

стик влажных материалов. — Приборы и системы управления, 1968, № 2. [3]. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий: Справочник. — М.: Машинно-строение, 1976, т. 1.

Поступила 4 мая 1984 г.

УДК 621.86.067

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЙ ХАРАКТЕРИСТИК СЕГМЕНТНЫХ И ШИБЕРНЫХ БУНКЕРНО-ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Е. Н. РЫКОВ

Луцкий филиал Львовского политехнического института

Рассредоточение пачки заготовок и извлечение единичной заготовки рабочим органом загрузочно-разгрузочных устройств — сложный процесс. Здесь возникают дополнительные усилия из-за специфики формы деталей (переплетение концов заготовок и др.), и рабочие органы устройств испытывают значительные напряжения от действия на них массы заготовок.

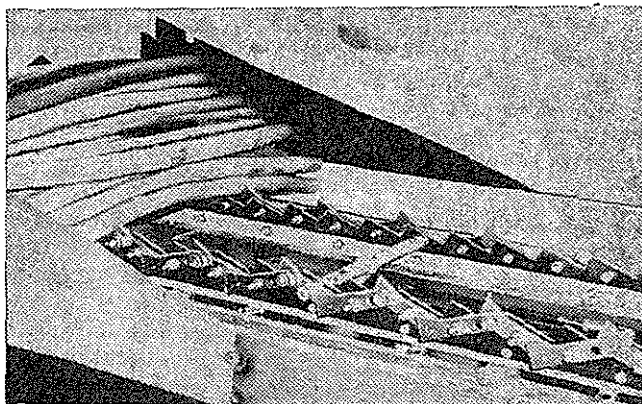


Рис. 1. Сегментное бункерно-загрузочное устройство ЗУ-М для цилиндрических заготовок с прямолинейной и изогнутой осью.

Для изучения характера взаимодействия рабочего органа с массой заготовок при рассредоточении пачки были использованы сегментное (рис. 1) и шиберное (рис. 2) бункерно-загрузочные устройства. С этой целью определяли динамические нагрузки и характер распространения давлений в пачке заготовок, находящихся в бункере. Опасные сечения рабочих органов (Т-образного профиля) загрузочных устройств находятся в месте перехода (выполненного в виде галтели) рабочей поверхности сегмента и шибера в основание.

Тензометрические исследования сегментов, шибера и вибрирующего дна бункера выполнены по следующей схеме: тензодатчики наклеивали по торцам рабочей поверхности шибера (датчик 1 на рис. 3) и на боковую поверхность пластины (датчик 2 на рис. 3).

Деформация, замеренная датчиком 1 в точке А (рис. 3), отличается от наибольшей деформации, замеренной датчиком 2, и зависит от по-

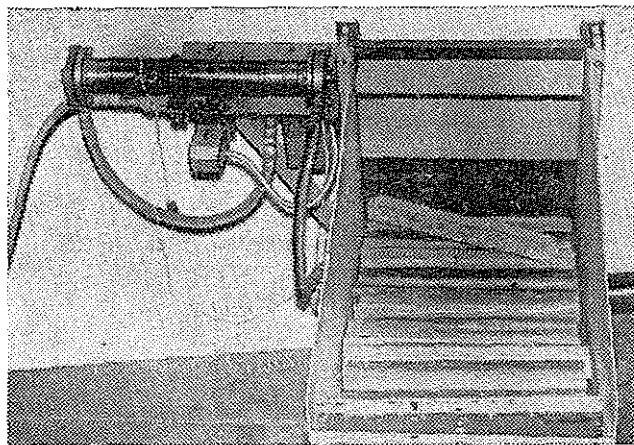


Рис. 2. Шиберное бункерно-загрузочное устройство ЗИУ-2М для прямоугольных и конических заготовок.

ложения датчика по отношению к этой точке и от состояния радиуса галтели. При наклейке тензодатчика на боковую поверхность так, чтобы его середина (база $S < 0,3 r$) находилась в начале закругления галтели, погрешность в определении наибольшей деформации не превышает 5%. Наибольшая деформация в галтели при ступенчатом изменении сечения возникает в начале закругления галтели (точка А). Возникающие напряжения определяют с помощью датчиков, наклеенных на галтели с учетом усреднения по длине базы датчика.

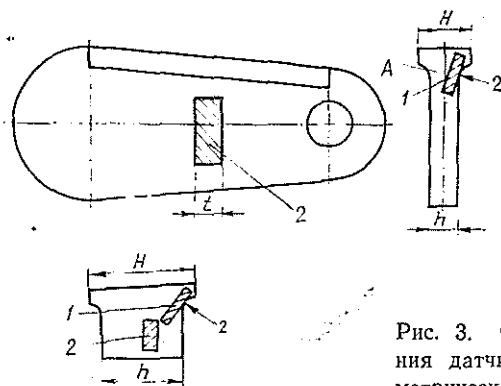


Рис. 3. Схема расположения датчиков при тензометрических исследованиях.

Для определения наибольших напряжений необходимо показание датчика умножить на поправочный коэффициент, выбранный в зависимости от положения середины датчика на галтели. Для датчика с базой $S = \frac{r}{3}$ в зависимости от отношения $\frac{S}{r}$ для значений $6 > \frac{h}{r} > 2$ поправочные коэффициенты находятся в пределах от 1,60 до 1,14.

В нашем случае максимальное напряжение для рабочего сегмента равно $571 \text{ Н/м}^2 \times 1,4 = 799 \text{ Н/м}^2$, для шибера — $666 \text{ Н/м}^2 \times 1,3 = 866 \text{ Н/м}^2$. Предел длительной прочности сегмента — 1200 Н/м^2 , шибера — 1300 Н/м^2 .

Подвижное дно шиберного бункерно-загрузочного устройства (рис. 2) испытывает давление от пакета (пачки) размещенных на нем заготовок. Дно совершает колебательные движения и является рабочим ориентирующим органом. При проведении экспериментов изучали характер и величину давления заготовок на дно бункера в зависимости от параметров вибраций. Давление на дно бункера измеряли с помощью специально спроектированных и изготовленных датчиков.

Расчет датчика давления сводится к определению толщины сго мембраны из условия, чтобы относительная деформация ее не превышала пределов относительной деформации материала тензодатчика омического сопротивления. Предварительными исследованиями установлено, что давления, замеренные датчиком при действии на них равных по абсолютной величине нагрузок, но приложенные в одном случае статически, а в другом динамически (за абсолютное значение динамической нагрузки принимают максимальное значение инерционной нагрузки), дают расхождения результатов в среднем на 40—50%. Поэтому тарировку датчиков давлений производили на специальном вибрационном стенде при параметрах вибрации экспериментального устройства, соответствующих рабочим параметрам. При тарировке мембрану нагружали стальными шариками диаметром 9 мм, которые помещали в цилиндр. Основанием цилиндра являлась мембрана датчика. Сверху цилиндр закрывали крышкой. Масса шариков изменялась за счет изменения высоты цилиндра, который увеличивали или уменьшали за счет добавления или снятия колец высотой 25 или 50 мм.

В процессе исследований на вибрирующем дне устанавливали два датчика. Замеры производили при высоте пакета в бункере, равной 300 мм.

Получаемые давления зависят от частоты вибрации и, в меньшей мере, от ее амплитуды.

Так, при амплитудах колебаний от 15 до 20 мм и частоте 6 Гц давление составило 157 Н/м^2 , 8 — 235, 10 — 356, 15 Гц — 400 Н/м^2 . От этих давлений, разделив их на величину площади датчика $S = \pi r^2 = 0,011 \text{ м}^2$, легко перейти к напряжениям в единице площади. Максимальное динамическое давление, замеренное в процессе производства опытов при амплитуде колебания 15 мм и частоте 15 Гц, составило 400 Н/м^2 , т. е. при данных параметрах вибраций динамическое давление в 1,6 раз выше статического, определенного в начале исследований и равного 250 Н/м^2 .

Обобщенный параметр, называемый коэффициентом режима Γ , имеет вид:

$$\Gamma = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g},$$

где β — угол колебаний вибрирующего дна;

A — амплитуда колебаний;

ω — частота колебаний.

Аналитическая зависимость динамического давления P_d , Н/м^2 , от коэффициента режима Γ выражается

$$P_d = P_0 (1,7 - 0,7e^{-0,5 \Gamma}), \quad (1)$$

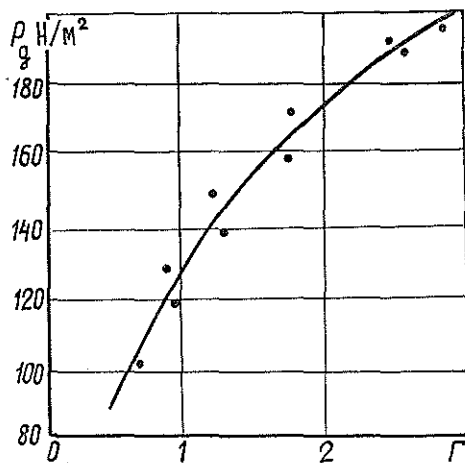


Рис. 4. Зависимость динамических давлений P_d от коэффициента режима Γ .

где P_0 — статическое давление на дно бункера.

Давления, определяемые с помощью формулы (1), хорошо согласуются с результатами экспериментальных данных, полученных на исследуемом устройстве (рис. 4).

Известно, что не вся номинальная масса транспортируемого груза должна учитываться при расчете и настройке колебательной системы. Часть массы заготовок, находящаяся непосредственно на вибрационном дне бункера, колеблется с амплитудой и частотой, которые равны по величине амплитуде и частоте колебаний самого дна бункера. Для коэффициента режима в пределах $\Gamma = 1-3,5$ эта часть массы составляет от 1,1 до 0,3 статической массы.

Анализ распространения колебаний в пачке заготовок, находящихся в бункере, показывает, что амплитуда колебаний внутри пакета заготовок убывает по мере удаления от дна бункера и на высоте 300 мм уменьшается вдвое; колебания слоев заготовок внутри пакета сдвинуты по фазе друг относительно друга. Это приводит к возрастанию силы сопротивления колебаниям вибрирующего дна, т. е. повышаются динамические нагрузки со стороны заготовок на дно бункера.

Соотношение (1) используют для количественной оценки присоединенной массы

$$P_0(1,7 - 0,7e^{-0,5\Gamma}) = m_{пр} A \omega^2 \sin \beta, \quad (2)$$

откуда

$$m_{пр} = \frac{P_0(1,7 - 0,7e^{-0,5\Gamma})}{A \omega^2 \sin \beta}. \quad (3)$$

Так, для случая, когда $A = 0,5$ см, $\omega = 82,9$ рад/с и $\beta = 30^\circ$, присоединенная масса равна 212,8 кг, в то время, как в условиях статики масса материала равна 425,0 кг.

Присоединенная масса для этого режима составляет половину статической массы $m_{пр} \approx 0,5 m_0$. С увеличением интенсивности вибраций величина присоединенной массы возрастает. В рассмотренных режимах она изменяется в интервале 0,40—0,75. Величину присоединенной массы используют при описании колебаний рабочего органа. Кроме того, нужно знать массу заготовок в любой момент работы устройства; определить ее можно, зная скорость перемещения заготовок. Методика этих определений приведена нами ранее*.

Таким образом, располагая указанными данными, можно определить необходимую интенсивность накопления заготовок в бункере сегментного или шиберного загрузочных устройств, а затем величину присоединенной массы для соответствующего момента времени, что позволяет вывести уравнение колебаний рабочего органа в условиях непрерывно изменяющейся массы накопленных заготовок.

Поступила 17 января 1984 г.

* Рыков Е. Н. Автоматические загрузочные устройства для деталей усложненной формы. — Львов; Высш. школа, 1980. — 135 с.