

УДК 621.824.6

В.В. Косенко¹, О.В. Мокшина², М.Л. Рябчиков²

¹ ДП «Харківський науково-дослідний інститут технології машинобудування», Харків

² Українська інженерно-педагогічна академія, Харків

ЛОКАЛІЗАЦІЯ ДЖЕРЕЛ ВІБРАЦІЙ ПРИ СЕРТИФІКАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Проведене динамічне дослідження механізму приводів з використанням багатошарових валів, що включає визначення спектру частот порушуваних коливань, амплітуд вібропереміщення і віброшвидкості елементів конструкції та їх залежностей від її параметрів, теоретичне обґрунтування динамічної моделі приводу виконавчих механізмів швейної машини, як коливальної системи на базі порівняльного аналізу частотних характеристик ряду можливих моделей.

Ключові слова: легка промисловість, швейна машина, джерело вібрації, рівень вібрації, умови праці.

Вступ

Рівні віброактивності і шуму є одними з показників конкурентоспроможності як чинного, так і проєктованого промислового обладнання. Високошвидкісні швейні машини є достатньо потужним джерелом шуму і вібрації. Швейне виробництво відрізняється монотонністю операцій, їх частою повторюваністю, що сприяє стомлюваності оператора. У той же час робота на швейних машинах вимагає підвищеної уваги. Численні дослідження гігієністів показали, що вібрація і шум погіршують умови і якість праці, роблять украй несприятливий вплив на людину, підвищують загальну захворюваність, призводять до професійних захворювань. Прийняті норми шуму на робочому місці, рівні 80 ... 95 дБ, в даний час вже не задовольняють сучасним санітарно гігієнічним вимогам і потребують перегляду в бік зниження. Таким чином, виробництво висуває завдання максимального зниження інтенсивності вібрації і шуму. Досвід показує, що ефективність

заходів щодо зниження механічного шуму діючого обладнання вельми обмежена і обумовлена зниженням можливості конструктивних змін його вузлів, тому зниження механічного шуму машин слід домагатися, головним чином, на стадії їх проєктування. При цьому без створення відповідних динамічних і математичних моделей, математичного та програмного забезпечення, що дозволяє дати аналіз розроблювальної конструкції, досягнення мети не представляється можливим.

В роботі [1], зокрема, розглядаються загальні проблеми вібрації і шуму в легкій промисловості без виділення окремих механізмів і джерел вібрації і шуму. В роботах [2, 3] розглядаються проблеми зниження вібрацій для деяких окремих машин, без загального аналізу якості роботи.

Мета роботи – аналіз джерел вібрацій для вивчення можливостей зниження рівнів вібрації і шуму промислових швейних машин шляхом вдосконалення конструкції приводу виконавчих механізмів для поліпшення умов роботи операторів.

Основний матеріал

При роботі з ручними машинами на тіло людини через руки передається локальна вібрація. Локальна вібрація може викликати в організмі людини ефекти загального характеру типу головного болю, нудоти і т.д., але головне – вона впливає на процес кровообігу в пальцях рук і на нервові закінчення. Це, в свою чергу, викликає побіління пальців, втрату їх чутливості, оніміння, відчуття поколювання. Ці явища посилюються на холоді, але на перших порах відносно швидко проходять. При тривалому впливі вібрації патологія може стати незворотною і призводить до необхідності зміни професії.

За способом передачі на людину розрізняють: загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини, яка сидить або стоїть; локальну вібрацію, що передається через руки людини або окремі ділянки тіла, які контактують з віброючим інструментом, а також через ноги сидячої людини. По напрямку дії загальну вібрацію поділяють на вертикальну, спрямовану перпендикулярно опорній поверхні; горизонтальну, що діє в площині паралельній опорній поверхні.

Спектр вібрації, що впливає на людину, ділиться на три частотних діапазони: низькочастотний, середньочастотний і високочастотний. Для загальної вібрації ці частотні діапазони охоплюють відповідно наступні октавні смуги частот: 1–4 Гц; 8–16 Гц; 31,5–63 Гц. Для локальної вібрації маємо наступну відповідність: 8–16 Гц; 31,5–63 Гц; 125–1000 Гц.

Вібрація має на організм людини різнопланову дію залежно від спектру, напрямки, місця програми та тривалості впливу вібрації, а також від індивідуальних особливостей людини. Наприклад, вібрація з частотами нижче 1 Гц викликає заколисування (морську хворобу), а слабка гармонійна вібрація з частотою 1–2 Гц викликає сонливість.

При збігу частоти збудження системи з її власною частотою виникає явище резонансу, при якому амплітуда коливань різко зростає. Так резонанс органів черевної порожнини спостерігається при частотах 4–8 Гц, голова виявляється в резонансі на частоті 25 Гц, а очні яблука – на частоті 50 Гц. В останньому випадку, при резонансі очей, суб'єктивні відчуття такі, наче очі покриті пеленою. Вхідні в резонанс органи нерідко викликають хворобливі відчуття, пов'язані, зокрема, з розтягуванням з'єднувальних утворень, що підтримують віброючий орган.

В рекомендаціях для швейних підприємств [4] зазначено, що підприємства, які експлуатують обладнання, що генерує шум та вібрацію, повинні проводити вхідний контроль з метою перевірки відповідності допустимих шумових і вібраційних характеристик, зазначених у технічному паспорті.

Сертифікація устаткування є підтвердженням надійності і безпеки його роботи і експлуатації. Сертифікація промислового та виробничого обладнання підтверджує всі необхідні вимоги, яким воно обов'язково має відповідати. Спираючись на закон

"Про захист прав споживачів" та закон "Про сертифікацію продукції і послуг", сертифікація обладнання є невід'ємною частиною Держстандарту України.

Основними джерелами вібрацій в машинах легкої промисловості є механізми і передаточні елементи кінематичних ланцюгів. Так, в [3] доведені джерела вібрацій математичного моделювання кінематики виконавчих механізмів швейної машини 697 класу з можливими варіантами приводу вузла вертикального переміщення зубчастих рейок; визначення кінематичного збурення ланцюгів приводу; розробки динамічної моделі механізму переміщення матеріалу; функцій визначення її параметрів і математичного моделювання власних і вимушених коливань механізму; розробки та обґрунтування динамічної моделі приводу виконавчих механізмів швейної машини. Одними з основних джерел вібрацій в машинах є обертальні і хитальні пристрої, вали, осі і подібні елементи. В сучасних конструкціях швейних машин широко використовуються багат шарові співвісні вали (рис. 1).

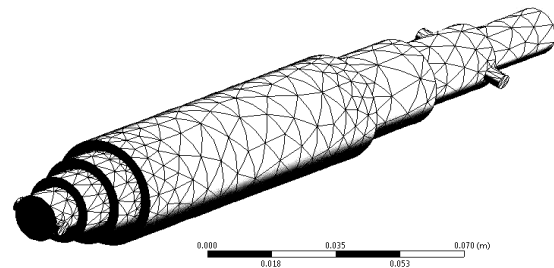


Рис. 1. Багат шаровий співвісний вал

При побудові математичної моделі такого пристрою ліву опору будемо вважати фіксованою і вважати її за номером 1, положення другої будемо змінювати і шукати її оптимальне розташування. У першому наближенні будемо вважати всі маси однаковими, розміри $a=b$, відстань між останніми внутрішніми масами (з номерами n і $2n$) означимо через m , а, тобто

$$l = a \cdot (2n + m).$$

Відстань між опорами знайдемо, як $a(2n + m - k)$. Будемо визначати вклад кожної маси у динамічні характеристики багат шарового валу. Для одиничної маси з номером i значення реакцій в опорах будуть визначатися формулами

$$R1 = \begin{cases} \frac{n+m-i}{2n+m-k}, i \leq n; \\ -\frac{n+k+1-i}{2n+m-k}, n < i \leq n+k; \\ \frac{i-k-n}{2n+m-k}, i > n+k, \end{cases}$$

$$R2 = \begin{cases} \frac{i}{2n+m-k}, i \leq n; \\ \frac{3n+m}{2n+m-k}, n < i \leq n+k; \\ \frac{3n+m-i}{2n+m-k}, i > n+k. \end{cases}$$

Для довільного валу, таким чином, вже будуть визнані реакції, що діють знизу. Для реакцій, що діють зверху, відповідно можна знайти вирази.

$$R_{i+1,1} = \frac{R_{i,1}(2n+m-2i) - R_{i,2}}{2n+m-2i-1} + \{1\},$$

$$R_{i,2} = \frac{R_{i,2}(2n+m-2i) - R_{i,1}}{2n+m-2i-1} + \{1\}.$$

Взагалі реакції у проміжних опорах багат шарових валів можна знайти за рекурентними формулами, використовуючи значення реакцій у попередніх валах. На проміжних валах можна виділити три ділянки.

Повернемося до внутрішнього валу, який має найменшу жорсткість і тому найбільш сприятливий до зовнішніх зусиль. Знаючи реакції в лівій опорі, реакції в опорах, що пов'язують його з другим валом, можна знайти переміщення будь-якої точки валу від дії сили, що прикладена в будь-якій точці. Це переміщення буде складатись від суми переміщень, визначених для кожної з чотирьох ділянок вала.

Будемо визначати переміщення точки з номером i від дії маси, що прикладена в точці з номером j ($1 \leq i \leq 2n, 1 \leq j \leq 2n$).

Для першої ділянки

$$\delta_{1ij} = (1/3) \cdot R_{1i} \cdot R_{1j}.$$

Для другої ділянки

$$\delta_{2ij} = \begin{cases} (7/3) \cdot R_{1i} \cdot R_{1j}, i \neq 1, j \neq i; \\ (7/3) \cdot (R_{1i} - 1) \cdot R_{1j} + \frac{3}{2} R_{1j}, i = 1, j \neq i; \\ (7/3) \cdot (R_{1i} - 1)^2 + 3 \cdot R_{1i} + 1, i = 1, j = 1. \end{cases}$$

Для третьої ділянки

$$\delta_{3ij} = \begin{cases} 0, & i \neq n+1; \\ -7/3, & i = n+1, j = i. \end{cases}$$

Для четвертої ділянки

$$\delta_{4ij} = \begin{cases} \frac{2}{3} \cdot (2n+m-3) \cdot R_{1i} \cdot R_{1j}, i \neq 1, i \neq n, j \neq i; \\ \frac{1}{3} \cdot (2n+m-3) \cdot (2R_{1i}-1) \cdot R_{1j}, i = 1, j \neq i, j \neq n; \\ \frac{1}{3} \cdot (2n+m-3) \cdot (2R_{1i}-1)^2, i = 1, j = 1; \\ \frac{2}{3} \cdot (2n+m-3)^2 \cdot \left(\frac{2R_{1i}-1}{2n+m-3} - 1 \right) \cdot R_{1j} - \\ \quad - (2n+m-3) \cdot R_{1j}, i \neq 1, j = n; \\ \frac{2}{3} \cdot (2n+m-3)^2 \cdot \left(\frac{2R_{1i}-1}{2n+m-3} - 1 \right) \cdot (2R_{1i}-1) - \\ \quad - (2n+m-3) \cdot R_{1i}, i = 1, j = n; \\ \frac{1}{3} \cdot (2n+m-3)^3 \cdot \left(\frac{2R_{1i}-1}{2n+m-3} - 1 \right)^2 \cdot R_{1j} - \\ \quad - (2n+m-3)^2 \cdot \left(\frac{2R_{1i}-1}{2n+m-3} - 1 \right) + (2n+m-3); \\ i = n, j = n. \end{cases}$$

Сумарне переміщення точки з номером i від одиничного навантаження, що прикладене в точці з номером j :

$$\delta_{ij} = \delta_{1ij} + \delta_{2ij} + \delta_{3ij} + \delta_{4ij}.$$

Для одиничних параметрів жорсткості і маси власні частоти можуть бути знайдені шляхом розв'язання визначника

$$\begin{vmatrix} \delta_{11}\omega^2 - 1 & \delta_{12}\omega^2 & \dots & \delta_{1,2n}\omega^2 \\ \delta_{21}\omega^2 & \delta_{22}\omega^2 - 1 & \dots & \delta_{2,2n}\omega^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{2n,1}\omega^2 & \delta_{2n,2}\omega^2 & \dots & \delta_{2n,2n}\omega^2 - 1 \end{vmatrix} = 0.$$

Для багат шарових валів з числом шарів більше двох подібна задача досить складна. Skorистуємося методом Ритца для приблизного визначення власних частот коливання внутрішнього вала:

$$\omega^2 = g \cdot \left(\sum \delta \cdot m \right) / \left(\sum \delta^2 \cdot m \right).$$

З точністю до прискорення власного падіння

$$\omega = \sum \delta / \sum \delta^2.$$

Проведені дослідження демонструють досить яскраво виражений максимум власних частот, який можна рекомендувати при конструюванні багат шарового валу.

Висновки

Проведене динамічне дослідження механізму приводів з використанням багат шарових валів, що включає визначення спектру частот порушуваних коливань, амплітуд вібропереміщення і віброшвидкості елементів конструкції та їх залежностей від її параметрів. Надано теоретичне обґрунтування динамічної моделі приводу виконавчих механізмів швейної машини, як коливальної системи на базі порівняльного аналізу частотних характеристик ряду можливих моделей.

Список літератури

1. Коритський Я.И. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности / Я.И. Коритский, И.В. Корнев, Л.Ф. Лагунов, О.Н. Поболь, Р.И. Сучкова, М.И. Худых. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 328 с.
2. Андросов С.П. Снижение вибрации и шума швейных машин / С.П. Андросов, В.Л. Теплоухов // Швейная промышленность. – 2005. – № 5. – С. 18-19.
3. Уранбилгээ Ч. Снижение вибрации и шума исполнительных механизмов швейных машин путем совершенствования их конструкций: дисс. канд.техн.наук / Уранбилгээ Ч. – Иваново, 2007. – 175 с.
4. СП 5182-90. Санитарные правила для швейного производства 21 июня 1990 г. № 5182-90.

Надійшла до редколегії 24.01.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Х.В. Раковський, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

**ЛОКАЛИЗАЦИЯ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИЙ
ПРИ СЕРТИФИКАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

В.В. Косенко, О.В. Мокшина, М.Л. Рябчиков

Проведено динамическое исследование механизма приводов с использованием многослойных валов, что включает определение спектра частот вызываемых колебаний, амплитуд виброперемещения и виброскорости элементов конструкции и их зависимостей от ее параметров, теоретическое обоснование динамической модели привода исполнительных механизмов швейной машины, как колебательной системы на базе сравнительного анализа частотных характеристик ряда возможных моделей.

Ключевые слова: легкая промышленность, швейная машина, источник вибрации, уровень вибрации, условия труда.

**LOCALIZATION OF SOURCES OF VIBRATIONS
DURING CERTIFICATION OF EQUIPMENT OF LIGHT INDUSTRY**

V.V. Kosenko, O.V. Mokshina, M.L. Ryabchikov

Dynamic research of mechanism of drives is conducted with the use of multi-layered billows, that includes determination of spectrum of frequencies of the caused vibrations, amplitudes of vibromoving and vibrospeed of elements of construction and their dependences on its parameters, theoretical ground of dynamic model of drive of executive mechanisms of sewing machine, as an oscillating system on the base of comparative analysis of frequency descriptions of row of possible models.

Keywords: light industry, sewing machine, source of vibration, level of vibration, terms of labour.