

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, нач. расчетного бюро, канд. техн. наук,
Л.Е. ПОЛЕТУН, гл. конструктор, **Н.Л. ИВАНИНА**, инж.,
И.В. БЕРДНИК, ст. научн. сотр., канд. техн. наук,
 Головной специализированный конструкторско-технологический институт, г. Мариуполь

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ УПОРА РОЛЬГАНГА ТРАНСПОРТНО-ОТДЕЛОЧНОЙ ЛИНИИ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК

Наведено розв'язання задачі визначення оптимальних параметрів демпферного листа упору, встановленого на лінії транспортування слябів. Розв'язок одержано для балочної моделі за допомогою системи MathCad. Перевірка міцності прийнятої конструкції листа виконано з застосуванням CE-комплексу ANSYS.

Solution of optimization problem for a plate of a damper for slabs transportation line is described. The solution was obtained with the help of Mathcad-system using a beam model, but strength checking of the adopted variant of the plate was performed with the help of ANSYS FE-complex.

Введение. Рассматриваемый упор проектировался для транспортно-отделочной линии машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ), строящейся на металлургическом комбинате “Азовсталь” в г. Мариуполе. Заготовки, производимые на этой машине, представляют собой слябы толщиной 300 мм, шириной ~2,5 м. Масса сляба составляет около 60 т. Слябы в процессе их обработки (отделка, порезка) транспортируются по рольгангу. Скорость движения сляба по рольгангу составляет 0,5 м/с. В конце транспортной линии имеется упор, который должен остановить движущийся сляб в случае, если по какой-либо причине привод рольганга не будет выключен вовремя.

Упор представляет собой пакет стальных пружинящих листов, установленных в корпусе, закрепленном в полу цеха (рис. 1). Благодаря упругим свойствам листов, упор не только останавливает сляб, но и уменьшает силу удара сляба.

Такая конструкция упора известна (аналогичный упор установлен, в частности, на МНЛЗ кислородно-конвертерного цеха ММК им. Ильича в г. Мариуполе), однако поскольку массы слябов на азовстальской и ильичевской машинах различны, необходимо было разработать новый проект упора. Причем необходимо было разработать такой проект, по которому упор (а главное – пакет демпфирующих листов) можно было бы изготовить в условиях ОАО “Азовмаш” из имеющегося материала и при помощи имеющейся технологической оснастки для закалки листов.

1. Определение работы сил упругости и работы сил трения. Величина нагрузки на упор в явном виде не задана (известна масса сляба и скорость его перемещения по рольгангу). Для решения задачи используется закон сохранения энергии:

$$E = A_y + A_{mp}, \quad (1)$$

где E – кинетическая энергия движущегося сляба; A_y – работа сил упругости пакета демпфирующих листов упора; A_{mp} – работа сил трения сляба о лист и трения листов между собой.

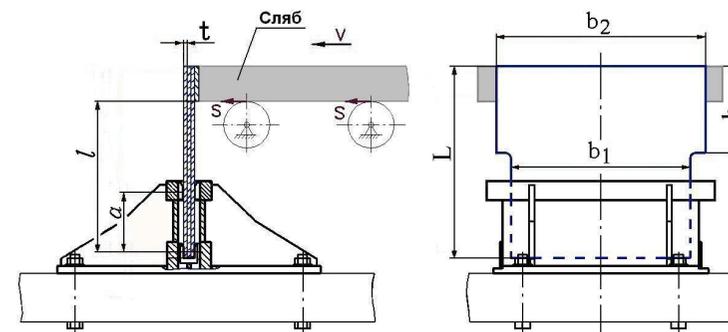


Рис. 1. Эскиз упора

Кинетическая энергия движущегося сляба равна $E = \frac{1}{2} \cdot mv^2$, где m – масса сляба; v – скорость движения сляба по рольгангу.

Схема для определения работы силы упругости и работы сил трения показана на рис. 2.

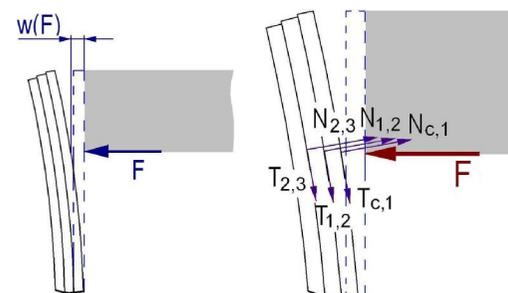


Рис. 2. К определению работы сил упругости пакета демпфирующих листов (а) и работы сил трения сляба о лист и трения листов между собой (б)

Работа сил упругости пакета демпфирующих листов (листы в пакете скреплены не жестко, с возможностью свободного скольжения друг по другу)

$$A_y = \int_0^w F(w)dw = \frac{1}{2} \cdot ncw^2, \quad (2)$$

где $F(w)$ – сила взаимодействия сляба с пакетом демпфирующих листов; c – жесткость одного листа; w – перемещение точек контакта листа со слябом в направлении движения сляба; n – количество листов в пакете.

Работа силы трения сляба о лист и сил трения листов между собой

$$\begin{aligned}
 A_{mp} &= A_{mp\,c,1} + A_{mp\,1,2} + A_{mp\,2,3} + \dots + A_{mp\,i-1,i} + \dots + A_{mp\,n-1,n} = \\
 &= \frac{1}{2} \cdot f \cdot (N_{c,1} + N_{1,2} + N_{2,3} + \dots + N_{i-1,i} + \dots + N_{n-1,n}) \cdot s = \\
 &= \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(N_{c,1} + \frac{n-1}{n} \cdot N_{c,1} + \frac{n-2}{n} \cdot N_{c,1} + \dots + \frac{n-i}{n} \cdot N_{c,1} + \dots + \frac{1}{n} \cdot N_{c,1} \right) \cdot s = \\
 &= \frac{1}{2} \cdot f \cdot \left(\frac{n+1}{n} \right) \cdot n \cdot N_{c,1} \cdot s = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \frac{n+1}{2} \cdot N_{c,1} \cdot s,
 \end{aligned}$$

где $A_{mp\,c,1}$ – работа силы трения сляба о лист I ; $A_{mp\,i-1,i}$ – работа силы трения листов $i-1$ и i между собой; $N_{c,1}$ – сила нормального давления между листом I и слябом; $N_{i-1,i}$ – сила нормального давления между листами $i-1$ и i ; f – коэффициент трения; s – путь силы трения.

Рассмотрение характера деформирования листов с учетом условия равновесия

$$N_{c,1} \cos \theta + T_{c,1} \sin \theta = F$$

позволяет с достаточной степенью точности установить зависимости между силами N и F и перемещениями s и w (рис. 3):

$$\begin{aligned}
 N_{c,1} &= \frac{c w}{\cos \theta + f \sin \theta} = \frac{c w}{\cos \left(\arctg \frac{w}{l} \right) + f \sin \left(\arctg \frac{w}{l} \right)}, \\
 s &= \sqrt{l^2 + w^2} - l,
 \end{aligned}$$

и записать выражение для работы сил трения через перемещение листов в виде

$$A_{mp} = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \frac{n+1}{2} \cdot \frac{c w (\sqrt{l^2 + w^2} - l)}{\cos \left(\arctg \frac{w}{l} \right) + f \sin \left(\arctg \frac{w}{l} \right)}. \quad (3)$$

Таким образом, уравнение (1) содержит только одно неизвестное – перемещение листов w . Для определения этого перемещения необходимо определить жесткость пакета листов. Поскольку листы в пакете имеют возможность скользить друг по другу, жесткость пакета равна сумме жесткостей всех листов.

2. Определение жесткости демпфирующего листа. Для определения жесткости листа рассматриваем его нагружение силой $P=10000$ Н. Опора-

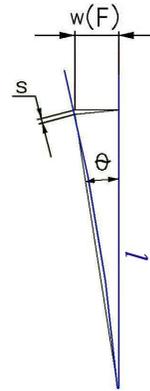


Рис. 3. К определению зависимости между перемещениями s и w

ные листов в конструкции упора – шарнирное. Нагрузку от сляба и реакции в опорах принимаем равномерно распределенными по ширине листа. Такая схема нагружения листа может быть с достаточной степенью точности представлена нагружением балки, жесткость которой соответствует цилиндрической жесткости пластины:

$$E \cdot I = \frac{E \cdot t^3 \cdot b}{12 \cdot (1 - \mu^2)},$$

где t – толщина пластины; b – ширина пластины.

Так как лист упора представляет собой пластину постоянной толщины, имеющую два участка различной ширины, условная балка, заменяющая пластину, должна иметь два участка различной жесткости. Для определения жесткости листа можно воспользоваться МКЭ-программами, однако поскольку цель расчета состоит в оптимизации геометрических размеров листа, более удобной и одновременно достаточно точной схемой является балочная. Расчетная схема для определения жесткости листа представлена на рис. 4.

Исходный лист переменной жесткости заменяем эквивалентной балкой постоянной жесткости, равной жесткости первого участка. К этой балке на стыке участков прикладываем дополнительную перерезывающую силу ΔQ_{cm} и изгибающий момент ΔM_{cm} , которые определены по методу Б. Н. Жемочкина. Для их определения записываем значения внутренних силовых факторов на стыке участков листа: $Q_{cm} = P$; $M_{cm} = P \cdot (l - z_j)$.

Дополнительные сила и момент на стыке участков [1]

$$\Delta Q_{cm} = (\alpha_2 - \alpha_1) \cdot Q_{cm} = P(\alpha_2 - \alpha_1), \quad (4)$$

$$\Delta M_{cm} = (\alpha_2 - \alpha_1) \cdot M_{cm} = P(\alpha_2 - \alpha_1)(l - z_j), \quad (5)$$

где $\alpha_1 = \frac{I_1}{I_1} = 1$, $\alpha_2 = \frac{I_1}{I_2} = \frac{b_1}{b_2}$.

Опорные реакции эквивалентной балки

$$R_{Ae} = \frac{1}{a} \cdot [P(l-a) + \Delta Q_{cm}(z_j - a) + \Delta M_{cm}] = \frac{P}{a} \cdot (l-a)(1 + \alpha_2 - \alpha_1), \quad (6)$$

$$R_{Be} = \frac{1}{a} \cdot [Pl + \Delta Q_{cm} z_j + \Delta M_{cm}] = \frac{P}{a} \cdot l \cdot (1 + \alpha_2 - \alpha_1). \quad (7)$$

Необходимое для определения жесткости балки перемещение определя-

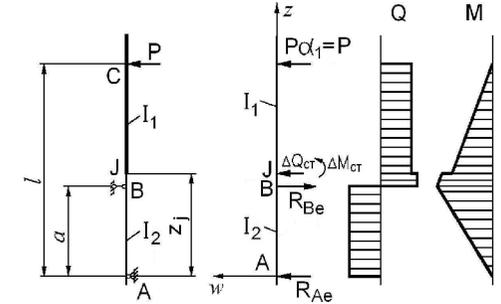


Рис. 4. Расчетная схема для определения жесткости листа

ем методом начальных параметров из уравнения прогибов при $z=l$

$$w(z) = \theta_0 z + \frac{1-\mu^2}{EI_1} \left[\frac{R_{Ae} z^3}{3!} - \frac{R_{Be} (z-a)^3}{3!} + \frac{\Delta Q_{cm} (z-z_j)^3}{3!} - \frac{\Delta M_{cm} (z-z_j)^2}{2!} \right], \quad (8)$$

где θ_0 – угол поворота начального сечения (неизвестный начальный параметр), который находим из граничного условия – равенства нулю прогиба в опорном сечении В: $w(a) = \theta_0 a + \frac{1-\mu^2}{EI} \cdot \frac{R_{Ae} a^3}{6} = 0$, $\theta_0 = -\frac{1-\mu^2}{6EI} \cdot R_{Ae} a^2$.

Жесткость эквивалентной балки $c = P/w_p = p/w_p(l)$, где P – величина силы; w_p – прогиб балки в сечении под силой P .

3. Определение прогиба демпфирующего листа. Прежде чем вычислять прогиб листа, предварительно выполним анализ выражений (2) и (3) для работ сил упругости и сил трения. Сравнение величин этих работ, представленных на графиках (рис. 5), показывает, что величина работы сил трения по сравнению с величиной работы сил упругости весьма мала (меньше 1%, см. рис. 5).

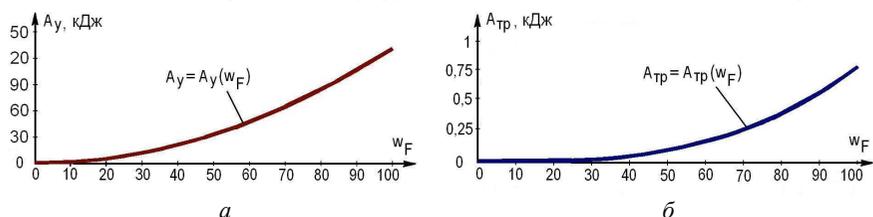


Рис. 5. Зависимость работы силы упругости пакета демпфирующих листов (а) и работы сил трения (б) от перемещения в направлении движения сляба

Поэтому в дальнейших вычислениях ее не учитываем, и выражение (1) записываем в виде

$$mv^2 = ncw_F^2, \quad (9)$$

где w_F – прогиб комплекта листов от нагрузки, действующей от сляба, в сечении под силой F .

Из (9) находим прогиб комплекта листов: $w_F = v \cdot \sqrt{m/nc}$.

Выражение (8) для прогиба w_F с учетом (4)-(7) записываем в виде

$$w_F(z) = \theta_0(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2) \cdot \frac{F}{nP} \cdot z + B(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) \cdot \frac{F}{n}, \quad (10)$$

где $B(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z)$ – коэффициент, равный

$$B(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) = \frac{1-\mu^2}{EI_1 P} \left[\frac{1}{3!} R_A(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2) z^3 - \frac{1}{3!} R_B(l, a, z, \alpha_1, \alpha_2) (z-a)^3 + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{3!} \Delta Q_{cm}(\alpha_1, \alpha_2) (z-z_j)^3 - \frac{1}{2!} M_{cm}(l, z, \alpha_1, \alpha_2) (z-z_j)^2 \right].$$

4. Определение расчетной нагрузки на упор. Динамическую силу, действующую на листы упора при остановке сляба, определяем из (10):

$$F(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) = \frac{w(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) \cdot n}{\theta_0(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2) \cdot \frac{z}{P} + B(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z)}.$$

Расчетную нагрузку на упор принимаем для случая, когда сляб упирается в упор, но привод рольганга не остановлен. В этом случае к динамической нагрузке добавляется сила сцепления между приводными роликами рольганга и слябом. Величина расчетной нагрузки равна

$$F(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) + F_{cu} = F(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) + fmg.$$

5. Определение напряжения в опасном сечении демпфирующего листа. Опасным сечением демпфирующего листа является сечение по опоре В. Напряжение в опасном сечении определяем по формуле

$$\sigma(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z, n, t) = M(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) / \left(n \cdot \frac{b_2 t^2}{6} \right) = \left\{ [F(l, a, z_j, \alpha_1, \alpha_2, z) + fmg] (l-a) \right\} / \left(n \cdot \frac{b_2 t^2}{6} \right).$$

Влияние на величину напряжения в опасном сечении листа его геометрических параметров (длина, ширина, толщина), расстояния между опорами, длины консоли, количества листов показано на графиках (рис. 6).

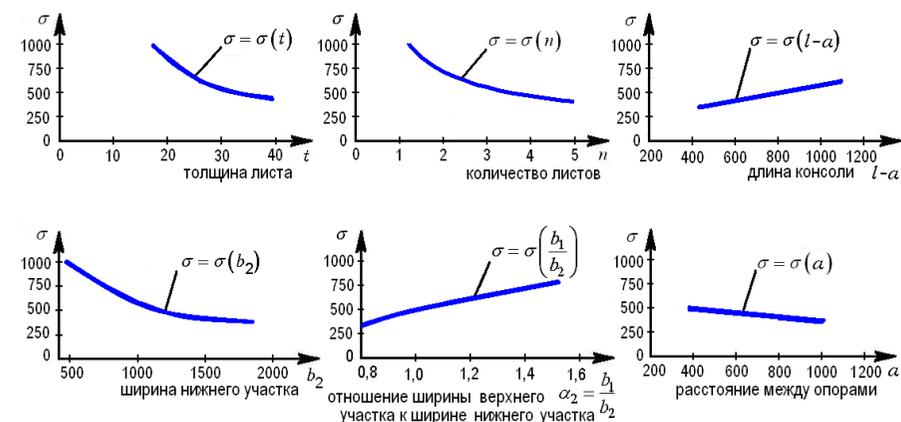


Рис. 6. Графики зависимостей напряжения в опасном сечении демпфирующего листа от геометрических параметров листа

Как видно из графиков, наиболее существенное влияние на напряжение оказывает количество листов, толщина листа, длина консоли, а также ширина нижнего участка листа.

6. Определение конструктивных параметров упора. Данная задача имеет множество решений. Для выбора наиболее приемлемого варианта решается задача оптимизации. Варьируемыми параметрами являются геометрические размеры листов (длина, ширина и толщина), количество листов в комплекте, расстояние между опорами комплекта в корпусе упора. Решение задачи заключается в определении параметров, при которых целевая функция $\sigma = \sigma(l, a, z_j, b_1, b_2, n, t)$ достигает локального минимума σ_{\min} ,

$$0,8 \cdot [\sigma] \leq \sigma_{\min} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала листа, 0,8 – принятый коэффициент запаса, в некоторой области

$$l_{\min} \leq l \leq l_{\max}, \quad a_{\min} \leq a \leq a_{\max}, \quad z_{j\min} \leq z_j \leq z_{j\max},$$

$$b_{1\min} \leq b_1 \leq b_{1\max}, \quad b_{2\min} \leq b_2 \leq b_{2\max}, \quad n_{\min} \leq n \leq n_{\max}, \quad t_{\min} \leq t \leq t_{\max}.$$

Данную задачу решаем с помощью системы компьютерной математики Mathcad (алгоритм нахождения минимума реализован встроенной функцией *minimize*).

Область изменения параметров демпфирующего листа обуславливается рядом соображений: конструктивных, технологических, экономических и др. В основном, эти соображения таковы. На ОАО “Азовмаш” могут быть поставлены листы из стали 65Г. Термообработка листов для получения необходимой твердости будет выполняться на заводе. Размеры имеющегося на заводе закалочного прессы позволяют обрабатывать листы длиной не более 2,5 м, шириной не более 1,8 м и толщиной не более 30 мм. После закалки с отпуском может быть получена твердость HB259, обеспечивающая предел прочности $\sigma_s = 980$ МПа и предел текучести $\sigma_T = 780$ МПа. Допускаемое напряжение для листа составляет $[\sigma] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 780 = 470$ МПа.

В связи с этим приняты следующие ограничения для варьируемых параметров демпфирующего листа: толщина листа $10 \leq t \leq 30$ мм, длина листа $1300 \leq L \leq 1600$ мм, ширина листа в нижней части $800 \leq b_2 \leq 1600$ мм, ширина листа в верхней части $800 \leq b_1 \leq 1800$ мм, расстояние между опорами $400 \leq L_1 \leq 600$ мм, количество листов $1 \leq n \leq 4$.

Целевую функцию $\sigma = \sigma(l, a, z_j, b_1, b_2, n, t)$ для решения задачи оптимизации записываем в виде

$$\sigma(l, a, z_j, b_1, b_2, n, t) = \frac{6(l-a)}{nb_2t^2} \times \left(\frac{w_F(l, a, z_j, b_1, b_2) \cdot n}{B(l, a, z_j, b_1, b_2) + \frac{\theta_0(l, a, z_j, b_1, b_2) \cdot l}{P}} + fmg \right).$$

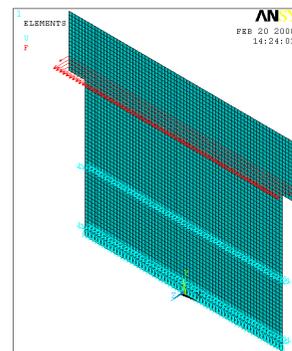


Рис. 7. КЭМ демпфирующего листа

Из решения, полученного при помощи системы Mathcad, следует, что среди множества различных вариантов исполнения упора рассматриваемой конструкции минимальное напряжение в опасном сечении демпфирующего листа будет иметь упор с четырьмя листами ($n = 4$) толщиной $t = 30$ мм, длиной $L = 1450$ мм, шириной $b = b_1 = 1800$ мм при расстоянии между опорами листов $a = 600$ мм. С учетом конструктивных соображений были приняты такие размеры: $L = 1450$ мм, $b_1 = 1800$ мм, $b_2 = 1550$ мм, $a = 600$ мм, $t = 30$ мм. Принятое количество листов в комплекте $n = 4$.

Проверка прочности демпфирующего листа принятой формы (по результатам оптимизации и с учетом конструктивных соображений) выполнена с помощью конечно-элементного программного комплекса ANSYS. В конечно-элементной модели листа (рис. 7) использовался 4-х узловой элемент Shell63. Картины прогибов и нормальных напряжений представлены на рис. 8 и 9.

Согласно полученным результатам прогиб листа в сечении под силой составляет 30 мм, максимальное напряжение в опасном сечении $\sigma_{\max} = 460$ МПа. Как видно, условие прочности листа выполняется ($\sigma_{\max} < [\sigma] = 470$ МПа). Следовательно, при использовании листа с принятыми размерами надежная работа упора будет обеспечена.

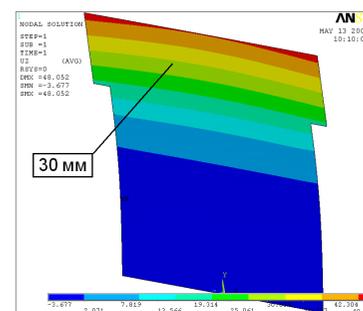


Рис. 8. Картина прогибов демпфирующего листа принятых размеров при действии расчетной нагрузки на комплект из четырех листов

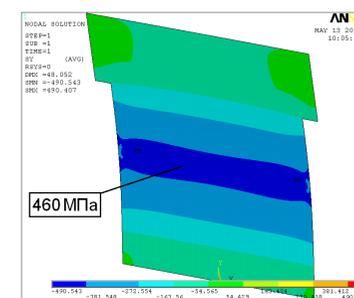


Рис. 9. Картина нормальных напряжений в поперечных сечениях демпфирующего листа

Список литературы: 1. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Поступила в редколлегию 14.04.08