

DOI: 10.18721/JEST.24413
УДК 621.01/.03 : 621.86/.87

К.П. Манжула

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

УСТАЛОСТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ГЛАВНЫХ БАЛКАХ КРАНОВ ПРОЛЕТНОГО ТИПА

Представлены расчетные зависимости для оценки номинальных напряжений в главных балках кранов пролетного типа, необходимые для расчета их на сопротивление усталости и оценки остаточного ресурса. Зависимости получены методом формирования типовых технологических циклов работы крана по прогнозируемым или фактически записанным параметрам его движений и позволяют рассчитывать наибольшие, наименьшие и средние напряжения в периоды неустановившейся работы механизмов подъема, передвижения крана и тележки с учетом коэффициентов динамичности и затухания колебаний. Сформулированы допущения и ограничения, принимаемые при построении расчетных зависимостей по типовым технологическим циклам. Расчетами показано, что повреждающее воздействие оказывают первые 6–7 затухающих колебаний в вертикальной плоскости и 5–6 колебаний в горизонтальной плоскости в зависимости от конструкции моста. Приведен пример составления типового технологического цикла работы и получаемая циклограмма напряжений.

Ключевые слова: кран пролетного типа, усталостные напряжения, сопротивление усталости металлоконструкций, типовой технологический цикл.

Ссылка при цитировании:

К.П. Манжула. Усталостные напряжения в главных балках кранов пролетного типа // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 132–140. DOI: 10.18721/JEST.24413.

K.P. Manzhula

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

FATIGUE STRESS IN MAIN BEAMS OF SPAN-TYPE CRANES

This article presents calculated dependences for estimating stresses in the main beams of span-type cranes, which are necessary for fatigue resistance and residual life computations. The dependences are obtained by forming typical technological cycles of crane operation according to the predicted or actually recorded parameters of its motion. The dependences allow to calculate the largest, smallest, and average stresses during unsteady operation of mechanisms for lifting and moving the crane and trolley, taking into account the coefficients of dynamism and damping of oscillations. Assumptions and limitations, which are used for the calculated dependences of typical technological cycles, are formulated. We have established by calculation that the first 6–7 damped oscillations in the vertical plane and 5–6 oscillations in the horizontal plane, depending on the bridge design, have a damaging effect. An example of a typical technological cycle and the resulting stress pattern is shown.

Keywords: span type cranes, fatigue stresses, fatigue resistance of metal structures, typical process cycle.

Citation:

K.P. Manzhula, Fatigue stress in main beams of span-type cranes, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 132–140, DOI: 10.18721/JEST.24413.

Введение

Металлоконструкции кранов пролетного типа, эксплуатируемые в тяжелых и весьма тяжелых режимах (группы режимов А6 и выше), рассчитывают на сопротивление усталости в «горячих точках» — «hotspot stress». Такими «горячими точками» являются зоны сопряжения основного металла с наплавленным [1–4], а также непровары [4, 5]. Необходимость в таких расчетах возникает при проектировании новых конструкций, оценке остаточного ресурса конструкций, отработавших нормативный срок службы [6], при анализе трещинообразования [7], в аварийных ситуациях [8], при оценке рисков [9]. Некоторые из таких «горячих точек» расположены в главных балках мостов (например, нижние части сварных соединений приварки диафрагм, как в точке С на рис. 1, сварные швы приварки галерей или вспомогательных элементов). Расчеты на сопротивление усталости по методу эквивалентных нагрузок [1, 10] или по имеющим близкий смысл коэффициентам эквивалентного разрушения [11] «горячих точек» предполагают формирование спектра нагрузок в течение периода эксплуатации крана. Как правило, такая история нагружения бывает неизвестна, особенно для вновь проектируемых машин.

Спектр нагрузок может быть получен предлагаемым в статье способом определения типовых технологических циклов (ТТЦ) работы крана. ТТЦ составляют, ориентируясь на типовые режимы эксплуатации аналогичных машин или с учетом специфики предполагаемой эксплуатации в конкретных условиях. Переход от спектра нагрузок к спектру напряжений, необходимому при расчете на сопротивление усталости, — это трудоемкий процесс построения каждый раз эпюр моментов, вычисления по ним наибольших и наименьших напряжений с учетом динамики работы машины в переходных режимах и явления затухания колебаний. К тому же, процесс вычисления должен быть

множественно повторен. При отсутствии готовых зависимостей для вычисления напряжений в каждом цикле, позволяющих алгоритмизировать и запрограммировать процесс вычислений, на практике расчет на сопротивление усталости пытаются обойти, занижая номинальные напряжения путем увеличения размеров сечения с «горячей точкой». Это увеличивает массу и стоимость конструкции.

Цель работы — получение зависимостей для оценки усталостных напряжений в «горячих точках» металлоконструкций главных балок кранов пролетного типа, которые учитывали бы динамические нагрузки и затухание колебаний при неустановившихся движениях механизмов в типовых технологических циклах работы.

Способ формирования ТТЦ

Для кранов мостового типа можно выделить 3–5 типовых технологических циклов, по которым они чаще всего работают, например:

подъем груза в центре пролета, перемещение тележки в $\frac{1}{4}$ часть пролета, перемещение крана, опускание груза, возврат в исходное положение;

подъем груза у концевой балки, перемещение тележки в центр моста, перемещение крана, опускание груза, возврат в исходное положение;

подъем груза в $\frac{1}{4}$ пролета, перемещение крана, перемещение тележки в $\frac{3}{4}$ пролета опускание груза, возврат в исходное положение.

Пример $\frac{1}{2}$ ТТЦ одного из таких циклов работы мостового крана с грузом постоянной массы показан на рис. 1. Количество составляемых ТТЦ увеличивается с учетом градаций поднимаемых грузов.

При формировании ТТЦ и выводе расчетных зависимостей для напряжений принимаются допущения, связанные с вероятностной природой усталостной прочности и значительным рассеянием характеристик усталости [12], а именно:

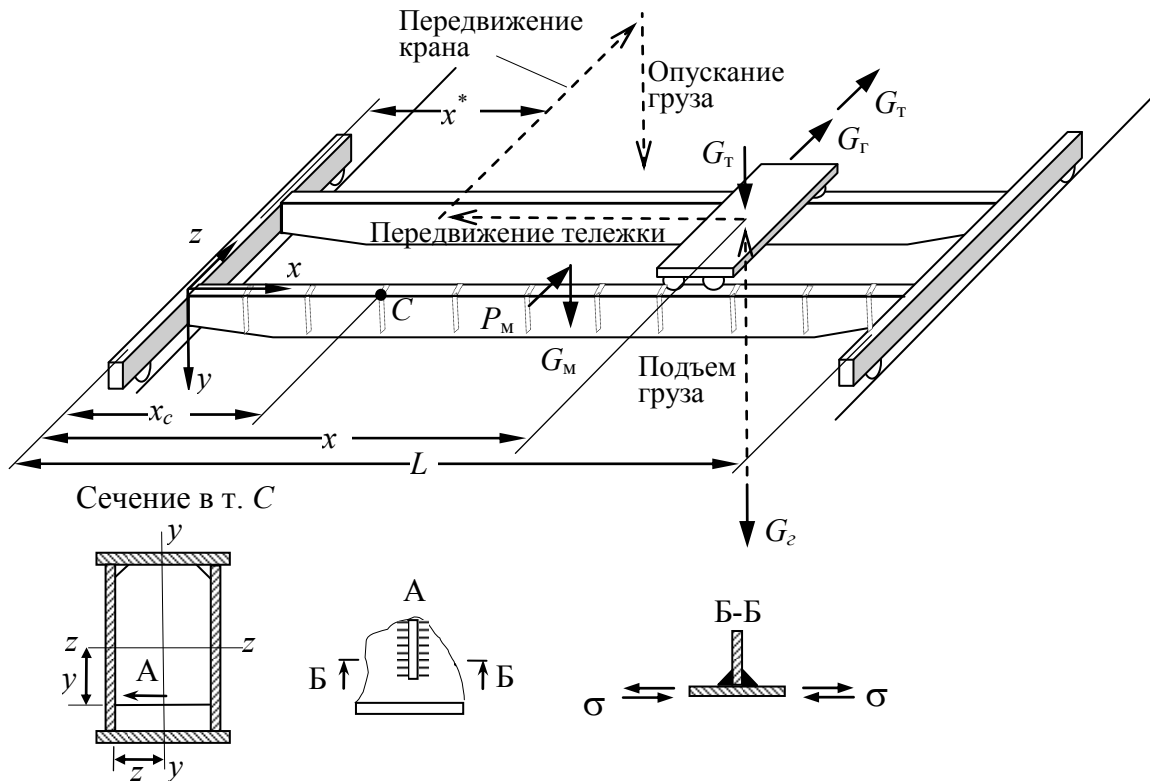


Рис. 1. Схема формирования типowego технологического цикла работы
 Fig. 1. The scheme of formation of a typical technological cycle of work

массы и нагрузки от тележки и груза представляются сосредоточенными;

масса и вес моста рассматриваются как равномерно распределенные по длине;

колебания металлоконструкции главной балки в периоды неустановившейся работы механизмов рассматриваются для одномассовой модели, являются затухающими с коэффициентом затухания колебаний β и числом значимых колебаний i ;

начало системы декартовых координат расположено в левом конце балки;

координаты «горячей точки» x_c и тележки x отсчитываются от начала координат.

Расчетное исследование

При работе механизма подъема с канатным подвесом груза для мостов без консолей (мостовые и козловые краны) наибольшие и наи-

меньшие номинальные напряжения $\sigma_{\max/\min}$ в «горячей точке» при ее положениях на балке в пределах от $(\frac{1}{4})-(\frac{3}{4})L$ (влиянием перерезывающих сил можно пренебречь) и любых положениях тележки в пролете моста на основании уравнений статики [13] определяются следующими зависимостями:

$$\sigma_{\min}^{\max} = \frac{0,5G_M x_c + \{G_T + G_T [1 \pm (\varphi - 1)e^{-\beta t_i}]\} x}{2J_z} \times \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) y \text{ при } x < x_c; \quad (1)$$

$$\sigma_{\min}^{\max} = \frac{0,5G_M x_c \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) + \{G_T + G_T [1 + (\varphi - 1)e^{-\beta t_i}]\} x}{2J_z} \times \left(1 - \frac{x}{L}\right) y \text{ при } x \geq x_c. \quad (2)$$

При жестком подвесе груза зависимости принимают вид

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{0,5G_M x_c + \{(G_T + G_r)[1 \pm (\varphi - 1)e^{-\beta_r i_r}]\} x}{2J_z} \times \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) y \text{ при } x < x_c; \quad (3)$$

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{0,5G_M x_c \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) + \{(G_T + G_r)[1 \pm (\varphi - 1)e^{-\beta_r i_r}]\} x}{2J_z} \times \left(1 - \frac{x}{L}\right) y \text{ при } x \geq x_c. \quad (4)$$

В этих зависимостях $G_M = q_M g L$ – вес главных балок моста (на рис. 1 показан как сосредоточенный, но рассматривается как распределенный); q_M – распределенная масса главных балок моста; g – ускорение свободного падения; G_T и G_r – соответственно вес груза и тележки; φ – динамический коэффициент; β_r – коэффициент затухания колебаний по оси y ; i_r – число значимых колебаний груза по оси y ; J_z – момент инерции сечения с «горячей точкой» относительно оси $z-z$; x_c – координата «горячей точки»; x – координата тележки; y – расстояние от нейтральной оси $z-z$ в сечении до «горячей точки» (см. рис. 1). Зависимости учитывают, что на одну балку приходится половина веса главных балок, тележки и груза. Частный случай таких зависимостей содержится в [13].

В периоды разгона и торможения механизма подъема коэффициент затухания колебаний β_r определяется по результатам экспериментальных исследований динамики подъема. Таких исследований мало. По данным [14, 15] коэффициент затухания колебаний главных балок мостового крана при опущенном грузе находится в диапазоне 0,15–0,36, что в среднем составляет $\beta_r = 0,25$. Число значимых колебаний зависит от значений коэффициента β_r и составляет, как показывают расчеты, $i_r = 6-7$ или (при демпфи-

ровании) $i_r = 3-4$ [15]. Значимыми считаются колебания, размах напряжений которых в схематизированном цикле, построенном для «горячей точки», превышают порог усталости $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} \geq u = 0,5\sigma_{-1}$, где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле. Динамические коэффициенты можно принимать в соответствии с ГОСТ 32579.5-2013.

При передвижении тележки динамические нагрузки в моменты пуска и торможения в точке C не возникают. Динамика от толчков на стыках рельсов может возникать в промежуточных положениях тележки. Имеет смысл рассматривать ее только при уточненных расчетах, а зависимости для расчета напряжений в момент толчков рассчитывать по формулам (1)–(4) с заменой динамического коэффициента φ на коэффициент толчков. При отсутствии толчков на рельсах напряжения φ_{cp} в сечении с «горячей точкой» являются средними в цикле и меняются из-за изменения положения тележки:

$$\sigma_{cp} = \frac{0,5G_M + (G_T + G_r)x}{2J_z} \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) y \text{ при } x < x_c; \quad (5)$$

$$\sigma_{cp} = \frac{0,5G_M \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) + (G_T + G_r) \left(1 - \frac{x}{L}\right)}{2J_z} \times x_c y \text{ при } x \geq x_c. \quad (6)$$

Расчет напряжений должен быть проведен дважды – первый раз при положении тележки с координатой x и второй раз после перемещения тележки в положение с координатой x^* (рис. 1). В зависимости от положения тележки по отношению к «горячей точке» эти напряжения будут возрастать или убывать.

При работе механизма передвижения крана:
при $x < x_c$

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = 0,5Q_M x_c \left(\frac{gy}{2J_z} \pm \frac{g_k z e^{-\beta_k i_k}}{4J_y} \right) + (Q_T + Q_r) x \left(\frac{gy}{2J_z} \pm \frac{g_k z e^{-\beta_k i_k}}{2J_y} \right) \left(1 - \frac{x_c}{L}\right), \quad (7)$$

при $x \geq x_c$

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = Q_M \left(1 - \frac{x_c^2}{L} \right) \left(\frac{gy}{2J_z} \pm \frac{g_k z e^{-\beta_k i_k}}{4J_y} \right) + (Q_r + Q_t) \left(1 - \frac{x}{L} \right) \left(\frac{gy}{2J_z} \pm \frac{g_k z e^{-\beta_k i_k}}{2J_y} \right). \quad (8)$$

Здесь Q_M , Q_r и Q_t – соответственно масса моста (рассматривается как распределенная по длине балки), груза и тележки; g_k – ускорение (замедление) крана при разгоне и торможении механизма передвижения; β_k – коэффициент затухания колебаний по оси $z-z$; i_k – число значимых колебаний по оси $z-z$; J_y – момент инерции сечения с «горячей точкой» относительно оси $y-y$; g – ускорение свободного падения; z – расстояние «горячей точки» от нейтральной оси $y-y$; y – расстояние от нейтральной оси $z-z$ до «горячей точки». Коэффициент толчков на рельсовых стыках при разгоне-торможении моста можно не учитывать из-за низкой вероятности совпадения амплитуд вертикальных и горизонтальных

колебаний. Экспериментальных исследований по определению коэффициента β_k затухания колебаний балок моста в горизонтальной плоскости не обнаружено, поэтому его можно принимать таким, как и β_r . На рис. 1 P_M – инерционная сила от массы моста. Распределенная масса моста, участвующая в колебаниях по оси $z-z$, учитывается как приведенная с коэффициентом 0,5.

Зависимости также справедливы при возврате тележки и крана в исходное положение без груза. В этом случае вместо веса G_r и массы Q_r груза следует учитывать в них вес и массу грузозахватного органа при $G_r = 0$ и $Q_r = 0$. В результате для каждого ТТЦ по одной из зависимостей (1)–(8) определяются σ_{\min} и $\sigma_{\text{ср}}$. Приведенные зависимости справедливы для разных типов тонкостенных сечений пролетных балок, не имеющих в сечениях значительных перерезывающих сил.

Расчеты всех напряжений по всем ТТЦ сводятся в таблицу. Число строк в таблице соответствует числу значимых колебаний.

Пример таблицы с входными и выходными параметрами расчета половины рассматриваемого ТТЦ

Input and output parameters for the calculation of half of the considered TTC

ТТЦ	Движение		x/L	Q_r	Q_t	Q_M	f	β_r	i_r	g_M	β_k	i_k	σ_{\max}	σ_{\min}	Число повторов ТТЦ		
1	Подъем	разгон	0,75	0,25	1	–	–	–	100		
		(число строк равно числу значимых колебаний i_r)															
	торможение	разгон	0,75	0,25	1	–	–	–	
		(число строк равно числу значимых колебаний i_r)															
	Передвижение тележки		разгон	0,75	–	–	–	–	–	–	
	торможение		разгон	0,25	–	–	–	–	–	–	
	Передвижение крана	разгон	разгон	0,25	–	–	–	...	0,25	1	
			(число строк равно числу значимых колебаний i_k)														
		торможение	разгон	0,25	–	–	–	...	0,25	1	
			(число строк равно числу значимых колебаний i_k)														
	Опускание	разгон	разгон	0,25	0,25	1	–	–	–	
			(число строк равно числу значимых колебаний i_r)														
		торможение	разгон	0,25	0,25	1	–	–	–	
			(число строк равно числу значимых колебаний i_r)														
Разгрузка		разгон	0,25	–	–	–	–	–	–	–			

После расчета напряжений по всем предусмотренным ТТЦ назначается предполагаемое число повторений каждого ТТЦ за срок службы или рассматриваемый период эксплуатации крана, что соответствует некоему блочному нагружению. Далее, по всем составленным ТТЦ следует выполнить обработку петель напряжений, например методом «потока дождя», определить коэффициенты асимметрии циклов, привести все циклы к одному коэффициенту асимметрии цикла, отбросить циклы, не дающие повреждаемости, сформировать блоки и подсчитать число циклов, характеризующее сопротивление усталости рассматриваемого узла [10, 16].

Обсуждение результатов

Процесс изменения напряжений для 1/2 части ТТЦ (без возврата в исходную точку), соответствующий рис. 1, в результате расчетов по зависимостям (1)–(8) на этапе работы с грузом при двух значимых колебаниях будет выглядеть так, как показан на рис. 2. После отдачи груза производят расчеты напряжений при работе механизмов крана без груза. Размахи колебаний $\sigma_{\max 0} - \sigma_{\min 0}$ в этом случае могут оказаться малыми (не повреждающими), однако они формируют глобальные размахи $\sigma_{\max}^* - \sigma_{\min}^*$ в схематизированных полных циклах и меняют значение среднего напряжения $\sigma_{\text{ср}}$, что существенно влияет на конечный результат расчета.

Использование зависимостей (1)–(8) при заполнении таблицы позволяет сразу оценивать число значимых колебаний, если процесс вычислений сопровождается построением графиков затухания колебаний. Покажем это на примере.

На рис. 3 представлены результаты расчета напряжений в «горячей точке», расположенной в середине пролета ($x_c = 10000$ мм) моста металлургического крана с параметрами $G_z = 833600$ Н, $G_T = 196100$ Н, $G_M = 172400$ Н, $f = 1,2$, $L = 20000$ мм, $J_z = 1,745 \cdot 10^{10}$ мм⁴, $J_y = 3,822 \cdot 10^9$ мм⁴, $\beta_k = 0,36$, $y = 350$ мм при гибком подвесе груза. При коэффициенте затухания $\beta_r = 0,25$ число значимых колебаний в вертикальной плоскости, которые имеет смысл учитывать при усталостном расчете, составляет 6–7 (рис. 3, а). При введении демпфирования в систему механизма подъема коэффициент затухания $\beta_r = 0,5$ и процесс затухания колебаний идет быстрее, составляет 3–4 колебания (рис. 3, б). Число значимых колебаний можно оценить по падению амплитуды колебаний на 10–5 % от первоначальной величины.

Использование зависимостей (1)–(8) при заполнении таблицы позволяет сразу оценивать число значимых колебаний, если процесс вычислений сопровождается построением графиков затухания колебаний. Покажем это на примере.

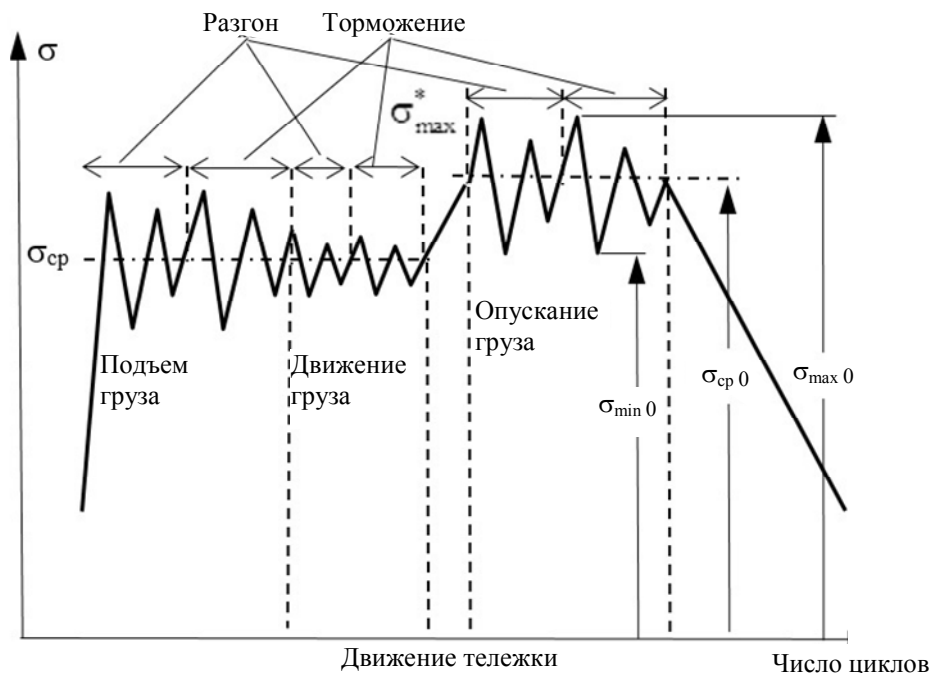


Рис. 2. Пример изменения напряжений в 1/2 части ТТЦ мостового крана при работе с грузом
 Fig. 2. An example of change in stresses in 1/2 part of TTC bridge crane when working with cargo

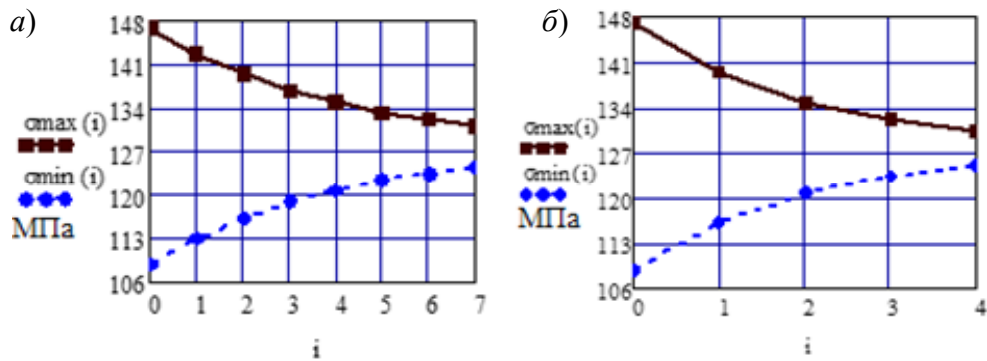


Рис. 3. Изменение напряжений по оси $y-y$ в ТТЦ при подъеме груза для «горячей точки», расположенной в середине пролета

Fig. 3. Variation of stresses along the $y-y$ axis in the TTC when lifting the cargo for the «hot spot» located in the middle of the span

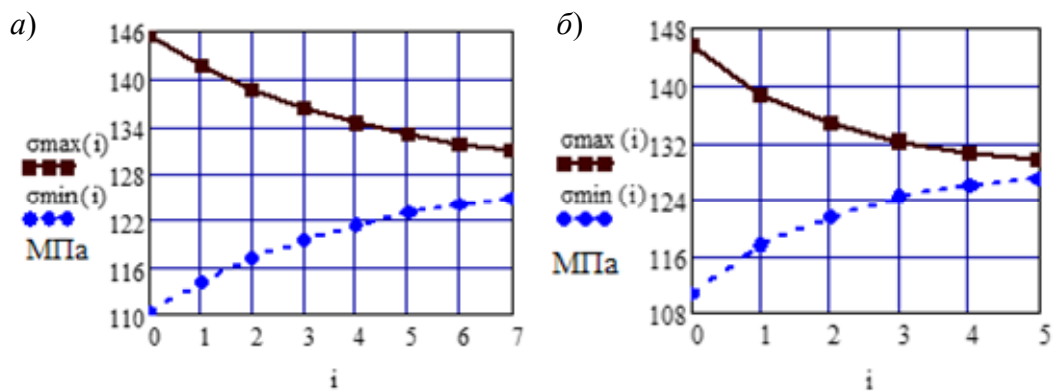


Рис. 4. Изменение напряжений по оси $z-z$ в «горячей точке», расположенной в середине пролета, при $\beta_k = 0,25$ (а) и $\beta_k = 0,5$ (б) в ТТЦ при передвижении крана

Fig. 4. Variation of stresses along the $z-z$ axis at the «hot spot» located in the middle of the span, with $\beta_k = 0,25$ (a) and $\beta_k = 0,5$ (b) in the TTC when the crane moves

Аналогичная картина колебаний в горизонтальной плоскости, как показывают расчеты для этой же точки по зависимостям (3), (4), наблюдается при передвижении крана (рис. 4, а). В расчете момент инерции относительно оси $y-y$ принят равным $J_y = 3,822 \cdot 10^9 \text{ мм}^4$. Число значимых колебаний также составляет 6–7 при $\beta_k = 0,25$ и 3–4 при $\beta_k = 0,5$.

Увеличение жесткости сечения в горизонтальной плоскости в 2 раза амплитуду колебаний уменьшает, но характер затухания и число значимых колебаний, как показывают расчеты, не меняет.

Выводы

Зависимости для расчета номинальных усталостных напряжений в сечениях главных балок с «горячими точками» по типовым технологическим циклам формализуют процесс вычисления, не требуют определения изгибающих моментов в сечениях, при этом учитывают динамику подъема груза, передвижения моста и тележки и позволяют моделировать процесс затухания колебаний. Результаты расчетов показывают, что на сопротивление усталости «горячих точек» пролетных



балок кранов мостового типа оказывают влияние первые 6–7 колебаний в вертикальной плоскости и 5–6 колебаний в горизонтальной плоскости. Зависимости (1)–(8) легко программируются и могут использоваться как

при расчетах по методу эквивалентных нагрузок [2, 10, 16], так и при расчетах с дифференцированным влиянием конструктивно-технологических параметров сварных соединений [17].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Niemi E., Fricke W., Maddox S.J. Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components Designers Guide. 2018, XIII. 76 p. <http://www.springer.com/978-981-105567-6>.
2. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1976. 456 с.
3. Hobbacher A.F. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components // International Institute of Welding doc. XIII-2151r4-07 / XV-1254r4-07. Paris, 2008. 149 p.
4. Fricke W. IIW guideline for the assessment of weld root fatigue // Weld. World. 2013. No 57. P. 753–791.
5. Manzhula K.P., Shlepetinski A.Yu. Stress and Strain Concentration in Weld-Joint Flaws // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. No 9. P. 722–726.
6. Богданов А.П., Гайнуллин А.А., Ефимов А.А., Левкович Р.В., Наумов Д.С., Окулов К.Ю. Обзор методов укрупненной оценки остаточного ресурса оборудования, эксплуатируемого на опасных производственных объектах // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2015. № 1(11). С. 98–105.
7. Терентьев В.Ф., Кораблева С.А. Усталость металлов. М.: Наука, 2015. 484 с.
8. Липатов А.С., Емельянова Г.А. О максимально допустимых значениях вероятностей аварий при разработке обоснования безопасности грузоподъемных кранов общего назначения // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2014. № 11. С. 20–24.
9. Соколов С.А. Методика оценки риска, возникающего при эксплуатации технологических систем // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 25–30.
10. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин. СПб.: Политехника, 2011. 450 с.
11. ТКП EN 1991-3-2009 (02250). Еврокод 1. Воздействия на конструкции. Часть 3. Воздействия, вызванные кранами и механическим оборудованием. Минск, 2010.
12. Radaj D., Sonsino C., Fricke W. Fatigue assessment of welded joints by local approaches. England: Woodhead Publishing Limited, 2006. 660 p.
13. Манжула К.П., Петин С.В. Прочность и долговечность конструкций при переменных нагрузках. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. 76 с.
14. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, Е.И. Звягинцев и др.; под общ. ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 536 с.
15. Манжула К.П., Орлов А.Н., Головачев В.Я., Кабаков А.М. Оценка увеличения долговечности крановых металлоконструкций при включении в систему подвеса груза демпфирующих устройств // Труды СПбГТУ. 1993. № 445. С. 105–108.
16. EN 1993-1-9 (2005) Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1–9: Fatigue.
17. Манжула К.П. Зарождение и развитие усталостных трещин в сварных металлоконструкциях // Материалы Международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2015» / Отв. ред. Р.Л. Сахапов. Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2015. С. 123–128.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

МАНЖУЛА Константин Павлович – доктор технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: conpaman@gmail.com

Статья поступила в редакцию: 11.10.2018 г.

REFERENCES

- [1] **Niemi E., Fricke W., Maddox S.J.** Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components Designers Guide. 2018, XIII. 76 p. <http://www.springer.com/978-981-105567-6>.
- [2] **Gokhberg M.M.** Metallicheskiye konstruksii podyemno-transportnykh mashin. 3-ye izd., pererab. i dop. L.: Mashinostroyeniye, 1976. 456 c. (rus.)
- [3] **Hobbacher A.F.** Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. *International Institute of Welding doc. XIII-2151r4-07 / XV-1254r4-07*. Paris, 2008. 149 p.
- [4] **Fricke W.** IIW guideline for the assessment of weld root fatigue. *Weld. World*. 2013. No 57. P. 753–791.
- [5] **Manzhula K.P., Shlepetinski A.Yu.** Stress and Strain Concentration in Weld-Joint Flaws. *Russian Engineering Research*. 2016. Vol. 36. No 9. P. 722–726.
- [6] **Bogdanov A.P., Gaynullin A.A., Yefimov A.A., Levkovich R.V., Naumov D.S., Okulov K.Yu.** Obzor metodov ukрупnennoy otsenki ostatochnogo resursa oborudovaniya, ekspluatiruyemogo na opasnykh proizvodstvennykh obyektakh. *Aktualnyye problemy gumanitarnykh i yestestvennykh nauk*. 2015. № 1 (11). S. 98–105. (rus.)
- [7] **Terentyev V.F., Korableva S.A.** Ustalost metallov. M.: Nauka, 2015. 484 s. (rus.)
- [8] **Lipatov A.S., Yemelyanova G.A.** O maksimalno dopustimyykh znacheniyakh veroyatnostey avariyy pri razrabotke obosnovaniya bezopasnosti gruzopodyemnykh kranov obshchego naznacheniya. *Remont. Vostanovleniye. Modernizatsiya*. 2014. № 11. S. 20–24. (rus.)
- [9] **Sokolov S.A.** Metodika otsenki riska, voznikayushchego pri ekspluatatsii tekhnologicheskikh sistem. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2015. № 10. S. 25–30. (rus.)
- [10] **Sokolov S.A.** Stroitel'naya mekhanika i metallicheskiye konstruksii mashin. SPb.: Politehnika, 2011. 450 s. (rus.)
- [11] **TKP EN 1991-3-2009 (02250)**. Yevrokod 1. Vozdeystviya na konstruksii. Chast 3. Vozdeystviya, vyzvannyye kranami i mekhanicheskim oborudovaniyem. Minsk, 2010. (rus.)
- [12] **Radaj D., Sonsino C., Fricke W.** Fatigue assessment of welded joints by local approaches. England: Woodhead Publishing Limited, 2006. 660 p. (rus.)
- [13] **Manzhula K.P., Petinov S.V.** Prochnost i dolgovechnost konstruksiy pri peremennykh nagruzkakh. SPb.: Izd-vo SPbGTU, 2001. 76 s. (rus.)
- [14] Spravochnik po kranam: V 2 t. T. 1. Kharakteristiki materialov i nagruzkok. / V.I. Braude, M.M. Gokhberg, Ye.I. Zvyagintsev i dr.; Pod obshch. red. M.M. Gokhberga. L.: Mashinostroyeniye, 1988. 536 s. (rus.)
- [15] **Manzhula K.P., Orlov A.N., Golovachev V.Ya., Kabakov A.M.** Otsenka uvelicheniya dolgovechnosti kranovykh metallokonstruksiy pri vkluychenii v sistemu podvesa gruza dempfiruyushchikh ustroystv. *Trudy SPbGTU*. 1993. № 445. S. 105–108. (rus.)
- [16] **EN 1993-1-9 (2005)** Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1–9: Fatigue.
- [17] **Manzhula K.P.** Zarozhdeniye i razvitiye ustalostnykh treshchin v svarnykh metallokonstruksiyakh. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Interstroyemekh-2015»* / Otv. red. R.L. Sakhapov. Kazan: Izd-vo Kazansk. gos. arkhitekt.-stroit. un-ta, 2015. S. 123–128. (rus.)

THE AUTHOR

MANZHULA Konstantin P. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: conpaman@gmail.com

Received: 11.10.2018