Поступила в редколлегию 12.12.07

наиболее типичных примеров таких сложных систем, то этапы построения численных моделей этих систем, а также их подсистем, продемонстрированы процессе создания конечно-элементных моделей корпуса на бронетранспортера БТР-94Б, многоцелевого тягача МТ-ЛБ, боевой машины пехоты БМП-3 и др. При этом впервые предложены: общая постановка задачи исследования НДС корпуса ЛБМ как составного элемента сложной механической системы; схема разделения исследуемой машины на подконструкции и соответствующее разделение исходной задачи на подзадачи; интегрированная схема построения конечно-элементной модели корпусов исследуемых машин на основе принципов параметричности. интегрируемости (т.е. совмещения проектных и расчетных этапов, а также использование различных CAD и CAE) и применения наряду с универсальными проектно-расчетными программными пакетами и специализированных расчетных модулей; схемы моделирования статических, динамических и импульсных воздействий на корпус ЛБМ: параметризованные конечно-элементные модели корпусов машин.

Приведенные решения позволяют сделать выводы о том, что предложенный комплекс методов, алгоритмов и программного обеспечения позволяет решать задачу определения напряженно-деформированного состояния наиболее ответственных и нагруженных элементов сложных механических систем (в т.ч. корпусов ЛБМ) с учетом всего множества факторов внешнего воздействия. Разработанные и приведенные в статье модели позволяют проводить структурную и параметрическую оптимизацию корпусов легкобронированных машин. В предложенном подходе сочетаются универсализм моделей и инструментов (а также учет специфики модернизируемой конструкции) с применением знаний, накопленных конструкторами и исследователями, а предложенная схема исследований органично встраивается в процесс проектирования, причем позволяет при дальнейших исследованиях оперативно оценивать прочностные и жесткостные характеристики корпусов и соответственно корректировать конструктивные параметры и схемы конструктивных решений.

Работа выполнена в рамках проекта ИТ/480-2007 МОН Украины.

Список литературы: 1. Гриценко Г.Д. Интегрированная схема создания параметрических конечно-элементных моделей корпуса БТР для исследования его собственных колебаний. – В сб.: Вестник НТУ "ХПИ". – 2001. – № 7. – С.56-59. 2. Медведева А.В. Определение вибрационных характеристик корпуса легкой гусеничной машины. – В сб.: Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". – 2001. – № 7. – С.145-148. 3. Ткачук Н.А., Пономарев Е.П., Медведева А.В., Миргородский Ю.Я., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д. Определение рациональных параметров элементов механических систем. – Механіка та машинобудування, 2001. – № 1,2. – С. 308-314. 4. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов спожных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. 2001. – Механіка та машинобудування.

### УДК 539.3

# *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. Розвязок 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 транспортноотделочной 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:

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

где *E* – кинетическая энергия движущегося сляба; *A<sub>y</sub>* – работа сил упругости пакета демпфирующих листов упора; *A<sub>mp</sub>* – 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  $m - \frac{1}{2} \cdot mv^2$ 

масса сляба; v – скорость движения сляба по рольгангу.

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



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

$$A_{y} = \int_{0}^{w} F(w) dw = \frac{1}{2} \cdot ncw^{2}, \qquad (2)$$

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

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

где  $A_{mp\,c,1}$  – работа силы трения сляба о лист **1**;  $A_{mp\,i-1,i}$  – работа силы трения листов **i-1** и **i** между собой;  $N_{c,1}$  – сила нормального давления между листом **1** 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):

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

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

w(F)

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

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



Рис. 4. Расчетная схема для определения жесткости листа

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 дополнительные перерезывающую силу  $\Delta Q_{cm}$  и изгибающий момент  $\Delta M_{cm}$ , которые определены по методу Б. Н. Жемочкина. Для их определения записываем значения внутренних силовых факторов на стыке участков листа:  $Q_{cm} = P$ ;  $M_{cm} = P \cdot (l - z_i)$ .

Дополнительные сила и момент на стыке участков [1]

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

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

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

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

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

Необходимое для определения жесткости балки перемещение определяем методом начальных параметров из уравнения прогибов при z = l

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

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

 $\theta_0 = -\frac{1-\mu^2}{6EI} \cdot R_{Ae} a^2.$ 

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).



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

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

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

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

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

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

**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

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

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

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

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  $\sigma = \sigma(l, a, z_i, b_1, b_2, n, t)$  достигает локального минимума  $\sigma_{\min}$ ,

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

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

$$\begin{split} l_{\min} \leq l \leq l_{\max} , \ a_{\min} \leq a \leq a_{\max} , \ z_{j\min} \leq z_j \leq z_{j\max} , \\ b_{1\min} \leq b_1 \leq b_{1\max} , \ b_{2\min} \leq b_2 \leq b_{2\max} , \ n_{\min} \leq n \leq n_{\max} , \ t_{\min} \leq t \leq t_{\max} , \end{split}$$

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

Область изменения параметров демпфирующего листа обусловливается 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 пресса 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  $\sigma_e = 980$  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  $10 \le t \le 30$  мм, длина листа  $1300 \le L \le 1600$  мм, ширина листа в нижней части  $800 \le b_2 \le 1600$  мм, ширина листа в верхней части  $800 \le b_1 \le 1800$  мм, расстояние между опорами  $400 \le L_1 \le 600$  мм, количество листов  $1 \le n \le 4$ .

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

$$\sigma(l, a, z_j, b_1, b_2, n, t) = \frac{6(l-a)}{nb_2 t^2} \times \left( \frac{w_F(l, a, z_j, b_1, b_2) \cdot n}{B(l, a, z_j, b_1, b_2) + \frac{\Theta_0(l, a, z_j, b_1, b_2) \cdot l}{P}} + fmg \right)$$

различных

(n = 4)

приняты

 $b_1 = 1800$  MM,

комплекте n = 4.

Из решения, полученного при помощи системы Mathcad, следует, что среди множества

вариантов исполнения

рассматриваемой конструкции минимальное

напряжение в опасном сечении демпфирующего листа будет иметь упор с четырьмя листами

толшиной t = 30 мм.

L = 1450 мм, шириной  $b = b_1 = 1800$  мм при

расстоянии между опорами листов a = 600 мм. С учетом конструктивных соображений были

 $b_2 = 1550$  MM,

t = 30 мм. Принятое количество листов в

размеры:

упора

ллиной

L = 1450 мм,

a = 600 MM,



Рис. 7. КЭМ демпфирующего листа

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.

такие

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

### УДК 621.01:621.874:531.8:539.3

*Ю.Б. ГУСЕВ*, гл. конструктор, ОАО "Головной специализированный конструкторско-технологический институт", г. Мариуполь, *А.Ю.ТАНЧЕНКО*, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"

# ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ СЛОЖНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОСТОВОГО ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ

У статті описані задачі оптимального вибору структури та параметрів мостового перевантажувача. Визначені параметри шпренгельної системи та основної балки з урахуванням зменшення товщини.

In the paper the tasks of optimum choice of structure and parameters of overhead loader are described. The parameters of strut frame and basic beam ate determined taking into account a diminishing of thickness.

Введение. Задача оптимального проектирования машин и механизмов имеет специфические особенности на различных стадиях решения. В общей теоретической постановке [1, 2] четко выделяют уравнения состояния исследуемого объекта L, целевые функции I и ограничения H. Однако в этом случае они фигурируют формально в общем виде, без конкретизации. При решении конкретных практических задач возникает проблема