

**ФОРМИРОВАНИЕ ПАКОВОК
С СИНУСОИДАЛЬНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТИ НИТЕВОДИТЕЛЯ**

**FORMATION PACKAGES
WITH A SINUSOIDAL RATE OF CHANGE OF THE YARN FEEDER**

Г.З. ДЖАББАРОВА, М.Н. НУРИЕВ
G.Z. DZHABBAROVA, M.N. NURIEV

(Азербайджанский государственный экономический университет)
(Azerbaijan State University of Economics)
E-mail: mehman62@mail.ru

В статье приведена методика проектирования механизмов раскладки нити с синусоидальным изменением скорости нитеводителя, апробированная в процессе разработки мотального механизма крутильной бескольцевой машины КБ. Также приведены результаты анализа эффективности устранения дефектных структур намотки мотальным механизмом прядильной пневмомеханической машины BD-200-S.

The article describes a technique of designing yarn laying mechanism with a sinusoidal change of speed of the yarn guide tested in the process of developing the winding mechanism of without ring twist machine size. As well as the results of the analysis of the efficiency of removal of defect structures winding mechanism of a spinning rotor machine BD-200-S.

Ключевые слова: дефекты намотки, рассеивание дефектов, нитеводитель.

Keywords: winding defects, diffusion defects, yarn feeder.

Наматывание нитей мотальными механизмами с фрикционным приводом бобины сопровождается образованием дефектов структуры в виде жгутовой и ленточной намоток [1...3]. Такие дефекты приводят к повышенной обрывности пряжи на последующих переходах и росту процента угаров

[4...6]. Анализ качества намотки затрудняется тем, что устранение дефектов на одних диаметрах может приводить к их возникновению на других. Поэтому для оценки качества паковок требуется их полная размотка с просмотром поверхности в течение всего времени размотки и последующий анализ

полученных изображений, что можно обеспечить с помощью методов технического зрения [7...10].

Применение таких методов контроля разрешило выявить механизмы, позволяющие эффективно устранять дефекты намотки, и режимы работы таких механизмов, которые можно обеспечить при модернизации существующих и проектировании вновь создаваемых машин.

Так, на пневмомеханической прядильной машине BD-200-S применяется механизм с непрерывным изменением угла подъема витка β по синусоидальному закону.

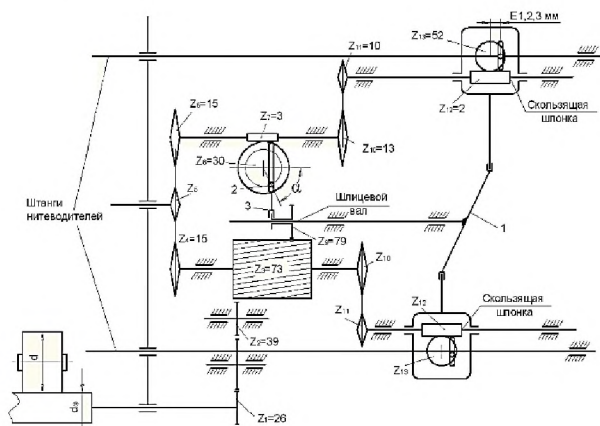


Рис. 1

Механизм раскладки (рис. 1 – кинематическая схема мотального механизма машины BD-200-S) один на обе сторонки машины за счет большого основного кулака 1, получающего движение от мотального вала правой сторонки. Раскладчик имеет устройство для рассеивания жгутовой намотки за счет неравномерного вращения кулака от осевого перемещения косозубой шестерни Z_9 по широкой (105 мм) косозубой шестерне Z_3 . Осевое перемещение шестерни Z_9 обеспечивается эксцентриковой парой – пальцем 2 и поводком с пазом 3. Палец 2 закреплен на расстоянии r от центра червячного колеса Z_8 , получающего движение от червяка Z_7 через цепную передачу.

Разуплотнение торцов бобины достигается специальным механизмом за счет дополнительного осевого смещения раскладчика. Передаточное число между бобиной и кулаком раскладчика:

$$i = \frac{n_6}{n_a} = \frac{z_9 d_\phi}{z_1 d}, \quad (1)$$

где $d_\phi = 65$ мм, $\eta = 0,98$, $z_9 = 79$, $z_1 = 26$;

$$i = \frac{K_1}{d} = 193,5/d. \quad (2)$$

За один оборот кулака червячное колесо z_{13} повернется на угол (рис. 2 – схема к расчету изменения угла подъема витка):

$$\Delta\varphi_{13} = 2\pi \frac{z_9 z_{10} z_{12}}{z_3 z_{11} z_{13}} = 0,552 \text{ рад.} \quad (3)$$

Текущее положение колеса z_{13} на конец каждого двойного хода нитеводителя определится как:

$$\varphi_{13,i} = \varphi_{13,(i-1)} + \Delta\varphi_{13}, \quad (4)$$

где $\varphi_{13,i}$ $\varphi_{13,(i+1)}$ – предыдущее и последующее положения колеса z_{13} .

Поворот z_{13} вызовет отставание (или опережение) в ходе раскладчика на

$$\Delta H = E(1 - \cos\varphi_{13}), \quad (5)$$

где E – эксцентриситет пальца на колесе z_{13} .

За один оборот кулака червячное колесо z_8 повернется на угол:

$$\Delta\alpha = 2\pi \frac{z_9 z_4 z_7}{z_3 z_6 z_8} = 0,68 \text{ рад.} \quad (6)$$

Текущее положение колеса z_8 на конец каждого двойного хода нитеводителя:

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \Delta\alpha, \quad (7)$$

где α_i α_{i-1} – последующее и предыдущее положения колеса z_8 .

Это вызовет смещение шестерни z_8 по шлицам вала кулака (рис. 1) на:

$$\Delta H_1 = r(1 - \cos\alpha), \quad (8)$$

где r – эксцентриситет пальца 2.

Смещение ΔH_1 из-за наклона зубьев шестерни z_3 и z_9 на угол γ вызовет поворот кулака на угол:

$$\varphi_0 = \frac{\Delta H_1}{R_{z_9}} \operatorname{tg}\gamma, \quad (9)$$

где $R_{z9} = 79$ мм – делительный радиус колеса $z9$.

За время этого поворота бобина повернется на угол:

$$\varphi_6 = \varphi_0 i. \quad (10)$$

Дуга окружности b на бобине между точками разворота предыдущего и последующего витков будет:

$$b = \varphi \frac{d}{2}. \quad (11)$$

Или, учитывая (2) и (9):

$$b = \frac{\Delta H_1 \operatorname{tg} \gamma}{2R_{z9}}. \quad (12)$$

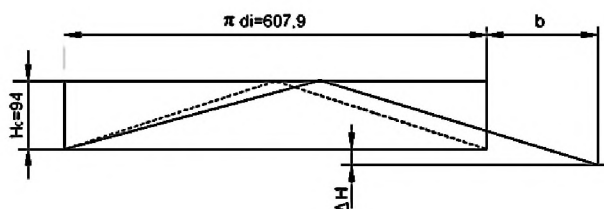


Рис. 2

Как следует из рис. 2, текущее значение угла β на конец каждого двойного хода нитеводителя составит:

$$\beta = \arctg \frac{2(H_0 + \Delta H_1/2)}{2R_{z9}}. \quad (13)$$

Поскольку целью настоящего анализа является исследование влияния синусоидального изменения угла β на эффективность работы рассеивающих механизмов, положим в расчете $E=0$, и тем самым исключим влияние сдвига хода нитеводителя. Рассчитывая расстояние b по методике [8], показано, что расстояния между точками разворота соседних витков и витков, следующих через один, два и так далее, до 10, по всей толщине бобины не совпадают, то есть рассмотренный механизм обладает высокой эффективностью рассеивания жгутовых структур.

Как показали расчеты [2], мотальный механизм машины BD-200-S имеет цикл работы рассеивающего механизма 105,06 оборота мотального вала и изменение угла подъема витка до 6,38% за полуцикл движения нитеводителя. Как показано в [10], эти значения являются избыточными. Практически полного устранения дефектов структуры намотки можно достичь при цикле работы мотального механизма, равном 10...20 ходам нитеводителя, и изменении угла подъема витка на 5%. Это позволяет существенно упростить конструкцию механизма раскладки без потери качества намотки.

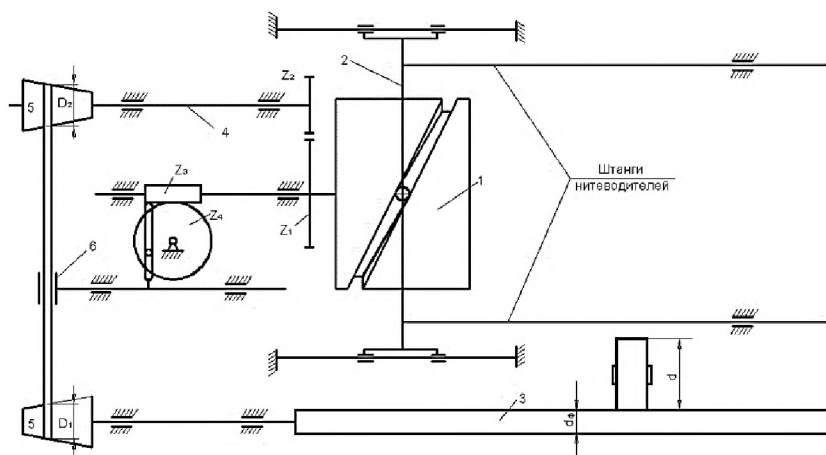


Рис. 3

Такой режим наматывания реализован в мотальном механизме крутильной бескольцевой машины КБ [12]. Кинематическая схема механизма приведена на рис. 3. Он состоит из пространственного кулака 1, каретки 2 с укрепленными на ней двумя штангами нитеводителей. Привод кулака 1 осуществляется от мотального вала 3 через промежуточный вал 4, пару конических барабанчиков 5 и зубчатую пару Z_1, Z_2 . Перемещая ремень на коноидах в ту или другую сторону с помощью отводки 6, приводимой в возвратно-поступательное движение червячной парой Z_3, Z_4 , можно обеспечить требуемый эффект рассеивания жгутовой и ленточной намотки.

Используя рекомендации [10], принимаем изменение угла подъема витка в пределах $15,22 \dots 13,77^\circ$. Находим передаточное отношение между бобиной и кулаком раскладчика:

$$i = \frac{2H_0}{\pi d \operatorname{tg} \beta}, \quad (14)$$

где d – диаметр бобины.

В то же время из кинематической схемы:

$$i = \frac{n_6}{n_k} = \frac{n_\phi d_\phi \eta^2}{n_6 d} = \frac{D_2 Z_2 d_\phi}{D_1 Z_1 d} \eta^2, \quad (15)$$

где $\eta = 0,98$ коэффициент, учитывающий проскальзывание между бобиной и мотальным валом и в коноидной передаче.

Приравнявая (14) и (15), получим передаточное отношение механических передач:

$$i_\Pi = \frac{D_2 Z_2}{D_1 Z_1} = \frac{2H_0}{\pi d_\phi \eta^2 \operatorname{tg} \beta} = \frac{K}{\operatorname{tg} \beta}$$

Расчеты показывают, что для требуемого диапазона изменения угла подъема витка передаточное отношение механических передач в составе механизма раскладки должно изменяться от 4,36 до 3,93.

Принимаем, что в среднем положении ремня на коноидах $i_1 = 1$ передаточное отношение зубчатой передачи:

$$i_2 = Z_2/Z_1 = \frac{4,36 + 3,93}{2} = 4,15.$$

Такое передаточное отношение обеспечивает пара зубчатых колес с числами зубьев $Z_1=22$ зуба, а $Z_2=91$ зуб.

Тогда передаточное отношение коноидной передачи должно изменяться в диапазоне:

$$i_1 = \frac{i_\Pi}{i_2} = \frac{4,36 \dots 3,93}{4,15} = 1,05 \dots 0,95.$$

Принимая средний диаметр коноидов $D_{cp}=80$ мм, найдем крайние рабочие диаметры:

$$D_{p \min} = D_{cp} i_{1 \min} = 76 \text{ мм}, \\ D_{p \max} = D_{cp} i_{1 \max} = 84 \text{ мм}.$$

Зная допустимую конусность коноидов [13], равную 0,33, можно рассчитать их рабочую длину, которая в данном случае будет $\ell_p = 24$ мм. Исполнительные размеры деталей принимаются конструктивно с учетом установленных рабочих размеров.

За цикл работы механизма ремень на коноидах должен перемещаться на величину их рабочей длины. Для этого эксцентриситет пальца на колесе Z_4 должен быть $r = \ell_p/2 = 12$ мм.

Задаваясь циклом работы механизма рассеивания $n_\Pi=10$ и заходностью червяка $z_3=1$, найдем число зубьев червячного колеса:

$$Z_4 = \frac{n_\Pi Z_3 Z_2}{Z_1} = 42 \text{ зуба}.$$

Испытания разработанного механизма рассеивания показали его высокую эффективность.

ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ эффективности работы механизма с непрерывным синусоидальным законом изменения угла подъема витка, предназначенного для рассеивания дефектов намотки на машине BD-200-S.

2. Предложена методика расчета конструктивных параметров механизма рассеивания жгутовой намотки с непрерывным синусоидальным изменением угла подъема витка.

1. Палочкин С.В., Рудовский П.Н., Нуриев М.Н. Методы и средства контроля основных параметров текстильных паковок. – М., 2006.
2. Рудовский П.Н. Теоретические основы формирования технологической оценки паковок при фрикционном наматывании: Дис....докт. техн. наук. – Кострома, 1996.
3. Рудовский П.Н., Нуриев М.Н. Классификация свойств паковок крестовой намотки // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2006, № 4. С. 38...42.
4. Рудовский П.Н. Влияние взаимодействий витков на процесс раскладки // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1995, № 5. С. 43.
5. Rudovskii P.N. The relationship between winding structure, sloughing off and breakages during re-winding // Tekhnologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. – № 6, 1996. С. 40...44.
6. Соркин А.П., Рудовский П.Н. Наматывание ровницы без принудительного привода катушек на ровничных машинах. – Кострома, 2015.
7. Денисов А.Р., Киприна Л.Ю., Рудовский П.Н. Применение методов кластерного анализа для контроля качества паковок крестовой намотки // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2006, № 4С. С. 111.
8. Рудовский П.Н., Киприна Л.Ю., Нуриев М.Н. Методика количественной оценки параметров структуры намотки // Вестник Костромского гос. технолог. ун-та. – 2005, № 11. С. 27...30.
9. Киприна Л.Ю., Рудовский П.Н. Оценка качества структуры текстильных паковок с использованием современных информационных технологий. – Кострома, 2011.
10. Рудовский П.Н. Анализ структуры намотки при фрикционном наматывании // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1995, № 4. С. 56.
11. Rudovskij P.N. Kontrolle des spulenaufbau bei wilder wicklung // Melliand Textilberichte. – №3, 1997. С. 138.
12. Рудовский П.Н., Соркин А.П., Палочкин С.В. Анализ работы мотального механизма крутильной бескольцевой машины КБ // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1996, № 1. С. 74...78.
13. Расчет и конструирование машин прядильного производства // Под ред. А.И. Макарова – М.: Машиностроение, 1981.

1. Palochkin S.V., Rudovskij P.N., Nuriev M.N. Metody i sredstva kontrolja osnovnyh parametrov tekstil'nyh pakovok. – М., 2006.
2. Rudovskij P.N. Teoreticheskie osnovy formirovaniya tehnologicheskoy ocenki pakovok pri frikcionnom namatyvanii: Dis....dokt. tehn. nauk. – Kostroma, 1996.
3. Rudovskij P.N., Nuriev M.N. Klassifikacija svojstv pakovok krestovoj namotki // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2006, № 4. S.38...42.
4. Rudovskij P.N. Vlijanie vzaimodejstvij vitkov na process raskladki // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 1995, № 5. S.43.
5. Rudovskii P.N. The relationship between winding structure, sloughing off and breakages during re-winding // Tekhnologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. – № 6, 1996. S. 40...44.
6. Sorokin A.P., Rudovskij P.N. Namatyvanie rovnicy bez prinuditel'nogo privoda katushek na rovnichnyh mashinah. – Kostroma, 2015.
7. Denisov A.R., Kiprina L.Ju., Rudovskij P.N. Primenenie metodov klaster'nogo analiza dlja kontrolja kachestva pakovok krestovoj namotki // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2006, № 4С. S. 111.
8. Rudovskij P.N., Kiprina L.Ju., Nuriev M.N. Metodika kolichestvennoj ocenki parametrov struktury namotki // Vestnik Kostromskogo gos. technolog. un-ta. – 2005, № 11. S. 27...30.
9. Kiprina L.Ju., Rudovskij P.N. Ocenka kachestva struktury tekstil'nyh pakovok s ispol'zovaniem sovremennyh informacionnyh tehnologij. – Kostroma, 2011.
10. Rudovskij P.N. Analiz struktury namotki pri frikcionnom namatyvanii // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 1995, № 4. S. 56.
11. Rudovskij P.N. Kontrolle des spulenaufbau bei wilder wicklung // Melliand Textilberichte. – №3, 1997. S. 138.
12. Rudovskij P.N., Sorokin A.P., Palochkin S.V. Analiz raboty motal'nogo mehanizma krutil'noj beskol'cevoj mashiny KB // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 1996, № 1. S. 74...78.
13. Raschet i konstruirovanie mashin prjadil'nogo proizvodstva // Pod red. A.I. Makarova – М.: Mashino-stroenie, 1981.

Рекомендована кафедрой стандартизации и сертификации. Поступила 06.12.16.