

**Висновки.** Побудована та розв'язана математична модель напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на ділянці надання їй форми краплі дозволяє визначати напружено-деформований стан стрічки з довільними механічними характеристиками при довільній довжині перехідної ділянки та може бути використана при проектуванні конвеєрів із підвищеним кутом нахилу. Для зменшення максимальних внутрішніх зусиль в тягових елементах доцільно підняття барабана на величину  $\delta = 0,4(s - R)$ .

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Волин И.А. Обоснование метода расчета соединений ленты с ходовыми каретками подвесных ленточных конвейеров для транспортирования горных пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Волин Игорь Анатольевич. – М., 2008. – 149с.
2. Бельмас И.В. Влияние геометрии участка лоткообразования на напряженное состояние ленты конвейера / И.В.Бельмас, И.Т.Сабурова // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2000. – Том 2, юбилейный выпуск (1999-2000). – С.306-309.

УДК 621.9.077

ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

### ИССЛЕДОВАНИЕ УГЛОВОЙ ЖЕСТКОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОВОРОТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

**Введение.** Одним из основных факторов, определяющих качество изготовления деталей, является жесткость технологической системы станок-приспособление-инструмент-деталь. В приспособлениях уменьшение их жесткости возникает из-за неточности изготовления и износа контактирующих поверхностей. Для получения заданной точности обработки деталей конструируемое приспособление должно быть достаточно жестким [1].

Жесткость, в первую очередь, необходимо обеспечивать в направлении действия сил резания и зажима, применяя конструкции с малым количеством стыков, имеющих незначительное отклонение от плоскостности. Следует также по возможности избегать несимметричного приложения нагрузки. Кроме того, непостоянство силы резания и неоднородность жесткости станочных приспособлений и других элементов упругой технологической системы предопределяют возникновение вибраций [1]. При вибрации повышается шероховатость обрабатываемой поверхности, ухудшаются условия работы режущего инструмента и усиливается динамический характер силы резания. Если частота собственных колебаний приспособления совпадает с частотой колебаний при резании, то возникает резонанс, при котором амплитуда колебаний сильно возрастает. С повышением жесткости приспособлений увеличивается частота и уменьшается амплитуда их собственных колебаний, улучшается качество обработанных поверхностей.

**Постановка задачи.** Поскольку на технологический процесс обработки оказывает значительное влияние жесткость приспособлений, то весьма важно иметь теоретические зависимости, позволяющие ее оценить. Исследуем угловую жесткость приспособлений, имеющих кольцевые направляющие с разными отклонениями от плоскостности при несимметричной нагрузке.

Для решения задачи воспользуемся нелинейной зависимостью между давлением и контактными перемещениями, предложенной в [2]:

$$\sigma(x) = \left(\frac{\delta(x)}{c}\right)^n, \quad (1)$$

где  $\sigma(x)$  – давление в сечении  $x$ , Па;  $\delta(x)$  – контактное перемещение в сечении  $x$ , мкм;  $c$  – коэффициент, зависящий от геометрии поверхностей и свойств материала;  $n$  – показатель степени.

При такой постановке задачи для подобных конструкций результаты расчета в соответствии с теорией упругого полупространства хорошо согласуются с экспериментом [2]. Обобщение экспериментальных данных показали, что для повторных нагрузок стыков металлов (сталь, чугун, бронза)  $n = 2$ . Коэффициент  $c$  для каждого конкретного случая можно определять по таблицам, приведенным в [2].

Принимаем также, что жесткость поверхностных слоев значительно ниже жесткости сопрягаемых деталей, и собственные деформации сопрягаемых деталей не рассматриваем.

**Результаты работы.** При расчете жесткости несимметрично нагруженных плоских кольцевых направляющих, не имеющих отклонений от плоскостности, необходимо различать два случая: без отрыва контактирующих поверхностей и с отрывом.

Рассмотрим первый случай (рис.1). Для упрощения расчета заменим указанную выше схему нагрузки центрально приложенной силой  $P$  и моментом  $M$ . Тогда условием равновесия кольцевой опорной поверхности будут:

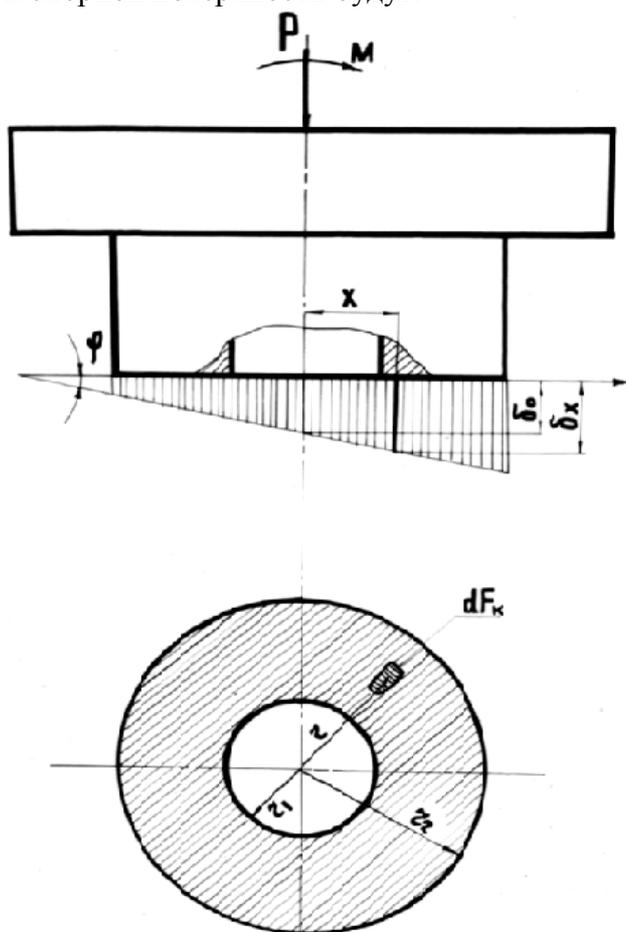


Рисунок 1 – Расчетная схема несимметрично нагруженных кольцевых направляющих

$$\iint_{F_k} \sigma(x) dF_k = P; \quad (2)$$

$$\iint_{F_k} \sigma(x) x dF_k = M,$$

где  $F_k$  – площадь кольцевых направляющих,  $m^2$ .

Упругое перемещение в сечении  $x$  контактирующих поверхностей направляющих:

$$\delta(x) = \delta_0 + \varphi \cdot x, \quad (3)$$

где  $\delta_0$  – упругое перемещение в центре,  $мм$ ;  $\varphi$  – угол упругого поворота кольцевой поверхности,  $рад$ .

Принимая  $n = 2$  и интегрируя (2), получим:

$$P = \frac{\delta_0^2}{c^2} F_k + \frac{\varphi^2}{c^2} J_k; \quad (4)$$

$$M = \frac{2 \cdot \delta_0 \cdot \varphi}{c^2} J_k,$$

где  $F_k = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)$  – площадь кольца,  $m^2$ ;  $J_k = \frac{\pi(r_2^4 - r_1^4)}{4}$  – момент инерции,  $m^4$ .

Решаем эти уравнения относительно  $\frac{\varphi \cdot r_i}{\delta_0}$ , где  $r_i = \frac{J_k}{F_k}$  – радиус инерции кольцевого сечения:

$$\frac{\varphi \cdot r_i}{\delta_0} = \frac{P \cdot r_i}{M} - \sqrt{\frac{P^2 \cdot r_i^2}{M^2} - 1} = \frac{P \cdot r_i}{M} - \left( \frac{P \cdot r_i}{M} - \frac{1}{2} \frac{M}{P \cdot r_i} - \frac{1}{8} \frac{M^3}{P^3 \cdot r_i^3} + \dots \right) \approx \frac{M}{2P \cdot r_i}. \quad (5)$$

Из выражения (5) видно, что при постоянном среднем давлении угол наклона в стыке  $\varphi$  прямо пропорционален моменту  $M$ :

$$\varphi = \frac{k \cdot M}{J_k}, \quad (6)$$

где  $k = \frac{c \cdot \sigma^n}{n}$ .

Рассмотрим случай контактирования кольцевых направляющих, имеющих отклонения от плоскостности. Угол наклона контактирующих поверхностей кольцевых направляющих в этом случае можно определить по формуле

$$\varphi_n = \varphi \cdot \mu_\varphi, \quad (7)$$

где  $\mu_\varphi$  – коэффициент, учитывающий влияние отклонения от плоскостности на угол наклона контактирующих поверхностей.

Для расчета коэффициента  $\mu_\varphi$  в соответствии с рекомендациями [2] принимаем, что упругое перемещение в сечении с координатой « $x$ » равно:

$$\delta_x = \delta_0 - \Delta x + \varphi \cdot x, \quad (8)$$

где  $\delta_0 = c \cdot \sigma_0^{\frac{1-n}{n}}$  – контактное перемещение для плоских стыков, *мкм*;  $\sigma_0$  – среднее давление, *Па*;  $\Delta x$  – отклонение от плоскостности, *мкм*;  $\varphi$  – угол наклона, *рад*.

Отклонение от плоскостности может быть представлено в виде гиперболы или параболы. Выполним расчет коэффициента  $\mu_\varphi$  для случая, когда выпуклая неровность представляет собой параболоид с несимметричными отклонениями от плоскостности:

$$\Delta(x, y) = \frac{\Delta x \cdot x^2 + \Delta y \cdot y^2}{r_2^2}, \quad (9)$$

где  $\Delta x, \Delta y$  – отклонение от плоскостности в направлении осей  $x$  и  $y$  соответственно, *мкм*;  $r_2$  – внешний радиус направляющих, *м*.

Условия равновесия стыка можно выразить уравнением

$$M = \iint_{F_k} \sigma(x, y) x dF_k. \quad (10)$$

Переходя к полярным координатам и выполняя преобразования, получим

$$M = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{(\delta_0 - \Delta(r; \theta) + \varphi \cdot r \cdot \cos \theta)^2}{c^2} r^2 \cdot \cos \theta dr d\theta =$$

$$\frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} [(\delta_0 - \Delta(r; \theta))^2 + 2(\delta_0 - \Delta(r; \theta)) \cdot \varphi \cdot r \cos \theta + \varphi^2 \cdot r^2 \cos^2 \theta] r^2 \cos \theta dr d\theta. \quad (11)$$

Угловая жесткость стыков характеризуется величиной  $\frac{dM}{d\varphi}$ . Используя предыдущее выражение и принимая, что перемещение от наклона на угол  $\varphi$  существенно меньше перемещений от начальной центральной нагрузки, получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot (\delta_0 - \Delta(r; \theta)) \cdot r^3 \cos^2 \theta dr d\theta + \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \varphi \cdot r^4 \cdot \cos^3 \theta dr d\theta. \quad (12)$$

Пренебрегая выражением  $\frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \varphi \cdot r^4 \cdot \cos^3 \theta dr d\theta$  ввиду его малости (аналогично [2]) и интегрируя с учетом профиля отклонения, например параболоида, получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left( \delta_0 - \frac{\Delta x \cos^2 \theta + \Delta y \sin^2 \theta}{r_2^2} \right) r^3 \cdot \cos \theta dr d\theta. \quad (13)$$

Интегрируя по радиусу поверхности контакта и преобразовывая выражение (13), получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{\pi \cdot \delta_0 \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{4} - \frac{\Delta x \cdot \pi \cdot (r_2^6 - r_1^6)}{8} - \frac{\Delta y \pi (r_2^6 - r_1^6)}{24 r_2^6}. \quad (14)$$

Для ровного стыка угловая жесткость определяется зависимостью

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{J_k}{k} = \frac{\pi \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{2 \cdot c \cdot \sigma^{0.5}} \quad (15)$$

Тогда коэффициент, учитывающий влияние отклонения от плоскостности на угол наклона в стыке, определяется следующим выражением:

$$\mu_\varphi = \frac{(r_2^4 - r_1^4) \cdot c \cdot \sigma^{0.5}}{\Delta \left[ \frac{c \cdot \sigma^{0.5} (r_2^4 - r_1^4)}{\Delta} - \frac{\Delta x \cdot (r_2^6 - r_1^6)}{2\Delta} - \frac{\Delta y (r_2^6 - r_1^6)}{6\Delta r_2^6} \right]}, \quad (16)$$

где  $\Delta$  – величина наибольшего отклонения от плоскостности, *мкм*.

**Выводы.** Таким образом, зная коэффициент  $\mu_\varphi$  по формуле (16) и угол  $\varphi$ , рассчитанный по формуле (6), можно определить фактический угол наклона стыка с учетом отклонения от плоскостности и оценить влияние этого фактора на точность и качество обработки.

При реальных давлениях и неточностях изготовления и износах коэффициент  $\mu_\varphi$  может достигать значений 3-4, а при бoльших отклонениях – и бoльше. Если не осуществляется взаимная пригонка поверхностей, то даже малые отклонения от плоскостности, измеряемые микронами, приводят к существенному увеличению упругих перемещений даже при низких давлениях.

Полученные зависимости носят общий характер и могут быть использованы при расчетах других случаев контактирования кольцевых стыков, например, при расчетах погрешностей закрепления при обработке заготовок установленных на кольцо, фрикционных муфт, кольцевых упорных подшипников скольжения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений / В.Корсаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 277с.
2. Левина З. Контактная жесткость машин / З.Левина, Д.Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

УДК 622.625.28

ЗІБОРОВ К.А., к.т.н., доцент

ДВНЗ «Національний гірничий університет»

### МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕДАЧІ РУХУ ТЕРТЯМ В ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВАХ

**Вступ.** Надійна робота більшості сучасних високопродуктивних видів транспорту (стрічкові конвеєри, залізничний, автомобільний транспорт тощо) забезпечується умовами фрикційної взаємодії контактуючих поверхонь. Для стрічкових конвеєрів – це зчеплення приводного барабана зі стрічкою, для залізничного транспорту – колеса з рейкою, для автомобільного – колеса з ґрунтом.

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох факторів. До найважливіших з них відносяться вигляд і стан поверхні контактуючих тіл, наявність або відсутність мастила (масла або вологи, колоїдних речовин і т.п.), температура поверхні на плямі контакту, геометричні та реологічні характеристики контактуючих тіл, вид напруженого стану матеріалу на плямі контакту, характер прикладення навантаження.