

Вплив параметрів поворотного стола на критичні швидкості апаратів для намотування скляних ниток

В сучасних апаратах для намотування скляних ниток (типів НАС, НАР, АСН, розроблених ВАТ «Хімтекстильмаш») з метою зменшення відходів перезавантаження нитки здійснюється поворотом масивного стола (диска), на якому закріплені два електрошпинделя (один з них є резервний). В роботі [1] наведено математичну модель, що описує вимушені коливання електрошпинделів з врахуванням впливу поворотного стола. Наведено залежність критичних швидкостей для початку напрацювання пакування від розміру зазору в підшипнику ковзання, який забезпечує поворот стола.

Для здійснення періодичного обертального руху зовнішня поверхня диска розміщена у втулці, яка із зовнішньою поверхнею диска створює підшипник ковзання з фрикційною парою «чавун — бронза». Зазор в підшипнику ковзання, необхідний для нормальної роботи підшипника, сприяє переміщенню диска в площині, перпендикулярній осі обертання, яке впливає на динамічні характеристики електрошпинделя.

З деякими припущеннями [1,2] електрошпиндель і поворотний стіл покажемо у вигляді двомасової динамічної моделі (див. рис. 1).

Критичні швидкості механізму визначимо з системи шести лінійних диференціальних коливань другого порядку, які витікають з математичної моделі, що описує вимушені коливання механізму [1]:

$$\begin{cases} M_o \ddot{\eta}_o + m_1 \dot{\eta}_o - m_2 \alpha_o + (m_2 - m_1 l_k) \alpha_k = 0; \\ M_o \ddot{\zeta}_o + m_1 \dot{\zeta}_o - m_2 \beta_o + (m_2 - m_1 l_k) \beta_k = 0; \\ A_o \ddot{\alpha}_o + C_o \omega \dot{\beta}_o - m_2 \eta_o + m_3 \alpha_o - (m_3 - m_2 l_k) \alpha_k = 0; \\ A_o \ddot{\beta}_o - C_o \omega \dot{\alpha}_o - m_2 \zeta_o + m_3 \beta_o - (m_3 - m_2 l_k) \beta_k = 0; \\ A_k \ddot{\alpha}_k + (m_2 - m_1 l_k) \eta_o - (m_3 - m_2 l_k) \alpha_o + (k_v + m_1 l_k^2 - 2m_2 l_k + m_3) \alpha_k = 0; \\ A_k \ddot{\beta}_k + (m_2 - m_1 l_k) \zeta_o - (m_3 - m_2 l_k) \beta_o + (k_v + m_1 l_k^2 - 2m_2 l_k + m_3) \beta_k = 0, \end{cases}$$

де M_o, A_o, C_o — інерційні параметри електрошпинделя;

A_l — екваторіальний момент інерції поворотного стола;

m_1, m_2, m_3 — коефіцієнти жорсткості електрошпинделя [2,3];

$\eta_o, \alpha_o, \zeta_o, \beta_o$ — узагальнені координати, що характеризують положення оправки електрошпинделя;

α_k, β_k — узагальнені координати, що характеризують положення поворотного стола.

Математична модель, що описує вільні коливання електрошпинделя, враховує інерційні та пружні характеристики вала і опор електрошпинделя, інерційних параметрів поворотного диска та пружних властивостей його кріплення.

Для ізотропних пружних характеристик механічної системи у вертикальній та горизонтальній площинах з системи однорідних диференціальних рівнянь за допомогою відповідної процедури отримаємо визначника третього порядку такого вигляду:

$$D(p) = \begin{vmatrix} m_1 - M\omega & -m_2 & (m_2 - m_1 l_k) \\ -m_2 & m_3 - (C_o - A_o \omega^2) & -(m_3 - m_2 l_k) \\ (m_2 - m_1 l_k) & (m_3 - m_2 l_k) & (k_v + m_1 l_k^2 - 2m_2 l_k + m_3) - A_k \omega^2 \end{vmatrix} = 0$$

Математична модель дає можливість визначити три критичні швидкості електрошпинделя, що відповідають «прямій» прецесії, і три — «зворотній» прецесії.

Розрахунок критичних швидкостей для «прямой» прецесії проводимо за таких базових початкових параметрах електрошпинделя:

$$M_o = 40,9 \text{ кг}; A_o = 1,299 \text{ кгм}^2; C_o = 0,236 \text{ кгм}^2; M_p = (0 - 20,0) \text{ кг};$$

$$A_{k1} = 4.14 \text{ кгм}^2; l_k = 0.375 \text{ м}; D_d = 0,456 \text{ м}; b_o = 0,08 \text{ м}.$$

Для початку напрацювання пакування отримано такі значення критичних швидкостей:

$$\omega_1 = 273 \text{ рад/с}; \omega_2 = 727 \text{ рад/с}; \omega_3 = 1677 \text{ рад/с}.$$

Врахування рухливості поворотного стола дає змогу визначити додаткову критичну швидкість механічної системи, розташованої між першою та другою критичними швидкостями ротора. Практичне значення мають перші дві критичні швидкості.

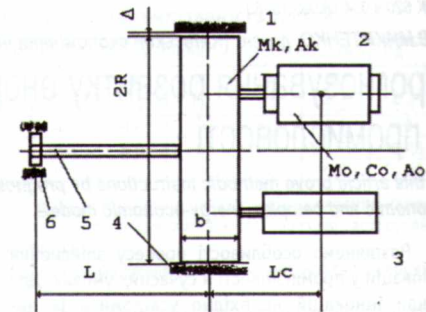


Рис. 1. Динамічна модель поворотного стола:
1 — поворотний стіл; 2 — електрошпиндель;
3 — резервний електрошпиндель;
4 — підшипник ковзання; 5 — підтримуюча вісь;
6 — підтримуючий підшипник.

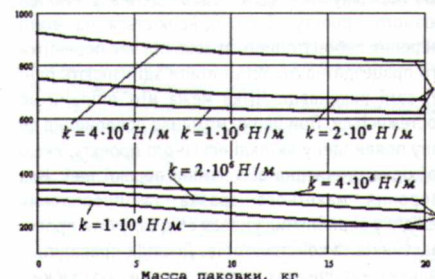


Рис. 2. Залежність критичних швидкостей електрошпинделя від маси напрацьованих пакувань.

На рис. 2 наведено залежність значень двох критичних швидкостей електрошпинделя від маси напрацьованих пакувань при різних значеннях кутової жорсткості кріплення поворотного стола.

Робочим діапазоном кутових швидкостей у разі жорсткого кріплення корпусу електрошпинделя є діапазон між першою та другою критичними швидкостями.

Зниження кутової жорсткості кріплення стола стримує можливе підвищення кутової швидкості роторів. Кутова жорсткість кріплення поворотного диска визначається жорсткістю підшипника ковзання, осі поворотного диска, підшипника осі поворотного стола, що виникає внаслідок експлуатації механізму, знижує вплив його жорсткості на загальну жорсткість.

Розроблена математична модель дає можливість визначити критичні швидкості механізму з врахуванням впливу параметрів поворотного стола.

Список літератури

- Акимов А.А., Борщ Н.Н., Дорошенко В.Н. Исследование влияния параметров поворотного стола стеклонаматывающих аппаратов НАС-7М на критические скорости электрошпинделя. // Труды Междунар. конф. «Техника для химволокна» — Чернигов: ОАО «Хімтекстильмаш», 2001. — 389 с.
- Коритынский Я.И. Колебания в текстильных машинах. М.: Машиностроение, 1973, 320 с.
- Акимов А.А., Дорошенко В.Н. Исследование влияния параметров боинодержателя НАР-8 на его критические скорости. Вестник Инж.АН. №2, 2000 г., с.44—47.