

ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛИНИИ ПРЯДЕНИЯ КОЛЬЦЕПРЯДИЛЬНЫХ МАШИН

Дадаханов Нурилла Каримович

К.т.н., профессор, Наманганский государственные технический
университет,

г. Наманган, Республика Узбекистан.

E-mail: nurilla28@mail.ru

<https://doi.org/10.5281/zenodo.17875958>

Аннотация

В статье изучено угла оптекания вытяжных приборов и получены аналитические зависимости для расчета угла обтекания мычкой выпускного цилиндра на линии прядения кольцепрядильных машин.

Ключевые слова: вытяжной прибор, угол обтекания, нажимной валик, двух роликовые прибор.

Abstract

The article studies the angle of discharge of exhaust devices and obtaining of analytical dependencies for calculating the angle of flow around the sliver of the exhaust cylinder on the spinning line of ring spinning machines.

Keywords: exhaust device, wrap angle, pressure roller, double roller device.

В существующих конструкциях вытяжных приборов и устройств улучшение контроль над движением волокон достигается различными путями, например, установкой дополнительных ремешков, роликов, муфточек, направляющих, лотков и т.д. Общим недостатком данной конструкции является то, что исправляя один недостаток, способствуют появлению других, например, усложняется конструкция узла или затруднено обслуживание и т.д.

Одним из основных факторов, влияющих на качество пряжи, получаемой на кольцепрядильных машинах, является обрывность нити. Высокая обрывность приводит к снижению производительности оборудования, ухудшает качество выпускаемой пряжи.

На прядильной машине плоскость вытягивания в вытяжном приборе располагают наклонно (рис. 1). Цель наклона - уменьшить дугу обтекания переднего цилиндра выходящей мычкой. На этот участок мычки крутка не распространяется, и поэтому прочность на разрыв его составляет 22-24 % прочности готовой пряжи [1].



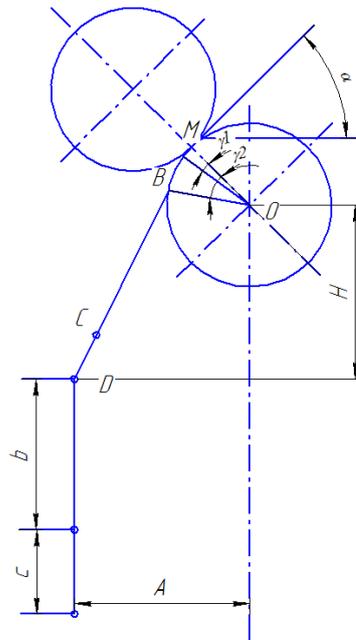


Рис.1. Схема линии прядения.

Известно, что число нескользящих волокон тем больше, чем меньше расстояние h (рис. 2). Длина h - это сумма длины дуги обтекания MB (h_0), на которой мычка прижата к цилиндру, и высоты треугольника кручения $C'B'$ (h_e). Длина обтекания MB ,

$$h_0 = \frac{\pi d \gamma}{360^\circ},$$

где, d - диаметр цилиндра; γ - угол обтекания цилиндра мычкой.

Угол γ связан с углом наклона вытяжного прибора α и углом наклона нити к горизонту φ :

$$\varphi = \alpha + \gamma \text{ и } \gamma = \varphi - \alpha.$$

Уменьшение дуги обтекания h_0 приближает порог крутки к линии заземления MM' волокон мычки передней парой. Эта дуга тем меньше, чем больше угол α , больше расстояние A и меньше высота H . Эти величины должны быть оптимальными по отношению к габаритам машины. При слишком большом угле α может быть затруднено обслуживание машины из-за неудобства присучивания оборвавшейся нити, а также из-за необходимости располагать ровничную рамку более высоко. При расположений клапанов нитепроводников на большем расстоянии A от переднего цилиндра увеличивается ширина машины, а при малой величине H затруднен уход за цилиндрическим брусом.

При конструировании кольцепрядильных машин большое значение имеет выбор конструктивной линии прядения, т.е. линии прохождения мычки-пряжа от вытяжного прибора до шпули. В некоторых кольцепрядильных машинах для уменьшения угла обтекания передний нажимной валик заваливается вперед приблизительно на 5° . Угол обтекания γ для различных типов кольцепрядильных машин различен в зависимости от подъема кольцевых планок. Для основных кольцепрядильных машин с подъемом 220 мм $\gamma_1 = 2^\circ - 3^\circ$, $\gamma_2 = 17^\circ$ [2].

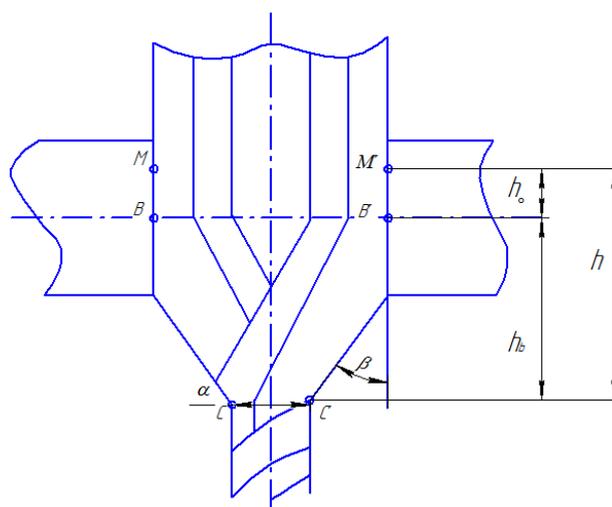


Рис.2. Треугольник кручения.

Если заправочная линия выбрана неправильно, то габариты машины могут возрасти, а обрывность продукта увеличивается. При исследовании линии прядения Пензенский научно-исследовательский и экспериментально-конструкторский институт прядильных машин предложил [3], что выбрав $A = 40$ мм, $b = 110$ мм, $c = 150$ мм (рис. 1), при которых углы перегиба соответствуют выше указанным, получаем линию прядения со следующими параметрами:

-угол обтекания от $2^{\circ} 30'$ до 12° ;

-угол перегиба, соответствующий половине угла при вершине баллона и изменяющийся от 16° в верхнем положении кольцевой планки до 8° в нижнем положении кольцевой планки.

Если линию прядения выполнить на основе вышеприведенных рекомендаций, увеличиваются габариты машины по высоте и по ширине. Это усложнит обслуживание машины, возникнут дополнительные трудности при нагружении нажимных валиков вытяжного прибора.

Контактная площадка валика при динамическом взаимодействии с мычкой получает возможность малых окружных и радиальных смещений относительно статического положения. Динамический анализ рассматриваемой механической системы показывает возможность появления режимов неустойчивого вращения валика в случае, если частоты радиальных и окружных колебаний контактной площадки равны или превосходят одна другую в 2 раза. Первоначально малые деформации валика принимают при этом большие значения, что ведет к нарушению стационарности технологического процесса вытягивания.

Видно, что определение устойчивого положения валика на цилиндре имеет большое значение процесса вытягивания. Анализ конструкций современных вытяжных приборов машин прядильного производства показывает, что нажимной валик относительно рифленого цилиндра может занимать, в основном, два положения [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11]. В первом положении валик и цилиндр расположены по вертикали на одной оси (рис. 3-а), а втором положении валик установлен с «завалом» вперед относительно цилиндра (рис. 3-б).

При одних и тех же внешних нагрузках и условиях закрепления упругая система может иметь не одно, а несколько состояний равновесия. Для того чтобы решить устойчиво или неустойчиво равновесие механической системы, необходимо использовать аналитические признаки устойчивости. Наиболее общим подходом к изучению устойчивости положения равновесия в механике является энергетический подход, основанный на исследовании изменения полной потенциальной энергии системы при отклонениях от положения равновесия.

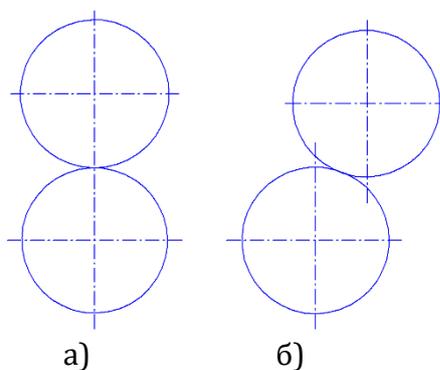


Рис.3. Положения нажимного валика относительно рифцилиндра.

В положении равновесия полная потенциальная энергия консервативной механической системы имеет стационарное значение, причем, согласно теореме Лагранжа, положение равновесия устойчиво, если это значение соответствует минимуму полной потенциальной энергии.

Судя по схеме (рис.3-а), в 1 положении валик занимает неустойчивой положение. Следовательно, можно предположить, что он будет стремиться занять более устойчивое положение. Если валик переместится от первоначального положения в некоторое другой (рис.3-б), то это приведет к изменению разводки в вытяжной зоне, следовательно, это повлияет на процесс вытягивания.

Проанализируем устойчивость положения валика относительно цилиндра. На первый взгляд, логично предположить, что устойчивых положений валика должно быть два. Первое положение, это когда ось нажимного валика будет перекрещиваться под углом с осью рифленого цилиндра (рис.4-а). Второе положение - это когда валик установлен с «завалом» и оси валика и цилиндра параллельны друг другу (рис.4-б).

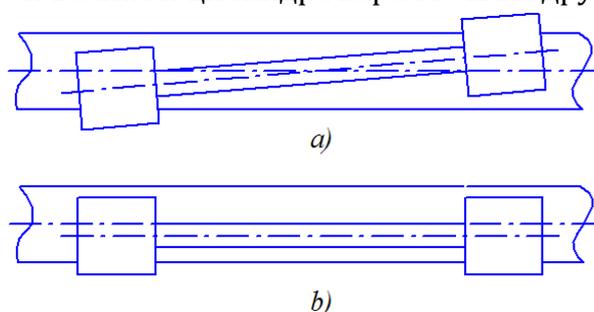


Рис.4. Положения нажимного валика.

Для теоретического анализа устойчивости необходимо выбрать расчетную схему. Предлагаем следующая расчетная схема (рис. 5-а). Здесь: 1-поверхность рифцилиндра;

2-рычаг нагрузки. Упругая заделка - седелка для удерживания оси нажимного валика, установленная в рычаге нагрузки; 3-нажимной валик; 4-нагрузочная пружина.

Нажимной валик показан в двух положениях - I и II. Угол между положениями I и II считаем малым. Представим расчетную схему в следующем виде (рис. 5-б). Здесь: $C(L_1 - L_0)$ - сила упругости нагрузочной пружины; L_1 - длина пружины в положении II; L_0 - длина пружины в первоначальном состоянии; k - жесткость упругого шарнира.

Условия равновесия системы будет иметь вид:

$$C(L_1 - L_0) \sin \varphi = k\varphi.$$

или

$$C(L_1 - L_0) = \frac{k}{L_1} \cdot \frac{\varphi}{\sin \varphi}.$$

Уравнение имеет два решения:

1) $\varphi = 0$, при любом значении $C(L_1 - L_0)$.

2)
$$C(L_1 - L_0) = \frac{k}{L_1} \cdot \frac{\varphi}{\sin \varphi} \quad (1)$$

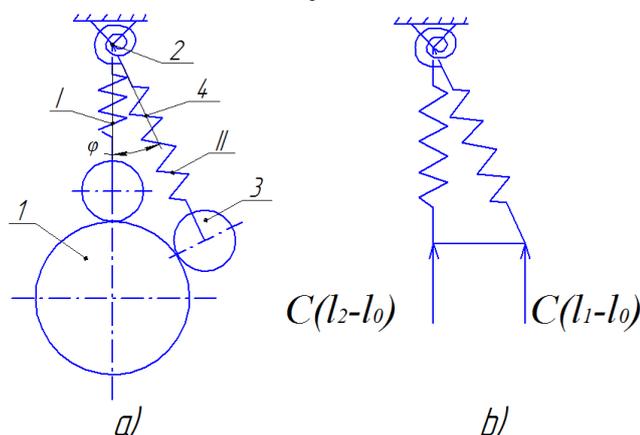


Рис.5. Расчетная схема нажимного валика.

На рис.6 представлены графики зависимостей (1). Введем безразмерную силу

$$\bar{P} = \frac{C(L_1 - L_0)L_1}{k}, \text{ и отложим ее значения по оси ординат.}$$

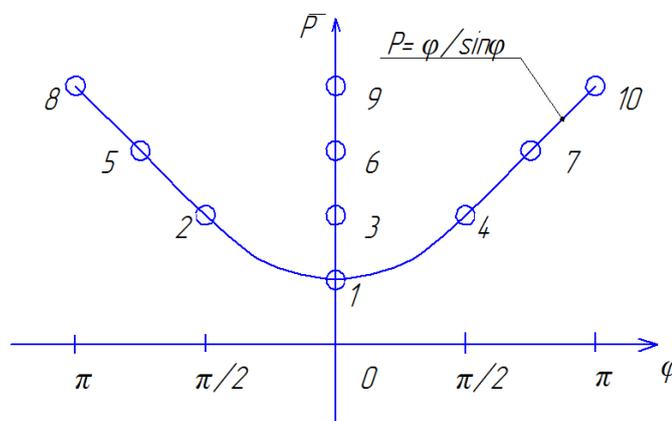


Рис.6. График зависимости безразмерной силу \bar{P} и углом φ

Из графика видно, что при $\bar{P} < 1$ $\varphi = 0$, т.е. единственно возможным будет вертикальное положение равновесия. При $\bar{P} = 1$, также будет только вертикальное положение равновесия (точка 1). При $\bar{P} > 1$ возможно как вертикальное положение равновесия системы ($\varphi = 0$), так и другие положения равновесия при $\varphi \neq 0$. Например, при $\bar{P} = \bar{P}_1$ возможны три различных положения равновесия системы (точки 2, 3, 4). Точка 3 соответствует вертикальному положению, а точки 2 и 4 - отклоненным положениям равновесия. Из графика также видно, что число возможных положений равновесия может быть неограниченно большим (точки 5, 6, 7 при $\bar{P} = \bar{P}_2$, точки 8, 9, 10 при $\bar{P} = \bar{P}_3$ и т.д.).

Положения равновесия, соответствующие точкам пересечения двух решений (1) неустойчивы (при $\varphi = 0$ и $\bar{P} = 1$). Таким образом, по приведенным формулам можно определить устойчивое и неустойчивое положения нажимного валика и по ним сделать корректировку разводов между цилиндрами

Список литературы::

1. Borzunov I.G. i dr. Pryadenie xlopka i ximicheskix volokon. - Moskva.: Legprombitizdat, 1986. - 60-62 s. 137-139 s.
2. Makarov A.I. i dr. Raschet i konstruirovaniye mashin pryadilnogo proizvodstva. -Moskva.: Mashinostroenie, 1985. - 199 s.
3. Grigoreva K.A. i dr. Optimizatsiya parametrov linii pryadeniya xlopkopryadilnoy mashini dlya vysokoskorostnogo pryadeniya - Penza, NIEKIPMash. -vip.5. 1973. - 59 s.
4. Shukurov M.M., Dadakhanov N.K., Maxkamov R.G. O nesoosnosti najimnogo valika i riflenogo tsilindra vityajnogo pribora koltsepryadilnoy mashini // Dokladi Akademii nauk Respubliki Uzbekistan - 1997. - №1. -s. 26-28.
5. Dadakhanov N.K; Sidikov A.Kh; Karimov N.M. Study and theoretical research of the parameters of a line of spinning ring - spinning machines // "UNIVERSUM: Engineering" Moscow: 2019 No. 1 (58), -p. 34-37.
6. Dadaxanov N.K., Shukurov M. Analiz nesoosnostey osey najimnogo valika i rifsilindra [Analysis of misalignment of the axes of the pressure roller and the riffle cylinder]. // «Izvestiya VUZov. Texnologiya tekstilnoy promyshlennosti» - Ivanovo, 1997. №1. s.116-117.
7. Dadakhanov N.K; Boltaboev B.E. Optimization of parameters a line of spinning machines//“UNIVERSUM: Engineering”. Moscow: 2019 No. 6(63), -p. 50-53.
8. Dadakhanov N.K. Research and calculation of line parameters ring spinning machines. //Solid State Technology Pennwell Corporation. Vol. 63, Issue 6, 2020. -p.9756-9762.
9. Dadaxanov N.K. Bdtaboev B.E. Research of the improved exhaust device on impact yarn levels. // "UNIVERSUM: Texnicheskie nauki" –M. 2020 g. № 7 (76), -p 5-10.
10. Dadaxanov N.K.,Turaboev G.U. Development of a new exhaust hood and research into its operation. // Ekanomika i sotsium -Saratov. 2020 g. № 6 (73).
11. Dadakhanov N.K. Studying yarn incorpectiveness operated on the improved exhaust extractor.// ACADEMICIA. –Kurukshetra, Vol. 10, Issue 7, July 2020. -p.474-482.