

УДК 677.053-487

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФОРМИРОВАНИЯ МАССЫ НИТИ В БУНКЕРЕ НАКОПИТЕЛЯ

С.В. ПАЛОЧКИН, М.П. РУДОВСКИЙ

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н.Косыгина)

Для обеспечения тепловой обработки нити, сформированной на прядильно-крутильной машине ПСК-225, предложено устройство [1], схема которого показана на рис. 1. Устройство состоит из тарелки-раскладчика 1, закрепленной на станине 2,

с возможностью вращения, бункера накопителя 3, опирающегося на катки 4. Внутри бункера находится подвижное дно 5, которое пружиной 6 прижимает массу нити к станине и тарелке-раскладчику.

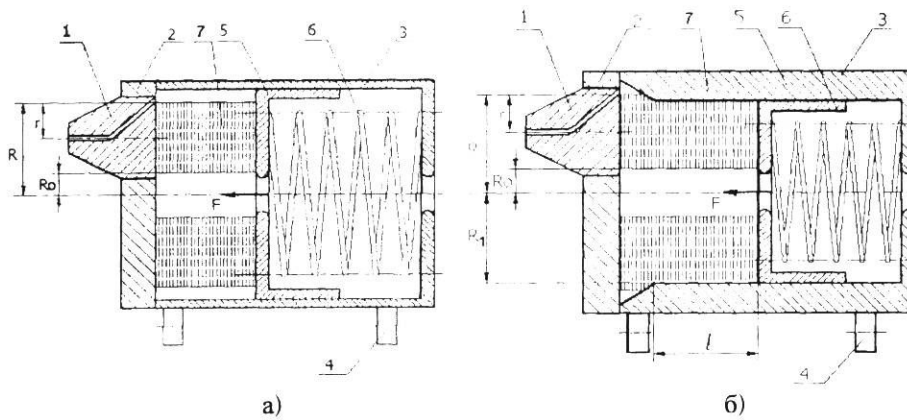


Рис. 1

Устройство работает следующим образом. В тарелке-раскладчике 1 имеется наклонный канал, направленный от ее оси к периферии. По этому каналу нить поступает в полость, образованную плоскостью станины 2 и тарелки-раскладчика 1, стенками стакана и подвижным дном. За счет вращения тарелки-раскладчика нить укладывается по окружности радиусом r . Одновременно происходит вращение бункера 3, что обеспечивает смещение вновь уложенного витка нити относительно предыдущего на некоторую величину.

В связи с тем, что ось тарелки-раскладчика относительно стакана движется по радиусу $R-r$, нить в полости укладывается по укороченной эпициклоиде. Для правильной работы описанного устройства необходимо, чтобы масса нити 7 в полости вращалась с той же частотой, что и бункер 3. Рассмотрим силовое равновесие массы нити.

Возможны два варианта размещения массы нити в бункере. При одном из них (рис. 1-а) диаметр стакана постоянный и таков, что боковое давление со стороны стенок стакана на массу нити не оказывается. В другом случае (рис. 1-б) бункер имеет конический участок. В широкой части этого участка происходит формирование массы нити в виде цилиндра с наружным радиусом R . После этого она перемещается в ту часть бункера, где его внутренний радиус равен $R_1 < R$, за счет чего возникает давление на массу нити и связанные с ним силы трения нити о внутреннюю поверхность бункера.

Рассмотрим первый случай. На массу нити со стороны пружины действует сила F , в результате чего на торцевых поверхностях возникает давление:

$$p = \frac{F}{\pi(R^2 - R_0^2)}. \quad (1)$$

При вращении стакана 3 по торцам массы нити возникают распределенные силы трения и вызванные ими моменты сил трения. Для того чтобы масса нити вращалась вместе со стаканом как одно целое, необходимо выполнять условие:

$$M_d - (M_c + M_T) = M, \quad (2)$$

где M_c – момент сил трения массы нити о станину; M_T – момент сил трения массы нити о тарелку-раскладчик; M_d – момент сил трения массы нити о дно; M – запас момента трения, необходимый для вращения массы нити.

Очевидно, что при неподвижной тарелке условия трения между нитью и поверхностью тарелки совпадают с условиями трения нити о станину и дно бункера. В этом случае будет выполняться равенство

$$M_d = M_c + M_T.$$

При вращении тарелки произойдет перераспределение сил трения только на ее поверхности. Запас момента M трения при этом можно определить как разность моментов сил трения M_T^H по неподвижной и

M_T^B по вращающейся тарелке, то есть

$$M = M_T^H - M_T^B.$$

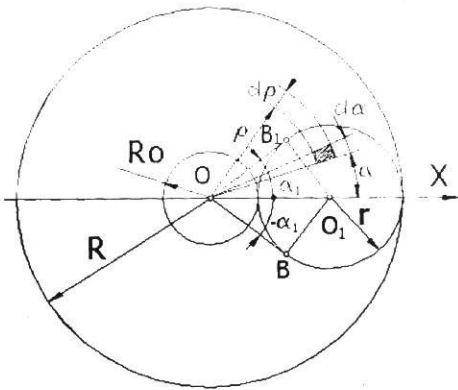


Рис. 2

Для определения момента сил трения при неподвижной тарелке примем полярную систему координат, связанную с центром подвижного дна (рис. 2). Выделим на поверхности дна элемент $\rho d\rho d\alpha$. На него действует нормальное давление p со стороны нити. Если f – коэффициент трения нити о дно, то предельная сила трения, действующая на этот элемент, будет равна

$$F_{тр} = p f \rho d\rho d\alpha. \quad (3)$$

Учитывая, что скорость рассматриваемого элемента относительно массы нити при неподвижной тарелке направлена перпендикулярно его радиусу-вектору, элементарный момент силы трения относительно центра дна O будет равен

$$dM_T^H = p f \rho^2 d\rho d\alpha. \quad (4)$$

Для определения пределов интегрирования выражения (4) запишем уравнение окружности радиусом r с центром в точке O_1 , расположенным на полярной оси на расстоянии $R-r$, в неявном виде, как [2]:

$$\rho^2 - 2\rho(R-r)\cos\alpha + (R-r)^2 = r^2, \quad (5)$$

где ρ – текущий радиус; α – текущий полярный угол.

Разрешив (5) относительно текущего

радиуса ρ , имеем

$$\rho_1(\alpha) = (R-r)\cos\alpha + \sqrt{r^2 - (R-r)^2\sin^2\alpha}, \quad (6)$$

$$\rho_2(\alpha) = (R-r)\cos\alpha - \sqrt{r^2 - (R-r)^2\sin^2\alpha},$$

где первое уравнение соответствует правой, а второе – левой дуге BB_1 окружности.

Тогда пределы интегрирования по углу будут равны:

$$\pm\alpha_1 = \pm\arcsin\frac{r}{R-r}. \quad (7)$$

Момент сил трения M_T^H о неподвижную тарелку найдем, интегрируя (4) в соответствующих пределах:

$$M_T^H = p f \int_{\varrho_2(\alpha) - \alpha_1}^{\varrho_1(\alpha) + \alpha_1} \int \rho^2 d\rho d\alpha. \quad (8)$$

Для определения момента сил трения M_T^B , действующего на массу нити со стороны вращающейся тарелки, введем полярную систему координат (рис. 3) с центром в точке O_1 , радиус-вектором $r_1 = O_1A$ и полярным углом β .

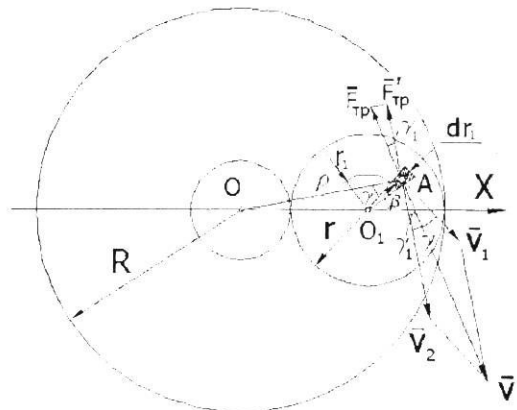


Рис. 3

Тарелка-раскладчик вращается вокруг центра O_1 с угловой скоростью ω_1 , а масса нити вращается относительно станины вокруг точки O с угловой скоростью ω_2 . При

этом относительная скорость \bar{V} элемента $r_1 dr_1 d\beta$ в окрестности точки А определяется как векторная сумма скоростей $\bar{V}_1 = \bar{\omega} \times \bar{\omega}_1$ и $\bar{V}_2 = \bar{\omega} \times \bar{\omega}_2$. Сила трения $F_{тр}$ будет направлена в сторону, противоположную скорости \bar{V} .

Элементарный момент силы трения, действующей на рассматриваемый элемент, будет:

$$dM_T^B = \rho dM'_{тр}, \quad (9)$$

где $F'_{тр} = F_{тр} \cos \gamma_1 = f \rho r_1 d\beta r \cos \gamma_1$ – проекция силы трения на направление, перпендикулярное радиусу ρ .

Подставив выражение для $F'_{тр}$ в (9), получим

$$dM_T^B = \rho f \rho \cos \gamma_1 r_1 dr_1 d\beta. \quad (10)$$

Выразим текущий радиус ρ и угол γ_1 элемента $r_1 dr_1 d\beta$ через полярные координаты r_1 и β .

Предварительно найдем выражение для угла γ . По теореме косинусов из треугольника O_1OA (рис. 3):

$$\rho^2 = r_1^2 + (R-r)^2 + 2r_1(R-r)\cos\beta. \quad (11)$$

По той же теореме

$$(R-r)^2 = \rho^2 + r_1^2 - 2\rho r_1 \cos \gamma. \quad (12)$$

Откуда

$$\cos \gamma = \frac{r_1^2 + \rho^2 - (R-r)^2}{2\rho r_1}. \quad (13)$$

Преобразовав (13) с учетом (11), получим

$$\cos \gamma = \frac{r_1 + (R-r)\cos\beta}{\sqrt{r_1^2 + (R-r)^2 + 2r_1(R-r)\cos\beta}}. \quad (14)$$

Для определения угла γ_1 рассмотрим параллелограмм, построенный на векторах \bar{V}_1 и \bar{V}_2 (рис. 3). По теореме косинусов

квадрат диагонали параллелограмма будет равен:

$$V^2 = V_1^2 + V_2^2 + 2V_1V_2\cos\gamma. \quad (15)$$

В то же время:

$$V_1^2 = V^2 + V_2^2 - 2V_2V\cos\gamma_1. \quad (16)$$

Подставив V из (15) в (16), после преобразования получим

$$\cos \gamma_1 = \frac{V_2 + V_1 \cos \gamma}{\sqrt{V_1^2 + V_2^2 + 2V_2V_1 \cos \gamma}} \quad (17)$$

или с учетом (14):

$$\gamma_1(\beta, r_1) = \arccos \frac{V_2 + V_1 \cos \gamma}{\sqrt{V_1^2 + V_2^2 + 2V_2V_1 \cos \gamma}}. \quad (18)$$

Решив (11), имеем

$$\rho(\beta, r_1) = \sqrt{r_1^2 + (R-r)^2 + 2r_1(R-r)\cos\beta}. \quad (19)$$

Выражение для расчета M_T^B определяем, интегрируя (10):

$$M_T^B = \rho f \int_0^r \int_0^{2\pi} \rho(\beta, r_1) \cos \gamma_1(\beta, r_1) r_1 dr_1 d\beta. \quad (20)$$

Расчет моментов сил трения M_T^H и M_T^B , проведенный путем численного интегрирования на ЭВМ в системе MathCAD [3] с учетом выражений (8) и (20), для предлагаемой конструкции бункера накопителя (рис. 1-а) с параметрами: $R=50\text{мм}$; $R_0=5\text{мм}$; $r = 5\text{мм}$; $F = 10 \text{ Н}$; $\omega_1 = 30\text{с}^{-1}$; $\omega_2 = 1 \text{ с}^{-1}$ и $f = 0,3$ дал следующие результаты:

$$M_T^H = 1,815 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ и } M_T^B = 0,9044 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Следовательно, гарантированный запас момента сил трения составил

$$M = M_T^H - M_T^B = 0,91 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент сил трения о дно бункера можно рассчитать по формуле, аналогичной (8), приняв соответствующие пределы интегрирования:

$$M_d = pf \int_{R_0}^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\alpha d\rho = pf \frac{2\pi(R^3 - R_0^3)}{3}. \quad (21)$$

Для принятых выше параметров накопителя его расчетная величина согласно (21) составила $M_d = 9,99$ Н·м. Таким образом, запас сцепления примерно равен 10%. При этом с уменьшением частоты вращения тарелки он будет уменьшаться, то есть в моменты пуска и останова машины возможны нарушения укладки нити в бункер.

Для исключения данного явления необходимо увеличить момент сил трения о подвижные части бункера. Этого можно достичь путем применения второго варианта конструкции бункера (рис. 1-б). Дополнительный момент трения массы нити о боковые стенки бункера можно определить как:

$$M_{доп} = \pi f p_1 R_1^2 \ell, \quad (22)$$

где p_1 – давление стенок бункера на массу нити; ℓ – длина укладки.

Учитывая, что модуль упругости дюралюминия, из которого изготовлен бункер, на несколько порядков больше модуля упругости массы нити, давление на боковую поверхность массы нити можно рассчитать по следующей формуле [4]:

$$p_1 = (R - R_1)E/R_1/C, \quad (23)$$

где $C = (R_1^2 + R_0^2)/[(R_1^2 - R_0^2) - \mu]C$ – коэффициент геометрии; μ – коэффициент Пуассона для материала массы нити в бункере; E – модуль упругости материала массы нити.

Расчет по (22) и (23), выполненный при $R_1 = 47$ мм; $\ell = 30$ мм; $E = 2080$ МПа и $\mu = 0$ с учетом того, что масса нити представляет собой тело с большим объемом внутренних пор, дал $M_{доп} = 5,124$ Н·м. Эта величина вполне достаточна для того, чтобы масса нити вращалась вместе с бункером накопителя как одно целое, и процесс укладки нити в бункер протекал стабильно.

ВЫВОДЫ

1. Установлено, что для стабильного протекания процесса укладки нити в бункер накопителя масса нити должна вращаться вместе с бункером как одно целое.
2. По результатам выполненного в работе анализа сил и моментов, возникающих в процессе укладки массы нити в бункер накопителя, установлено, что для надежного протекания данного процесса необходимо, чтобы диаметр бункера был меньше формируемого при укладке диаметра массы нити.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рудовский М.П., Телицын А.А. Анализ устройства накопления пряжи, как объекта управления // В Сб. трудов молодых специалистов КГТУ. – Кострома: Издательство Костромского государственного технологического университета, 2004.
2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1986.
3. Ивановский Р.И. Практика применения систем MathCAD PRO. – М: Высшая школа, 2003.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1998.

Рекомендована кафедрой деталей машин и подъемно-транспортных устройств. Поступила 31.01.05.