

$$+\gamma R_1^3 U_2 + \rho \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} \left( \frac{R_1^5}{5} + \frac{R_2^5}{20} - \frac{R_1^4 R_2}{4} \right) = 0.$$

При  $z=0$   $w=0$ ;  $\tau_z=0$ ;  
при  $z=h$   $\sigma_z=0$ ;  $h$  — толщина демпфера.  
Этим условиям удовлетворим при

$$U_2 = A \cos \frac{\pi(2n-1)}{2h} z \sin(\omega t + \alpha).$$

В результате получаем частотное уравнение для расчета собственных частот  $\omega$ . В частности, при  $R_1=0$  (для сплошного цилиндра):

$$\frac{\rho \omega^2}{G} = \frac{\pi^2(2n-1)^2}{4h^2} - \frac{40(\gamma-1)}{R_2^2}.$$

Условие применимости формулы для сплошной цилиндрической прокладки:

$$h < \frac{\pi(2n-1)R_2}{4\sqrt{10(\gamma-1)}}, \quad n - \text{номер частоты.}$$

Приводим результаты компьютерного расчета (см. таблицу) собственных частот демпфера кольцевого сечения при следующих исходных данных:

$$R_1 = 290 \text{ мм}, \quad R_2 = 530 \text{ мм}, \quad h = 40 \text{ мм},$$

$$G = 100 \text{ МПа}, \quad \nu = 0,45, \quad \rho = 1550 \text{ кг/м}^3.$$

Таблица

Собственные частоты демпфера

Номер частоты, $n$	Частота $\omega/10^3$	Номер частоты, $n$	Частота $\omega/10^3$	Номер частоты, $n$	Частота $\omega/10^3$
1	25,8	4	185	7	343
2	79,0	5	238	8	396
3	132	6	291	9	449

**ЛИТЕРАТУРА:**

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. 1978. — 352 с.
2. Крушевский А.Е. Вариационные методы расчета корпусных дегаей машин. — Минск: Наука и техника, 1967. — 228 с.

**КРУЧЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ  
С УЧЕТОМ ДЕПЛАНАЦИИ СЕЧЕНИЙ  
(на примере кратцер-крана)**

Кондратюк В.Ф., Смычник А.Д., Эльхади Саид

*The evaluation methods of tensely- deformed state of «kratzer»-crane (mining) upon the displacement error of carts are given here.*

На предприятиях ПО «Беларуськалий» для разгрузки-погрузки концентрата калийных удобрений используется кратцер-кран. Нормативный срок службы, определенный заводом-изготовителем (20 лет), превышен. Для гарантирования нормальной дальнейшей эксплуатации крана необходима квалифицированная оценка его технического состояния. Сюда входит как техническая экспертиза с помощью современных диагностических приборов, так и расчетная оценка.

В данной статье предлагается алгоритм определения напряженно-деформированного состояния несущей конструкции (портальной опоры) крана в случае возникновения нештатной си-

туациим, например, рассогласования перемещений тележек.

В работе [1] даны формулы для вычисления деформаций кручения стержней (рам) произвольного сечения в первом приближении:

$u = Uyz = Ur^2 \sin\theta \cos\theta$  — депланация сечения;

$w_r = W_r r x$  — трансверсальное перемещение;

$w_r / r = W_r x$  — угол закручивания произвольного сечения;

$w_r = 0$  — радиальное перемещение отсутствует;

$v = -w_r \sin\theta = -W_r x y$  — составляющая перемещения вдоль оси  $y$ ;  $w = w_r \cos\theta = W_r x z$  — составляющая перемещения вдоль оси  $z$ ;

$x, y, z$  — декартовы координаты произвольной точки;

$r, \theta$  — полярные координаты этой точки;

$U, W_\tau$  — обобщенные перемещения — постоянные коэффициенты, которые в первом приближении находятся в результате решения двух алгебраических уравнений:

$$bU + JW_\tau = 0, \quad JU + bW_\tau = T; \quad (1)$$

$$b = G \int_V (y^2 + z^2) dA, \quad J = G \int_V (y^2 - z^2) dA.$$

Здесь  $T$  — крутящий момент,  $G$  — модуль сдвига материала стержня.

Сумма осевых моментов инерции или полярный момент определяет угол закручивания, а разность осевых моментов инерции — депланацию сечения, т.е. отклонение от первоначально плоского сечения (нарушается гипотеза Бернулли). Очевидно, что при равенстве осевых моментов инерции депланация отсутствует, например, для круглого, квадратного сечений.

Кроме деформаций — угла закручивания и депланации — можно приближенно найти касательные напряжения:

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= G \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) = G(U - W_\tau)z; \\ \tau_{xz} &= G \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) = G(U + W_\tau)y. \end{aligned} \quad (2)$$

(Касательные напряжения действуют в плоскости сечения  $yz$ ; индекс  $x$  указывает на направление нормали к сечению, а индексы  $y, z$  — на направление самих напряжений:  $\tau_{xy}$  параллельно оси  $y$ , а  $\tau_{xz}$  — оси  $z$ ).

Полученные приближенные формулы будем использовать для вычисления наибольших напряжений — в точках  $A$  и  $B$  — стержня коробчатого поперечного сечения (рис. 1).

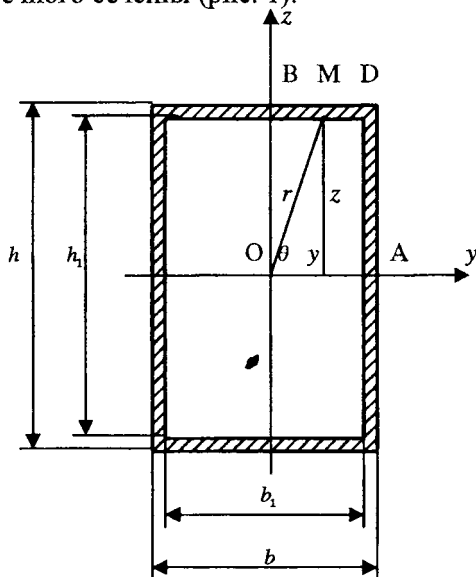


Рис. 1. Сечение стержня

Рассмотрим пример — кручение горизонтальной части портальной опоры кратер-крана (рис. 2).

Размеры сечения:  $h = 200 \text{ см}, b = 145 \text{ см},$   
 $h_1 = 198 \text{ см}, b_1 = 143 \text{ см}.$

Моменты инерции:  $J_y = 4,16 \cdot 10^6 \text{ см}^4,$   
 $J_z = 2,56 \cdot 10^6 \text{ см}^4.$

Обобщенные перемещения, полученные в результате решения системы уравнений (1):

$$W_\tau = 15,78T/G; \quad U = 0,238W_\tau = 3,76T/G. \quad (3)$$

Относительный угол закручивания:

$$\Phi_{отн} = \Phi_{x=1} = W_\tau \cdot 1 = 15,78T/G.$$

Величина депланации в точке D:

$$u = Uyz = 3,76T/G \cdot 0,725 \cdot 1 = 2,73T/G.$$

Крутящий момент, выраженный через относительный угол закручивания:

$$T = 0,0634\Phi_{отн}G. \quad (4)$$

Относительный угол закручивания горизонтальной части портальной опоры, выраженный через рассогласование  $s_{xp}$  перемещений тележек крана без учета изгиба стоек:

$$\Phi_{отн} = \frac{s_{xp}}{h_0 l_2}, \quad (5)$$

где  $h_0$  — расстояние между осями колес тележек и осью горизонтальной части портальной опоры;  $l_2$  — длина горизонтальной части портальной опоры.

Подставляя  $\Phi_{отн}$  из (5) в (4), получим формулу для вычисления крутящего момента через рассогласование перемещений тележек крана:

$$T = \frac{0,0634s_{xp}}{h_0 l_2} G. \quad (6)$$

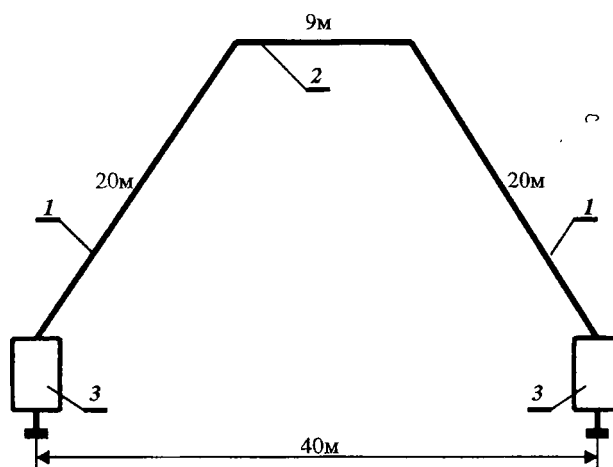


Рис. 2. Схема несущей конструкции кратер-крана:  
 1 — стойка, 2 — горизонтальная часть портальной опоры;  
 3 — тележка

При  $h_0 = 15 \text{ м}, l_2 = 9 \text{ м}, G = 80 \text{ ГПа}$   $T = 37,6 \cdot 10^6 \text{ с}.$

Подставляя обобщенные перемещения из (3) в (2), получим формулы для напряжений, выраженных через крутящий момент:

$$\tau_{xy} = -12,02Tz; \tau_{xz} = 19,54Ty.$$

Формулы для напряжений в зависимости от рассогласования  $s_{xp}$ :

$$\tau_{xy} = -452 \cdot 10^6 s_{xp} z; \tau_{xz} = 735 \cdot 10^6 s_{xp} y.$$

Наибольшие касательные напряжения:

$$\tau_{xy}^{\max} = -452 \cdot 10^6 s_{xp} \cdot 1 = -452 \cdot 10^6 s_{xp};$$

$$\tau_{xz}^{\max} = 735 \cdot 10^6 s_{xp} \cdot 0,725 = 533 \cdot 10^6 s_{xp}.$$

Величина предельного рассогласования перемещений тележек, приходящегося на кручение, при которой в горизонтальной части порталной опоры касательные напряжения достигают предела текучести:

$$s_{xp} = \tau_{\max} / 533 \cdot 10^6 = \tau_m / 533 \cdot 10^6 = \\ = 150 \cdot 10^6 / 533 \cdot 10^6 = 0,28 \text{ м},$$

где  $\tau_m = 0,6\sigma_m = 150 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_m = 250 \text{ МПа}$  – предел текучести стали 20 [2, приложение 1, с. 646].

Наибольшие напряжения изгиба возникают в стойке порталной опоры:

$$\sigma_{\max} = \frac{37,6 \cdot 10^6 s_{xp}}{W_z} = \\ = \frac{37,6 \cdot 10^6 \cdot 0,28}{2,56 \cdot 10^6 \cdot 10^{-8} / 0,725} = 298 \text{ МПа},$$

где  $W_z = \frac{J_z}{y_{\max}}$  – осевой момент сопротивления.

Так как напряжение больше предела текучести, то необходимо соответственно уменьшить рассогласование за счет кручения  $s_{xp}$ :

$$s_{xp}^{\text{умоч}} = \frac{250}{298} 0,28 = 0,23 \text{ м}.$$

Крутящий момент:

$$T_{\text{умоч}} = 37,6 \cdot 10^6 s_{xp}^{\text{умоч}} = 37,6 \cdot 10^6 \cdot 0,23 = \\ = 8,65 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Усилия, приложенные к тележкам при рассогласовании их перемещений:

$$F = \frac{T_{\text{умоч}}}{h_b} = \frac{8,65 \cdot 10^6}{15} = 577 \text{ кН}.$$

Возможное рассогласование перемещений тележек за счет изгиба стоек и горизонтальной части порталной опоры:

$$s_{\text{изз}} = \frac{F[2(l_{cm})^3 + l_z^3]}{3EJ_z} = \frac{577 \cdot 10^3 [2 \cdot 20^3 + 9^3]}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2,56 \cdot 10^6 \cdot 10^{-8}} = \\ = 0,63 \text{ м},$$

где  $l_{cm} = 20 \text{ м}$ ,  $l_z = 9 \text{ м}$  – длины стойки и горизонтальной части опоры;  $E = 200 \text{ ГПа}$  – модуль продольной упругости материала опоры.

Предельное суммарное рассогласование перемещений тележек:

$$s = s_{xp}^{\text{умоч}} + s_{\text{изз}} = 0,86 \text{ м}.$$

**ВЫВОД:** Рассогласование перемещений тележек до одного метра приведет к появлению необратимых пластических деформаций порталной опоры даже при холостом перемещении кратцера.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Кондратюк В.Ф. Методическое пособие к расчетно-проектировочной работе «Исследование деформаций кручения рам мобильных горных машин» для студентов специальности Т 05.01.00 — «Горные машины и оборудование». Ч. 1 / Бел. гос. политех. акад. — Минск, 2001. — 14 с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. — Киев: Наукова думка, 1988. — 736 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ПРИ НЕУСТОЯВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

Зинкевич В.И., Анисько С.М.

*It Is Considered particularities of change to velocities of piston from time for area of runaway under separate influence of mass mechanically rolling elements of machine and power of technological resistance. Accounting formulas and graphs of results of study are Brought.*

Гидравлические приводы получают все более широкое применение в различных отраслях народного хозяйства (технологические машины-автоматы, транспортные машины), что тесно связано с проведением комплексной автоматизацией

производственных процессов. Анализ исследований по динамике гидроприводов различного назначения показывает сложность процессов, происходящих в потоке жидкости при ее взаимодействии с твердыми телами. Управления переход-