

1. Шлыков Ю.П., Ганин Е.А., Царевский С.Н. Контактное термическое сопротивление. М., 1977.
 2. Белов Е.А., Курепин В.В. Влияние контактного термического сопротивления в методах неразрушающего контроля теплофизических свойств материалов // Машины и аппараты холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха: Межвуз. сб. науч. тр. Л., 1981. 3. А. с. 1413499 СССР. Способ определения контактного термического сопротивления /И.С.Василькивский, Е.П.Пистун, Я.Т.Рогоцкий // Открытия. Изобрет. 1988. № 28.

4. А. с. 1476364 СССР. Способ измерения контактного термического сопротивления /Е.П.Пистун, И.С.Василькивский // Открытия. Изобрет. 1989. № 16.
 5. А. с. 1582101 СССР. Способ измерения контактного термического сопротивления разнородных материалов /Е.П.Пистун, И.С.Василькивский // Открытия. Изобрет. 1990. № 28. 6. А. с. 1536969 СССР. Способ измерения теплопроводности вещества /Е.П.Пистун, И.С.Василькивский, Я.Т.Рогоцкий, Я.П.Юсык // Открытия. Изобрет. 1989. № 36.

УДК 622.276.054.22(047)

ВДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТИЧНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ "УЕВН-КНКТ"

© Зікратий С.В., 1998

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Описана математична діагностична модель, яка дає змогу моделювати дефекти установок електровідцентрових насосів для видобутку нафти.

У роботі [1] розглянута модель установки електровідцентрових насосів для видобутку нафти з колоною насосно-компресорних труб – система "УЕВН-КНКТ" у вигляді стержнів з'єднаних між собою за допомогою зв'язків, які характеризуються деякими жорсткостями на кручення та видовження. Модель дає можливість за зміною крутного моменту оцінити значення крутильних та поздовжніх коливань, які є діагностичними ознаками стану системи, але не дозволяє виявити тип дефекту, що призвів до зміни крутного моменту.

У процесі експлуатації УЕВН змінюється форма поперечного перерізу елементів системи (проявляється еліптичність при зношуванні підшипників, порушується умова співвісності насоса і двигуна тощо), що призводить до зміни значення моментів інерції, які впливають на розв'язок системи [1]. Отже, змінюючи моменти інерції можна моделювати такі дефекти, як зношування робочих органів насоса, зношування підшипників ротора двигуна, дисбаланс ротора ЗЕД, гідравлічну незрівноваженість вала насоса. При цьому зміна моментів інерції враховується на підставі наступних співвідношень.

Момент інерції I_z просторової області V (рис.1), заповненої масою з густиною ρ щодо осі z обчислюється за такою формулою [2]

$$I_z = \iiint_V (x^2 + y^2) \rho dV, \quad (1)$$

де

$$\begin{cases} x = x(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \\ y = y(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \\ z = z(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \end{cases} \quad (2)$$

функції, що параметризують область V , яку займає тіло. Тому для подальших обчислень доцільно визначити аналітичну структуру вказаних функцій.

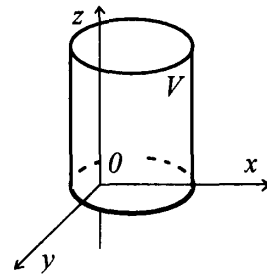


Рис.1. Моменти інерції просторової області.

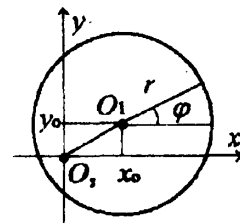


Рис.2. Циліндр із зміщеною віссю обертання.

Випадок А: Циліндр із зміщеною віссю обертання, що характерно при дисбалансі ротора двигуна (рис.2). Розглянемо перетин циліндра площиною $z=const$. Точка O_z – точка на осі обертання, O_1 – центр перетину. Радіус R , висота H циліндра вважаються відомими. Якщо осі O_x та O_y ,

перетинаються в точці $O_z(x_o; y_o)$, то для довільної точки A перетину координати записують у вигляді, який враховує зміщення точки, розміщеної на осі обертання. При цьому система координат буде квазіциліндричною і описується таким чином:

$$\begin{cases} x = x_o + r \cos \varphi; & 0 \leq r \leq R; \\ y = y_o + r \sin \varphi; & 0 \leq \varphi \leq 2\pi; \\ r = h; & 0 \leq h \leq H. \end{cases} \quad (3)$$

Отже,

$$I_z = \iiint_V (x^2 + y^2) \rho dV = \int_0^H \int_0^{2\pi} \int_0^R [(x_o + r \cos \varphi)^2 + (y_o + r \sin \varphi)^2] \rho j dr d\varphi dz, \quad (4)$$

де j - якобіан переходу від однієї системи координат до іншої і визначається так:

$$j = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial x}{\partial \varphi} & \frac{\partial x}{\partial h} \\ \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial \varphi} & \frac{\partial y}{\partial h} \\ \frac{\partial z}{\partial r} & \frac{\partial z}{\partial \varphi} & \frac{\partial z}{\partial h} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \varphi & -r \sin \varphi & 0 \\ -r \sin \varphi & r \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = r. \quad (5)$$

Момент інерції

$$I_z = \pi H \rho R^2 \left(\delta^2 + \frac{R^2}{2} \right). \quad (6)$$

Згідно з одержаною формулою, результат обчислення I_z залежить лише від відстані δ між центром кола перетину та новою віссю обертання (оскільки $\delta^2 = x_o^2 + y_o^2$). Одержану формулу можна записати у вигляді

$$I_z = I_{z_0} + \Delta I_z, \quad (7)$$

де $I_{z_0} = \pi \rho H R^2 / 2$ - момент інерції циліндра відносно вертикальної осі симетрії; $\Delta I_z = \pi \rho H R^2 \delta^2$ - додатковий момент інерції, одержаний за рахунок зміни осі обертання. Треба зазначити, що дане значення може бути досить значним при великих значеннях δ . Важливим є також висновок про те, що із зміною осі обертання момент інерції I_z зростає.

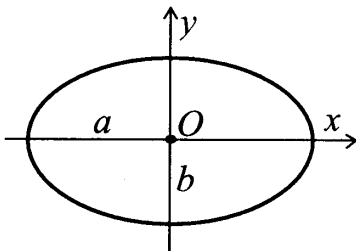


Рис.3. Циліндр з еліптичною формою перетину.

Випадок В. Циліндр з еліптичною формою перетину, що відповідає випадковій зношенню підшипників ЗЕД і зношенню робочих коліс насоса (рис.3). Вводиться квазіциліндрична (або еліптична циліндрична) система координат, в якій координати точок циліндра подаються у вигляді

$$\begin{cases} x = ar \cos \varphi & 0 \leq r \leq 1; \\ y = br \sin \varphi & 0 \leq \varphi \leq 2\pi; \\ z = h & 0 \leq h \leq H. \end{cases} \quad (8)$$

Обчислюємо якобіан таким чином:

$$j = \begin{vmatrix} a \cos \varphi & b \sin \varphi & 0 \\ -ar \sin \varphi & br \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = abr. \quad (9)$$

Тоді момент інерції буде дорівнювати

$$I_z = \pi ab \rho H \frac{a^2 + b^2}{4}. \quad (10)$$

Якщо $a=b=R$ (циліндр), то

$$I_z = \pi \rho H R^4 / 2, \quad (11)$$

що збігається з одержаними для випадку кругового циліндра результатом.

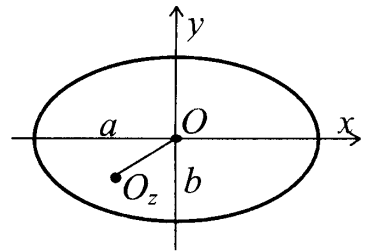


Рис.4. Еліптичний циліндр із зміщеною віссю обертання навколо осі.

Випадок В: Еліптичний циліндр із зміщеною віссю обертання навколо осі, що проходить через точку O_z (рис.4) і який моделює зношення робочих на гідравлічно незрівноваженому валі насоса. Тоді, за аналогією з випадком Б

$$\begin{cases} x = x_o + ar \cos \varphi & 0 \leq r \leq 1; \\ y = y_o + br \sin \varphi & 0 \leq \varphi \leq 2\pi; \\ z = h & 0 \leq h \leq H. \end{cases} \quad (12)$$

Обчислюємо якобіан для випадку В:

$$j = \begin{vmatrix} a \cos \varphi & b \sin \varphi & 0 \\ -ar \sin \varphi & br \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = abr. \quad (13)$$

Момент інерції буде визначатися так:

$$I_z = \pi \rho H \frac{ab(a^2 + b^2)}{4} + \pi \rho H ab \delta^2 R^2 = I_{мен} + \Delta I_z, \quad (14)$$

тобто момент інерції відносно зміщеної осі завжди більший, ніж момент інерції відносно вертикальної центральної осі еліптичного циліндра.

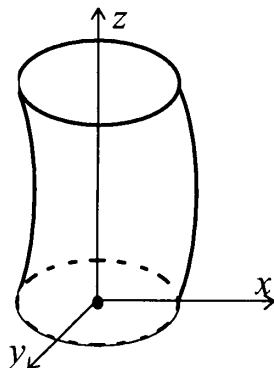


Рис. 5. Циліндр, який має викривлену вісь.

Випадок Г. Циліндр, який має викривлену вісь (момент інерції обчислюється стосовно вертикальної осі O_z) (рис.5), що є характерним у випадку гідравлічно незрівноваженого вала насоса.

Викривлення осі задається у вигляді додаткової функції, що входить у параметричне подання області:

$$\begin{cases} x = r \cos \varphi + f_1(h) & 0 \leq r \leq R; \\ y = r \sin \varphi + f_2(h) & 0 \leq \varphi \leq 2\pi; \\ z = h & 0 \leq h \leq H. \end{cases} \quad (15)$$

В цьому випадку якобіан буде таким:

$$j = \begin{vmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -r \sin \varphi & r \cos \varphi & 0 \\ f_1'(h) & f_2'(h) & 1 \end{vmatrix} = r, \quad (16)$$

а момент інерції відповідно

$$I_z = \pi r H \frac{R^2}{2} + \pi r R^2 \int_0^H [f_1'^2(h) + f_2'^2(h)] dh = I_{цил} + \Delta I_z, \quad (17)$$

тобто момент інерції циліндра з викривленою віссю дорівнює моменту інерції циліндра з прямолінійною вертикальною віссю плюс деякий додатковий додатний момент інерції, який визначається формою викривлення осі.

Висновки. 1. Отримана модель дає змогу моделювати дефекти, що виникають в установці ЕВН, а саме зношення робочих органів насоса, зношення підшипників ротора двигуна, дисбаланс ротора ЗЕД, гідравлічну незрівноваженість вала насоса. 2. Визначено вплив наведених дефектів на закономірності зміни коливних процесів системи "УЕВН-КНКТ".

1. Заміховський Л.М., Зікратий С.В. Математичне моделювання крутильних та поздовжніх коливань системи "УЕВН-КНКТ": Зб. пр. Міжнар. Міжвуз. школи-семінару "Методи і засоби технічної діагностики". Вип. XIV. Івано-Франківськ, 1997. 2. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С.Писаренко, А.П.Яковлев, В.В.Матвеев; Отв. ред. Г.С.Писаренко. К., 1988.

УДК 622.276.054.22(047)

МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАННЯ ВУЗЛІВ СИСТЕМИ "УЕВН-КНКТ" З УРАХУВАННЯМ ЖОРСТКІСНИХ З'ЄДНАНЬ

© Савюк Л.О., 1998

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Описана математична діагностична модель прогнозування обриву фланцевих з'єднань занурювальних електроустановок для видобутку нафти, вказане подальше застосування результатів моделювання для попередження аварій електровідцентрових насосів для видобутку нафти в процесі експлуатації.

Найнебезпечніші аварії занурювальних електровідцентрових насосів (УЕВН) для видобутку нафти спільно з колоною насосно-компресорних труб (КНКТ) - системи "УЕВН-КНКТ" зумовлені миттєвими відмовами, які супроводжуються обривом та падінням їх на забій свердловини (так звані "польоти" УЕВН або П-відмови). Головною причиною виникнення П-відмов установок УЕВН є значні динамічні навантаження, які діють на вузли та підвіску системи. П-відмови зумовлені втомними руйнуваннями, які спричинені дією низькочастотної

(роторної) вібрації і, в резонансних випадках, значною енергією субгармонійної складової роторної вібрації. Найхарактернішим видом П-відмов є обрив болтів фланцевих з'єднань [1].

З метою попередження таких відмов виникла необхідність створення діагностичної моделі, яка дає змогу спрогнозувати такі аварійні ситуації та уникнути їх.

Діагностична модель для цього випадку має вигляд системи пружноз'єднаних стрижнів, сили є