

$$N_k = \frac{M_x}{I_x} y_k + \frac{M_y}{I_y} x_k + \frac{N}{n},$$

$$\text{где } \bar{I}_x = \sum_{k=1}^n y_k^2; \bar{I}_y = \sum_{k=1}^n x_k^2.$$

УДК 539.3 /.6

## РАСЧЁТ САЙЛЕНТБЛОКА

**А.А. Калинин, Е.Н. Ильюшенко**

Сайлентблок – это узел, который используется в машиностроительных конструкциях в роли вращательной кинематической пары 5-ого класса, при условии ограниченного взаимного поворота деталей. Например, для соединения рычага подвески легкового автомобиля или рессоры с корпусом. Сайлентблок представляет собой два соосных стальных цилиндра, соединённых друг с другом упругим материалом. Таким материалом может служить резина или иной упругий материал, допускающий большие деформации (рис.1).

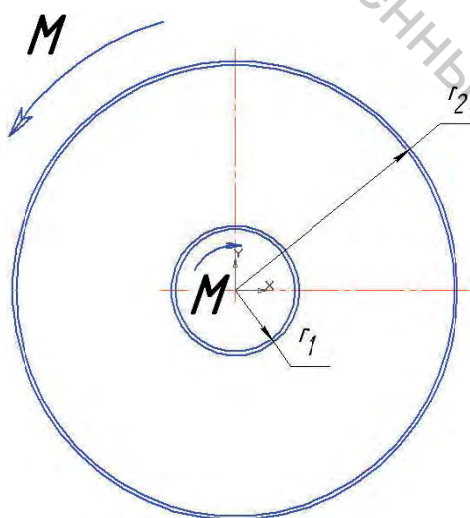


Рисунок 1 - Сайлентблок

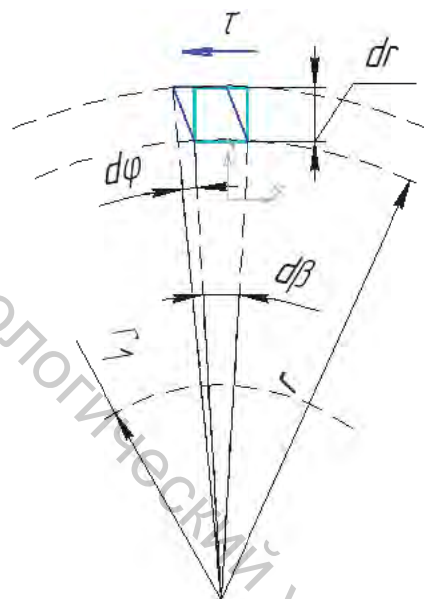


Рисунок 2 - Деформированный элемент

Принимая во внимание большую по сравнению с резиной жёсткость стали, будем полагать стальные цилиндры абсолютно жёсткими и исследуем напряжённо-деформированное состояние резинового цилиндра, нагруженного уравновешенными моментами М (рис.2).

По поверхности мысленно выделенного цилиндра радиуса r распределены касательные напряжения

$$\tau = \frac{M}{Ar} = \frac{M}{2\pi br^2}, \quad (1)$$

где А - площадь боковой поверхности, b- длина образующей выделенного цилиндра.

На рис. 2 изображён деформированный элемент и угол поворота  $d\varphi$  поверхности цилиндра, вызванный деформацией кольца толщиной  $dr$ . При этом полагается, что внутренний стальной цилиндр неподвижен. Угол поворота

$$d\varphi = \frac{\tau}{G} \frac{dr}{r} = \frac{M}{2\pi b G} \frac{dr}{r^3}.$$

Рассматривая угол поворота внешнего стального кольца относительно внутреннего как сумму элементарных углов  $d\varphi$ , найдём

$$\varphi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{M}{2\pi b G} \frac{dr}{r^3} = \frac{M}{4\pi b G} \left( \frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right). \quad (2)$$

Формулу (2) можно записать в виде

$$\varphi = \frac{M}{4G} \left( \frac{1}{V_1} - \frac{1}{V_2} \right). \quad (3)$$

В формуле (3)  $V_1$  и  $V_2$  – объёмы цилиндров, ограниченные внутренним и внешним цилиндрами.

Такой же результат можно получить используя энергетический подход.

Работа статически приложенного момента  $M$  при повороте внешнего кольца на угол

$$\varphi \quad A = M\varphi / 2.$$

Потенциальная энергия деформации напряжённого элемента (рис.2)

$$d\Pi = \frac{1}{2} \tau \gamma dV = \frac{1}{2} \frac{\tau^2}{G} b r d r d\beta. \quad (4)$$

После подстановки в выражение (4) касательного напряжения (1) и интегрирования по  $\beta$  и  $r$  получим

$$\Pi = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \frac{M^2}{8\pi^2 b G} d\beta \frac{1}{r^3} dr = \frac{M^2}{8\pi b G} \left( \frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right).$$

Условие  $A=\Pi$  приводит к формуле

$$\varphi = \frac{M}{4\pi b G} \left( \frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right).$$

Формула (1) показывает, что наибольшие касательные напряжения появляются на поверхности контакта резиновой части с внутренним стальным цилиндром. По условию прочности

$$\max \tau = \frac{M}{2\pi b r_1^2} \leq [\tau].$$

$$\text{Допускаемый момент } [M] = 2\pi b r_1^2 [\tau].$$

На основании формулы (2) допускаемый угол.

$$\varphi = \frac{2\pi b r_1^2 [\tau]}{4\pi b G} \left( \frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) = \frac{[\tau]}{2G} \left( 1 - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right). \quad (5)$$

Увеличение радиуса внутреннего стального цилиндра приводит к снижению максимального напряжения, но, как следует из формулы (5), при этом уменьшается допускаемый угол поворота  $[\varphi]$ . Чтобы сохранить значение  $[\varphi]$ , нужно сохранить значение

выражения  $C = 1 - r_1^2 / r_2^2$  для этого необходимо увеличить радиус  $r_2$ , используя зависимость  $r_2 = r_1 / \sqrt{1 - C}$ .

В случае бесконечно большого радиуса  $r_2$  угол [φ] равен половине допускаемого угла сдвига:

$$[\varphi] = \frac{[\tau]}{2G} = [\gamma] / 2.$$

УДК 621.873./.875

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ НОРМИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КРАНОВ

*В.М. Ходьков, П.Г. Мясоедов*

В реальных условиях эксплуатации машин действующие нагрузки и число циклов нагрузок являются переменными, а процесс работы – прерывистым. Такой режим нагружения называют неустановившимся. Детали машин, автомобилей, грузоподъемных кранов, двигателей внутреннего сгорания, сельскохозяйственных машин, металлорежущих станков работают в условиях неустановившихся режимов нагружения. Переменные нагрузки вызывают усталостные разрушения деталей. Необходимо отметить, что международный стандарт для оценки усталостного ресурса металлоконструкций кранов ИСО 4301/1 разработан в США и странах западной Европы. Республика Беларусь перешла на этот стандарт только в 2005 году. В организации, эксплуатирующие краны, и в учебные заведения, в том числе и высшие, разосланы таблицы и данные для определения коэффициента распределения нагрузки. В данной работе рассматриваются аналитические зависимости для нормирования усталостной прочности металлоконструкций грузоподъемных кранов.

По результатам испытаний деталей машин строят кривые выносливости в координатах  $\sigma$ – $N$  (рис. 1). Где  $\sigma$  – переменные напряжения,  $N$  – число циклов действия напряжения  $\sigma$ , при котором происходит усталостное разрушение деталей.

Учет влияния режима базируется на следующих предпосылках. Пусть

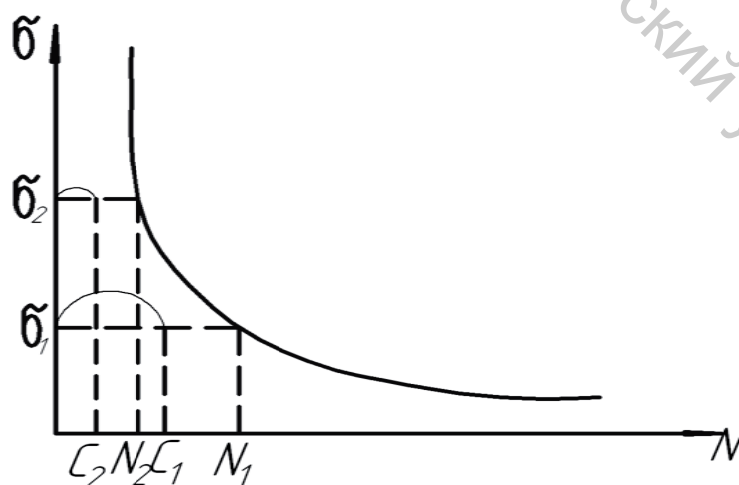


Рисунок 1 - Кривая выносливости нагрузки  $P_1, P_2, \dots, P_i$  или напряжения  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$  действуют при соответствующих циклах нагружения  $C_1, C_2, \dots, C_i$ .