

ИЗУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ ПИТАЮЩЕГО ЦИЛИНДРА С УПРУГОЙ ВТУЛКОЙ

Студентка. Жуманазарова Ситора Шоназар қизи

Термезском инженерно-технологическом институте

Аннотация: В статье приводится анализ радиальном нагружения питающего цилиндра с упругим элементом. При сжатии или растяжении резины составного питающего цилиндра можно заметить, что деформации продолжаются и после того, как нагрузка достигнет постоянной величины. Изучен характер деформации резины составного питающего цилиндра и получено уравнение вывода характеристики втулки составного питающего цилиндра при радиальном нагружении.

Ключевые слово. Дискретизация волокон, питающий столик, цилиндр, пружина, барабанчик, равномерность, качество, утонение, узелки, технологические неспы.

Abstract: In article, the analysis radial loading the feeding cylinder with an elastic element is resulted. At compression or a stretching of rubber of the compound-feeding cylinder it is possible to notice, that deformations proceeds and after loading will reach a constant. It is studied character of deformation of rubber of the compound feeding cylinder and it is received the equations of a conclusion of the characteristic of the plug of the compound feeding cylinder at radial loading.

Key words. Discretization of fibers, feeding table, cylinder, spring, drum, uniformity, quality, thinning, nodules, technological neps.

В прядильном устройстве в основные фазы входят: подача, дискретизация, транспортировка, сьем и транспортировка воздухом [1]. В области подачи, лента выбирается из таза и подается с постоянной скоростью. При выборке ленты с холстика или таза не возникает большой осевой силы и не наблюдается деформаций ленты, поэтому не происходит перераспределения волокон в ленте по длине. Во время подачи сечение ленты изменяется на плоское прямоугольное, удобное для дискретизации.

Лента проходит через уплотнительную воронку, которая направляет ее приблизительно к центру ширины питающего цилиндра. Изменение сечения ленты достигается за счет повышения плотности волокон в сечении [2].

Плотность волокон увеличивается, так как при постепенном уменьшении сечения для прохода волокон в ленте под влиянием и упругих поперечных деформаций возникают напряжения. Питающий столик установлен так, что по ходу перемещения ленты зазор между питающим цилиндром и рабочей поверхностью столика сужается, что приводит к увеличению плотности ленты, которая принимает определенные размеры в конце зоны питания. При этом в процессе работы подаваемая лента имеет различную плотность (различные количества волокон по длине и ширине ленты) и конструкция не реагирует на эти изменения плотности ленты [3].

Поэтому при выходе из зоны подачи плотность ленты также будет различной. Это отрицательно влияет на качество получаемой пряжи. Для улучшения процесса питания и качества получаемой пряжи рекомендована конструкция питающего цилиндра, в которой за счет деформации упругой втулки 2 (см. рис.1), втулка 4 с рифлями 5 питающего цилиндра колеблется в зависимости от изменения плотности волокнистой ленты [4,5]. Для обеспечения необходимой подачи волокнистой ленты без повреждения волокон, целесообразным считается обоснование параметров питающего цилиндра и жесткости упругой втулки.

При радиальном нагружении питающего цилиндра с упругим элементом (рис.1) напряженном состоянии резины является очень сложным и характеризуется сочетанием напряжений сдвига, сжатия и растяжения [6,7].

Характер деформации резины питающего цилиндра с упругим элементом и прикрепленной к валу резиной при радиальном нагружении схематично изображен на рис. 2а, где штриховыми линиями указано положения волокон в деформационной втулке, располагающихся радиально в свободном состоянии. При радиальном нагружении одна половина резиновой втулки испытывает напряжения сжатия, вторая-растяжения; кроме того, во всем сечении втулки действуют напряжения сдвига. В каждом сечении, перпендикулярном оси втулки, напряжения сжатия и растяжения достигают максимальных величин в точках на диаметре действия внешней нагрузки; напряжения сдвига максимальны в точках диаметра, перпендикулярного к направлению внешней силы.

В местах максимальных напряжений сжатия и растяжения напряжения сдвига равны нулю и, наоборот, в местах максимальных напряжений сдвига нормальных напряжения равны нулю.

Деформации сжатия и растяжения резины происходят за счёт выпучивания торцов резины и за счёт «перетекания» резины из сжатой зоны в растянутую вдоль средней окружности сечения втулки. Последнее обстоятельство приводит к тому, что втулка обладает упругостью при радиальном нагружении и в том случае, когда по конструкции невозможно выпучивание торцов резины; при этом повышается лишь жесткость втулки [8,9].

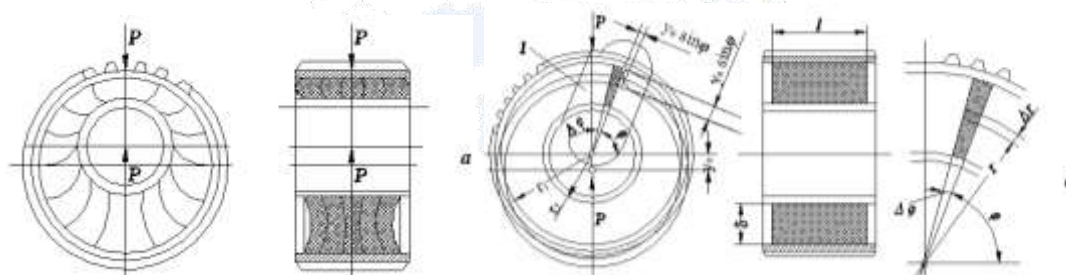


Рис. 1. Радиальное нагружение питающего цилиндра с упругим элементом

а)- схема деформаций резины; б)- расчетная схема.

Для вывода уравнения характеристики втулки при радиальном нагружении выделим в ней сектор с малым углом $\Delta\varphi$, расположенный под углом φ , к диаметру, перпендикулярному внешней силе (рис.2)

При радиальном нагружении втулки в выделенном секторе возникают внутренние силы от сжатия и сдвига. Если y_0 – деформация питающего цилиндра т.е. смещение центра наружной втулки вала относительно внутренней детали, то выделенный сектор будут испытывать деформацию сжатия $y_0 \sin \varphi$ и деформацию сдвига $y_0 \cos \varphi$. Поскольку выделенный сектор втулки имеет переменную ширину, зависящую от радиуса, выделим в этом секторе узкую полоску толщиной Δr находящейся на радиусе r от центра втулки. Для этой полоски можно написать:

$$\sigma = ER \frac{\Delta h}{\Delta r - \Delta h} = ER \frac{\Delta h}{\Delta r} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta r - \Delta h} \quad (1)$$

где Δh – деформации сжатия полоски толщиной Δr ;

R – коэффициент формы, постоянные для всей втулки

Для упрощения дальнейших выводов будем считать, что отношение первоначальной толщины полоски к толщине деформированной полоски имеет такую же величину, как и для выделенного сектора втулки в целом, т.е.

$$\frac{\Delta r}{\Delta r - \Delta h} = \frac{\delta}{\delta - y_0 - \sin \varphi} \quad (2)$$

δ – толщина резиновой втулки в свободном состоянии.

$$\text{В этом случае } \sigma = ER \frac{\Delta h}{\Delta r} \cdot \frac{\delta}{\delta - y_0 - \sin \varphi} \quad (3)$$

где $\Delta h = \frac{\Delta N \cdot \Delta r}{ErlR\Delta\varphi} \cdot \frac{\delta - y_0 - \sin \varphi}{\delta}$, l – длина втулки, ΔN – усилие сопротивления сектора втулки сжатию.

Проинтегрировав части последнего равенства по r пределах от r_1 до r_2

Получим

$$y_0 \sin \varphi = \frac{\Delta N}{ErlR\Delta\varphi} \cdot \frac{\delta - y_0 - \sin \varphi}{\delta} \int_{r_2}^{r_1} \frac{dr}{r} = \frac{\Delta N}{Erl\Delta\varphi} \cdot \frac{\delta - y_0 \sin \varphi}{\delta} \ln \frac{r_1}{r_2} \quad (4)$$

$$\text{Отсюда } \Delta N = \frac{Erl\delta \cdot y_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \frac{\sin \varphi}{\delta - y_0 \sin \varphi} \cdot \Delta\varphi \quad (5)$$

Аналогично для напряжений полосы толщиной Δr – получим

$$\tau = G \frac{\Delta f}{\Delta r} \quad (6)$$

Где Δf – линейная деформация сдвига полосы:

$$\Delta f = \frac{\Delta Q \cdot \Delta r}{Gr\Delta\varphi} \quad (7)$$

При этом ΔQ – усилие сопротивления сектора сдвигу втулки.

Интегрируя это равенство, получим

$$y_0 \cos \varphi = \frac{\Delta Q}{Gl\Delta\varphi} \cdot \ln \frac{r_1}{r_2} \quad (8)$$

Где (8)

$$\Delta Q = \frac{Gly_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \cos \varphi \Delta\varphi \quad (9)$$

Формулы (5) и (8) остаются справедливыми и для нижней половины составного питающего цилиндра, в которой действуют напряжения растяжения и сдвига, если считать для не угол φ отрицательным.

Приравнивая величину внешней силы P сумме проекций на ее направление всех сил сопротивления сжатия (растяжения) и сдвигу, возникающих в элементарных секторах втулки, получим (учитывая симметричность конструкции и нагружения)

$$P = 2 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{Er l \delta \cdot y_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \frac{\sin^2 \varphi \Delta \varphi}{\delta - y_0 \sin \varphi} + 2 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{G l y_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (10)$$

Это равенство можно записать в виде

$$P = \frac{2 l y_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \left[Er \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{\sin \varphi d\varphi}{1 - \frac{y_0}{\delta} \sin \varphi} + G \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi \right] \quad (11)$$

Второй интеграл этой формулы вычисляется по следующей формуле

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi = \frac{\pi}{2} \quad (12)$$

полученный первый интеграл формулы (10) подстановкой

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = t$$

приводиться к следующему виду

$$A = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{\sin^2 \varphi \Delta \varphi}{1 - \frac{y_0}{\delta} \sin \varphi} = 8 \int_{-1}^{+1} \frac{t^2 dt}{(1+t^2)(1+t^2 - 2\frac{y_0}{\delta}t)} \quad (13)$$

После разложения радиальной дроби, стоящей под знаком последнего интеграла, на простейшие дроби получим

$$A = 8 \int_{-1}^{+1} \left[-\frac{(\frac{\delta}{2y_0})^2}{1+t^2} - \frac{\frac{\delta}{2y_0}t}{(1+t^2)^2} + \frac{(\frac{\delta}{2y_0})^2}{1+t^2 - 2\frac{y_0}{\delta}t} \right] dt. \quad (14)$$

Вычисление этого интеграла, которое сравнительно просто, дает

$$A = -\pi \frac{\delta^2}{y_0^2} + 2 \frac{\delta^2}{y_0^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{y_0^2}{\delta^2}}} \left[\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1 - \frac{y_0^2}{\delta^2}}{1 + \frac{y_0}{\delta}}} + \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1 + \frac{y_0}{\delta}}{1 - \frac{y_0}{\delta}}} \right] \quad (15)$$

Для упрощения этого выражения обозначим

$$\frac{y_0}{\delta} = \sin \zeta, \quad (16)$$

где ζ – вспомогательный угол, характеризующий максимальную величину относительной деформации сжатия резины $\frac{y_0}{\delta}$, которая всегда меньше единицы.

$$\text{Поскольку } \operatorname{tg} \frac{\xi}{2} = \sqrt{\frac{1 - \cos \xi}{1 + \cos \xi}}, \quad (17)$$

выражения в прямоугольных скопках в формуле (5) равно

$$\operatorname{arctg} \left[\operatorname{tg} \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \xi \right) \right] + \operatorname{arctg} \left[\operatorname{ctg} \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \xi \right) \right] = \frac{\pi}{2} \quad (18)$$

Вследствие этого

$$A = \frac{\pi}{\sin^2 \xi} + \frac{2}{\sin^2 \xi} \cdot \frac{1}{\cos \xi} \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{\pi(1 - \cos \xi)}{\sin^2 \xi \cos \xi} \quad (19)$$

Подставив значения (12) и (19) интегралов формулы (11) получим уравнение для расчета характеристик радиального нагружения питающего цилиндра с упругими втулками в виде

$$P = \frac{2ly_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \left(2Er \frac{1 - \cos \xi}{\sin^2 \cos \xi} + G \right) \quad (20)$$

где угол ξ – определяется равенством (16,20).

В формуле (20) отражены как нелинейные зависимости между величиной радиального усилия и деформациями, так и влияние соотношений размеров (коэффициента формы) на вид характеристики радиального нагружения питающего цилиндра [10].

Коэффициент формы r питающего цилиндра при радиальном нагружении может быть определен по формуле $r = 1 + mr_0$ где m – коэффициент, не зависящий от r_0 , в качестве которого отношения площадей можно принять отношением плоского цилиндра в виде прямоугольной пластины длиной l , шириной $2r_2$ (диаметр отверстия резиновой втулки), с толщиной слоя резины δ в этом случае

$$r_0 = \frac{2r_2 l}{2(2r_2 + l)\delta} = \frac{r_2 l}{(2r_2 + l)\delta} \quad (21)$$

и для коэффициента формы при радиальном нагружении питающего цилиндра с упругими втулками получаем формулу

$$r = 1 + m \frac{r_2 l}{(2r_2 + l)\delta} \quad (22)$$

В случае крепления резины к металлу коэффициент $m = 4.67$ в остальных случаях следует руководствоваться ранее изложенными рекомендациями.

Вывод: Изучения характеристики радиального нагружения питающего цилиндра упругими втулками дает возможность результата расчета при использовании для производства.

Литература.

1. А.Джураев, О.А.Мирзаев, Н.А.Ураков, К.И.Ахмедов. Разработка новой конструкции питающего столика прядильной машины // Вестник ТАШГТУ. Ташкент, 2018. №1. С.115-118.
2. А.Джураев, О.А.Мирзаев, К.И.Ахмедов, Н.А.Ураков. Разработка высокоэффективных конструкций создание методов расчета параметров рабочих органов зоны дискретизации прядильных машин // Монография. Тошкент: «Fan va texnologiya», 2019. 164 стр.
3. Н.А.Ураков, А.Дж.Джураев, О.А.Мирзаев. Оптимизация заправочных параметров зоны дискретизации пневмомеханических прядильных машин // Вестник ТАШГТУ. Ташкент, 2019. №2. С.140-145.
4. А.Дж.Джураев, Н.А.Ураков, О.А.Мирзаев. Анализ деформирования ленты в зоне её подачи к дискретизирующему барабанчику // Тўқимачилик Муаммолари. Тошкент, 2019. №2. Б.84-88.
5. S.Toshtemirov, T.B.Murodov, A.Juraev, N.A.Urakov. Improvement of the design for calculating the parameters of the nursing table of the sampling area in the spinning machine // Textile journal of Uzbekistan. Tashkent, 2021. №1. p.61-67.
6. A.J.Juraev, N.A.Urakov. Development of designs and justification of the parameters of a scretting drum with a damper of a spinning machine // Indiya. Galaxy international interdisciplinary research journal (giirj) vol. 10, issue 5, may. 2022. p. 1093-1101.
7. А.Дж.Джураев, О.А.Мирзаев, Н.А.Ураков, Р.И.Умаров. Питающий цилиндр прядильного устройства // Патент. Рес. Узб. № IAP 05854. Бюлл., № 6. -2019.
8. А.Дж.Джураев, Т.Б.Мурадов, С.Л.Матисмоилов, О.А.Мирзаев, Н.А.Ураков. Дискретизирующий барабанчик для пневмомеханических прядильных машин // Патент. Рес. Узб. № IAP 06301. Бюлл., № 10. -2020.
9. А.Дж.Джураев, Н.А.Ураков, К.И.Ахмедов, О.А.Мирзаев, Ф.Ф.Тўраев. Питающий цилиндр прядильного устройства // Патент. Рес. Узб. № IAP 06783. Бюлл., № 3. -2022.
10. А.Дж.Джураев, Н.А.Ураков, О.А.Мирзаев, К.И.Ахмедов. Дискретизирующий барабанчик пневмомеханической прядильной машины // Патент. Рес. Узб. № IAP 06730. Бюлл., № 2. -2022.