

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ ИЗГИБА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПИЛЬНОГО ДЖИНА НА БАЛАНСИРОВКУ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН

Ходжаева Маргарита Юрьевна

Старший преподаватель, Ташкентский
институт текстильной и легкой
промышленности, Узбекистан
100100, г. Ташкент, улица Шахжахон, №5
Email: xodjayeva1962@mail.ru

Махаммадиев Зафар Облакулович

Доктор технических наук, Ташкентский
институт текстильной и легкой
промышленности, Узбекистан
100100, г. Ташкент, улица Шахжахон, №5
E-mail: maxammadiyevzafar@mail.ru

Аннотация: В статье исследуются влияние изгиба коленчатого вала, его конструктивных особенностей, а так же амплитуды и критических скоростей при поперечном колебании вала джина на балансировку узла в целом.

Ключевые слова: пильный вал, джин, деформация, поперечное колебание, осевая затяжка, опора, амплитуда,

Среди деталей, восстановление которых экономически целесообразно, особое место занимают детали, ограничивающие ресурс двигателя. К ним, в первую очередь, следует отнести коленчатый вал. Качество его восстановления во многом определяет надежность всего двигателя. От надежности и долговечности коленчатого вала зависят надежность и долговечность машины. Разрушение валов в работающей машине почти неизбежно влечет за собой аварийную ситуацию. Поэтому к валам предъявляют высокие требования, особенно, к сопротивлению усталости валов и правильности их геометрической формы. Для выполнения этих требований разработаны различные мероприятия конструкторского и технологического характера, которые используются при конструировании, изготовлении и ремонте валов.

Джинирование является основным звеном первичной обработки хлопка, влияющим на качество выпускаемой продукции и осуществляется на джинах.

На выход волокна, его качество и другие показатели влияют очень многие факторы, к примеру это величина зазора между пилыми и колосниками джина (1). Если рассматривать пильный вал джина лежащим на двух опорах, то он

изгибается под действием собственного веса. Вес вала со всеми присоединенными к нему деталями может составлять до 132 кг. Зазор по длине вала изменяется в зависимости от формы упругой линии. Кроме того, при вращении вала его изгиб будет нарастать по мере приближения скорости к критическому значению. Но по результатам теоретических и экспериментальных исследований поперечных колебаний пильного вала джина следует, что зона рабочих скоростей отстоит довольно далеко от критических. Учитывая возможность повышения рабочей скорости с целью увеличения производительности труда, мы определили критические скорости джинного вала теоретически и экспериментально, а так же экспериментально определили амплитуды его колебаний и критические скорости в зависимости от осевой затяжки. Для теоретического исследования оспользовался метод, разработанный для валов переменного сечения [2]. Масса пил и прокладок, как распределенная нагрузка, была добавлена к массе вала.

$$\varepsilon_i = (1/ m_i \omega^2) - a_{ii}$$

Дифференциальное уравнение упругой линии нулевого участка будет:

Для оценки степени влияния изгиба вала на условия балансировки узла главного барабана в сборе представим его лежащим на двух опорах (рис. 1), в виде двухопорной консольной балки, нагруженной тремя силами: весом фрикционной муфты P_1 и весом барабана, приложенным в местах его опоры на вал через крестовины соответственно P_2 и P_3 .

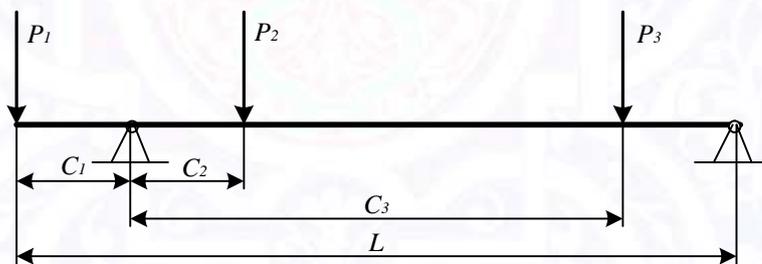


Рис.1. Схема главного барабана в виде двухопорной консольной балки

Если m_1, m_2, m_3 - массы соответствующих деталей, а e_1, e_2, e_3 - соответствующие эксцентриситеты, то, предполагая, что эксцентриситет в каждом отдельном случае имеет только одна какая-либо нагрузка, получаем (например, для P_i) выражение для центробежных сил:

$$\begin{aligned} C_1 &= (e_1 + y_1) m_1 \omega^2 \\ C_2 &= y_2 m_2 \omega^2 \\ C_3 &= y_3 m_3 \omega^2 \end{aligned} \quad (1)$$

где ω_1 - угловая скорость узла, y_1, y_2, y_3 - прогибы вала в плоскости эксцентриситетов. Аналогичные выражения можно написать и для нагрузок P_2 и P_3 , полагая в первом случае $e_1 = e_3 = 0$, во втором $e_1 = e_2 = 0$. Исходя из

предположения, что форма изгиба вала при статическом нагружении не изменяется даже при действии на него центробежных сил, представим прогибы y_1 в виде зависимостей:

$$\begin{aligned} y_1 &= a_{11}C_1 + a_{12}C_2 + a_{13}C_3, \\ y_2 &= a_{21}C_1 + a_{22}C_2 + a_{23}C_3, \\ y_3 &= a_{31}C_1 + a_{32}C_2 + a_{33}C_3 \end{aligned} \quad (2)$$

где $a_{11}, a_{12}, \dots, a_{ij}$ - коэффициенты, зависящие от жесткости вала, его размеров, характера и мест приложения нагрузок.

Значения коэффициентов a_{ij} можно получить из статического анализа узла [1], уравнение упругой линии которого в силу ступенчатости вала

$$\begin{aligned} EJ_{iyi} &= P_1 \frac{x^3}{6} \Big|_{x \leq c_1} - R_{лев} \frac{(x - c_1)^3}{6} \Big|_{x \leq (c_1 - c_2)} + \\ &+ P_2 \frac{(x - c_1 - c_2)^3}{6} \Big|_{x \leq c_3} + P_3 \frac{(x - c_3)^3}{6} \Big|_{x \leq l} + C_i x + D_i, \end{aligned} \quad (3)$$

Произвольные постоянные C_i и D_i для четырех участков вала различной жесткости, можно найти из восьми граничных условий:

$$\begin{aligned} (y_1)_{x=c_1} &= 0, (y_4)_{x=l} = 0, (y_1)_{x=c_1} = (y_2)_{x=c_1}, \\ (y_2)_{x=c_1+c_2} &= (y_3)_{x=c_1+c_2}, (y_3)_{x=c_3} = (y_4)_{x=c_3}, \\ \left(\frac{dy_1}{dx}\right)_{x=c_1} &= \left(\frac{dy_2}{dx}\right)_{x=c_1}, \left(\frac{dy_2}{dx}\right)_{x=c_1+c_2} = \left(\frac{dy_3}{dx}\right)_{x=c_1+c_2}, \\ \left(\frac{dy_2}{dx}\right)_{x=c_3} &= \left(\frac{dy_4}{dx}\right)_{x=c_3} \end{aligned}$$

Подставляя в (1) выражения (2). Получаем значения центробежных сил для первого случая, то есть при наличии эксцентриситета e_1 только у нагрузки P_1 ($e_2 = e_3 = 0$):

Выражения для центробежных сил, подобные формулам (4) получаем так же для нагрузок P_2 и P_3 . При подобном разделении действия нагрузок, неуравновешенность всего узла будет такой же, что и при абсолютно жестком вале в случае действия на него силы приложенной на расстоянии от соответствующей левой опоры рис. 1.

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{e_1 \varepsilon_3}{\varepsilon_1 \varepsilon_3 - (a_{12} \varepsilon_3 + a_{13} a_{32}) \cdot \frac{a_{21} \varepsilon_3 + a_{23} a_{31}}{\varepsilon_2 \varepsilon_3 - a_{23} a_{32}} - a_{31} a_{13}}, \\ C_2 &= C_1 \frac{a_{21} \varepsilon_3 + a_{23} a_{31}}{\varepsilon_2 \varepsilon_3 - a_{23} a_{32}}, \\ C_3 &= C_1 \frac{1}{\varepsilon_3} \left(a_{31} + a_{32} \frac{a_{21} \varepsilon_3 + a_{23} a_{31}}{\varepsilon_2 \varepsilon_3 - a_{23} a_{32}} \right); \end{aligned} \quad (4)$$

где $\varepsilon_i = (1/m_i\omega^2) - a_{ii}$.

Выражения для центробежных сил, подобные формулам (4) получаем так же для нагрузок P_2 и P_3 . При подобном разделении действия нагрузок, неуравновешенность всего узла будет такой же, что и при абсолютно жёстком вале в случае действия на него силы приложенной на расстоянии от соответствующей левой опоры рис.1.

$$(C_1 + C_2 + C_3)_i, l_i = (C_{1C_1} + C_{2C_2} + C_{3C_3})_i / (C_1 + C_2 + C_3) \quad (5)$$

Неуравновешенность вращающихся масс, на деформирующемся валу, динамически равнозначна неуравновешенности в двух определённых плоскостях абсолютно жесткого вала. Положение этих плоскостей можно определить из формулы (5), подставляя соответствующие C_1, C_2 и C_3 . Очевидно, что при повышении угловой скорости узла, положение l_i этих плоскостей изменяется, характеризуя величину неуравновешенности при повышении скорости и, следовательно, необходимо проведение дополнительной подбалансировки.

Таблица 1

Результаты расчетов для узла главного барабана машины

Угловая скорость, $\omega, \text{с}^{-1}$	1			2			3			Смещение балансировочных плоскостей, см		
	C_1	C_2	C_3	C_1	C_2	C_3	C_1	C_2	C_3	l_1	l_2	l_3
60	0,17 3	0,01 5	- 0,035	0,01 3	0,5 9	0,04 1	0,00 4	- 0,00	0,71 3	0,75	15, 9	99,6
80	0,29 4	0,05	- 0,136	0,04	1,0 7	0,16 5	0,01 5	- 0,03	1,66 3	- 34,9	21, 9	101, 1
90	0,37	0,08	-0,25	0,07 1	1,3 7	0,31	0,02 7	- 0,06	2,48	- 83,5	26, 2	101, 4
100	0,45	0,13	-0,6	0,11 6	1,7 2	0,73	0,06 6	- 0,15	4,89	- 49,1	36, 1	101, 8

120	2,56 4	0,35	-2,6	0,26 5	2,4 7	3,63	0,28 7	- 0,83 2	17,9	146, 2	61, 2	103, 0
-----	-----------	------	------	-----------	----------	------	-----------	----------------	------	-----------	----------	-----------

Примечание: 1,2 и 3 – центробежные силы (кг) соответственно при $e_2=e_3=0$, $e_1=e_3=0$ и $e_1=e_2=0$.

составит 0,25кг·см, при 950 об/мин 0,21 кг·см, при 1200 об/мин 0,17 кг·см и при 1400 об/мин 0,15 кг·см. Наибольшей величины достигает неуравновешенность муфты, вследствие ее размещения на консоли вала. Неуравновешенность муфты связано и сравнительно большое смещение балансировочной плоскости под левой крестовиной барабана. Для устранения этого недостатка муфту и шкив барабана следует в обязательном порядке подвергать динамической балансировке, то есть балансировать весь узел главного барабана в сборе.

В узле главного барабана имеется наличие критических точек скорости вблизи которых ($\omega=110—120 \text{ с}^{-1}$) вообще невозможно добиться удовлетворительного уравнивания при существующих конструктивных параметрах этого узла. При необходимости в этом скоростном диапазоне следует в 1,2÷1,3 раза увеличить изгибную жесткость вала.

Выводы: Вследствие изгиба вала и конструктивных особенностей узла главного барабана фрикционная муфта существенно влияет на условия уравнивания, что требует балансировки всего узла в сборе. При любом повышении скоростного режима узла следует проводить его подбалансировку на рабочей скорости в собственных опорах.

Не следует допускать работы главного барабана на скоростях 110÷120 с^{-1} , так как существующие конструктивные параметры узла главного барабана не позволяют добиться его удовлетворительного уравнивания.

При необходимости такого скоростного режима нужно увеличить жесткость вала в 1,2÷1,3 раза и в любом случае стремиться к максимальному снижению веса фрикционной муфты.

Использованные источники:

1. Ходжаева, М. Ю., Асраров Г.Г., Махаммадиев З.О., Исследование изгиба вала пильного джина при увеличении жесткости при затяжке пакета пил. Сборник материалов 8-я Всероссийская национальная научно-практическая конференция 2023 год.

2. Махаммадиев З. О., Хакимов Ш. Ш., Ходжаева М. Ю. Проблемы дженирования длиноволокнистого хлопка-сырца //Наука молодых-будущее России. – 2017. – С. 306-309

3. Ходжаева М. Ю., Бабаджанов С. Х. Статический расчет, система и метод измерения натяжения ровницы на ровничных машинах //Сборник материалов Всероссийской научно-инженерной конференции имени профессора АИ Комиссарова. – 2023. – С. 71.

4. Ходжаева М. Ю., Бабаджанов С. Х. Измерение величин посадки и степени стягивания тканей после выполнения машинных строчек – ЗАО" Университетская книга, конференция «Проблемы развития современного общества» Курск, 23–24 января 2024 года.

5.. Ходжаева М. Ю., Бабаджанов С. Х. «Силовой анализ реечного механизма швейной машины – ЗАО" Университетская книга" конференция Молодёжь и XXI век – 2024. Курск, 15–16 февраля 2024 года.

6. Хакимов Ш. Ш., Махаммадиев З. О., Ходжаева М. Ю. Исследование долговечности улючных канавок рабочего барабана валичного джина //Universum: технические науки. – 2022. – №. 3-4 (96). – С. 18-22.

7. Махаммадиев З. О., Хакимов Ш. Ш. Влияние соотношения скоростного режима рабочего и отбойного барабанов валичного джина на процесс джинирования //Юность и знания-гарантия успеха-2021. – 2021. – С. 376-379.

8. Makhammadiyev Z., Khakimov S. The Productivity of The Roller Gin and Ways to Improve It //Texas Journal of Multidisciplinary Studies. – 2021. – Т. 3. – С. 126-129.

9. Makhammadiyev Z., Khakimov S. Increase the service life of the roller gin working bodies //Deutsche internationale Zeitschrift für zeitgenössische Wissenschaft № 33 2022 VOL. – С. 44.