

УДК 621.746.393.776.2

В.Л. Завацкий

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИБКИХ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ СКРЕБОВЫХ КОНВЕЕРОВ

Введение

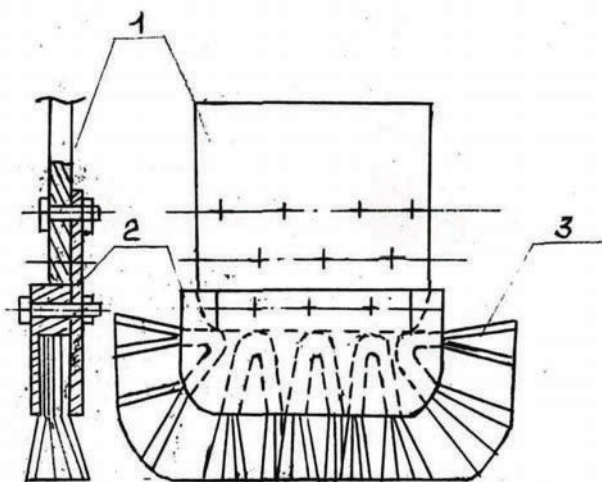
В технике широко применяются металлические щетки, где ворс представляет собой отрезки стальной гибкой проволоки. В расчетах их следует рассматривать как стержни большой гибкости. Они являются рабочими элементами различных механизмов, в том числе щеточных, применяемых для зачистки и осветления проката, свариваемых поверхностей металла, иглофрезерования, в машинах для очистки изложниц и т. д. Расчет щеточных механизмов необходим при проектировании подметально-уборочных машин. Не редко щеточные механизмы используются в загрузочно-разгрузочных и транспортных устройствах для перемещения сыпучих материалов

В механических цехах для уборки мелкой стружки применяются различные скребковые или скребково-тележечные конвейеры. Они широко используются в строительной индустрии. К недостаткам таких конвейеров относятся: быстрый износ желоба и самого скребка, шум и значительный расход энергии. В связи с этим их длина желоба ограничена и не превышает 55 – 60 м. Чтобы повысить эффективность работы конвейеров рабочую часть скребков выполняют эластичной. В качестве таковой могут использоваться отрезки прорезиненной транспортерной ленты, закрепленные к жесткой части скребка. Однако при перемещении металлической стружки и других абразивных материалов лента быстро приходит в негодность. Более работоспособным является металлический ворс, который в своей совокупности составляет плоскую щетку. Конструктивно она может выполняться в различных вариантах. Один из них представлен на рис 1.

Постановка задачи.

Надежная работа такого скребка зависит от параметров стального ворса - его количества в пучке и пучков в щетке, длины и диаметра ворсин. Чаще всего в производственных условиях для этого

используют отрезки стального каната. При перемещении стружки вдоль короба ворс должен прижиматься к днищу и боковым стенкам, быть достаточно жестким, чтобы воспринимать на себя часть силы сопротивления движению материала в коробе и достаточно эластичным.



1 – скребок, 2 – корпус щетки, 3 – стальной ворс

Рисунок 1 – Конструкция щеточного скребка

Деформация ворса при этом не должна выходить за пределы закона упругости. Каждая ворсинка такого скребка рассчитывается как гибкий стержень, зацементированный одним концом и нагруженный нормальным давлением N со стороны днища и силой трения сопротивления F , направленной вдоль днища противоположно движению скребка. Их равнодействующая R будет действовать на ворсинку под некоторым углом γ (рис. 2). Расчет, в основном, сводится к определению величины деформации гибкого стержня (ворсин) по заданной силе N или наоборот. Действия значительно упрощаются, если деформацию ворсинки рассматривать в координатах $X'OY'$, где ось X' ориентирована по силе R [1, 2.].

Решение поставленной задачи

Последняя, при расчете деформации, заменяется безразмерным силовым параметром

$$\beta = L \sqrt{\frac{R}{EJ}}, \quad (1)$$

где L , J , E – длина, момент инерции поперечного сечения и модуль упругости гибкого стержня. Этот же силовой параметр можно найти из выражения

$$\beta = F\left(\frac{\pi}{2}\right) - F(\varphi_0), \quad (2)$$

где $F = \left(\frac{\pi}{2}\right)$ и $F(\varphi_0)$ – полный и неполный эллиптические интегралы первого рода;

φ_0 – табличная амплитуда эллиптического интеграла для начальной точки изогнутого стержня.

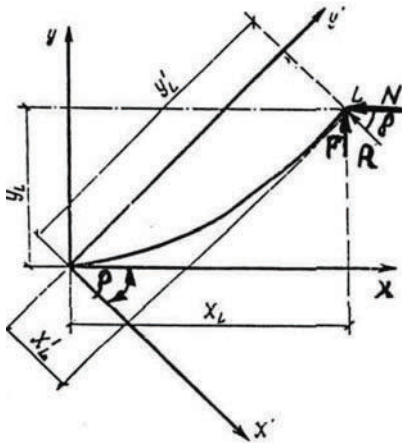


Рисунок 2 – Схема нагружения ворсины

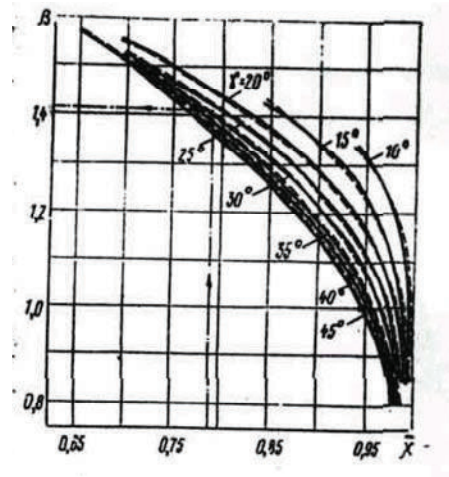


Рисунок 3 – График $\beta=f(x, \rho)$

Полный эллиптический интеграл $F = \left(\frac{\pi}{2}\right)$ зависит от модуля k , изменяющегося от 0 до 1.

Между k и φ_0 существует зависимость

$$k \cdot \sin \varphi_0 = \sin \frac{\rho}{2}, \quad (3)$$

где ρ - угол поворота системы координат $X_1 O Y_1$ относительно $X O Y$ (рис. 2),

откуда

$$\varphi_0 = \arcsin \frac{\sin \frac{\rho}{2}}{k}. \quad (4)$$

Из этого следует, что неполный эллиптический интеграл $F(\varphi_0)$ зависит от k и φ_0 . Значение параметра β находят по формуле (1) и подставляют в (2).

Методом последовательного приближения, принимая попеременно значения k , определяют φ_0 из выражения (4). Затем по углу φ_0 из таблиц [3] подбором находят эллиптические интегралы

$F = \left(\frac{\pi}{2}\right)$ и $F(\varphi_0)$ разность которых будет равна β . Это требует нескольких повторений и определенного времени.

Значение k , при котором наступит равенство (2), является модулем эллиптических интегралов упругой линии деформированного стержня. По нему в тех же таблицах [3] находят значение полного $E = \left(\frac{\pi}{2}\right)$ и неполного $E(\varphi_0)$, эллиптических интегралов второго рода.

Последние входят в уравнение для определения величины проекции деформированного стержня на оси координат X' и Y' , т.е.

$$X' = \left\{ \frac{2}{\beta} \left[E\left(\frac{\pi}{2}\right) - E(\varphi_0) \right] - 1 \right\} \cdot L, \quad (5)$$

$$Y' = \frac{2k}{\beta} L \cdot \cos \varphi_0. \quad (6)$$

Деформацию ворсины относительно первоначальных осей X и Y находят из соотношения

$$\begin{aligned} X_L &= X' \cos \rho + Y' \sin \rho; \\ Y_L &= Y' \cos \rho + X' \sin \rho. \end{aligned} \quad (7)$$

Просадка ворсины ΔX определится из разности длины ворсины L и значения X , т.е.

$$\Delta X = L - X.$$

Укладка пучков (отрезков стального каната) в пазы (см. рис. 1) колодки петель повышает стойкость щеток. В этом случае отсутствует точка жесткого защемления и улучшаются условия работы ворса.

В практике различают расчетную длину ворсины L и конструктивную L_k связанную следующим соотношением

$$L = (1,1 \dots 1,15) \cdot L_k. \quad (8)$$

Это объясняется неплотной укладкой пучков в пазы колодки. Значение поправки возрастает с увеличением зазора между пучком ворса и стенками паза в колодке.

Напряжение изгиба определим по формуле.

$$\sigma = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]. \quad (9)$$

Изгибающий момент в точке защемления найдется из выражения

$$M_{\dot{e}} = R \cdot y' = \frac{2R \cdot k}{\beta} \cdot L \cdot \cos \varphi_0, \quad (10)$$

а момент сопротивления

$$W = 0,1 \cdot d^3,$$

где d – диаметр ворсины.

Недостаток расчета ворсины по заданному значению N состоит в том, что полученная при этом деформация может оказаться недостаточной или слишком большой, при которой внутреннее напряжение превысит допускаемое. В этом случае необходимо задаваться новым значением N и все повторить сначала. Более рационально решать обратную задачу, т.е. по регламентированной просадке ворса ΔX определять силу N . Это необходимо при расчетах плоских пружин для обгонных муфт, центробежных регуляторов и т.д., часто встречающихся в механизмах различных машин. Но описанным методом это сделать невозможно.

Для решения обратной задачи, согласно приведенной методике, на ЭВМ были выполнены многочисленные расчеты гибких стержней с различными значениями β и ρ . Значение деформированного стержня удобно выразить относительной величиной $\bar{X} = \frac{x}{L}$.

Результаты этих расчетов представлены в виде графиков $\beta = f(x, \rho)$ (рис.3), которые позволяют быстро решить как прямую (по силе находят деформацию), так и обратную задачи (по известной деформации находят силу N).

Графики $\beta = f(x, \rho)$ аппроксимировали сравнительно простыми формулами[5].

$$\bar{X} = 1 - 0,4 \cdot e^{-\left(\frac{1}{\beta} - 0,61\right)\left(2,38 + \frac{2}{\sin \rho}\right)} \quad (11)$$

или

$$\beta = \frac{2,38 + \frac{2}{\sin \rho}}{\ln \frac{0,4}{1 - \bar{x}} + 0,61 \cdot \left(2,38 + \frac{2}{\sin \rho}\right)}, \quad (12)$$

где $\rho = \arctg(f)$, а f – коэффициент трения.

Формулы (11) и (12) с высокой точностью моделируют процессы деформации гибких стержней и описывают графики, построенные по результатам сложных расчетов подбором эллиптических интегралов. Новые кривые показаны на рис. 3 пунктиром.

Полученные математические модели пригодны для расчета гибких стержней любого поперечного сечения с нагружением в диапазоне измерений угла ρ от 0 до 90° . Во всех случаях расхождение с точным решением по формулам (5), (6) не превысили 1%.

При установившемся движении скребка равнодействующая R нормального давления N на ворсину и силы трения-сопротивления F равна

$$R = \frac{\beta^2 EJ}{L^2}, H \quad (13)$$

где E – модуль упругости (для канатной проволоки $E = (1,7...1,9) 10^5$ МПа [6];

J – момент инерции поперечного сечения ворсины, $J = 0,0481 d^4$.

Нормальное давление на одну ворсину

$$N = R \cdot \cos \rho, \quad (14)$$

а на всю щетку

$$\sum N = N \cdot i \cdot \psi, \quad (15)$$

где i – число ворсин, закрепленных на скребке, которое зависит от количества уложенных пучков Z .

Шаг укладки пучков, как показал опыт, целесообразно принимать

$$t = (2...3) d_k,$$

где d_k – диаметр стального каната.

Коэффициент ψ учитывает уменьшение нормального давления за счет бокового склонения ворсин в распушённом пучке. Теоретические исследования

Коэффициент ψ учитывает уменьшение нормального давления за счет бокового склонения ворсин в распушённом пучке. Теоретические исследования показали, что среднее значение $\psi = 0,74...0,75$. Суммарная сила трения-сопротивления, действующая на щеточный скребок

$$\sum F = \sum N \cdot f, \text{ Н.} \quad (16)$$

Необходимая мощность для преодоления суммарной силы, действующей на все скребки при установившемся движении конвейера, можно определить как

$$T_1 = \frac{\sum F \cdot n \cdot V}{102}, \text{ кВт,} \quad (17)$$

где n – количество скребков, транспортирующих материал.

Общая мощность привода конвейера с учетом сил вредного сопротивления и коэффициента полезного действия определится из выражения

$$T = \frac{(\sum F \cdot n + W_{\text{вред}}) \cdot V}{102 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \quad (18)$$

где $W_{\text{вред}}$ – силы вредного сопротивления всего конвейера, определяются согласно принятой методике;

V – скорость поступательного движения щеточных скребков (0,25...0,40) м/с;

η – КПД приводного механизма.

Для тележечно-скребковых конвейеров, где при реверсировании тележки щетка перегибается в обратную сторону, необходимо дополнительно рассчитывать ворс в наиболее опасных точках перегиба. В этот момент на ворс будет действовать максимальная нагрузка, при которой щетка может быстро прийти в негодность.

Многочисленные опыты показали, что условие надежности щеток соблюдается, если относительная деформация ворса при установившемся движении остается в пределах

$$\bar{X} = \frac{X_L}{L} = 0,7 \div 0,9, \quad (19)$$

где X_L – расстояние между дном короба и местом заделки ворса (рис.2);

L – свободная длина ворсин.

С учетом пусковых режимов и реверсирования двигателя при перегибе ворса установочную мощность привода целесообразно принять

$$T_{\text{уст}} = (1,5 \dots 2) T, \text{ кВт.}$$

Выводы

1. Разработана методика расчета щеточных элементов скребковых или скребково-тележечных конвейеров, их суммарной силы трения – сопротивления и необходимой на ее преодоление мощности привода;

2. Приведенный метод определения параметров щеточного ворса пригоден для расчета гибких стержней, плоских пружин, один конец которых зацементирован, а другой – нагружен сосредоточенной силой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Е.П. Теория расчета гибких упругих деталей. – ЛКВВА, Ленинград, 1947 г.
2. Пономаренко С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Том 1. – “Машгиз”, – М 1956 г. - с. 677–703.
3. Самойлова-Яхонтова Н.С. Таблицы эллиптических интегралов – ОНТИ, 1935.
4. Пузырьков П.И., Завацкий В.Л. О расчете гибких стержней. Ж. Строительная механика и расчет сооружений, № 1, 1983 г. - с. 75 – 76.
5. Пузырьков П.М., Завацкий В.Л. Выбор рациональных параметров щеточных механизмов для чистки изложниц. Черная металлургия. Бюллетень научно-технической информации. Москва, 1977, № 19 - с. 36.

Получено 10.09.2007 г.