

УДК 677.052.94.001.57

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ РИФЛЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ ПРЯДИЛЬНЫХ МАШИН

Л. В. БЕЛОКУРОВА, М. И. ХУДЫХ

(Костромской государственный технологический университет)

Основным техническим требованием, определяющим качество работы вытяжных аппаратов, является высокая точность вращения цилиндров в собранной линии. По техническим условиям биение рифленых поверхностей цилиндров не должно превышать 0,15 мм. Основная причина искривления оси линии цилиндров состоит в размерных и геометрических погрешностях, образующихся при изготовлении и последующей сборке звеньев рифленых цилиндров и остова прядильной машины.

Относительное смещение опорных поверхностей влияет на распределение реакций в опорах. В результате изгибающие моменты в различных сечениях цилиндров могут значительно превышать расчетную величину. Неравномерное распределение нагрузки между опорами и по длине шейки вызывает неравномерный износ опор и опорных шеек рифленых цилиндров, обуславливающий многократное перераспределение нагрузки и деформаций в линии рифленых цилиндров.

Предлагаемая нами математическая модель функционирования рифленого цилиндра основана на модели [1] и дополнена моделью износа опорных узлов, то есть учитывает изменение состояния системы в процессе эксплуатации. Модель описывает распределение опорных реакций в линии рифленых цилиндров от смещений опорных узлов и действия рабочей нагрузки; деформации и напряжения в линии рифленых цилиндров, износ их опорных шеек и подшипников. Учитывается влияние основных характеристик на параметры функционирования риф-

ленных цилиндров: погрешности изготовления и сборки рифленых цилиндров и остова прядильной машины; жесткость остова, звеньев рифленых цилиндров и стыков звеньев; интенсивность износа деталей опорных узлов рифленых цилиндров.

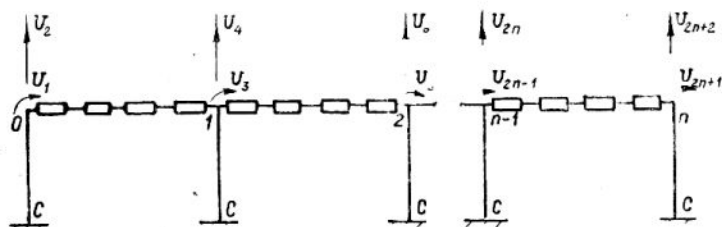


Рис. 1.

В расчетной схеме (рис. 1) рифленый цилиндр представляет собой систему горизонтальных стержней. Цилиндровые стойки моделируются вертикальными стержнями. Задача расчета данной стержневой системы решается методом перемещений, система канонических уравнений которого в компактном виде выражается матричным уравнением [1]:

$$RU + R_c + R_u + CU - C\delta = 0, \quad (1)$$

где R — матрица реакций в дополнительных связях от единичных перемещений узлов;

U — вектор неизвестных перемещений узлов;

R_c, R_u — векторы реакций в дополнительных связях, возникающих из-за погрешностей изготовления и нагрузок от нажимных валиков;

C — матрица жесткости упругого основания;

δ — вектор заданных зазоров в подшипниках.

Элементы матрицы реакций, возникающих в дополнительных связях от единичных перемещений узлов, определяются при рассмотрении отдельного горизонтального стержня как жестко закрепленной по концам балки, перемещения крайних сечений которой считаются заданными.

Результаты решения системы уравнений (1) относительно неизвестных перемещений узлов $U = \{u_i\}$, $i = 1, \dots, 2n + 2$ используются для нахождения опорных реакций от заданного смещения опор и опорных шеек, а также от нагрузки со стороны нажимных валиков. Рассматривая каждый из горизонтальных стержней в отдельности как жестко заземленную по концам балку и считая перемещения крайних сечений этой балки заданными, равными соответствующим результатам решения системы (1), легко определяем все опорные реакции R цилиндра и изгибающие моменты M в сечениях цилиндра [1].

Величина радиального смещения сечений тумбочек цилиндра по отношению к неподвижной оси их вращения складывается из начальных погрешностей изготовления и сборки цилиндра, упругих перемещений тумбочек, связанных с линейными и поворотными смещениями концевых сечений пролета цилиндра, с нагрузкой от нажимных валиков.

Износ опорных узлов в линии рифленых цилиндров приводит к изменению состояния системы остов — рифленый цилиндр; происходит опускание и поворот рифленого цилиндра в подшипнике. При моделировании износа опорных узлов рифленого цилиндра учитывается, что погрешности изготовления и сборки деталей вытяжного прибора, а так-

же деформации деталей под воздействием технологической нагрузки приводят к неравномерному износу подшипника и шейки. Наибольший износ наблюдается у наружных торцов подшипника.

Закон изнашивания описывается выражением [2]:

$$U_{x,a} = k p_{x,a} v t, \quad (2)$$

где $U_{x,a}$ — линейный износ детали;

k — экспериментальный коэффициент износа;

$p_{x,a}$ — давление на поверхности трения;

v — скорость относительного движения деталей сопряжения;

t — время работы.

При определении износа сопряжения опорная шейка рифленого цилиндра — вкладыш для полной характеристики формы изношенной поверхности рассматриваются два взаимно перпендикулярных сечения.

Формула для определения эпюры давлений в диаметральном сечении [2]:

$$p = [p_x \pi \cos(\alpha) (0,5k_1 + k_2) - k_1] / [R \cdot 0,5\pi (0,5k_1 + k_2) - k_1], \quad (3)$$

где P_x — сила, приходящаяся на единицу длины в данном сечении;

R — радиус сопряжения;

k_1, k_2 — коэффициенты износа материалов вала и подшипника;

α — угол между нормалью к поверхности трения и направлением возможного сближения деталей.

При определении усилий в осевом сечении подшипника нами принято предположение о распределении реакции опоры на длине контакта деталей сопряжения по закону треугольника, то есть

$$R = \int_0^l P_x dx = \int_0^l (P'/l) x dx = P'l/2, \quad (4)$$

где R — реакция опоры;

l — длина площадки контакта деталей;

P_x — сила, приходящаяся на единицу длины в сечении x ;

P' — усилие у наружного торца подшипника.

При вращении рифленого цилиндра опорные реакции вследствие погрешностей изготовления и сборки звеньев рифленого цилиндра в линию меняют свое направление. В результате изменяются условия контакта деталей сопряжения и износ подшипника в диаметральном сечении происходит по дуге, большей дуги контакта в отдельный момент времени. Такой износ увеличивает зазор в подшипнике скольжения и не сопровождается увеличением угла контакта шейки рифленого цилиндра и подшипника, то есть не приводит к увеличению момента трения и, как следствие, к заклиниванию шейки рифленого цилиндра в подшипнике.

Алгоритм функционирования рифленого цилиндра предусматривает имитирование изготовления и сборки звеньев линии рифленых цилиндров и остова прядильной машины. Все погрешности изготовления и сборки деталей вытяжного прибора моделируются случайными величинами, распределенными по закону Гаусса в пределах допуска. Значения углов, определяющих положение в плоскости поперечного сечения цилиндра векторов соответствующих звеньев пространственной цепи, задаются датчиком равной вероятности от 0 до 2π .

Работа рифленого цилиндра моделируется на период прогнозирования с заданным интервалом диагностирования. Здесь рассчитываются реакции опор и деформации в линии рифленых цилиндров от смещений

опорных узлов и от действия рабочей нагрузки, выполняются изменения параметров системы, вызываемых износом.

Результатом расчетов являются статистические характеристики случайных величин, вычисляемых для каждого момента диагностирования работы вытяжного прибора: распределение реакций опор в линии рифленых цилиндров; биение рифленых тумбочек; износ опорных поверхностей узлов рифленого цилиндра.

Описанный алгоритм реализован в виде программного продукта для ПЭВМ IBM PC/AT, XT.

На рис. 2 приведены результаты статистического моделирования работы рифленых цилиндров вытяжных приборов прядильных машин ПМ-88-Л5 и ПМ-88-Л8. Кривые на рис. 2 показывают максимальное 1, наиболее вероятное 2 и минимальное 3 значения реакций опор рифленого цилиндра в процессе эксплуатации. Компьютерные эксперименты на созданной модели выявили, что наиболее нагруженное состояние рифленый цилиндр имеет в начальный момент работы после сборки и монтажа рифленого цилиндра на остова прядильной машины. Вследствие погрешностей изготовления и сборки рифленого цилиндра и остова реакции в опорах могут достигать 1870 Н (рис. 2).

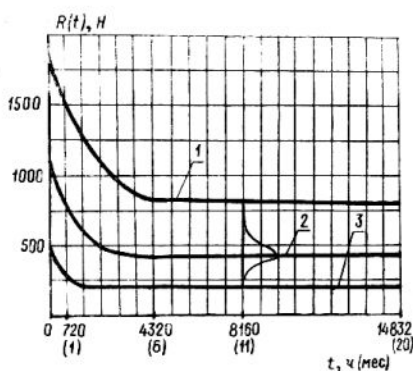


Рис. 2.

При работе вытяжного прибора опорные поверхности рифленого цилиндра и подшипника изнашиваются, причем износ опор неравномерен — быстрее изнашиваются более нагруженные узлы. Таким образом, происходит выравнивание погрешностей при изготовлении и монтаже.

Согласно результатам прогноза (рис. 2) процесс выравнивания погрешностей завершается после шести месяцев работы. Следующие пять месяцев — это период стабильной работы рифленого цилиндра с минимальными значениями опорных реакций, не превышающими 747 Н. Далее наблюдается существенное увеличение нагруженности линии рифленых цилиндров.

Таким образом, рифленый цилиндр представляет собой самоустанавливающуюся систему и чем реже этот узел подвергается разборке и сборке, тем надежнее его работа. Поскольку период макроприработки подшипников рифленого цилиндра завершается после шести месяцев эксплуатации, существующая периодичность профилактической разборки линии рифленых цилиндров является нецелесообразной. Перегруппировка деталей при ремонте нарушает условия приработки и, следовательно, рифленый цилиндр большую часть времени работает в нестабильном режиме.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель функционирования рифленого цилиндра, описывающая распределение опорных реакций в линии рифленых цилиндров от смещений опорных узлов и действия рабочей нагрузки, деформации и напряжения в линии рифленых цилиндров, а также износ их опорных шеек и подшипников.

2. Составлен алгоритм функционирования рифленых цилиндров.
3. Компьютерный эксперимент на модели показал, что рифленый цилиндр является самоуставливающейся системой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белов Ю. В. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. — 1979, № 1.
2. Проников А. С. Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978.

Рекомендована кафедрой технологии конструкционных материалов и ремонта текстильных машин. Поступила 19.12.96.
