровня за один год

$$z_j = \sum_1^k C_i \quad (3)$$

Используем  $q_i = Q_i/Q_n$  и  $z_j$  в формуле для текущей режимной группы крана  $K_L$  [4], обозначив годовую наработку крана  $w_1$ :

$$w_1 = \sum_1^m q_j^3 \frac{z_j}{10^3}.$$

Тогда

$$K_L = \frac{\lg w_1 L}{\lg 2} - 2, \quad (4)$$

где  $L$  — отработанный срок службы крана.

Из формулы (4)

$$L = 10^{0,3K_L + 0,6} / w_1.$$

При  $K_L = K_0$ , где  $K_0$  — паспортная режимная группа крана, отвечающая его полному (запроектированному) режимному ресурсу, верно соотношение

В качестве примера для расчета циклической прочности крановой детали рассмотрим кран мостового типа грузоподъемности  $Q_n = 10$  т, отработанное время  $L = 20$  лет, количество подъемов грузов  $z_j$  за отработанное краном время следующее: при  $q_j = 0,9$ ,  $z_j = 60000$ ;  $0,7$  — 25000;  $0,5$  — 16200;  $0,3$  — 8750;  $0,1$  — 0.

В качестве примера для расчета циклической прочности детали принята ось барабана подъемного механизма крана. Расчетная схема оси показана на рис. 2, необходимые геометрические размеры расчетного сечения следующие: расстояние от левой опоры до левой ступицы  $a$  — 0,2 м; от правой опоры до правой ступицы  $b$  — 0,12 м; от правой опоры до равнодействующей от усилия в подъемных канатах  $c$  — 0,52 м; расстояние между опорами оси  $l$  — 1,2 м.

Усилие в подъемном канате определяем по формуле

$$F_{max} = \frac{q_{0j} g}{m a \eta}, \quad (6)$$

где  $q_{0j}$  — середины интервалов по уровням нагрузок, выраженной в массе груза ( $q_{0j} = q_j Q_n$ );  $m$ ,  $a$ ,  $\eta$  — соответственно кратность, сложность и КПД полиспаста.

В рассматриваемом примере принимаем:  $m = 2$ ;  $a = 2$ ;  $\eta = 0,9$ .

В табл. 3 приведены значения  $q_{0j}$ , соответствующие им усилия в канате  $F_{max}$ , значения реакции  $R_A$ , изгибающего момента  $M_1$  и напряжения изгиба  $\delta$  в сечении оси.

Момент сопротивления сечения оси с диаметром  $d = 100$  мм,  $W = 0,0001$  м<sup>3</sup>.

Количество циклов изменения напряжений в сечении

Таблица 4. Количество циклов напряжений в сечении  $N_j$ 

$q_j$	$\Sigma z_j$	$N_j$	$N_{\Sigma}$
0,9	60000	$0,6 \cdot 10^6$	1,1 · 10 <sup>6</sup>
0,7	25000	$0,25 \cdot 10^6$	
0,5	16200	$0,16 \cdot 10^6$	
0,3	8750	$0,087 \cdot 10^6$	
0,1	0	0	

$$N_j = z_j n,$$

где  $n$  — количество оборотов барабана за один подъем груза (примем  $n = 10$  об.).

Количество циклов изменения напряжений в сечении за срок службы крана для разных уровней нагрузки приведено в табл. 4.

Дальнейшие расчеты циклической прочности детали с использованием эквивалентных напряжений могут привести к одному из двух результатов.

*Случай 1* — эквивалентные напряжения меньше неограниченного предела выносливости материала, т. е.  $\sigma_{\Sigma} < \sigma_{rk}$ .

*Случай 2* — эквивалентные напряжения больше неограниченного предела выносливости, т. е.  $\sigma_{\Sigma} > \sigma_{rk}$ .

Уравнение накопления усталостных повреждений в материале сечения при пятиуровневом нагружении можно записать в следующем виде:

$$\sigma_{\Sigma}^m N_{\Sigma} = \sigma_5^m N_5 + \sigma_4^m N_4 + \sigma_3^m N_3 + \sigma_2^m N_2 + \sigma_1^m N_1,$$

или, приняв  $\sigma_5 = \sigma_{\max}$ ,  $N_{\Sigma} = N_5 + N_4 + N_3 + N_2 + N_1$ , можем записать

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\max} \sqrt[m]{\frac{1}{N_{\Sigma}} \left( N_5 + \left(\frac{\sigma_4}{\sigma_5}\right)^m N_4 + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_5}\right)^m N_3 + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_5}\right)^m N_2 + \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_5}\right)^m N_1 \right)}. \quad (7)$$

Принимая для данного случая показатель степени усталостной кривой  $m = 3$ , получаем  $\sigma_{\Sigma} = 39,36$  МПа.

Материал оси — сталь 45, предел выносливости при симметричном цикле  $\sigma_{-1} = 274$  МПа, базовое количество циклов  $N_{\sigma} = 2 \cdot 10^6$ .

Допустимые напряжения в сечении оси определяем по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{rk}}{A},$$

где  $\sigma_{rk}$  — предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии  $r$  и коэффициенте концентрации напряжений  $k$ ;  $A$  — запас прочности.

Предел выносливости материала определяем по формуле:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta}.$$

Для рассматриваемого примера принимаем следующие значения:  $r = -1$ ;  $k = 1,82$ ;  $\eta = 0,3$ .

Тогда  $\sigma_{rk} = 150,5$  МПа;  $[\sigma] = 100,3$  МПа.

Так как  $\sigma_{\Sigma} < [\sigma]$ ;  $39,36$  МПа  $<$   $100,3$  МПа, то нагружение детали соответствует случаю 1, и условие циклической прочности оси выполняется.

## Выводы

Изложена методика определения остаточного режимного ресурса для оценки циклической прочности конструкций крана после определенного срока службы.

Показан способ получения исходных данных для расчета текущей режимной группы крана путем анализа технологического процесса и грузопотока на рабочем участке. Выполнена проверка циклической прочности детали крана при различных геометрических характеристиках сечения с использованием данных о нагружении крана за отработанный срок службы.

1. *Липатов А. С.* Оценка остаточного ресурса подъемных сооружений. Обсуждение правил устройства и безопасной эксплуатации подвесных канатных дорог // ПТО. — 2003. — № 1–2.
2. *Зарецкий А. А.* Определение остаточного ресурса грузоподъемных кранов // Там же. — 2005. — № 8. — С. 38–41.
3. *Маковский А. М.* Диагностирование кранов по остаточному режимному ресурсу на основе классификации стандарта // Техн. диагностика и неразруш. контроль. — 1991. — № 1. — С. 29–32.
4. *Маковский А. М.* Учет режима работы грузоподъемных кранов при диагностировании крановых деталей по признаку их циклической прочности // Там же. — 2005. — № 2. — С. 22–23.