

В. А. ШКОДА, канд. техн. наук, нач. бюро (г. Мариуполь),
В. В. ДИОРДИЙЧУК, вед. конструктор, ОАО «Головной
специализированный конструкторско-технологический институт»
(г. Мариуполь)

АНАЛИЗ СИЛОВЫХ НАГРУЗОК И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ, ВОСПРИНИМАЕМЫХ ПАЛЛЕТАМИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ

У статті проведений аналіз силових навантажень і вигин них моментів, сприйманих палетами автоматизованих формувальних ліній при трьох різних видах навантаження. Розрахунковим шляхом визначені напруження, що виникають в рамі палети. Відмічений істотний вплив зварювальних напружень, які додаються до напружень від дії зовнішніх навантажень. Показана необхідність експериментального дослідження напружень і деформацій в окремих зонах і ребрах підкріпленої пластинки на прикладі рами палети.

In the paper the analysis of power loadings and flexion moments perceived by automated moulding lines pallets is conducted at three different types of weighting. Tensions, arising up in the pallet frame, are determined by computation way. Substantial influence of welding tensions is marked which are summarized with tensions from the action of the external loadings. The necessity of experimental research of tensions and deformations is shown for separate areas and ribs of the supported plate on the example of pallet frame.

Введение. Основным элементом транспортных систем автоматизированных формовочных линий, применяемых в литейном производстве, является паллета [1]. Паллета – специальная жесткая транспортная тележка, имеющая большие габариты в плане (по размеру опоки) при небольшой высоте, воспринимающая значительные вертикальные нагрузки от литейной формы с залитым металлом и установленного на ней технологического груза, а также боковые горизонтальные нагрузки от взаимного действия паллеты с соседними паллетами и с толкателями (рис. 1).

Вес грузов, устанавливаемых на паллету, составляет: опоки: 42,5 х 2 – 85 кН; формовочная смесь, две полуформы (при $\gamma = 1,7 \text{ т/м}^3$) – 80 кН; жидкий металл – 15 кН;

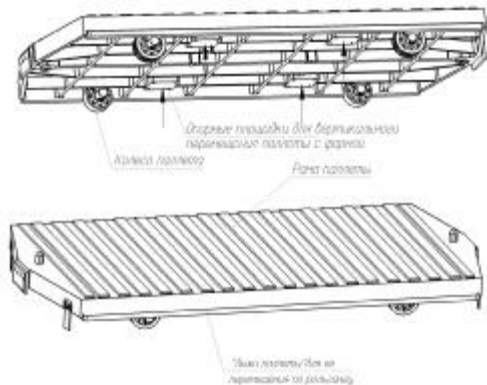


Рис. 1. Паллета автоматизированной формовочной линии “Kunkel Wagner”-1

технологический груз – 90 кН. Итого – 270 кН. Собственный вес паллеты – 25 кН.

Методика решения. При эксплуатации паллет на автоматизированной формовочной линии в зависимости от места нахождения они воспринимают три вида нагружения.

Первый вид нагружения – подъем на операцию выдавливания кома и выбивку (рис. 2). При этом на паллету установлена залитая металлом литейная форма. На раму паллеты воздействует вес от двух опор, жидкого металла и материала формовочной смеси. Подъем осуществляется воздействием опорных поверхностей штоков гидравлических цилиндров на четыре специальные площадки. Расстояние по осям площадок по длине паллеты – 1080 мм, по ширине паллеты – 1170 мм. Воспринимаемая нагрузка $G_1=85+80+15=180$ кН (рис. 2).

Во всех трех случаях суммарную нагрузку считаем равномерно-распределенной.

Интенсивность нагрузки $q_1 = 180/3.46 = 52$ кН/м; $R_{A1} = R_{B1} = 90$ кН.

Второй вид нагружения - перемещение заформованной полуформы с паллетой по рольгангу. При этом по длине паллета опирается на рольганг с расстоянием между роликами рольганга 385 мм. Поэтому изгибающий момент определяем по ширине паллеты (рис. 3).

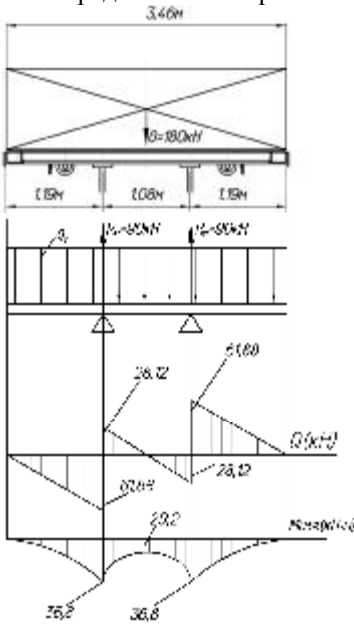


Рис.2. Эпюра сил и изгибающих моментов при первом виде нагружения

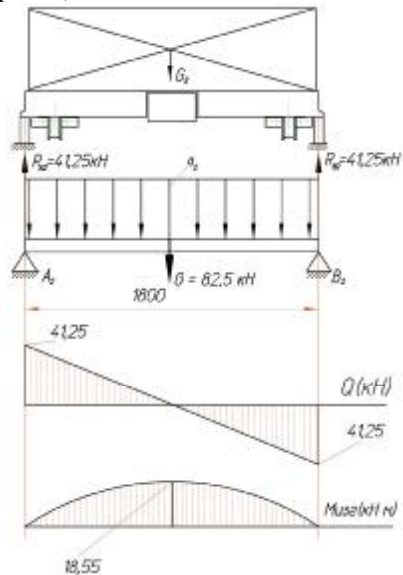


Рис. 3. Эпюра сил и изгибающих моментов при втором виде нагружения

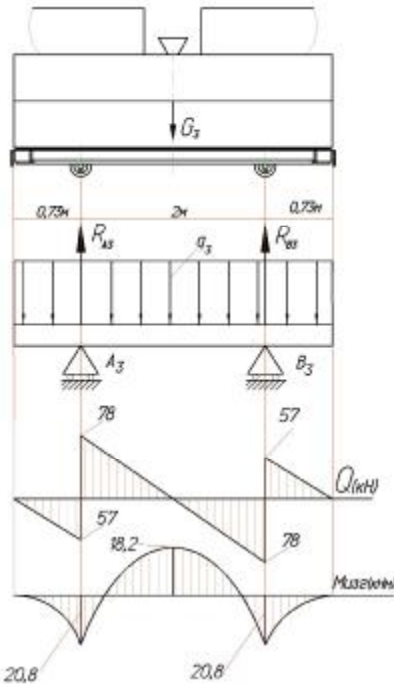


Рис. 4. Эпюры сил и изгибающих моментов при третьем виде нагружения

На раму паллеты действует вес опоки с формовочной смесью:

$$G_2 = 42, 5 + 40 = 82, 5 \text{ кН};$$

$$q_2 = 82,5 / 1,8 = 45,8 \text{ кН/м};$$

$$R_{A2} = R_{B2} = 41, 25 \text{ кН}; M_{\max} = ql^2/8.$$

Третий вид нагружения - перемещение паллеты с установленной на ней залитой литейной формой и технологическим грузом (рис.4).

Воспринимаемая паллетой нагрузка:

$$G_3 = 85 + 80 + 15 + 90 = 270 \text{ кН};$$

$$R_{A3} = R_{B3} = 135 \text{ кН}; q_3 = 78 \text{ кН/м}.$$

При третьем виде нагружения рама паллеты помимо изгибающих моментов от воздействия вертикальных нагрузок испытывает также горизонтальную сжимающую нагрузку от толкателя и соседних паллет. Определим требуемое усилие толкателя для перемещения одной паллеты с залитой литейной формой и установленным на ней

технологическим грузом.

$$G_{гр} = 270 \text{ кН}, G_{пал} = 25 \text{ кН}; W_{пер} = k_p \cdot W_{тр} + W_{ук} [2],$$

где $W_{пер}$ – полное сопротивление передвижению паллеты; k_p – коэффициент сопротивления трению реборд ходовых колес ($k_p = 1,5$); $W_{тр}$ – сопротивление трения при движении паллеты; $W_{ук}$ – сопротивление от уклона рельсовых путей; $W_{тр} = (G_{гр} + G_{пал}) \cdot (f \cdot d_k + 2 \mu) / D_{ик} [2]$; $G_{гр}$ – вес груза – 270 кН; $G_{пал}$ – вес паллеты – 25 кН; f – коэффициент трения в подшипниках колес – 0,015; μ – коэффициент трения качения – 0,03.

$$W_{тр} = (270 + 25) \cdot (0,015 \cdot 7 + 2 \cdot 0,003) / 20 = 2,43 \text{ кН};$$

$$W_{ук} = I (G_{гр} + G_{пал}) = 0,992 (270 + 25) = 0,59 \text{ кН (при } I = 0,002).$$

$$\text{При } D_{ик} = 20 \text{ см и } d_k = 7 \text{ см } W_{пер} = 1,5 \cdot 2,43 + 0,59 = 4,235 \text{ кН}.$$

Максимальное количество паллет в одном ряду автоматизированной формовочной линии – 28 шт. Тогда максимальное сжимающее усилие, действующее на паллету, смежную с толкателем, впереди которой находятся 27 паллет, составляет:

$$P_T = n \cdot W_{\text{пер}} = 27 \cdot 4,235 = 114,35 \text{ кН}.$$

Анализ силовых нагрузок при всех трех видах нагружения показывает, что наибольшее усилие воспринимается паллетой при третьем виде нагружения – 78 кН, причем оно приложено в местах колесных пар. Наибольший изгибающий момент испытывает рама паллеты при первом виде нагружения– 36,8 кН·м.

Несмотря на то, что при третьем виде нагружения силовые нагрузки максимальные, значение изгибающих моментов значительно меньше, чем при первом и втором видах нагружения, причем максимальный момент (20,8 кН·м) приходится на опоры, в то время как в середине паллеты изгибающий момент несколько меньше (18,2 кН·м).

Рама паллеты является многоэлементной конструкцией, но ее можно рассматривать условно как пластину, подкрепленную ребрами, в направлении осей X и Y (рис.5).

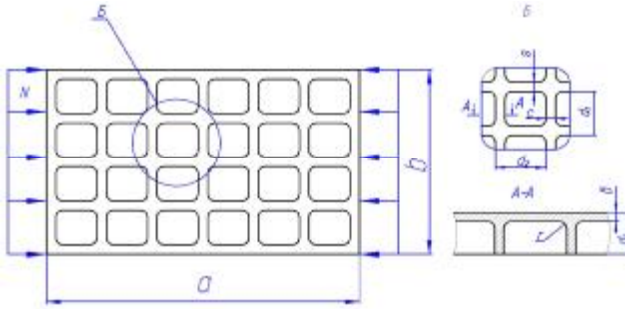


Рис. 5. Подкрепленная (“вафельная”) пластинка

Стремление разработать конструкцию с наименьшей массой приводит к применению подкрепленных плоских пластинок. Одним из их видов является пластинка “вафельного” типа.

Как показывают исследования, их применение обеспечивает снижение массы по сравнению с гладкими пластинами в 1,5...2 раза. Это достигается в основном за счет рационального размещения ребер на подкрепленной стенке и благодаря меньшей чувствительности к конструктивно – геометрическим и технологическим несовершенствам. Критическая нагрузка «вафельной» пластинки в 2,5... 4 раза больше, чем равной по массе гладкой [3].

В технической литературе приводится приближенная теория расчета ортотропных пластин для частных случаев нагружения (сжимающие усилия) [4].

При проектировании подобных конструкций рекомендуется рассмотреть возможность местной потери устойчивости стенок под действием сжимающих усилий (см. рис.5).

Критическое поперечное усилие общей потери устойчивости подкрепленной пластины при $a/b \geq 1$:

$$N = k \cdot 0,822 \cdot E \delta^3 / b^2 [1 + b_2 \varphi (\psi - 1)^3], \quad [3]$$

где φ и ψ – параметры подкрепления:

$$y = \frac{d_{\text{исх}}}{d}; j = j_1 = j_2; j_1 = 2p \cdot S / d_1; j_2 = 2p \cdot c / d_2;$$

ψ – коэффициент эффективности подкрепления; b – меньшая сторона; k – определяется по графику в зависимости от соотношения a/b ; а b_2 – по формулам [3].

Однако в этом же источнике указывается, что обобщение экспериментальных данных для подкрепленных пластинок, в том числе и по их работе на изгиб, в технической литературе отсутствует. Отмечается также, что учет всех влияний представляет весьма сложную задачу, поэтому на практике действительная несущая способность конструкции устанавливается испытаниями натурных образцов.

Определение напряжений изгиба. Для определения возникающих напряжений изгиба в раме паллеты найдем момент сопротивления ее поперечного сечения. При этом рассматривая поперечное сечение рамы паллеты, принимаем во внимание только плиту и продольные ребра, считая, что поперечные ребра обеспечивают устойчивость продольных ребер. На рис.6 изображено поперечное сечение рамы паллеты, которая составлена из четырех типов различных по размеру прямоугольников.

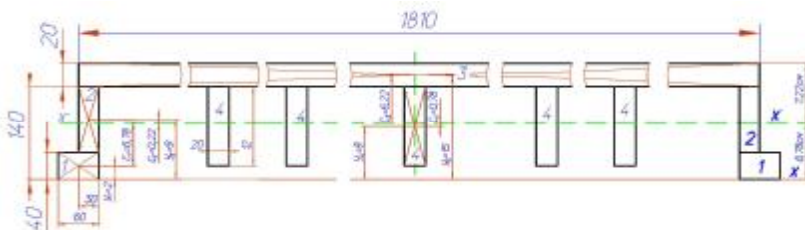


Рис. 6. Поперечное сечение рамы паллеты

1) Определим центр тяжести сечения:

$$F_1 = 6 \cdot 4 = 24 \text{ см}^2 (2 \text{ шт}); F_2 = 3 \cdot 10 = 30 \text{ см}^2 (2 \text{ шт}); F_3 = 181 \cdot 2 = 362 \text{ см}^2;$$

$$F_4 = 2 \cdot 12 = 24 \text{ см}^2 (5 \text{ шт})$$

$$y_i = \frac{\sum F_i \cdot y_i}{\sum F_i} = \frac{24 \cdot 2 \cdot 2 + 30 \cdot 9 \cdot 2 + 362 \cdot 15 \cdot 2 + 24 \cdot 8 \cdot 5}{24 \cdot 2 + 30 \cdot 2 + 362 + 24 \cdot 5} = 8,78 \text{ см}$$

2) Момент инерции составных сечений:

$$J_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{6 \cdot 4^3}{12} = 32 \text{ см}^4 (2 \text{ шт}); J_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{3 \cdot 10^3}{12} = 250 \text{ см}^4 (2 \text{ шт});$$

$$J_3 = \frac{bh^3}{12} = \frac{181 \cdot 2^3}{12} = 120,67 \text{ см}^4; J_4 = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot 12^3}{12} = 288 \text{ см}^4 (5 \text{ шт});$$

3) Осевые моменты инерции составных частей сечения относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения:

$$J_x = J_x + F \cdot c^2 [5]; \quad c - \text{расстояние между осями.}$$

$$J_{x(1)} = 32 + 24 \cdot 6,78^2 = 1135 \text{ см}^4; \quad J_{x(2)} = 250 + 30 \cdot 0,22^2 = 250,05 \text{ см}^4;$$

$$J_{x(3)} = 120,67 + 362 \cdot 6,22^2 = 14125 \text{ см}^4; \quad J_{x(4)} = 288 + 24 \cdot 0,78^2 = 302,6 \text{ см}^4;$$

$$J_{x \text{ сечения}} = 1135 \cdot 2 + 250,05 \cdot 2 + 14125 + 302,6 \cdot 5 = 18408,1 \text{ см}^4$$

4) Радиус инерции сечения:

$$i_{x \min} = \sqrt{\frac{J_x}{F}} = \sqrt{\frac{18408,1}{590}} = 5,6 \text{ см}; \quad i_{x \max} = H - i_{x \min} = 16 - 5,6 = 10,4 \text{ см}$$

5) Момент сопротивления поперечного сечения:

$$W = \frac{J_x}{i_{x \max}} = \frac{18408,1}{10,4} = 1770 \text{ см}^3$$

Определим напряжение изгиба в опасном сечении рамы паллеты:

$$\sigma_{изг} = M_{изг} / W.$$

Наибольшее напряжение изгиба в первом случае нагружения:

$$\sigma_{изг1} = \frac{36,8 \cdot 10^3 \cdot 10^2}{1770 \cdot 10^{-4}} = 20,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 20,8 \text{ МПа.}$$

Наибольшее напряжение изгиба в третьем случае нагружения:

$$\sigma_{изг3} = \frac{20,8 \cdot 10^3 \cdot 10^2}{1770 \cdot 10^{-4}} = 11,75 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11,75 \text{ МПа.}$$

При определении напряжения от сжимающих (горизонтальных) сил, имеющих место при третьем виде нагружения, принимаем, что это усилие воспринимают три центральных ребра, расположенных в буферной зоне. Несмотря на значительную длину этих ребер, расчет на продольный изгиб не ведем, так как указанные продольные ребра раскреплены поперечными ребрами.

Суммарное сечение трех ребер, воспринимающих горизонтальную нагрузку: $F = 12 \cdot 2 \cdot 2 + 12 \cdot 3 = 84 \text{ см}^2$.

Возникающие напряжения сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{114,35 \cdot 10^3}{84 \cdot 10^{-4}} = 13,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 13,6 \text{ МПа.}$$

При сварной конструкции рамы паллеты необходимо рассчитать напряжения в сварных швах. При действии на угловой шов изгибающего момента и срезающей силы он рассчитывается по формуле

$$[6]: t = \frac{P}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2}.$$

Тогда для первого случая нагружения в точках опор при общей длине вертикальных швов поперечного сечения рамы 1440 мм и катете шва 10 мм:

$$t = \frac{61,88 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 1,44 \cdot 0,01} + \frac{6 \cdot 36,8 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 0,01 \cdot 1,44^2} = 21,35 \text{ МПа} < 104 \text{ МПа} .$$

Допускаемые напряжения для сварных соединений назначают в долях от допускаемых напряжений для основного металла. Наиболее существенным фактором, влияющим на величину допускаемых напряжений, в сварных соединениях является тип сварного шва и качество выполнения сварки [7]:

- $[\sigma]$ для конструкций из ст3 – 160 МПа;
- для сварных конструкций, работающих на растяжение $[\sigma]_p = 0,9[\sigma] = 0,9 \cdot 160 = 144$ МПа;
- для сварных конструкций, работающих на срез: $[\tau'] = 0,65[\sigma] = 0,65 \cdot 160 = 104$ МПа;
- для сварных конструкций, работающих на сжатие: $[\sigma]_{сж} = [\sigma] = 160$ МПа.

Как видно из полученных результатов, напряжения изгиба и сжатия, а также напряжения среза в сварных швах значительно ниже допускаемых. Тем не менее, при эксплуатации паллет выявлено разрушение отдельных сварных швов, что может объясняться появлением сварочных напряжений при изготовлении рамы.

“Вафельная” конструкция рамы характеризуется большим количеством сварных швов (угловых и тавровых) общей протяженностью более 120м, что создает условия для проявления сварочных напряжений. Возникновение сварочных напряжений и деформаций связано с неравномерным нагревом элементов. После полного остывания сварочного элемента в нем может существовать система взаимноуравновешенных напряжений, называемых остаточными сварочными напряжениями, или собственными напряжениями. Под вторичными деформациями сварных конструкций подразумевают остаточную деформацию, возникающую в результате перераспределения остаточных напряжений. Это перераспределение может произойти при первом виде нагружения сварной конструкции, а также при механической или термической обработке [7].

Сварочные напряжения изменяют напряженное состояние конструкции, возникающее от внешней нагрузки, создают плоскостное или объемное напряженное состояние, способствующее появлению хрупкости в металле. Сварочные напряжения могут быть настолько большими, что вызывают разрушение металла шва или конструкции [3].

В угловых швах возникают поперечные сварочные напряжения, так как жесткость соединяемых элементов препятствует свободному сокращению шва при остывании. А таких элементов в “вафельной” пластинке много. При этом остаточные напряжения сварочной конструкции складываются с напряжениями от внешних нагрузок.

Исходя из вышеизложенного, представляет научный и практический интерес экспериментальное исследование фактического распределения

напряжений и деформаций в отдельных зонах и ребрах подкрепленной плоской (“вафельной”) пластинки на примере рамы паллеты.

Выводы. 1. Рама паллеты представляет собой протяженную пластинку, снизу усиленную продольными и поперечными ребрами. Ее можно условно характеризовать как “подкрепленную плоскую пластинку” или как “вафельную пластинку”. Применение таких конструкций обеспечивает снижение массы по сравнению со сплошными гладкими пластинками в 1,5 – 2 раза, и увеличение критической нагрузки в 2,5 – 4 раза.

2. Определены нагрузки, воздействующие на раму паллеты при разных способах ее нагружения. Для каждого способа нагружения построены эпюры действующих сил и изгибающих моментов. Установлено, что наибольшее значение изгибающего момента будет иметь место при первом случае нагружения – 36,8 кН м. При третьем случае нагружения максимальный момент рама испытывает в местах расположения опорных колес, где он составляет 20,8кН м.

3. Вычислен осевой момент инерции поперечного геометрического сечения рамы паллеты. Расчетным путем определены максимальные напряжения изгиба в раме паллеты и в сварных швах, а также напряжения с учетом действия на нее продольных сил. Максимальное напряжение, возникающее в раме, составляет 20,8 МПа, что значительно меньше допустимого. Несмотря на это, в процессе эксплуатации паллет в их рамках имеет место местные разрушения сварных швов. Это может объясняться тем, что “вафельные” сварные конструкции характеризуются большим количеством сварных швов, в которых возникают значительные собственные напряжения, а также тем, что не все ребра рамы одновременно испытывают одинаковую нагрузку, в результате чего часть ребер перегружена, а остальные недогружены.

4. К настоящему времени в технической литературе отсутствуют обобщения экспериментальных данных для плоских подкрепленных пластинок, особенно сварной конструкции.

Представляет научный и практический интерес экспериментальное исследование распределения напряжений и деформаций в отдельных зонах и ребрах подкрепленной пластинки на примере рамы паллеты.

Список литературы. 1. *Диордийчук В.В., Шкода В.А.* Транспортные системы автоматизированных формовочных линий крупного литья // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. “Машиностроение и САПР” – Харьков: НТУ «ХПИ». - 2010. – №19. –С. 95-100. 2. *Руденко Н.Ф., Александров Н.П., Лысяков А.Г.* Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1971. – 464с. 3. *Лизин В.Т., Пяткин В.А.* Проектирование тонкостенных конструкций – М.: Машиностроение, 1985. – 344 с. 4. *Вайнберг Д.В., Вайнберг Е.Д.* Расчет пластин. – Киев: Будівельник, 1970. – 436 с. 5. *Писаренко Г.С., Агарев В.А., Квитка А.Л., Попков В.Г., Уманский Э.С.* Курс сопротивления материалов. – Киев: Изд-во акад. наук УССР, 1964. – 468 с. 6. *Гузенков П.Г.* Краткий справочник к расчетам деталей машин. – М: Высшая школа, 1963. – 324 с. 7. *Серенко А.Н., Крумбольд М.Н., Багрянский К.В.* Расчет сварных соединений и конструкций. – Киев: Вища школа, 1977. – 336 с.

Поступила в редколлегию 30.09.2010