УДК 533.6.013.42

Є.Ю. Толбатов, канд. фіз.-мат. наук
В.Ю. Гирич

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТРУБЧАСТИХ ЗМІЙОВИКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ З ВНУТРІШНІМИ ПОТОКАМИ НЕОДНОРІДНОЇ РІДИНИ

Кафедра комп'ютерних технологій будівництва, НАУ, e-mail: tolbatov_e@mai.ru

Розглянуто модельну задачу про числове дослідження вимушених коливань трубчастої спіралі, що містить внутрішні потоки неоднорідної рідини. Проведено числове моделювання динаміки спіральних трубчастих стрижнів. Установлено можливість порушення стійких і нестійких режимів руху пружної системи під дією сил інерції неоднорідного внутрішнього потоку рідини з розривними інерційними характеристиками.

Вступ

Гвинтові трубчасті спіралі – одні з найбільш вразливих елементів теплообмінних апаратів сучасних теплових і атомних енергетичних установок. Задача про динаміку кругової циліндричної трубчастої спіралі під дією рухомих навантажень, що породжуються силами інерції, які виникають унаслідок руху в каналі трубчастого криволінійного стрижня згустків рідини, розділеної пустотами, має особливості, властиві деформованим системам з рухомими масами (рис. 1).

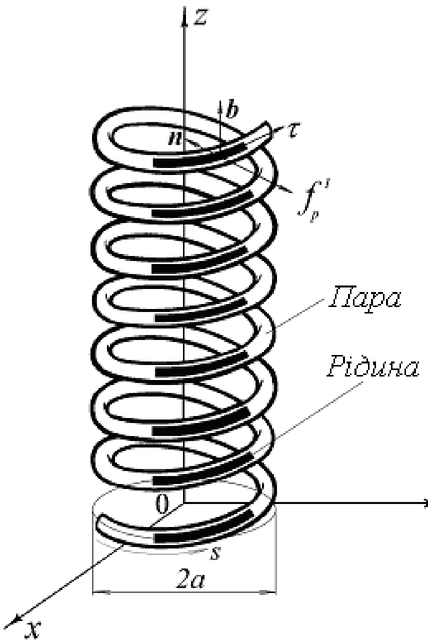

Рис. 1. Геометрична схема ділянки трубчастої спіралі з рухомими періодичними рідинними пробками

Взаємодія між рухомими масами і деформованою системою, яка коливається, може призвести до обміну між ними кінетичною та потенціальною енергіями і до статичної або динамічної втрати стійкості деформованої пружної системи [1; 2]. При цьому в криволінійній трубі рухома рідина чинить суттєвий вплив на її коливання.

Аналіз досліджень і публікацій

Однією з перших практичних задач, що спонукала до розроблення проблеми, була задача усунення значних коливань трансарабського нафтопроводу [3].

Розглядаючи його спрощену схему, автор роботи [4] отримав коректні рівняння руху прямолінійних трубопроводів, а також указав на можливість втрати їх стійкості в разі досягнення потоком рідини критичних швидкостей.

У працях [5; 6] досліджувалися загальні питання стійкості транспортуючих рідину трубчастих систем, аналізувалась особливість їх коливань залежно від видів граничних умов [6], розглядалися границі застосування широковикористовуваної для розв'язання такого класу задач гіпотези плоских перерізів та інших факторів.

Постановка задачі

Рух рідинної пробки всередині криволінійного каналу супроводжується дією на його стінку доцентрової сили інерції $\vec{f}_\text{p}^{\,I}$ у напрямі, протилежному орієнтації головної нормалі. Крім того, оскільки кожний елемент рідини бере участь також у русі разом із трубкою під час її коливань, генеруються додаткові сили взаємодії рідини та стінки трубки. Якщо жорсткість криволінійної трубки відносно мала, то її взаємодія з рухомою рідинною пробкою може призвести до значних динамічних ефектів. Бувають випадки, наприклад, коли через викликані цими ефектами вібрації в стінках трубки, що контактує з елементами підтримувальних конструкцій, протираються діри (свищі). Нехай всередині кругової циліндричної трубчастої спіралі, жорстко закріпленої на кінцях, з постійною швидкістю v рухаються розділені пустотами згустки рідини (рис. 1).

Будемо вважати, що поздовжній розмір і маса пробки в процесі руху не змінюються і силою в'язкого тертя пробки об стінку трубопроводу можна знехтувати [5].

Для виведення рівнянь коливання спіралей і руху потоку рідини введемо координату s, вимірювану довжиною осьової лінії від деякої початкової точки до поточної, і рухому праву систему координат (u,v,w), жорстко зв'язану з поперечним перерізом, що розглядається.

Нехай початок цієї системи лежить в центрі тяжіння площі поперечного перерізу, осі u,v напрямлені вздовж головних центральних осей інерції площі перерізу, а вісь w – по дотичній до пружної лінії.

Координата s у цьому випадку супутня і разом з часом t становить змінні Лагранжа.

Зовнішня геометрія стрижня визначає положення кожної його точки і всієї пружної лінії в нерухомій системі координат $Oxyz$, які є змінними Ейлера.

Уведемо природний тригранник пружної лінії стрижня з ортами головної нормалі $\vec{n}$, бінормалі $\vec{b}$ і дотичної $\vec{\tau}$.

Рівняння згину пружного трубчастого стрижня під дією розподілених сил $\vec{f}$ і моментів $\vec{m}$ описується рівняннями:

$$\frac{\tilde{d}\vec{F}}{ds}+\vec{\omega}_{\chi}\times\vec{F}+\vec{f}=0;$$

$$\frac{\tilde{d}\vec{M}}{ds}+\vec{\omega}_{\chi}\times\vec{M}+\vec{\tau}\times\vec{F}+\vec{m}=0,\ \frac{d\vec{\tau}}{ds}=K\vec{n};$$

$$\frac{d\vec{n}}{ds}=-K\vec{\tau}+\frac{1}{T}\vec{b},\ \frac{d\vec{b}}{ds}=-\frac{1}{T}\vec{n},\ \frac{d\vec{\rho}}{ds}=\vec{\tau}; \qquad (1)$$

$$M_u=A(p-p_0);\ M_v=B(q-q_0);\ M_w=C(r-r_0),$$

де $\vec{F}$, $\vec{M}$ – вектори внутрішніх зусиль і моментів з компонентами F_u, F_v, F_w і M_u, M_v, M_w відповідно; $\vec{\omega}_{\chi}$ – вектор Дарбу; T – радіус кручення; $\vec{\rho}$ – радіус-вектор точок осьової лінії; A, B, C – параметри згинної та крутильної жорсткостей; p, q, r – кривизни і кручення осьової лінії.

Припустимо, що за обраних параметрів системи трубчастий змійовик буде здійснювати малі коливання, які описуються лінійними диференціальними рівняннями. Ці рівняння можна отримати лінеаризацією співвідношень (1) в околі початкового недеформованого стану.

Запишемо їх в скалярному вигляді, вилучивши з них за допомогою співвідношень перших інтегралів вектор $\vec{b}$:

$$\frac{\partial\Delta\vec{F}}{\partial s}=-\vec{\omega}_{\chi}\times\Delta\vec{F}-\vec{F}\times\Delta\vec{\omega}_{\chi}-\Delta\vec{f};$$

$$\frac{\partial\Delta\vec{M}}{\partial s}=-\vec{\omega}_{\chi}\times\Delta\vec{M}-\vec{M}\times\Delta\vec{\omega}_{\chi}-\vec{\tau}\times\Delta\vec{F}-\vec{F}\times\Delta\vec{\tau};$$

$$\frac{\partial\Delta\vec{\tau}}{\partial s}=\vec{n}\Delta K+K\Delta\vec{n}; \qquad (2)$$

$$\frac{\partial\Delta\vec{n}}{\partial s}=-\vec{\tau}\Delta K-K\Delta\vec{\tau}-\vec{b}\frac{\Delta T}{T^2}+\frac{1}{T}\Delta\vec{b};$$

$$\frac{\partial\Delta\vec{b}}{\partial s}=\vec{n}\frac{\Delta T}{T^2}-\frac{1}{T}\Delta\vec{n};\ \ \frac{\partial\Delta\vec{\rho}}{\partial s}=\Delta\vec{\tau}.$$

У лівих частинах рівнянь (2) похідні за s є частинними, оскільки доданки Δf_u, Δf_v, Δf_w містять похідні за часом t.

Для їх побудови необхідно лінеаризувати і f_x, f_y, f_z. Виконаємо лінеаризацію в околі стану рівноваги. Тоді

$$\begin{aligned}
\Delta f_x &= -(\rho_m+\rho_p)\Delta\ddot{x}-2\rho_p v_p[\Delta\dot{\tau}_x(b_x^2+n_x^2)+\\
&+\Delta\dot{\tau}_y(b_xb_y+n_xn_y)+\Delta\dot{\tau}_z(b_xb_z+n_xn_z)]-\\
&-\rho_p v_p^2[n_x(p_0\Delta p+q_0\Delta q)/\sqrt{p_0^2+q_0^2}+\\
&+\sqrt{p_0^2+q_0^2}\Delta n_x+\sqrt{p_0^2+q_0^2}n_x];\\
\Delta f_y &= -(\rho_m+\rho_p)\Delta\ddot{y}-2\rho_p v_p[\Delta\dot{\tau}_x(b_xb_y+n_xn_y)+\\
&+\Delta\dot{\tau}_y(b_y^2+n_y^2)+\Delta\dot{\tau}_z(b_yb_z+n_yn_z)]- \qquad (3)\\
&-\rho_p v_p^2[n_y(p_0\Delta p+q_0\Delta q)/\sqrt{p_0^2+q_0^2}+\\
&+\sqrt{p_0^2+q_0^2}\Delta n_y+\sqrt{p_0^2+q_0^2}n_y];\\
\Delta f_z &= -(\rho_m+\rho_p)\Delta\ddot{z}-2\rho_p v_p[\Delta\dot{\tau}_x(b_xb_z+n_xn_z)+\\
&+\Delta\dot{\tau}_y(b_yb_z+n_yn_z)+\Delta\dot{\tau}_z(b_z^2++n_z^2)]-\\
&-\rho_p v_p^2[n_z(p_0\Delta p+q_0\Delta q)/\sqrt{p_0^2+q_0^2}+\\
&+\sqrt{p_0^2+q_0^2}\Delta n_z+\sqrt{p_0^2+q_0^2}n_z].
\end{aligned}$$

Система рівнянь (2), (3) разом з відповідними граничними та початковими умовами визначає динаміку криволінійного трубопроводу з внутрішнім потоком. За її допомогою можна аналізувати і власні коливання системи.

Методика розв'язування системи лінеаризованих рівнянь (2), (3) з частинними похідними основана на використанні для її інтегрування за часом, що відрізняється підвищеною точністю, неявної різницевої схеми Хуболта.

За її допомогою будується кроковий процес, на кожному етапі якого розв'язується двоточкова крайова задача для рівнянь 15-го порядку з незалежною змінною s, які мають три перші інтеграли.

Оскільки деякі коефіцієнти цієї системи мають малі дільники, рівні квадратам кроків інтегрування за часом, ця система є жорсткою і серед її частинних розв'язків наявні швидкозростаючі функції. Тому розв'язувати її можна одночасним застосуванням методу початкових параметрів, методу дискретної ортогоналізації і методу Рунге–Кутта четвертого порядку.

Результати досліджень

Для розрахунків коливань сталевого трубчастого змійовика були обрані такі механічні параметри:

– згінні жорсткості

$A = B = 1253$ Н·м^2;

– жорсткість під час кручення

$C = 955$ Н·м^2;

– радіус завивки

$a = 0{,}1$ м;

– кут підйому гвинтової лінії

$\alpha = 0{,}07214$ рад;

– зовнішній діаметр кільцевого перерізу трубки

$d = 0{,}02$ м;

– товщина стінки трубки

$h = 0{,}003$ м;

– погонна маса протікаючої рідини (води)

$\rho_р = 1{,}54 \cdot 10^{-1}$ кг/м;

– погонна маса трубки

$\rho_m = 1{,}24$ кг/м;

– кількість витків спіралі

$N = 10$;

– параметри її кривизни і кручення

$p_0 = 0$, $q_0 = 9{,}95$ м$^{-1}$, $r_0 = 7{,}19$ м$^{-1}$.

У розрахунках припускалося, що на кожному витку спіралі знаходиться одна рідинна пробка і період зовнішнього динамічного збурення трубчастої спіралі дорівнює часу проходження пробкою довжини $S_в$ одного її витка: $T = S_в/v$.

За цими параметрами системи розв'язані п'ять задач (див. таблицю), які відрізняються довжинами пробок l_1 і порожнин l_2 ($l_2 = S_в - l_1$).

Як свідчать розрахунки, у випадку малої довжини l_1 її збільшення і одночасне зменшення l_2 призводить до зменшення значень критичних швидкостей $v_{кр}$.

Для задачі 5 ця швидкість мінімальна.

Для знайдених критичних значень швидкостей підраховані періоди проходження пробкою одного її витка ($T_{вит} = T_{сп}/10$), які можна зіставити зі значеннями умовних періодів майже періодичних коливань системи вздовж осей $0x\,(T_x)$ і $0y\,(T_y)$.

Для задачі 3 період коливань T_x вздовж осі $0x$ приблизно дорівнює, а для задач 1, 2 приблизно кратний періоду T проходження пробкою одного витка спіралі.

Форми коливань точки $s = S/2$ осьової лінії трубчастої спіралі вздовж осі $0x$ для задачі 5 зображено на рис. 2.

За швидкостей рідинних пробок $v = 17{,}2$ м/с вздовж осі $0x$ відбуваються коливання з биттям. У критичному стані ($v = 28{,}9$ м/с) амплітуда коливань зростає, але не лінійно, як це буває у разі звичайних резонансів.

Для цього випадку на рис. 3 зображено форми просторових коливань трубчастого змійовика за швидкості рідинних пробок $v_{кр} = 28{,}9$ м/с.

Значення критичних швидкостей і періоди змушених коливань спіралі в критичних випадках

Номер задачі	l_1	$v_{кр}$, м/с	T, с	T_x, с	T_y, с
1	$S_в/8$	35	0,0179	0,0357	0,035
		113	0,0056	0,055	–
2	$S_в/4$	33,6	0,0187	0,0373	0,0372
		80,6	0,0078	0,0648	0,9835
3	$S_в/2$	31,2	0,02	0,0375	0,0438
		53,7	0,0117	0,0118	0,1075
4	$3S_в/4$	29,6	0,0213	0,0387	0,0475
		44,8	0,014	0,035	0,0375
5	$7S_d/8$	28,9	0,0217	0,0375	0,055
		42,2	0,0149	0,041	–

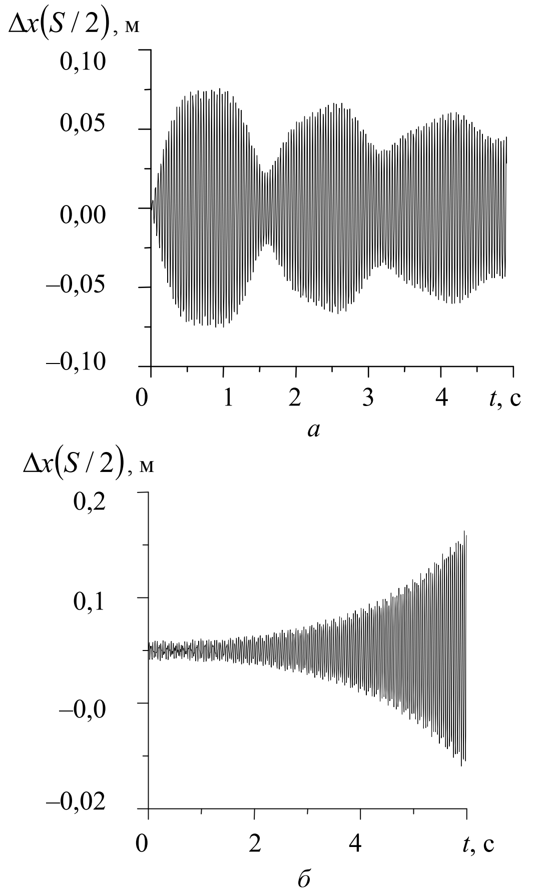

Рис. 2. Форми коливань серединного перерізу спіралі за різних значень швидкостей руху пробок: *а* – $v = 17{,}2$ м/с; *б* – $v = 28{,}9$ м/с

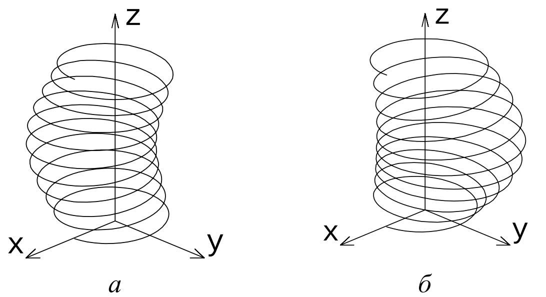

Рис. 3. Просторові форми вимушених коливань трубчастої спіралі: *а* – $t = 4{,}2$ с; *б* – $t = 4{,}4$ с

Висновки

Аналіз отриманих результатів досліджень дозволяє зробити такі висновки.

1. Під дією на стінки криволінійної труби сил інерції неоднорідного нестаціонарного внутрішнього потоку труба може втрачати стан рівноваги, що супроводжується самозбудженням коливань і флатерною або дивергентною втратою стійкості.
2. Механізм втрати стійкості початкової форми трубчастої спіралі зумовлено дією залежних від геометрії осьової лінії доцентрових і коріолісових сил інерції внутрішнього потоку, які можуть бути класифіковані як позиційні і гіроскопічні сили.
3. Обчислення свідчать, що в загальному випадку просторові рухи труби мають характер нестаціонарних коливань, в яких, однак, можна виділити деякий умовний період *T*.

Література

1. *Gouliaev V.I., Tolbatov E.Yu.* Forced and self-excited vibrations of pipes containing mobile boiling fluid clots // Journal of Sound and Vibration. – 2002. – 257. – P. 425–437.
2. *Gouliaev V.I., Tolbatov E.Yu.* Dynamics of spiral tubes containing internal moving masses of boiling liquid // Journal of Sound and Vibration. – 2004. – 274. – P. 233–248.
3. *Ashley H., Haviland G.* Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid // Journal of Applied Mechanics. – 1950. – 17. – P. 229–232. .
4. *Феодосьев В.И.* О колебаниях и устойчивости трубы при протекании через неё жидкости // Инж. сб. – 1951. – 10. – С. 169–170.
5. *Benjamin T.B.* Dynamics of a system of articulated pipes conveying fluid // I. Theory: Proc. of the Royal Society. – 1961. – 1307. – P. 457–486.
6. *Paidoussis M.P., Issid N.T.* Dynamic stability of pipes conveying fluid // Journal of Sound and Vibration. – 1974. – 33. – P. 267–294.

Стаття надійшла до редакції 23.02.05.

Е.Ю. Толбатов, В.Ю. Гирич

Исследование динамики трубчатых змеевиков теплообменных аппаратов с внутренними потоками неоднородной жидкости

Рассмотрена модельная задача о численном исследовании вынужденных колебаний трубчатой спирали, содержащей внутренние потоки неоднородной жидкости. Проведено численное моделирование динамики спиральных трубчатых стержней. Установлена возможность возбуждения устойчивых и неустойчивых режимов движения упругой системы под действием сил инерции неоднородного внутреннего потока жидкости с разрывными инерционными характеристиками.

E.Yu. Tolbatov, V.Yu. Girich

Investigations of the dynamics of tube serpentines of heat-exchangers devices with internal flows of the non-homogeneous liquid

The model problem concerning numerical investigation of the forced vibration of the tube spiral with internal flows of the non-homogeneous liquid is set-up. Numerical designing of spiral tube rods dynamics is carried out. It is established that stable and unstable regimes of the elastic system motion can be disturbed under the action of inertial forces of internal flow of the non-homogeneous liquid with discontinuous inertial characteristics.