

УДК 677.052.932:534.1

С. Р. МНАСЯН, О. В. ЕНГОЯН

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТА БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН С ГИБКОЙ ПОДВЕСКОЙ

Разработана динамическая модель веретена с полураздельными опорами и гибкой подвеской, в которой учитываются распределенные массы звеньев по их длине и упругая подвеска корня веретена. Определены ее инерционно-жесткостные параметры. На основе теорий графов и цепей разработана методика для автоматизации расчета динамических характеристик веретена с полураздельными опорами и гибкой подвеской. Для определения проходимостей расчетным путем разработаны алгоритм и программа расчета на основе метода переходных матриц. Определены частотные характеристики веретена, которые показывают, что в диапазоне до 5000 Гц имеется шесть резонансных пиков, четыре из которых являются доминирующими. Для моделей веретена с дискретными параметрами получены только две резонансные частоты, что недостаточно при исследовании виброакустических характеристик.

Пл. 2 Табл. 1. Библиогр.: 7 назв.

Մշակված է կիսարձան ճենարաներով և ձկուն կախոցով իլիկի դինամիկական նմուշը, որի ճամնակ հաշիկ են առնված նաև իլիկի, իրանի ձկուն կախոցը և աղակների կրկայնքով բաշխված օսեղիվաները (իլիկի, իրանի, փաթթոցի և այլն): Որոշված են նրա իներցիան և կոշտոյությունը բևեռացրոզ պարամետրերը, Եզմանների և օշունակների տեսության հիման վրա մշակված է կիսարձան ճենարաներով և ձկուն կախոցով իլիկի հաշվարկի ավտոմատացման մեթոդիչա: Անցումային մատրիցների մեթոդի հիման վրա մշակված է հաշվարկային եղանակով նազորդանակությունների որոշման հաշվարկի այցորիթմը և կրագիրը: Որոշված են իլիկի նախապահ բևեռացրերը, որոնց ճեռագոտությունները ցույց են տալիս, որ մինչև 5000 Հց դիսպոզիցիոնի կան վեց ռեզոնանսային զարգացանկներ, որոնցից չորսը իշխող են: Համեմատության համար նշենք, որ ընդհանուր պարամետրերով իլիկների նմուշների համար ստացվել էին միայն երկու ռեզոնանսային հաճախականություններ, որոնք պինհայտորեն բավարար չեն կրթնաշնային ուսումնասիրության համար:

К быстро вращающимся роторам текстильных машин с гибкой подвеской относятся, в частности, веретена прядельных, крутильных, тростильно-крутильных и др. машин, частота вращения которых достигает более 2000 мин⁻¹. Введение гибкой подвески веретена обуславливается необходимостью обеспечения работы веретена в зарезонансной области частот вращения, так как при этом достигается в наибольшей степени эффект виброизоляции. Автоматизация динамического расчета быстро вращающихся роторов объясняется необходимостью проведения этих расчетов на стадии проектирования при выборе оптимальных параметров, когда виброактивность роторов минимальна. Она также необходима при автоматизации исследований виброакустических характеристик, например, крутильных машин с целью снижения шума.

В данной работе рассматривается процесс автоматизации динамического расчета быстро вращающихся роторов текстильных машин с гибкой подвеской на примере проведения динамических расчетов веретена крутильных и тростильно-крутильных машин с тангенциальным приводом веретена.

В большинстве работ по динамике веретей рассматриваются динамические модели с дискретными параметрами. Такая постановка решения задачи правомерна при определении критических частот вращения веретей [1—3]. Однако при исследовании виброакустических характеристик, когда диапазон частот достигает высоких частот (до 10 кГц), приведение реальной системы к системе с дискретными параметрами вносит значительные ошибки при расчете частотных характеристик. Поэтому при разработке модели систему рассматривают с распределенными параметрами звеньев.

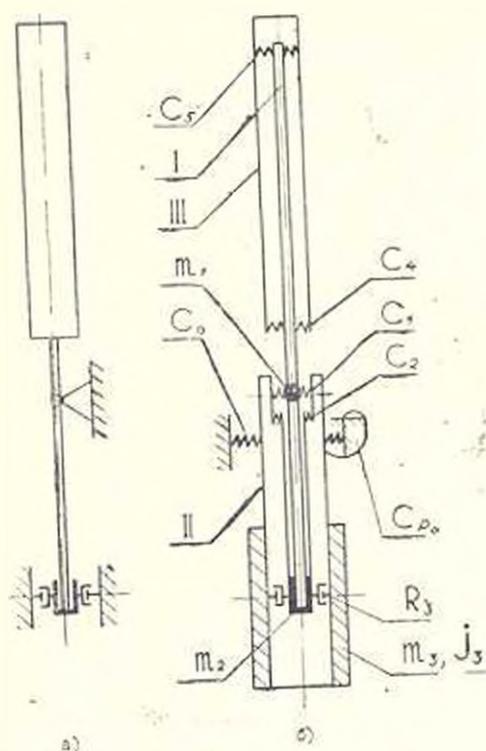


Рис. 1. Динамические модели веретена

На рис. 1б представлена предлагаемая модель веретена, в которой опорами и гибкой подвеской с дискретными параметрами, которая использована в [2]. В этой модели нижняя часть шпинделя представлена в виде гибкого невесомого стержня, а верхняя часть вместе с лапкой — в виде недеформируемой массы. В итоге система описывается двумя уравнениями с двумя неизвестными. В данной модели не учитывается также гибкое крепление корпуса веретена.

На рис. 1б представлена предлагаемая модель веретена, в которой учитываются распределение массы звеньев по их длине (веретена, корпуса, патрона и т. д.), и упругая подвеска корпуса веретена. В данной модели масса упругой втулки приводится к массе подпятника m_2 , а жесткость упругой втулки c_2 принимается сосредоточенной. В отличие от модели на рис. 1а подпятник качения представлен в виде упругой опоры с жесткостью c_1 . Кроме того, в контактах между патроном и шпинделем веретена введены жесткости c_4 и c_5 , которые в общем случае учитывают возможность введения упругих элементов

Для уменьшения виброактивности. Динамическая модель состоит из трех звеньев: I—шпинделя веретена, II—корпуса веретена, III—патрона (лаковка). Все эти элементы представлены в виде подсистем с распределенными массами и жесткостями. Корпус веретена имеет упругую подвеску с радиальной c_1 и поворотной c_0 жесткостями, которые определены экспериментально. Для определения жесткости c_1 радикового подшипника использованы данные [4], а для определения жесткости c_2 упругой втулки и ее приведенной массы — методика, изложенная в [2]. Жесткости c_4 и c_5 определены как жесткости контактов по методике определения жесткости подшипников скольжения [5]. Результаты определения сосредоточенных инерционно-жесткостных параметров приведены в таблице.

Таблица

Параметр	c_1	c_2	R_2	c_4	c_5	c_0	$c_{\text{пр}}$	m_1	m_2	m_3
Размерности	Н/мм	Н/мм	Н/мм	Н/мм	Н/мм	Н/мм рад	Н/мм рад	кг	кг	кг
Величина	$1,13 \cdot 10^6$	900	1784	4250	4250	500	9000	0,792	0,803	1,3

Разработана методика для автоматизации расчета динамических характеристик веретена с использованием метода, предложенного в [6] на основе теорий графов и цепей. Согласно данному методу, система разбивается на отдельные звенья (подсистемы) с сечениями и местах соединения звеньев упругими связями и жесткостями c_i , где $c_i = c_i / (1 + j\eta_i)$ — комплексная жесткость i -й упругой связи; η_i — коэффициент затухания i -й упругой связи.

Далее система описывается уравнением

$$Y=FS, \quad (1)$$

где Y — матрица динамических податливостей,

$$Y = \begin{bmatrix} Y_{11} & -Y_{12} & -Y_{13} \\ -Y_{21} & Y_{22} & -Y_{23} \\ \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots \\ -Y_{n1} & -Y_{n2} & Y_{n3} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

$F = [F_1, F_2, \dots, F_n]^T$, $S_1 = [S_1, S_2, \dots, S_n]^T$ — векторы сил и кинематического возбуждения.

F_i , $S_i = j\omega S_i$ — упругая сила и кинематическое возбуждение в i -й связи, S_i — амплитуда кинематической погрешности.

Кинематическим возбуждением в данном случае является возбуждение в радиковом подшипнике.

Здесь

$$y_{ij} = j\omega \bar{c}_{ij} + y_{ij}^0 + y_{ij}^1. \quad (3)$$

где y_{ij} — входные и переходные проводимости между i -ми сечениями,

u_{ij} , u_{ji} — входные проводимости звеньев, соединяемых через i -ю упругую связь.

Формула (3) справедлива лишь в случае, когда два звена соединяются через одну упругую связь. При динамических расчетах цепных и разветвленных колебательных систем, таких как многоступенчатые передачи, наблюдается именно такой случай.

В рассматриваемой модели (рис. 1б) имеются соединения двух звеньев через две упругие связи (например, патрона с веретеном и корпуса веретена с веретеном соответственно через упругие связи с жесткостями c_4 , c_5 и c_1 , c_2). При этом переходные проводимости так же, как и входные, необходимо определять как суммы переходных проводимостей обоих звеньев, т. е.

$$u_{ij} = u_{ij} + u_{ij} \quad (4)$$

где u_{ij} и u_{ij} — переходные проводимости обоих звеньев.

Проводимости могут быть определены экспериментально или расчетным путем согласно условию

$$u_{ij} = \frac{v_i}{F_j} \Big|_{F_1 = F_2 = \dots = F_{i-1} = F_{i+1} = \dots = F_n = 0} \quad (5)$$

где v — скорость колебаний в i -ом сечении под действием единичной силы.

Для определения проводимостей расчетным путем на ЭЦВМ ЕС-1046 были разработаны алгоритм и программа расчета ШАГТ М на основе переходных матриц. Автоматизация расчета достигается путем задания матрицы связи между номерами сечений, контуров графа, звеньев и ввода размеров участков звеньев.

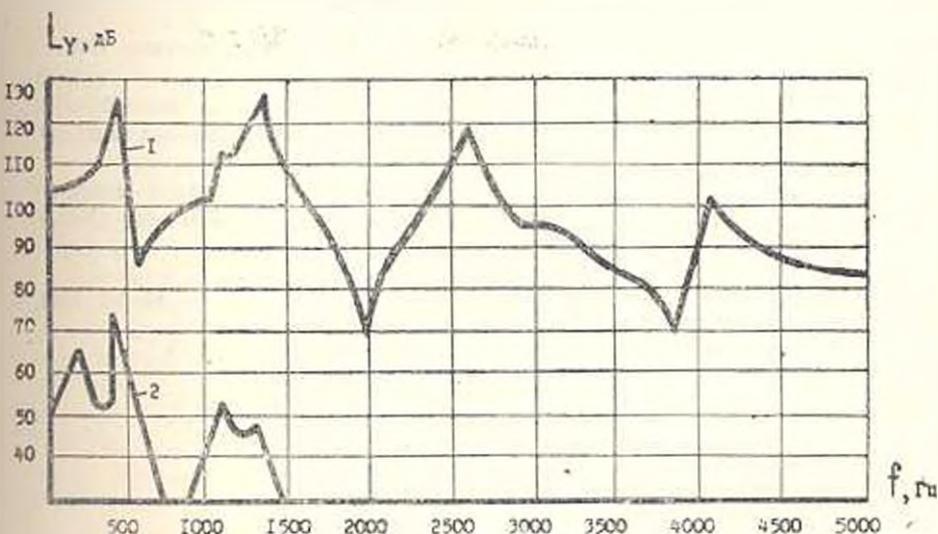


Рис. 2 Частотные характеристики веретена (с паковками): 1) возбуждение передается через роликоподшипник; 2) возбуждение передается через подшипник скольжения

На рис. 2 приведены результаты расчета частотных характеристик веретена ВК-45—056, из которых видно, что в диапазоне до 5000 Гц имеется шесть резонансных пиков, причем, только четыре из них (на

частотах 400, 1250, 2500 и 4000 Гц) являются доминирующими. Например, в работе [2] для моделей веретена с дискретными параметрами получены только две резонансные частоты, что явно недостаточно при исследовании виброакустических характеристик веретен. Для подтверждения данного вывода рассмотрим суммарный спектр вибраций на корпусе веретена (рис. 3), который в сущности является экспериментальной частотной характеристикой. Этот спектр получен при плавном изменении частоты вращения приводного шкива от 0 до 1400 мин⁻¹ [7] с помощью третьоктавного анализатора в реальном масштабе времени типа 01012 с запоминанием мгновенных значений. Из сравнения кривых на рис. 2 и 3 видно достаточно хорошее соответствие резонансных частот на 160, 1250 и 2500 Гц. Доминирующий резонанс на частоте 6300 Гц не попал в расчетный график, так как расчет проводился до частоты 5000 Гц.

Таким образом, проведенные теоретические и экспериментальные исследования показывают, что при изучении виброакустических характеристик веретена крутильных, тростильно-крутильных машин с тангенциальным приводом веретен целесообразно моделировать его с полураздельными опорами и гибкой подвеской, учитывая распределенные параметры звеньев и упругую подвеску корпуса веретена.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коритянский Я. П. Колебания в текстильных машинах.— М.: Машиностроение, 1973.—320 с.
2. Коритянский Я. П. Динамика упругих систем текстильных машин.—М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.—272 с.
3. Коэлатер В. Влияние установки веретей текстильных машин на упругие опоры на их динамические характеристики // *Selezione tessile*.—1985.—№ 1/2.—Р. 29—30.
4. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков.—М.: Машиностроение, 1978.—199 с.
5. Ризин Е. И. Динамика привода станков.—М.: Машиностроение, 1966.—204 с.
6. Поджаров Е. И. Моделирование динамики многоступенчатых передач методом графов // *Вест. машиностр.*—1987.—№ 7.—С. 33—35.
7. Поджаров Е. И., Минаев С. Р. Исследование основных источников и генераторов шума и вибраций тангенциального привода веретей // *МТИ*.—М., 1989.—36 с.—Иен. в ЦНИИТЭИлетиром. № 2847—311.