

Новиков Ф.В.

Харьковский национальный экономический университет (Украина)

Дерябин В.С., Рябенков И.А.

Харьковский машиностроительный завод “ФЭД” (Украина)

Поперечные колебания центрально сжатых прямолинейных стержней трубчатого сечения

Произведен расчет параметров собственных и вынужденных колебаний стержней трубчатого сечения с учетом сил, возникающих от его закрепления на станке и при шлифовании

Работа посвящена исследованию поперечных колебаний трубчатых стержней с неупругим наполнителем в процессе наружного шлифования. Стержни трубчатого сечения используются для изготовления ружейных сверл. К ним применяются требования по кривизне оси и посадочным местам. Трубки при круглом шлифовании закрепляются в центрах станка и прижимаются вдоль оси. Дополнительно на трубку действует сила резания, возникающая в процессе шлифования. В связи с этим важно определить суммарное силовое воздействие на собственные частоты и на потерю устойчивости системы.

Уравнение изгибных колебаний трубок с неупругим наполнителем, обеспечивающим повышенную радиальную жесткость, имеет вид [1, (ф. 1.1)]

$$\begin{aligned} & (m_n + m_T) \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + T_3 \frac{\partial w_1}{\partial S^2} + m_T \cdot \rho_{2T}^2 \cdot \frac{\partial^4 w_1}{\partial t^2 \partial S^2} + \\ & + A_{2T} \frac{\partial^4 w_1}{\partial S^4} + c_1 \delta(S - S_1) w_1 + \sigma_1 \delta(S - S_1) \frac{\partial w_1}{\partial t} = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

где w_1 – перемещение центра тяжести сечения трубки по нормали к осевой линии S ; m_n ; m_T ; m_0 – погонные массы наполнителя, трубки и СОЖ; ρ_{2T} – радиус инерции сечения трубки относительно диаметра сечения; T_3 – осевая сила; σ_1 – распределенная сила трения от СОЖ, действующая в зоне шлифовального круга; A_{2T} – жесткость трубки на изгиб; c_1 – приведенная жесткость в зоне резания, имитирующая упругую опору; $V_{кр}$, V_n – вращательная и поступательная

скорость круга вдоль оси; τ , t – время шлифования и текущее время; $S_1 = V_n \cdot \tau$ – расстояние до точки контакта круга со стержнем; условие $\delta(S - S_1) = 1$ выполняется при $S < S_1$ и соответственно $\delta(S - S_1) = 0$ – при $S > S_1$;

$$T_3 = T_{o3} + P_3 \delta(S - S_1); \quad P_3 = k_i P_1; \quad \sigma_1 = \lambda \frac{m_0 V_0^2}{d_3};$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d_3} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25}; \quad r = (\varepsilon - 1) \frac{\sigma \cdot F_{cp}}{c_1 \cdot K_{рез} \cdot V_{кр}}; \quad \varepsilon = \frac{\Delta\Pi}{\Delta w_1}; \quad (2)$$

T_{o3} – осевая сила от предварительного зажима; P_1, P_2, P_3 – компоненты силы резания; $k_i = P_3 / P_1$ и $K_{рез} = P_2 / P_1$ – коэффициенты резания; k_3 – приведенная шероховатость трубки; $d_3 = f \cdot d_{HT}$ – приведенный диаметр; d_{HT} – наружный диаметр; f – коэффициент формы потока; $R_e = d_3 \cdot V_0 / \nu$ – число Рейнольдса; ν – кинематическая вязкость СОЖ ($\nu = 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ для воды при 20°C); V_0 – скорость потока; l – длина трубопровода (рис. 1).

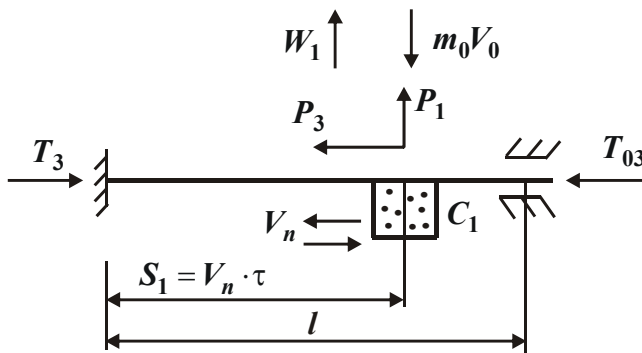


Рис. 1. Расчетная схема.

Уравнение (1) содержит два последних слагаемых, которые зависят от упругости технологической системы C_1 и от сопротивления трению σ_1 , обусловленного потоком смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ). Второе слагаемое зависит от суммы сил резания и

предварительного сжатия T_3 . Таким образом учитывается упругое опирание трубки в зоне шлифовального круга, а сама жесткость определяется упругостью системы. При течении жидкости в трубе $f = 1$, при наружном обтекании цилиндра f – экспериментальная величина; $\Delta\Pi$; Δw_1 – точность размера и формы обрабатываемой поверхности; ε – параметр точности обработки [4, (ф. 47)]. Для решения уравнения (1) используем метода Галеркина, принимая

$$w_1 = \sum_{k=1}^{\infty} a_k e^{\omega t} \psi_k(S), \quad (3)$$

где ψ_k – функция, удовлетворяющая заданным граничным условиям задачи и другим достаточным условиям сходимости процесса Галеркина; a_k – неизвестные постоянные; ω – собственные числа.

Подставляя (3) в уравнения (1), приходим к системе уравнений

$$B_{jk} a_k \omega^2 + E_{jk} a_k \omega + A_{jk} a_k = 0, \quad (4)$$

где $j = 1, 2, 3 \dots; k = 1, 2, 3 \dots$

Коэффициенты, входящие в уравнение (4), имеют вид

$$B_{jk} = (m_H + m_T) \int_0^l \psi_j \psi_k ds - m_T \rho_{2T}^2 \int_0^l \psi_j \frac{\partial^2 \psi_k}{\partial S^2} ds; \quad (5)$$

$$E_{jk} = \sigma_1 \int_0^l \psi_j \psi_k \delta(S - S_1) ds; \quad (6)$$

$$A_{jk} = T_3 \int_0^l \psi_j \frac{\partial^2 \psi_k}{\partial S^2} ds + A_{2T} \int_0^l \psi_k \frac{\partial^4 w_1}{\partial S^4} ds + c_1 \int_0^l \psi_j \psi_k \delta(S - S_1) ds. \quad (7)$$

Собственные числа $\omega = \alpha + i\beta$ находятся из условия равенства нулю определителя системы (4). Произведем расчеты на ЭВМ для четвертого и более высоких приближений для заземленного трубопровода (рис. 1). Результаты расчетов для скользящего заземления, отражающие зависимость собственных частот β и собственных чисел α , приведены на рис. 2. Отчет первых двух гармоник I, II ведется по левой шкале, а собственных чисел I – по правой шкале.

Штриховые кривые (0) отражают влияние центрально сжимающей силы T_{O3} , приложенной к скользящему заземлению, от закрепления трубки в центрах станка. Расположенные сверху штриховые кривые 4, 5, 6 отражают влияние жесткости шлифовального круга $c_1 l^3 / EI = 0,11; 0,22; 0,33$ при условии $S_1 = 0,5 \cdot l; P_{O3} = 0$. Расположенные ниже сплошные кривые 1, 2, 3 отражают учет влияния нагрузки от коэффициента резания $k_i = 0,33; 0,66; 1$ ($i = 1, 2, 3 \dots$) при условии $S_1 = 0,97 \cdot l$ и движении круга на неподвижную опору.

Приняты исходные данные: параметры трубы $d_{HT} = 35$ мм; $d_{BT} = 33$ мм; $l = 1$ м; $F = \pi \cdot d_{BT}^2 / 4$; модуль упругости $6,8 \cdot 10^{10}$ Н/м²; удельный вес трубы $25,55 \cdot 10^3$ Н/м³; заполнителя и СОЖ $9,81 \cdot 10^3$ Н/м³; $P_1 = T_{O3}$; $P_3 = k_i P_1 = k_i T_{O3}$ ($i = 1, 2, 3 \dots$). Параметры шлифовального круга 300x40x127 мм; вес 50 Н; скорость СОЖ $V_0 = 0 \dots 80$ м/с.

В результате расчета собственных колебаний трубы с учетом воздействия обтекающего цилиндра потоком смазочно-охлаждающей жидкости, установлено $\alpha < 0$. Это указывает на демпфирование колебаний. Цифрами 1, 2, 3 отмечены сплошные линии α для приведенной шероховатости $k_s = 0,014; 0,14; 1,4$ мм; $d_s = 2d_{HT}$; $\lambda = 0,01-0,02$.

В диапазоне малых скоростей смазочно-охлаждающей жидкости $V_0 < 20$ м/с и малой шероховатости демпфирование колебаний будет относительно малым. О наличии демпфирования собственных колебаний трубок с внутренним потоком жидкости отмечался в работе [1]. В работе [3] исследуется влияние нелинейного гасителя колебаний на частоты. В работе [4] анализируется зависимость упругих перемещений от сил резания, а в работе [2] исследуются вынужденные колебания при прерывистом шлифовании.

Таким образом показано, что в инженерных расчетах собственных и вынужденных колебаний стержней трубчатого сечения с заполнителем учет сил, возникающих при закреплении и резании весьма желателен, особенно при силовом шлифовании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дерябин В. С., Доценко П. Д. Влияние потока вязкой жидкости на колебания прямолинейных трубопроводов. – Прикладная механика, 1977. – 8. – № 12. – С. 109-113.

2. Новиков Ф. В., Якимов А. А. Исследование действия периодических импульсов силы, возникающих при шлифовании с прерывистой поверхностью // Физические и компьютерные технологии. – Труды 14-й Международной научно-технической конференции. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2008. – С. 189-199.

3. Деревянко Ю. С., Аврамов К. В. Нелинейная динамика параметрически возбуждаемого гибкого стержня с существенно нелинейным гасителем // Физические и компьютерные технологии. – Труды 14-й Международной научно-технической конференции. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2008. – С. 419-421.

4. Новиков Г. В. Теория образования упругих перемещений в технологической системе при механической обработки // Физические и компьютерные технологии. – Труды 14-й Международной научно-технической конференции. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2008. – С. 56-73.