

пустимое значение тока нагрузки и действует в зоне понижения I относительно заданного значения I_* . Напряжение на выходе интегратора определяется [2] выражением

$$U_{\text{вых}}(t) = 1/T \int U_{\text{вх}}(t) dt,$$

где $T=RC$ — постоянная времени интегрирования. Из выражения видно, что напряжение на выходе U , необходимое для срабатывания ФУ, определяется как временем интегрирования t , значением T , так и величиной входного напряжения $U_{\text{вх}}$. Для реализации двухзонного регулирования относительно U_n система настраивается на максимальную величину заданного значения I_* при пониженном значении напряжения питания преобразователя. При номинальном значении U_n система принудительно находится в режиме стабилизации по описанному методу, что позволяет осуществить простую схемотехническую реализацию.

Анализ реализованной системы мощностью 2 кВт с пропорциональным регулятором показал, что она обладает большим запасом устойчивости, что позволяет получить большее значение контурного коэффициента усиления и величину статизма, менее 5%. Система также обладает улучшенными показателями регулирования и высокой надежностью работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шипило В. П. Автоматизированный вентиляльный электропривод. — М.: Энергия, 1969 — 400 с.
2. Фрер Ф., Ортенбургер Ф. Введение в электронную технику регулирования. — М.: Энергия, 1974. — 190 с.

АРМНИЗМАШ

10. XI. 1992

Изв. НАН Армении (сер. ТН), т. XLVII, № 1—2, 1994, с. 45—48.

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 677.052.932:534.1

С. Р. МИНАСЯН

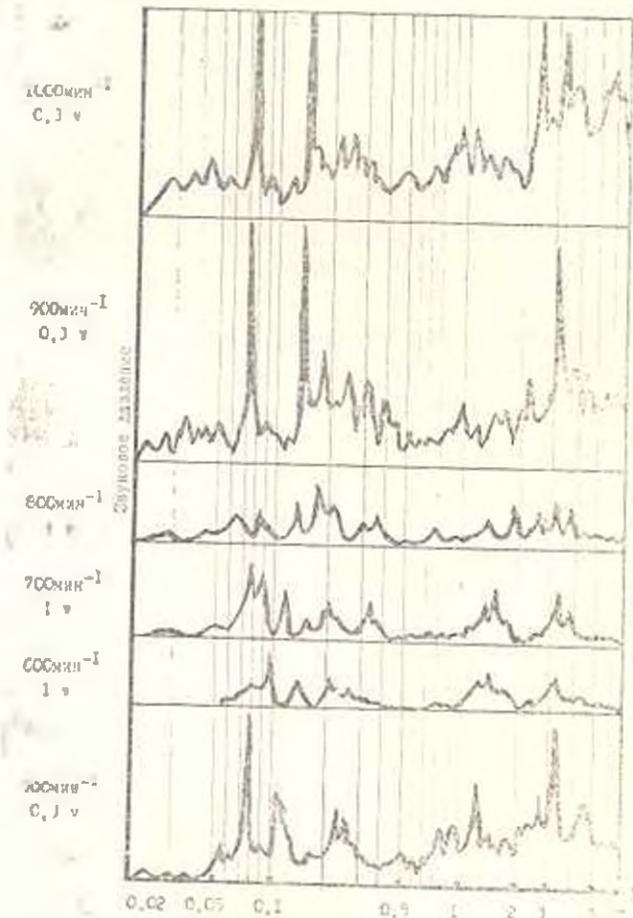
ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДНОГО РЕМНЯ ГРУППОВОГО РЕМЕННОГО ПРИВОДА ВЕРЕТЕН КРУТИЛЬНЫХ И ТРОСТИЛЬНО-КРУТИЛЬНЫХ МАШИН

Показано, что при расчетах собственных частот основных колебаний приводного ремня группового ременного привода веретен крутильных и тростильно-крутильных машин следует моделировать его в виде балки с двумя заделанными концами.

Ил. 1. Табл. 1. Библиогр.: 4 назв.

Յույժ է տրված, որ սլոթայի և բոլորակ-նշտուղ սեղանների իշիկների խմբավորված մո-
կային շարժարների փոփոխական տատանումների սեփական հաճախականությունների հաշ-
վարկի ժամանակ հարկավոր է երան մոդելավորել ևրկու մուշրերը անշարժ անբացված հեռանի
տևարազ:

Приводной ремень можно рассматривать как простейшую систему с распределенными параметрами-струну, колеблющуюся в поперечном направлении. Параметрами такой системы служат ее длина l , масса m , приходящаяся на единицу длины, и натяжение s [1].



Րիս. Առկոբոսնյե սքեդրյ ւոկուո օ ճաւնն ղեմնյ

Следовательно, частота колебания ремня равна

$$f = 12\pi a / l \sqrt{s/m}, \quad (1)$$

где

$$a = \pi, 2\pi, 3\pi.$$

Собственные частоты основных колебаний приводного ремня между веретенами, между веретеном и роликом, между крайними роликами тростяльно-крутильного стэнда, рассчитанные по формуле (1), соответственно равны 2343, 4686 и 390 Гц. Стенд представляет собой од-

ну секцию тростильно-крутильной машины ТК2—160М и предназначен для исследования виброакустических характеристик тангенциального привода веретен крутильных и тростильно-крутильных машин [2]. Параметры стэнда: $l_1 = 0,160$ м, $l_2 = 0,080$ м, $l_3 = 0,960$ м — расстояния между веретенами, веретеном и роликком, крайними роликками.

В приводе веретен был использован эластичный резиновый ремень. Параметры ремня: $b = 55$ мм — ширина, $\delta = 5$ мм — толщина, $F = 174,7$ Н — натяжение, $m = \rho \delta b = 0,32 \cdot 10^{-3}$ кг/м — масса [2].

Жесткость ремня при изгибе можно определить, используя зависимости собственных частот основных колебаний и замеренных частот [3]:

$$EI = [2f_0 n \pi]^2 [l n]^4 m,$$

где f_0 — замеряемая частота колебаний, n — численный множитель, зависящий от условий закрепления концов испытываемого образца ремня.

Зная момент инерции сечения ремня $I_s = 5,73 \cdot 10^{-4}$ м⁴, можно определить модуль упругости при изгибе $E = 314$ МПа.

Приводной ремень можно также рассматривать как простейшую систему с распределенными параметрами, представляющую собой балку с двумя заделанными концами, или с одним заделанным концом и вторым — шарнирно опертым [3, 4]. Собственные частоты основных колебаний приводного ремня определяем из выражения

$$f = 1/2\pi \sqrt{\alpha^2 l^2 / EI} / m, \quad (2)$$

где α — коэффициент, определяемый для условий жесткости заделки по формуле $\alpha = \pi/2 (2k + 1)$, когда балка заделана двумя концами, $\alpha = \pi/4 (4k + 1)$, когда балка заделана одним концом, а второй концу — шарнирно опертым, и $\alpha = 2\pi$ — с опертыми концами.

Результаты расчета собственных частот основных колебаний приводного ремня, рассчитанные согласно (2), приведены в таблице.

Для определения экспериментальных собственных частот основных колебаний приводного ремня был использован метод спектрального анализа. По методике [2] при плавном изменении частоты вращения электродвигателя стэнда от 0 до 1000 мин⁻¹ с помощью анализатора типа 01012 в реальном масштабе времени записывались так называемые «суммарные спектры» звукового давления приводного ремня в ближнем поле. Микрофон типа МК—102 устанавливался между веретенами на расстоянии 20 мм от поверхности ремня.

Анализ этих спектров позволил установить собственные частоты с точностью в пределах треть октавы: 160, 315, 500, 2000, 3150, 6300, 16000 Гц. Частота 3150 Гц близко совпадает с расчетной частотой, когда балка заделана двумя концами.

Для точного определения собственных частот применялся также узкополосный спектральный анализ. Записывались спектры звукового

давления ремня в диапазоне от 10 Гц до 10 кГц при том же расположении микрофона. Измерения проводились через 1000 мин⁻¹ при изменении частоты вращения шкива от 400 мин⁻¹ до 1000 мин⁻¹ (рис.). Как видно, пик на частоте 3100 Гц повторяется на спектрах, записанных при различных частотах вращения веретен. Следовательно, она является собственной частотой колебаний приводного ремня.

Таблица

| Уравнение: частот | Количество уравнений частот | | Собственные частоты Гц | | |
|---------------------------------|--------------------------------|---------------|------------------------|-------|-------|
| | | | f_1 | f_2 | f_3 |
| $\cos \alpha / \sin \alpha = 1$ | 1 | 4,730 | 3348 | 13393 | 93 |
| | 2 | 7,859 | 9243 | | 237 |
| | 3 | 10,996 | | | 463 |
| | 4 | 14,137 | | | 706 |
| | 5 | 17,27 | | | 1051 |
| | 6 | 20,410 | | | 1732 |
| | 7 | 23,550 | | | 2316 |
| | K | $= 2(2k + 1)$ | | | |
| $\cos l = 1b \ll 1$ | 1 | 3,927 | 2308 | 9231 | 64 |
| | 2 | 7,06 | 9243 | | 208 |
| | 3 | 10,210 | | | 431 |
| | 4 | 13,352 | | | 631 |
| | 5 | 16,495 | | | 1130 |
| | 6 | 19,620 | | | 1359 |
| | 7 | 22,76 | | | 2154 |
| | K | $= 4(4k + 1)$ | | | |

Проведенное исследование показывает, что при расчетах собственных частот основных колебаний приводного ремня групповых ремённых приводов веретен крутильных и тростильно-крутильных машин следует моделировать его в виде балки с заделанными концами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. — М.: Мир, 1971. — 557 с.
2. Поджаров Е. Н., Минасян С. Р. Исследование основных источников и генераторов шума и вибрации тангенциального привода веретен. МТИ — М., 1989. — 36 с. — Деп. в ЦНИИТЭИ.легпром 13.06.89. № 2647-3117.
3. Гребенкин В. З. Основы теории и расчета приводов веретен крутильно-этажных и тростильно-крутильных машин. Автореф. дисс. докт. техн. наук. — М., 1970. — 39 с.
4. Горюховский Н. А. Расчет прогиба ремня в тангенциальном приводе веретен // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. — 1975. — № 2. — С. 134—136.