

## ОЦІНКА ДИСБАЛАНСУ ПРИ ЙОГО КОНТРОЛІ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

**Приймаков О.Г., к.т.н.**

*(Харківський національний університет будівництва і архітектури)*

**Градиський Ю.О., к.т.н.**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)*

*Досліджено вплив величини зазору в підшипниках колінчатого вала на величину дисбалансу тракторного двигуна. Встановлено, що найбільш сприятливим режимом є режим маятникових коливань шийки вала. Доведено можливість використання величини дисбалансу для діагностування зносу підшипників.*

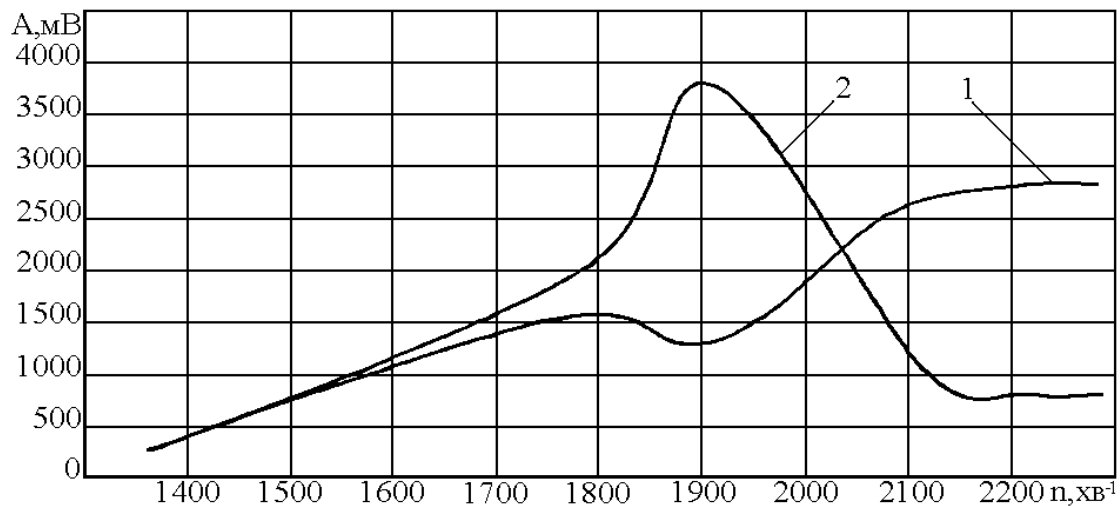
**Вступ.** Одна з головних причин, що викликає збільшення дисбалансу і його моментів при експлуатації та ремонті двигунів, - збільшення зазору в підшипниках колінчатого вала. Необхідність врахування його впливу показали також результати досліджень, попередніх експериментів і практика балансування двигуна в зборі на тракторі в експлуатаційних умовах.

**Аналіз досліджень.** При використанні індикаторів дисбалансу двигунів КІ-5981, КІ-28062 і цифрового мікропроцесорного приладу - вібронавігатора (розробник - ГОСНИТИ), що дозволяють визначати дисбаланс і його кут по амплітуді й фазі вібросигналу, виявилася значна погрішність вимірювання (особливо при малих значеннях кута дисбалансу). Дослідження, проведені в СПбГАУ показують, що розкид амплітуд і особливо фазових значень діагностичного вібросигналу при контролі дисбалансу в значній мірі залежить від швидкісного режиму двигуна [1]. При цьому знайдені амплітудно - і фазочастотні характеристики (рис. 1).

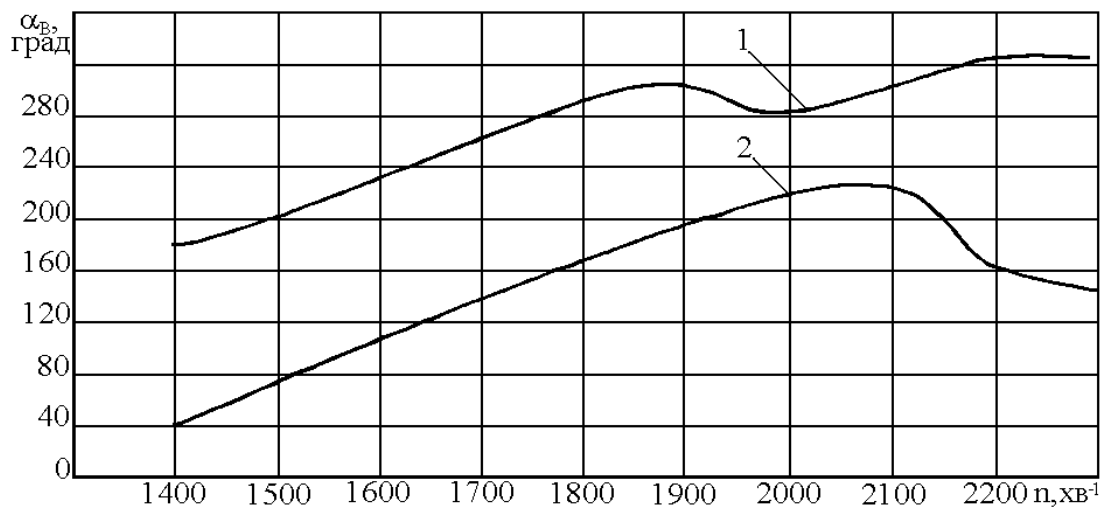
**Результати досліджень.** Встановлено, що для одержання стабільних показань параметрів діагностичного вібросигналу з урахуванням коефіцієнта чутливості найбільш сприятливий зарезонансний режим. Наприклад, для дизеля Д-240 оптимальний швидкісний режим відповідає номінальній частоті обертання колінчатого вала  $2200 \text{ хв}^{-1}$ . Однак незалежно від швидкісного режиму в початковій стадії балансування при великому дисбалансі, як правило, значення і кут (місце) дисбалансу знаходять із достатньою точністю.

Процес балансування проходить нормально до деякого граничного дисбалансу (звичайно він значно більше допустимого). При подальшому балансуванні показання фази діагностичного вібросигналу фіксуються приладом зі зростаючою помилкою (кілька десятків градусів), що значно збільшує витрати часу на точне балансування двигуна.

Для вивчення природи визначеного недоліку розглянемо процес балансування з урахуванням руху корінної шийки колінчатого вала в зазорі підшипника при різних режимах його роботи і зміни в процесі експлуатації. Відзначимо, що при контролі дисбалансу це також становить інтерес. При цьому важливо оцінити оптимальний швидкісний режим двигуна і режим роботи підшипникових вузлів при діагностуванні їх зношування (рис. 2).



а



б

Рис. 1. Амплітудно-частотна (а) і фазочастотна (б) характеристики двигуна трактора МТЗ-80 у вертикальній 1 і горизонтальній 2 площинах

Розглянемо рух шийки вала в зазорі п'ятого корінного підшипника (для чотирициліндрових двигунів), оскільки він швидше всього зношується, перебуває ближче всього до площини маховика, що має найбільший радіус обертання і зосереджує найбільш масивні обертові деталі. Як показали дослідження, зміна дисбалансу практично не впливає на вібронавантаженість інших опор. Вирішуємо задачу як плоску без врахування взаємного руху шийок колінчатого вала в зазорах.

Змінюючи дисбаланс при заданих геометричних розмірах підшипника і швидкості обертання двигуна, можна спостерігати три режими роботи

підшипників. Перший режим характеризується маятниковими коливаннями шийки вала в підшипнику, другий - періодичними ударами шийки по підшипникові, а третій - рухом шийки вала по окружності підшипника, яке супроводжується, як правило, коченням шийки з ковзанням. Найбільш несприятливий з погляду працездатності підшипників другий режим, при якому підшипник, як правило, швидко руйнується. Інші режими відповідають більш спокійній роботі, викликаючи, однак, однобічне зношування підшипників або шийки вала.

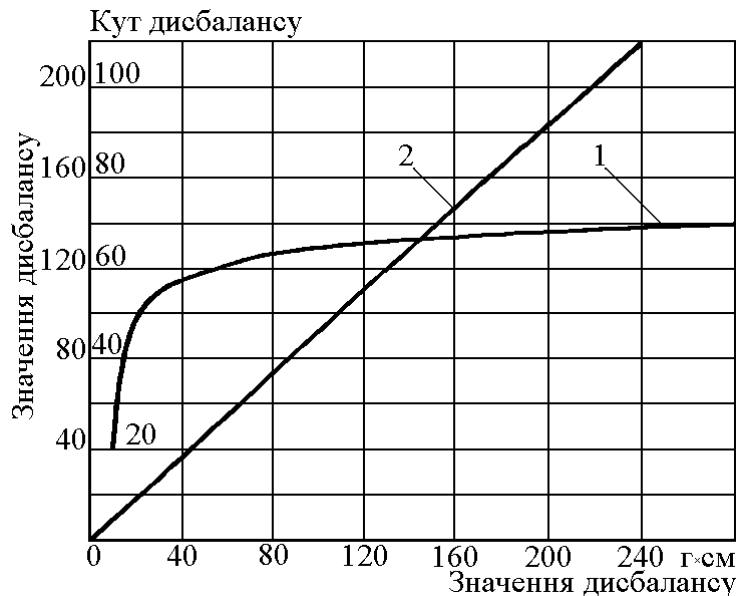


Рис. 2. Експериментальні характеристики індикатора дисбалансу КІ-28062 ГОСНИТИ (РФ): 1 - фазова; 2 - амплітудна

Відмітимо, що в більшості випадків у третьому режимі з часом інтенсивність зношування шийки і підшипника зростає. Крім того, цей режим супроводжується розвитком значних динамічних тисків на підшипникові вузли і тому створює більшу віброперевантаженість підшипникам, ніж перший режим (особливо коли шийка вала в першому режимі робить малі маятникові коливання).

Розглянемо процес балансування з врахуванням руху шийки в зазорі підшипника при всіх ненаголошених режимах роботи і схему з врахуванням всіх діючих на неї зусиль. Припустимо, що шийка вала обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  і в деякий момент часу займає в підшипнику положення, зазначене на рис. 3. На неї діє сила ваги  $G$  обертових частин двигуна,

відцентрова сила  $\frac{G \psi^2 \Delta}{g}$ , тангенціальна сила інерції  $\frac{G \Delta \left( \frac{d \psi}{d t} \right)}{g}$ , відцентрова

сила інерції  $m \omega^2 \varepsilon$  від невірноваженості, сила тертя  $F$ , реакція  $P_a$  на підшипник і рівнодіюча  $R$  всіх сил, що діють на корінну шийку при роботі двигуна. З умови рівноваги маємо:

$$\frac{G \Delta \left( \frac{d\psi}{dt} \right)}{g} = m \omega^2 \varepsilon \sin(\omega t - \alpha) - G \sin \alpha - F, \quad (1)$$

$$P_a = G \cos \alpha + \frac{G \psi^2 \Delta}{g} + m \omega^2 \varepsilon \cos(\omega t - \alpha) + R \cos \alpha, \quad (2)$$

де  $g$  - прискорення сили ваги;  $\Delta$  - радіальний зазор у підшипнику;  $\varepsilon$  - ексцентриситет;  $m$  - неврівноважена маса;  $\alpha$  - кутове переміщення шийки вала від вертикального положення рівноваги;  $\psi$  - швидкість руху шийки вала в підшипнику.

Зневажаючи силою тертя і вважаючись, що у випадку малих маятникових коливань  $\sin \alpha \approx \alpha$ ,  $\cos \alpha \approx 1$  та  $\frac{G \psi^2 \Delta}{g} \approx 0$  [2], запишемо вирази (1) і (2):

$$\frac{G \Delta \left( \frac{d\psi}{dt} \right)}{g} + G \alpha = m \omega^2 \varepsilon \sin(\omega t - \alpha), \quad (3)$$

$$P_a = G + m \omega^2 \varepsilon \cos(\omega t - \alpha) + R \quad (4)$$

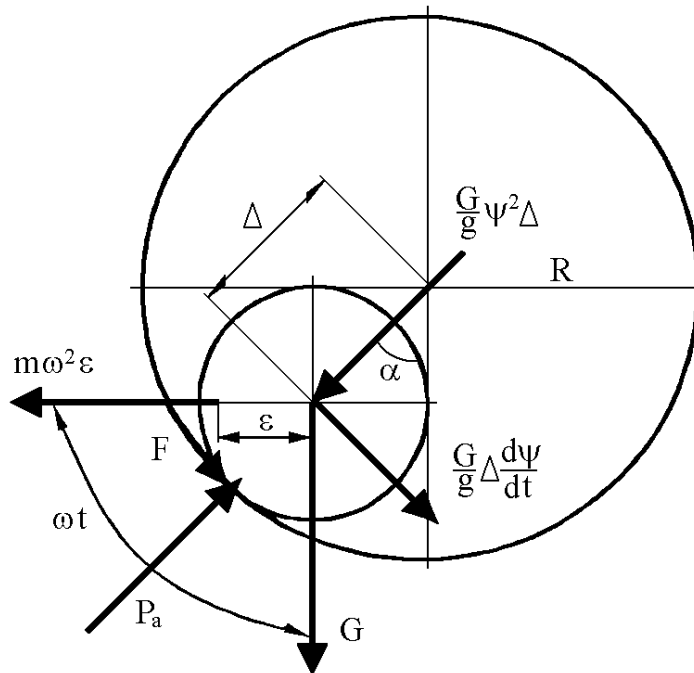


Рис. 3. Схема руху корінної шийки колінчатого вала в зазорі підшипника

Реакція  $P_a$  на підшипник колінчатого вала, викликана відцентровою силою від дисбалансу і рівнодіючої  $R$ , характеризується фазою  $\beta = \omega t - \alpha$ , яка визначає кутове положення вектора дисбалансу, відлічуване від будь-якого фіксованого значення часу  $t$ .

Фазовий кут  $\alpha$  знаходимо з рівняння (3), яке для вимушених коливань будь-якої форми можна представити рядом

$$\alpha = \sum_1^N A \sin(n \omega t - \gamma_n), \quad (5)$$

де  $A$  - амплітуди складових маятникових коливань шийки вала, що змінюються в інтервалі до  $80^\circ$  (тобто до моменту відриву шийки від підшипника);  $\gamma_n$  - здвиг фази складової коливання.

Враховуючи вираз (5), повну фазу коливань можна виразити залежністю

$$\beta = \omega t - \sum_1^N A \sin(n \omega t - \gamma_n). \quad (6)$$

Рахунок часу фіксується з того моменту, коли невірноваженість відповідає самій нижній точці підшипника. Для визначення  $A$  і  $\gamma_n$  припустимо, що  $\alpha = a_1 \sin \omega t + b_1 \cos \omega t + a_2 \sin 2 \omega t + b_2 \cos 2 \omega t$  і, користуючись методом Гальоркіна, знаходимо амплітуду вимушених коливань для перших і других гармонійних складових [3].

Аналіз отриманих виразів показує, що обертання вектора дисбалансу відбувається нерівномірно через періодичну фазову модуляцію. Це пояснюється тим, що напрямки маятникових коливань шийки або протилежні напрямку обертання шийки вала, або збігаються з ним, що викликає вповільнений і прискорений рух шийки вала. Графік зміни тиску на опору корінного підшипника залежно від фази вектора дисбалансу наведений на рис. 4. Видно, що нульові точки фази вектора дисбалансу і результуючої реакції підшипника  $P_a$  здвинуті відносно один одного, причому цей здвиг залежить від амплітуди маятникових коливань шийки вала.

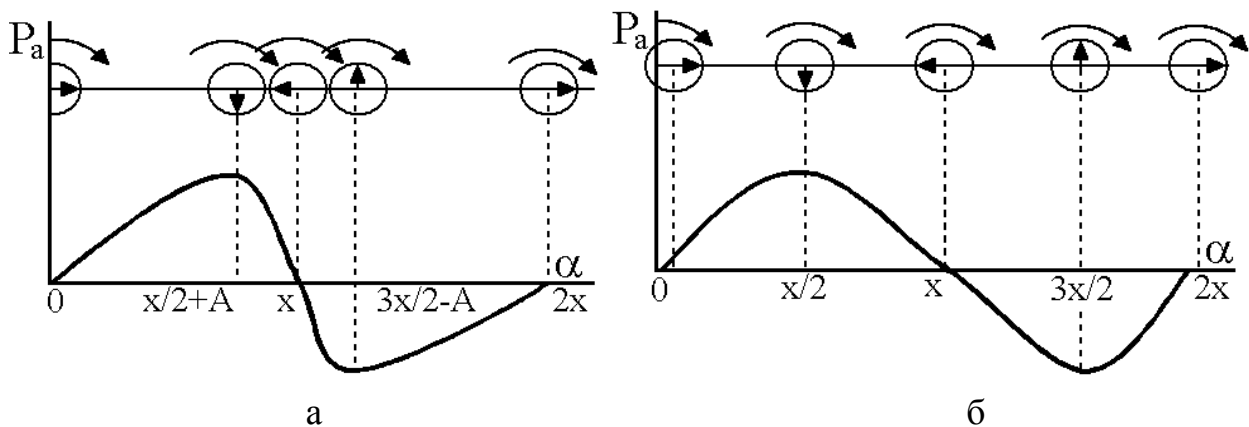


Рис. 4. Криві зміни реакції підшипника залежно від фазового кута вектора невірноваженості  $\alpha$  при наявності (а) і відсутності (б) маятникових коливань шийки вала

На рис. 5 наведені осцилограми вібросигналу від дисбалансу, знятого з вертикальної площини маховика і шківів колінчатого вала. Вони підтверджують

асиметрію півперіодів наростання і убунання миттєвих значень сили  $P_a$  що є збурюючою силою реєструємих датчиком коливань.

Амплітуда сигналу (див. рис. 4, б) може бути знайдена шляхом розкладання змінної складової виразу (4) в ряд Фур'є, для чого запишемо її з врахуванням рівності (6):

$$P_a = m \omega^2 \varepsilon [\cos \omega t \cos (A \sin \omega t) + \sin \omega t \sin (A \sin \omega t)]. \quad (7)$$

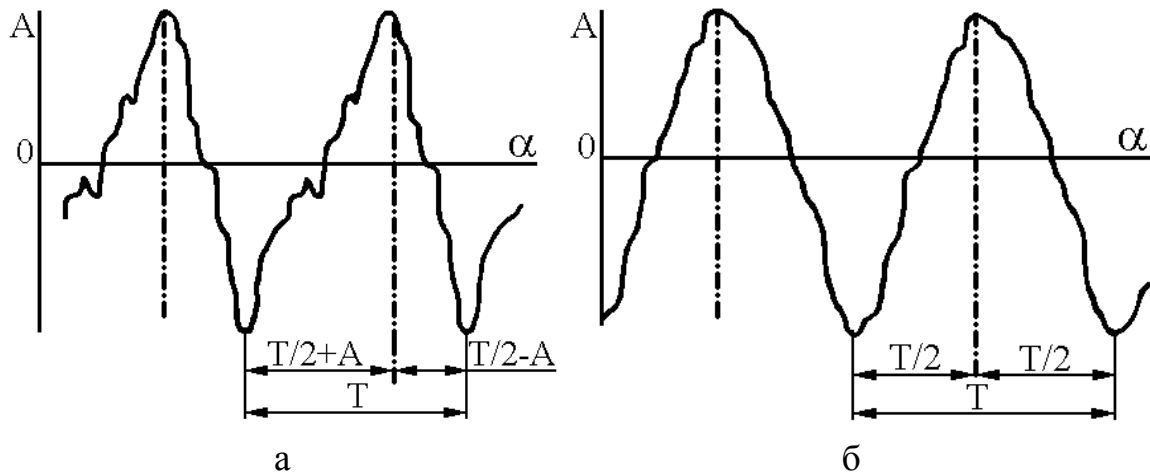


Рис. 5. Осцилограми вібросигналу від дисбалансу ( $D = 2,5 \text{ г} \times \text{см}$ ) в області маховика (а) і шківів (б) колінчатого вала

З теорії Бесселевих функцій відомі співвідношення

$$\cos (A \sin \omega t) = J_0 (A) + 2 J_2 (A) \cos 2 \omega t + 2 J_4 (A) \cos 4 \omega t + \dots, \quad (8)$$

$$\sin (A \sin \omega t) = 2 J_1 (A) \sin \omega t + 2 J_3 (A) \sin 3 \omega t + 2 J_5 (A) \sin 5 \omega t + \dots \quad (9)$$

Видно, що періодична зміна фази приводить до виникнення цілої послідовності частот. Тому при зростанні величини  $A$  для характеристики повної картини коливального процесу необхідно розглядати велику кількість членів ряду Фур'є.

Так як на виході частотно-вибіркового підсилювача або вузькосмугового фільтра індикатору дисбалансу з діагностичного вібросигналу виділяється тільки перша гармонійна складова, то з врахуванням співвідношень (8) і (9) можна записати:

$$P_a = m \omega^2 \varepsilon [J_0 (A) + J_2 (A)] \cos \omega t. \quad (10)$$

**Висновки.** Як бачимо, амплітуда коливань залежить не тільки від невірноваженості обертових частин ротора, але і від функції Бесселя нульового та другого порядків від аргументу  $A$ . Останній також залежить не тільки від дисбалансу, але і від зазору підшипника, що може становити інтерес з метою діагностики зношування підшипникових вузлів. Таким чином, амплітуда виразу (10) при досить великій величині  $A$  непропорційна дисбалансу. При переході в третій режим роботи підшипника рух шийки вала

може бути презентовано сумою рівномірного і коливального рухів зі зменшенням ролі маятникових коливань при рості дисбалансу.

## Список літератури

1. Максимов Д.А. Совершенствование средств и технологии диагностирования дисбаланса дизеля на тракторе с целью его снижения в эксплуатационных условиях (на примере трактора МТЗ-80/82): Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – СПб-Пушкин: СПбГАУ, 1994. – 20 с.
2. Горелик Г.С. Колебания и волны. - М.: Физматгиз, 1959. – 731 с.
3. Балансировка машин и приборов / Под ред. В.А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1979. – 372 с.
4. Приймаков О.Г., Овсянніков С.І., Знайдюк В.Г. Методологія прогнозування працездатності молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів. – Вісник СевНТУ / Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2010. – С. 283 – 287.
5. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О., Приймаков Г.О. Прогнозування витривалості та загальної працездатності несучих елементів авіаційних конструкцій. - Харків: Оберіг, 2010. – 247 с.

## Аннотация

### **ОЦЕНКА ДИСБАЛАНСА ПРИ ЕГО КОНТРОЛЕ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**Приймаков А.Г., Градыский Ю.А.**

*Исследовано влияние величины зазора в подшипниках коленчатого вала на величину дисбаланса тракторного двигателя. Установлено, что наиболее благоприятным режимом является режим маятниковых колебаний шейки вала. Доказана возможность использования величины дисбаланса для диагностирования износа подшипников.*

## Abstract

### **DISBALANCE ESTIMATION AT ITS CONTROL WHILE IN SERVICE INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

**O. Prijmakov, Y. Gradyskij**

*Influence of size of a backlash in bearings of a cranked shaft on size of a disbalance of the tractor engine is investigated. It is established that an optimum mode is the mode of pendular fluctuations of a neck of a shaft. Possibility of use of size of a disbalance for diagnosing of deterioration of bearings is proved.*