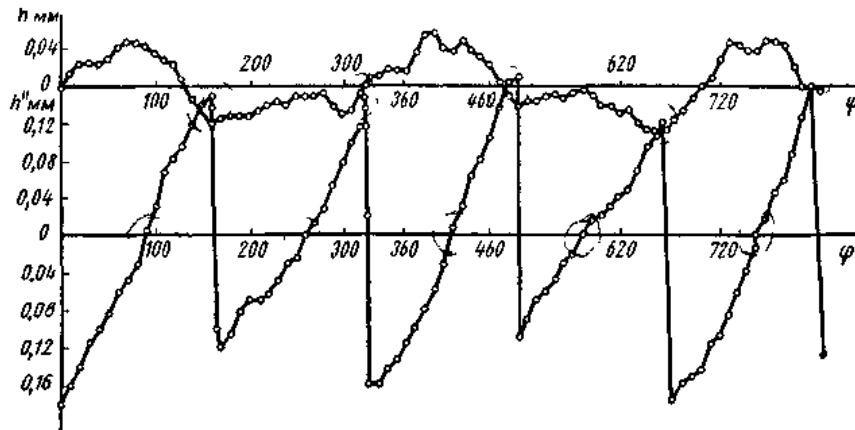


Практичне заняття 7-8

Статичний розрахунок амортизаторів



Рисункок 7 - Горизонтальні й вертикальні переміщення вала в підшипнику із зазором

При виведенні співвідношення передбачалося, що поверхні бігових доріжок і кульок шорсткуваті і нехтувалося прослизанням кульок щодо обойми.

Приклади. На рис. 7 наведений графік горизонтальних і вертикальних переміщень вала, закріпленого в підшипниках серії 408. Один із підшипників мав зазор $h_0=0.6$ мм, а інший $h_0 \approx 0$. Вал обертався вручну. Його радіальні переміщення вимірялися стрілочним індикатором, а кут повороту – лімбом. Нестійкому положенню вала відповідають максимуми графіка. Відповідно до раніше наведених формул кут повороту вала між суміжними перекиданнями дорівнює

$$\varphi = \frac{4\pi R}{(R-a)N}$$

Для підшипника серії 408 $R=37,5$ мм; $a=11,0$; $N=6$.

Звідси

$$\varphi = \frac{4\pi 37,5}{(37,5-11,0)6} \approx 2,98 \text{ рад} = 171^\circ$$

Період перекидання на графіку (рис.8) відповідає 169° . Розбіжність експериментального і розрахункового результатів полягає в тому, що величини R і a були визначені приблизно. У каталогах на підшипники ці величини не вказуються.

На рис. 7.9 зображена осцилограма руху вала в підшипниках серії 408, один із яких мав зазор $h_0=0.6$ мм. Швидкість обертання вала

$n = 300$ об/мин. Відповідно до формули (7.48) період перекидання

$$T = \frac{120 \cdot 37,5}{(37,5-11,0) \cdot 6 \cdot 300} = 0,094 \text{ с.}$$

На графіку є мітки, що відповідають повному оберту вала, які дозволяють визначити масштаб на осі абсцис. Розраховане значення періоду перекидання добре погоджується з експериментальним.

Наступний приклад стосується реальної коробки зміни передач трактора. Механізм був установлений на стенді. Первинний вал коробки передач обертався з частотою $n=350$ об/хв. Усі підшипники коробки, крім одного, мали номінальні радіальні зазори. Передній підшипник серії 408 первинного вала мав зазор $h_0=0.5$ мм.

Відповідно до формули (7) період перекидання вала $T \approx 0.08$ с. Віброперетворювачем (п'єзодатчиком), установленим на корпусі, реєструвався вібросигнал, який порушувався ударними імпульсами.

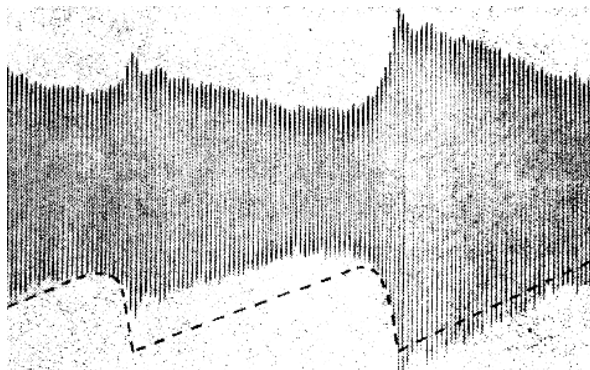


Рисунок 9- Осцилограма вертикальних переміщень вала в підшипнику із зазором

На рис. 9 зображена осцилограма сигналу на виході датчика. Високочастотні коливання відповідають власним пружним коливанням елементів коробки зміни передач, які порушувались ударними імпульсами. Для очищення сигналу від високочастотного заповнення застосовано детектування сигналу.

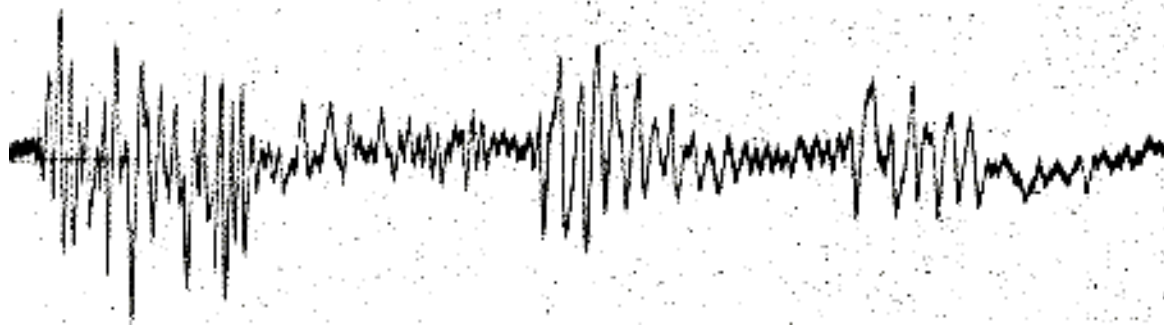


Рисунок 10 - Осцилограма вібрації підшипника кочення із зазором

На рис. 11а зображена осцилограма детектувального сигналу. Для більш чіткого виділення періодичної складової була обчислена його кореляційна функція (рис. 11б). Вона дозволяє виміряти період перекидань, що дорівнює 0,08 с.

Підбиваючи підсумки, варто помітити, що період зіткнень вала, що обертається в підшипниках, приблизно в 2 рази менший ніж, час одного оберту вала, але взагалі він не кратний цьому періодові.

Уже досить ідеалізований дослід із прокручуванням вала вручну (рис. 8) показує, що переміщення вала при перекиданні не однакові, а мають випадкові флюктуації, обумовлені хвилястістю доріжок, різною величиною кульок і багатьма іншими дефектами. Ще більш безладний вигляд мають осцилограми вібросигналу (рис. 10). Ця обставина змушує застосовувати при аналізі сигналу більш складні методи, зокрема статистичні. Кореляційна функція, зображена на рис. 11б, є прикладом подібної обробки сигналу.

Кілька слів про те, коли обидва підшипники, у яких обертається вал, мають радіальні зазори. Теоретичний розгляд цього випадку більш складний і його проводити не будемо. На рис. 12 зображена кореляційна функція детектувального сигналу, коли вал обертається в підшипниках із зазорами 0,25 і 0,5 мм. Швидкість обертання вала $n=350$ об/хв. З графіка кореляційної функції можна побачити, що зіткнення відбуваються з тим самим періодом $T = 0,08$ с, як і у випадку, коли зазор має тільки один підшипник. Якби інтервал кореляційної функції по τ можна було продовжувати, то виявилися б низькочастотні биття, пов'язані з тим, що періоди перекидання в обох підшипниках точно ніколи не збігаються.

а)



б)

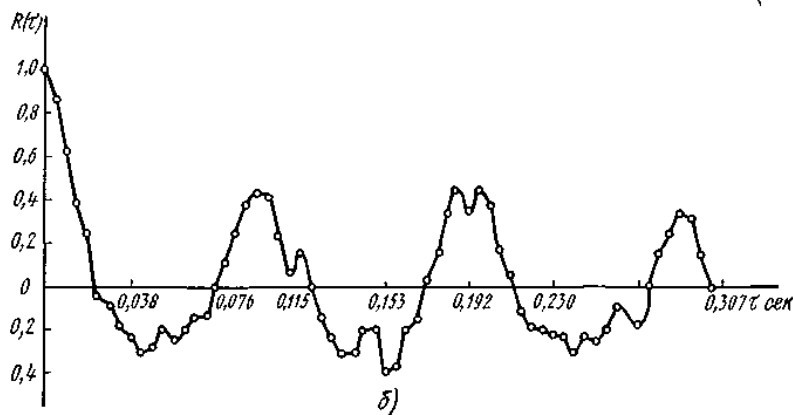


Рисунок 11 - Детектувальний вібросигнал, генерований підшипником із зазором а) і його кореляційна функція б)

Частота цих биттів дорівнює

$$f = \left| \frac{1}{T'} - \frac{1}{T''} \right|, \quad (7.50)$$

де T' , T'' – періоди перекидання в першому і другому підшипниках.

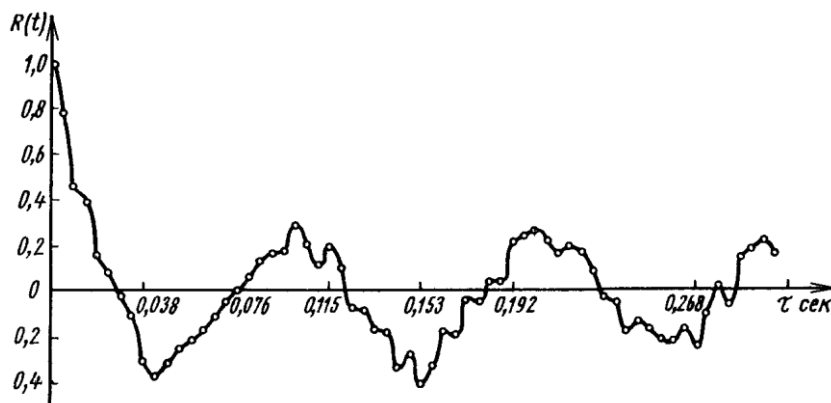


Рисунок 12 - Кореляційна функція детектувального вібросигналу у випадку зазору в обох підшипниках

Приклад. Проілюструємо використання співвідношень $h' = \frac{h_0^2}{2R} \sin^2 \frac{\pi}{N}$ та

$h'' = h_0 \sin \frac{\pi}{N}$ для підшипника серії 408, що має радіальний зазор $h_0 = 0.5$ мм:

$$h' = \frac{0.5^2}{2 \cdot 37.5} \sin^2 30 = 0.8 \cdot 10^{-3} \text{ мм} \quad h'' = 0.5 \sin 30^\circ = 0.25 \text{ мм}.$$

З прикладу видно, що зміщення вала в напрямку, перпендикулярному до лінії дії сили, явно переважає.

Приклад. Підрахуємо швидкість v_0 та імпульс q_0 у задньому підшипнику ведучого вала коробки передач трактора під час роботи на 1-й передачі з 100% навантаженням. Крутильний момент ведучого вала в цьому випадку дорівнює 300 н/м, що відповідає радіальній силі 2450 Н. Сила, приведена до підшипника, $F = 2200$ н. Приведена до

підшипника маса $m = 5,1 \frac{\text{н}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$. Нехай зазор $h_0 = 0,5$ мм, $v_0 = 0,5$ см/с, $q = 0,15$ н · с

Приклад. Підрахуємо тривалість зіткнення в підшипнику серії 408, установленому на первинному валові редуктора. Зазор візьмемо таким, що дорівнює 0,5 мм. Параметри цього підшипника такі: $a = 0,0115$ м, $R_2 = 0,0264$ м, $R_1 = 0,0110$ м.

Тоді

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{2}{0.011} - \frac{1}{0.0264} - \frac{1}{0.0115} \right) = 28,5,$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{0.0115} - \frac{1}{0.0264} \right) = 24,5,$$

$$\frac{B}{A} = 0,859,$$

$$q_k = 0,3196.$$

За табл.7.1 визначаємо $q_k = 0,3196$ і знаходимо k за формулою (7.59).

$$k = 66,3 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2.$$

Підставляючи раніше визначені значення v_0 і k у формулу (7.59), знаходимо

$$\tau = 4 \cdot 10^{-4} \text{ с}.$$

Форма і спектр імпульсу удару, генерованого підшипником, визначаються співвідношеннями (7.61) і (7.62).

$$\psi(e) = \frac{3,35mv_0}{\tau} \sin \frac{\pi}{N} t; \quad (7.61)$$

$$S(\omega) = 2mv_0 \frac{\cos \frac{\omega\tau}{2}}{1 - \left(\frac{2}{\pi} \frac{\omega\tau}{2} \right)^2}. \quad (7.62)$$