

А. Р. ПАПЛЯН

## СООСНЫЕ РОТОРЫ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНАХ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН И УСТОЙЧИВОСТЬ ИХ ПОЛОЖЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ

Предлагаются новые конструкции текстильных высокоскоростных шпинделей на основе применения двухроторной соосной системы. Анализированы конструктивные особенности предложенных узлов. Теоретически изучена устойчивость положения равновесия соосной двухроторной системы, если опоры роторов имеют нелинейную характеристику жесткости в виде параболической зависимости второй степени. Разработаны рекомендации по выбору оптимальных параметров характеристик жесткости нелинейных опор.

**Ключевые слова:** двухроторная соосная система, устойчивость, оптимальные параметры.

В текстильном производстве многие технологические процессы, например, кручение, прядение, трощение и т.д., осуществляются с помощью различных роторных систем. В большинстве случаев повышение частоты вращения роторов остается основным средством увеличения производительности этой группы технологических машин.

Для преодоления этой проблемы предлагаются новые технические решения при конструировании узлов таких систем. При этом, естественно, возникает необходимость проведения новых теоретических и экспериментальных исследований с целью обоснованного выбора оптимальных параметров вновь проектируемых роторных систем.

Одним из способов существенного увеличения частоты вращения рабочих органов текстильных машин является использование соосных роторных систем при их конструировании.

В текстильных машинах конструкция с соосным ротором для высокоскоростной прядильной камеры впервые предлагалась в [1].

На рис. 1а приведена конструктивная схема этой прядильной камеры. Она состоит из корпуса 1, в котором установлен промежуточный ротор 2, опирающийся на подшипники 3, которые находятся в упругих кольцах 4. В промежуточном роторе соосно с ним вмонтирован основной ротор – шпиндель 5 камеры 6. Основной ротор также опирается на подшипники 7, которые находятся в упругих кольцах 8. Шпиндель получает вращение с угловой скоростью  $\omega_1$  от ремня 9. На шпинделе и промежуточном роторе закреплены диски  $a$  и  $b$ , на торцевой поверхности которых попарно друг против друга установлены разнополюсные магниты 10 и 11, с помощью которых промежуточный ротор получает вращение в сторону шпинделя с угловой скоростью  $\omega_2$ . За счет этого снижается относительная скорость между наружным и внутренним звеньями подшипников и тем самым появляется дополнительный резерв для увеличения частоты вращения шпинделя.

В конструкции оба ротора установлены на упругие опоры, чтобы создать для них условия самоцентрирования [2]. Недостатком рассмотренной конструкции является ненадежность кинематической связи между роторами (магнитная передача движения от основного ротора к промежуточному).

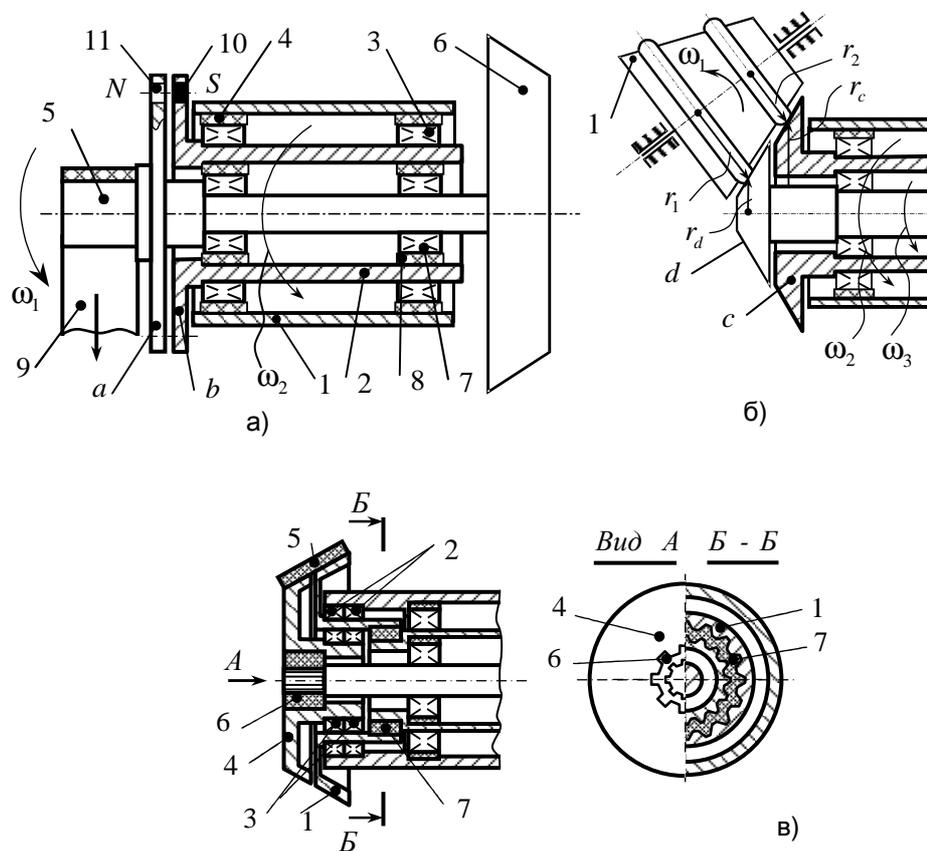


Рис.1

Этот недостаток устранен в другой конструкции прядильной камеры с соосным ротором [3]. На рис. 1б приведена конструктивная схема камеры. Конструкция аналогична ранее рассмотренной, с одним отличием, что в этом случае в конце основного и промежуточного роторов вместо дисков предусмотрены конические шкивы  $c, d$ , которые приводятся во вращение с помощью приводного конического шкива 1 (рис.1б). Благодаря разным радиусам в точках контакта со шкивами основного и промежуточного роторов  $r_1, r_2, r_d, r_c$  обеспечиваются разные угловые скорости их вращения. Однако в этой конструкции, как и в первой, есть недостаток: отрицательное воздействие радиальных сил от конической передачи на упруго опертый шпиндель, затрудняющий процесс самоцентрирования роторов.

Для устранения этого недостатка нами предложена новая конструкция прядильной камеры с соосным ротором (рис.1в) [4]. В этой конструкции установленные в упругих опорах два соосных ротора отделены от своих приводных шкивов. Приводной шкив 1 промежуточного ротора через подшипники 2 установлен

в корпус узла. Внутри этого шкива через подшипники 3 соосно установлен приводной шкив 4 основного ротора. Эти шкивы приводятся во вращение с помощью ремня 5. Так как подшипниковые опоры установлены без упругих элементов, то радиальные силы, действующие со стороны приводного ремня, не передаются промежуточному и основному роторам, опоры которых установлены на упругих подушках. Крутящие моменты от шкивов к роторам передаются через упругие специальные шлицевые элементы 6 и 7 малой жесткости.

Для динамического исследования приведенных конструкций прядильных камер, с целью выбора оптимальных параметров и условий их эксплуатации, рассмотрена единая динамическая модель, проведены необходимые расчеты [5].

Расчеты позволяют при проектировании прядильных камер с двумя соосными роторами выбрать такие параметры конструкции, с помощью которых можно отстроить критические частоты от рабочих частот вращения основного и промежуточного роторов и обеспечить устойчивость, надежность и долговечность работы всего узла.

При изучении динамической модели выявлено еще одно положительное свойство конструкций прядильных камер с двумя соосными роторами. Анализ вариантов показывает, что в определенных случаях промежуточный (тихоходный) ротор для основного (быстроходного) ротора может выполнять функцию динамического гасителя колебаний последнего. Это свойство тоже необходимо целенаправленно использовать при проектировании новых конструкций прядильных камер.

Для оптимального проектирования таких систем, параллельно с этой задачей, необходимо анализировать и вопрос устойчивости положения равновесия роторов системы с целью обеспечения нормального протекания технологического процесса. Устойчивость системы оценена критерием Сильвестра. Согласно этому критерию, положение равновесия устойчиво, если в его близости потенциальная энергия системы имеет изолированный минимум. Выражение потенциальной энергии имеет изолированный минимум, если выполняются следующие условия [6]:

$$q_{11} > 0, \quad \begin{vmatrix} q_{11} & q_{12} \\ q_{21} & q_{22} \end{vmatrix} > 0, \dots, \quad \begin{vmatrix} q_{11} & q_{12} & \dots & q_{1n} \\ q_{21} & q_{22} & \dots & q_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ q_{n1} & q_{n2} & \dots & q_{nn} \end{vmatrix} > 0, \quad (1)$$

где  $q_{11}, \dots, q_{nn}, \dots, q_{1n}, \dots, q_{n1}$  - вторые и смешанные производные выражения потенциальной энергии по обобщенным координатам:

$$q_{11} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_1^2}, \quad q_{22} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial z_1^2}, \quad \dots, \quad q_{12} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_1 \partial z_1}, \quad \dots$$

На рис.2 приведена схема предложенной конструкции, для которой получено выражение потенциальной энергии. Узел состоит из неподвижного корпуса *a*, в котором на опорах 1, 2 установлен промежуточный ротор *b*. В промежуточном роторе

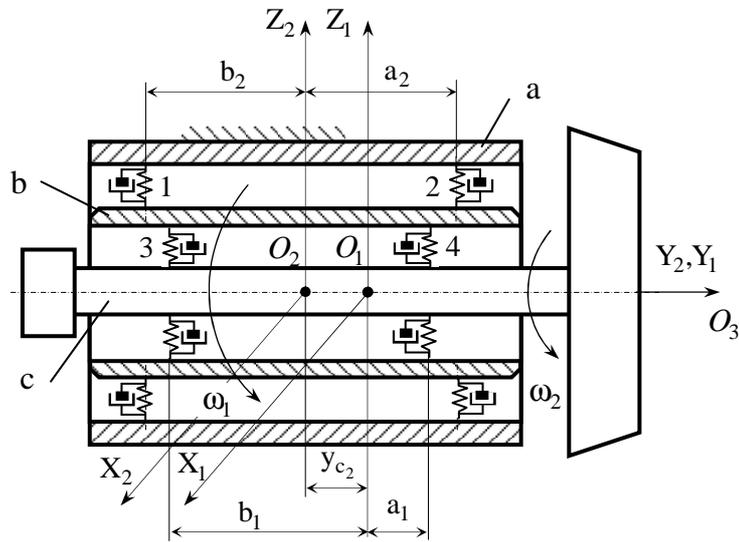


Рис.2

на опорах 3, 4 установлен основной ротор *c*. Приведены также конструктивные размеры  $a_1, b_1, a_2, b_2, y_{c2}$ , необходимые для отметки месторасположения опор 1 - 4 относительно центров масс основного и промежуточного роторов  $O_1$  и  $O_2$ . Допустим, опоры роторов являются изотропными и имеют нелинейную характеристику жесткости, выраженной зависимостью [7]

$$C_{ix} = a_{i1} + 3a_{i3}x_{(i)}^2, \quad C_{iz} = a_{i1} + 3a_{i3}z_{(i)}^2, \quad (2)$$

где  $C_{ix}, C_{iz}$  - жесткости опор роторов ( $i=1..4$ ) в направлении взаимно перпендикулярных осей  $X_j, Z_j$  ( $j=1..2$ );  $a_{i1}, a_{i3}$  - постоянные, зависящие от конструктивных параметров опор;  $x_{(1)}, z_{(1)}$  и  $x_{(2)}, z_{(2)}$  - координаты перемещения точек оси промежуточного ротора, лежащие в сечении, проходящем через эти опоры;  $x_{(3)}, z_{(3)}$  и  $x_{(4)}, z_{(4)}$  - координаты относительного перемещения точек осей основного и промежуточного роторов, лежащие в сечении, проходящем через опоры основного ротора.

Потенциальная энергия системы будет складываться из потенциальной энергии деформированных опор роторов 1..4, так как роторы в этой задаче принимаются жесткими, исходя из реальных размеров эксплуатируемых роторов. На основе вышесказанного и с учетом (2) потенциальная энергия системы определяется выражением

$$\Pi = \sum_{i=1}^4 \left[ \frac{1}{2} a_{i1} (x_{(i)}^2 + z_{(i)}^2) + \frac{1}{4} a_{i3} (x_{(i)}^4 + z_{(i)}^4) \right]. \quad (3)$$

Последовательно вычисляя вторые частные производные, для выражения (3) по координатам  $x_{(i)}$  и  $z_{(i)}$  получим

$$\frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_{(i)}^2} = k_i(x_i) = a_{i1} + a_{i3}x_{(i)}^2, \quad \frac{\partial^2 \Pi}{\partial z_{(i)}^2} = k_i(z_i) = a_{i1} + a_{i3}z_{(i)}^2. \quad (4)$$

Все смешанные производные выражения потенциальной энергии по обобщенным координатам будут равны нулю. Следовательно, учитывая условие (1), получим диагональную матрицу размерностью  $8 \times 8$ . Из этой матрицы, последовательно вычисляя определители размерностью  $1 \times 1$ ,  $2 \times 2$ ,  $3 \times 3$ , ... ,  $8 \times 8$ , с учетом (1) и (4) получим восемь условий устойчивости положения равновесия системы, которые все выполняются, если множители выражения (5) положительные:

$$\prod_{i=1}^4 (a_{i1} + 3a_{i3}x_{(i)}^2) \cdot \prod_{i=1}^4 (a_{i1} + 3a_{i3}z_{(i)}^2) > 0. \quad (5)$$

После анализа выражения (4) нетрудно заметить, что оно выполняется, если его множители положительные. Следовательно, условие устойчивости положения равновесия рассмотренной системы можно записать в существенно упрощенной форме:

$$a_{i1} + a_{i3}x_{(i)}^2 > 0, \quad (6)$$

$$a_{i1} + a_{i3}z_{(i)}^2 > 0. \quad (7)$$

Ввиду симметричности неравенств в системе (6) и (7) достаточно анализировать условия выполнения только одного неравенства. Все полученные при этом выводы в плоскости  $XOY$  можно отнести и к плоскости  $YOZ$ . Заметим, что левые части неравенств в системе (6) и (7) совпадают с выражением (2) для определения жесткости нелинейной опоры. Следовательно, задача устойчивости положения равновесия системы с нелинейными опорами сводится к обоснованному выбору характеристик жесткости этих опор. Для начала проанализируем выражение (6) (рис.3). Здесь необходимо рассмотреть четыре возможные области значений коэффициентов  $a_{i1}$  и  $a_{i3}$ , имея в виду, что жесткость опоры не может быть отрицательной.

1.  $a_{i1} = 0$  и  $a_{i3} > 0$  - при нулевом перемещении оси опоры ее жесткость нулевая. В этом случае положение равновесия системы всегда устойчиво, кроме положения, когда перемещение оси опоры равно нулю (рис.3, кривая 1).
2.  $a_{i1} > 0$  и  $a_{i3} > 0$  - опоры имеют предварительную жесткость, то есть конечную жесткость опоры при нулевом перемещении. С последующим возрастанием перемещения жесткость увеличивается. В этом случае положение системы всегда устойчиво, независимо от величины перемещения оси опоры от исходного положения (рис.3, кривая 2).

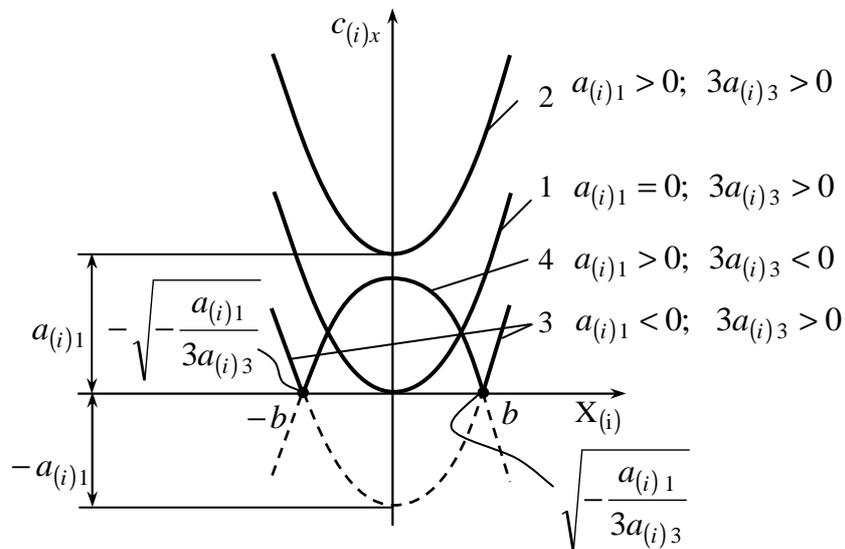


Рис. 3

$a_{i1} < 0$  и  $a_{i3} > 0$  - опоры имеют возрастающую жесткость в зависимости от величины перемещения оси ротора лишь в случае, если перемещение превышает определенное значение:  $|x_i| > \pm \sqrt{-a_{i1}/3a_{i3}}$  (рис.3, кривая 3). Если же значение перемещения оси ротора находится в пределах  $(-b, b)$ , жесткость опоры не меняется и равняется нулю. Это может произойти в случае, если, например, ротор в опоре установлен с зазором. Такая система может обладать устойчивостью положения равновесия только при определенной частоте вращения ротора, когда амплитуда его колебаний превышает зазор в опоре. Однако система должна проходить через полосу неустойчивости при разгоне роторов до необходимой частоты вращения.

3.  $a_{i1} > 0$  и  $a_{i3} < 0$  - опоры имеют убывающую характеристику жесткости в зависимости от величины перемещения оси ротора, если перемещение не превышает определенное значение:  $|x_i| > \pm \sqrt{-a_{i1}/3a_{i3}}$  (рис.3, кривая 4). При перемещении оси ротора в пределах  $(-b, b)$  система обладает устойчивостью, но если амплитуда колебаний оси ротора превышает значение  $b$ , система теряет устойчивость положения равновесия.

Таким образом, для проектирования опор роторов можно рекомендовать характеристику изменения жесткости соответствующей кривой 1 (рис.3). Заметим, что в общем случае перемещение  $x_i$  связано с конструктивными размерами роторов и координатами расположения их опор  $u_{c_2}, a_1, b_1, a_2, b_2$  (рис.2). Однако, если жесткость опоры выбрана по кривой 1 (рис.3), условие устойчивости положения равновесия выполняется при любых значениях конструктивных размеров. Следовательно, нелинейность опор роторов позволяет, при определенной характеристике жесткости, обеспечить устойчивость положения равновесия соосной двухроторной системы при любой компоновке узла. Ранее нами было показано, как

при линейных опорах конструктивные размеры расположения опор роторов и центров их масс влияют на устойчивость положения равновесия системы [8].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новая конструкция опоры прядильной камеры пневмопрядильной машины: Информационный листок № 881-79 / Ленинградский межотраслевой территориальный центр научно-технической информации и пропаганды.-1979.
2. **Кельзон А.С.** и др. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука, 1982.-280 с.
3. А.с. № 832, А2. Республика Армения, МКИ D01H7/10. Опорный узел веретена прядильной камеры / **Папоян А.Р.** - № 99075; Заявлено 30.07.99г. Оpubл. 22.06.2000г., Пром. собственность.- №2.-132 с.
4. А.с. № 1051, А2. Республика Армения, МКИ D01H7/10. Опорный узел текстильного шпинделя / **Папоян А.Р.** - № P20010030; Заявлено 27.02.2001г. Оpubл. 28.12.2001г., Пром. собственность.- №2.- 48 с.
5. **Папоян А.Р.** Анализ динамических характеристик прядильных камер с двумя соосными роторами // Вестник Санкт-Петербургского государственного ун-та технологии и дизайна. –2001.- № 2.- 178 с.
6. **Пановко Я.Г.** Введение в теорию механических колебаний.- М.: Наука, Глав.ред. физмат. лит., 1980. –272 с.
7. **Митропольский Ю.А.** Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний.- М.: Наука, 1964.- 431 с.
8. **Папоян А.Р.** К выбору оптимальных параметров опор соосной двухроторной системы //Моделирование, оптимизация, управление: – Сб. научн. тр.-Ереван.- 2002.– Вып.5.- с. 153-156.

Гюмрийский образовательный комплекс ГИУА. Материал поступил в редакцию 04.09.2002.

**Ա.Ռ. ՊԱՊՈՅԱՆ**

**ՀԱՄԱՌԱՆՑՔ ՌՈՏՈՐՆԵՐԸ ՏԵՔՍՏԻԼ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԱՐԱԳԸՆԹԱՑ  
ԱՇԽԱՏԱՆՔԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՆԵՐՈՒՄ ԵՎ ԴՐԱՆՑ ՀԱՎԱՍԱՐԱԿՇՈՒԹՅԱՆ  
ԴԻՐՔԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ**

Առաջարկվում են մեծ արագությամբ պտտվող տեքստիլ իլիկների նոր կառուցվածքներ, որոնց հիմքում ընկած է երկու համառանցք ռոտորների օգտագործման գաղափարը: Վերլուծվում են առաջարկվող կառուցվածքների հատկությունները: Տեսականորեն ուսումնասիրված է համառանցք երկռոտորային համակարգի հավասարակշռության դիրքի կայունության խնդիրն այն դեպքի համար, երբ ռոտորների հենարաններն ունեն կոշտության ոչ գծային բնութագրեր՝ արտահայտված երկրորդ կարգի պարաբոլական կախվածությամբ: Ձևակերպված են հենարանների կոշտության բնութագրերի ընտրության առաջարկություններ:

**A.R. PAPOYAN**

**COAXIAL ROTORS IN HIGH – SPEED WORKING ORGANS OF TEXTILE  
MACHINES AND THEIR EQUILIBRIUM POSITION STABILITY**

New constructions of textile high- speed spindles using the idea of a twin rotor coaxial system are proposed and constructive properties of suggested nodes are analyzed. The equilibrium position stability of the coaxial double rotor system is theoretically studied, while the rotor bearings have nonlinear rigidity characteristics in the form of second-degree parabolic dependence. Recommendations on optimal parameter choice of nonlinear bearing rigidity characteristics are developed.