

практически совпадает с результатами расчетов по данным, имитирующим материалы наблюдений. Максимальные отклонения рассчитанной средней наработки на отказ (для контрольной наработки трактора 1000 моточасов) составляют порядка 40 мото-ч., или около 5% от средней наработки на отказ по результатам "наблюдений". Принимая во внимание, что 80%-ые доверительные границы средней наработки на отказ составляют порядка +16%, -13%, можно сказать, что ошибки прогнозирования не оказывают существенного влияния на точность получаемых оценок безотказности на основе обработки материалов рекламаций.

Таким образом, привлечение дополнительной информации и прогнозирование на ее основе ожидаемой общей наработки трактора к моменту оценки является достаточно простым и эффективным методом получения корректных оценок безотказности тракторов в условиях реальной эксплуатации (хотя и за сравнительно небольшие начальные наработки трактора) с использованием самой массовой и доступной информации – материалов рекламаций.

В заключение отметим, что проведенные исследования показали возможность прогнозирования ожидаемой общей наработки трактора к моменту оценки и в более сложном случае – при значительной неравномерности загрузки тракторов по календарным периодам года, что характерно для сельскохозяйственных тракторов.

Литература

1. Анализ надежности (безотказности) отечественных и зарубежных тракторов. – М.: Столичная типография, 2009.
2. ОСТ 70.2.8-82 Испытания сельскохозяйственной техники. Надежность. Сбор и обработка информации.
3. Архипов В.С., Петухов А.О. Оценка безотказности тракторов по материалам рекламаций // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008, № 11. – с. 40-44.
4. Архипов В.С., Рожин В.Ф. Автоматизация обработки информации о надежности изделий машиностроения (на примере тракторной техники). — М.: Голос-пресс, 2007.
5. Аронов И.З., Бурдасов Е.И. Оценка надежности по результатам сокращенных испытаний. – М., Изд-во стандартов, 1987.

К нахождению критических скоростей ротора электронасоса

к.т.н. с.н.с. Сильвестров Э.Е., к.т.н. доц. Кореновский В.В.

ИМАШ РАН, МГТУ «МАМИ».

8-915-894-27-78

Ключевые слова: электронасос, критические скорости ротора электронасоса.

Данная работа является продолжением ранее выполненной [1] и посвящена определению критических скоростей ротора электронасоса. Рассматривается ротор, опирающийся на упругие опоры, имеющие асимметрию жесткости смазочного слоя. При этом учитывается податливость корпуса насоса.

Определение критических чисел оборотов является одной из основных задач динамического расчета роторов. Такую задачу необходимо решать, чтобы оценить насколько удачно выполнена отстройка рабочих оборотов ротора от критических.

Для решения поставленной задачи выбран метод начальных параметров как наиболее удобный при расчете сложных упругих систем. Причем в данной работе используется метод начальных параметров в аналитической форме [2].

Ротор электронасоса (рисунок 1) представляется упругим ступенчатым валом, лежащим на двух упругих опорах в точках 4 и 11. Вал несет сосредоточенные массы в точках 2,6,9 и 13, соответствующие рабочему колесу насоса, переднему и заднему кольцам электродвигателя и пяте. Между упругими опорами вала на участке 7-8 расположен ротор электродвигателя, обладающий значительной массой.

В рассматриваемой системе жесткости вала и опор считаются соизмеримыми, поэтому при определении критических скоростей ротора одновременно учитываются деформации ва-

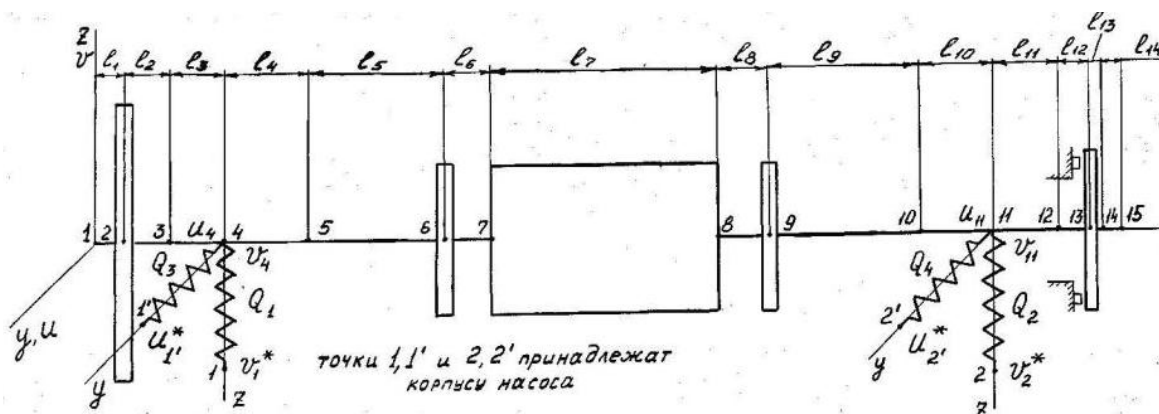


Рисунок 1 – Расчетная схема ротора электронасоса

Вал через упругие опоры связан с корпусом электронасоса. Благодаря перемещениям корпуса осуществляются связи между упругими опорами. Поэтому в рассматриваемой системе взаимосвязь ротора и корпуса электронасоса учитывается при помощи заданных величин жесткостей упругих опор и податливостей корпуса в опорных точках.

Рассматриваемая система (рисунок 1) является сложной системой с распределенными и сосредоточенными массами, в которой учитываются совместные колебания вала и корпуса электронасоса. К распределенным массам относится масса вала, а к сосредоточенным массам, имеющим форму близкую к дискам, относятся такие детали, как рабочее колесо насоса, пяты, переднее и заднее кольца электродвигателя, у которых длина детали мала по сравнению с ее диаметром. Кроме того, в рассматриваемую систему входит также и длинная деталь, обладающая протяженностью по оси x . Такой длинной деталью является ротор электродвигателя.

Вал электронасоса имеет ступенчатое изменение сечений, поэтому при определении критических скоростей вала его следует разбить на участки. Границы участков проходят в местах, где вал меняет сечение, а также там, где находится сосредоточенная масса, или расположена упругая опора, или вал сопряжен с длинной деталью. Для каждого участка вала составляется уравнение движения точек упругой линии, а также условия сопряжения между участками и краевые условия закрепления концов вала.

Введем обозначения (рисунки 1, 2):

x – ось вала;

$u_i(x, t), v_i(x, t)$ – проекции прогиба осевой линии вала на горизонтальную плоскость x, y и на вертикальную плоскость xz на i -ом участке;

E – модуль упругости материала вала;

J_i – осевой момент инерции поперечного сечения вала на i -ом участке;

R и R' – составляющие внешних сил, действующие в различных точках вала;

M и M' – составляющие внешних моментов, приложенные к различным точкам вала;

N, N' и G, G' – составляющие перерезывающих сил и изгибающих моментов в сечениях, перпендикулярных к оси вала;

a_i и a_{i+1} – абсциссы начала и конца i -го участка;

$l_i = a_{i+1} - a_i$ – длина i -го участка;

ρ_i – масса единицы длины вала на i -ом участке,

$$\rho_i = \frac{\gamma F_i}{g};$$

γ – удельный вес материала; g – ускорение силы тяжести;

F_i – площадь соответствующего поперечного сечения вала.

Используя [1] и предполагая, что вал и установленные на нем детали уравновешены, получим следующие дифференциальные уравнения для функций $u_i(x)$ и $v_i(x)$ на i -ом участке вала

$$u_i^{IV}(x) - k_i^4 u_i(x) = 0; \quad v_i^{IV}(x) - k_i^4 v_i(x) = 0, \quad (1)$$

где:
$$k_i^4 = \frac{16\gamma\omega_0^2}{Eg(d_i^2 + d^2)};$$

ω_0 – искомая критическая скорость вала;

d_i и d – наружный и внутренний диаметры сечения вала соответственно.

Общие решения дифференциальных уравнений (1) согласно [2] имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} u_i(x) &= A_i S(\alpha_i) + B_i T(\alpha_i) + C_i U(\alpha_i) + D_i V(\alpha_i); \\ v_i(x) &\equiv \bar{A}_i S(\alpha_i) + \bar{B}_i T(\alpha_i) + \bar{C}_i U(\alpha_i) + \bar{D}_i V(\alpha_i), \end{aligned} \quad (2)$$

где: $\alpha_i = k_i x$;

$A_i, B_i, C_i, D_i, \bar{A}_i, \bar{B}_i, \bar{C}_i, \bar{D}_i$ – произвольные постоянные;

S, T, U, V – функции А.Н. Крылова.

При определении функций $u_i(x)$ и $v_i(x)$ на каждом участке величину x будем отсчитывать от нуля.

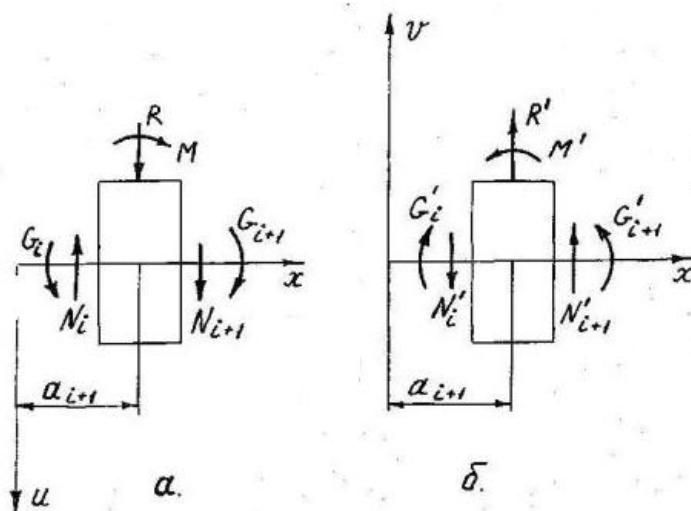


Рисунок 2

Определим условия сопряжения между участками вала. Исходя из непрерывности проекций упругой линии $u(x, t)$ и $v(x, t)$ и их производных, а также равновесия сил и моментов в горизонтальной (рисунок 2, а) и вертикальной (рисунок 2, б) плоскостях для бесконечно малого элемента вала, содержащего точку $x = a_{i+1}$ на границе двух участков, находим условия сопряжения:

$$\begin{aligned} u_{i+1} &= u_i; \quad \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x} = \frac{\partial u_i}{\partial x}; \quad G_{i+1} - G_i = -M; \quad N_{i+1} - N_i = -R; \\ v_{i+1} &= v_i; \quad \frac{\partial v_{i+1}}{\partial x} = \frac{\partial v_i}{\partial x}; \quad G'_{i+1} - G'_i = -M'; \quad N'_{i+1} - N'_i = -R'. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь изгибающие моменты G_{i+1}, G'_{i+1} и перерезывающие силы N_{i+1}, N'_{i+1} берутся справа (при $x = a_{i+1} + 0$) от $x = a_{i+1}$ на бесконечно близком расстоянии от него, а G_i, G'_i и N_i, N'_i - слева (при $x = a_{i+1} - 0$) от сечения $x = a_{i+1}$.

Если между смежными участками i и $i+1$ расположен диск, то величины R, R' и M, M' определяются из [2].

$$\begin{aligned} R &= -m \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}; \quad R' = -m \frac{\partial^2 v_i}{\partial t^2}; \quad M = M_v = -K_1 \frac{\partial^3 u_i}{\partial x \partial t^2} - K_0 \omega \frac{\partial^2 v_i}{\partial x \partial t}; \\ M' &= M_u = -K_1 \frac{\partial^3 v_i}{\partial x \partial t^2} + K_0 \omega \frac{\partial^2 u_i}{\partial x \partial t}; \end{aligned} \quad (4)$$

где: m – масса диска;

K_0 и K_1 – соответственно полярный и экваториальный моменты инерции диска;

ω – угловая скорость вращения вала.

Учитывая (4) и принимая во внимание, что

$$N = -\frac{\partial G}{\partial x}; \quad N' = -\frac{\partial G'}{\partial x}; \quad u_i(x, t) = u_i(x) \cos(\omega_0 t + \varepsilon); \quad v_i(x, t) = v_i(x) \sin(\omega_0 t + \varepsilon) \quad [2], \text{ из (3) находим}$$

для функций $u(x), v(x)$ следующие условия сопряжения между участками i и $i+1$, разделенными диском (рисунок 1, точки 2, 6 и 9).

$$\begin{aligned} u_{i+1} &= u_i; \quad u'_{i+1} = u'_i; \\ EJ_{i+1} u''_{i+1} - EJ_i u''_i &= -K_1 \omega_0^2 u'_i + K_0 \omega \omega_0 v'_i; \\ EJ_{i+1} u'''_{i+1} - EJ_i u'''_i &= m \omega_0^2 u_i; \\ v_{i+1} &= v_i; \quad v'_{i+1} = v'_i; \\ EJ_{i+1} v''_{i+1} - EJ_i v''_i &= -K_1 \omega_0^2 v'_i + K_0 \omega \omega_0 u'_i; \\ EJ_{i+1} v'''_{i+1} - EJ_i v'''_i &= m \omega_0^2 v_i. \end{aligned} \quad (5)$$

Если на границе двух соседних участков (рисунок 1, точки 3, 5, 10, 12, 14) имеется только ступенчатое изменение сечения вала, то из (3) при $M = M' = R = R' = 0$ находим условия сопряжения

$$\begin{aligned} u_{i+1} &= u_i; \quad u'_{i+1} = u'_i; \quad J_{i+1} u''_{i+1} = J_i u''_i; \quad J_{i+1} u'''_{i+1} = J_i u'''_i; \\ v_{i+1} &= v_i; \quad v'_{i+1} = v'_i; \quad J_{i+1} v''_{i+1} = J_i v''_i; \quad J_{i+1} v'''_{i+1} = J_i v'''_i. \end{aligned} \quad (6)$$

Рассматривая гидроплату (рисунок 1, точка 13) как подвижный диск, закрепленный на валу и предполагая в разгрузочном элементе насоса зазор малым, то из (3) с учетом первых двух равенств (4) получим условия сопряжения при наличии гидроплату на границе участков i и $i+1$.

$$\begin{aligned} u_{i+1} &= u_i; \quad u'_{i+1} = u_i = 0; \quad EJ_{i+1} u'''_{i+1} - EJ_i u'''_i = m_r \omega_0^2 u_i; \\ v_{i+1} &= v_i; \quad v'_{i+1} = v_i = 0; \quad EJ_{i+1} v'''_{i+1} - EJ_i v'''_i = m_r \omega_0^2 v_i. \end{aligned} \quad (7)$$

В [1] было показано, что рассматриваемый случай способа закрепления длинной детали тождественен случаю, когда длинная деталь заделана на валу с обоих концов. Тогда условия сопряжения имеют следующий вид

$$\begin{aligned}
 u_j(a_{j+1}) &= u_i(a_{i+1}) + lu'_i(a_{i+1}); \quad u'_j(a_{j+1}) = u'_i(a_{i+1}); \\
 EJ_{j+1}u'''_{j+1}(a_{j+1}) - EJ_i u'''_i(a_{i+1}) &= m^* \omega_0^2 [u_j(a_{j+1}) - su'_j(a_{j+1})] \\
 EJ_i u''_i(a_{i+1}) - EJ_{j+1} u''_{j+1}(a_{j+1}) &= -EJ_i lu'''_i(a_{i+1}) + \\
 \omega_0^2 [(K_1^* + m^* s^2) u'_j(a_{j+1}) - m^* su_j(a_{j+1})] - K_0^* \omega \omega_0 v'_j(a_{j+1}); \\
 v_j(a_{j+1}) &= v_i(a_{i+1}) + lv'_i(a_{i+1}); \quad v'_j(a_{j+1}) = v'_i(a_{i+1}); \\
 EJ_{j+1}v'''_{j+1}(a_{j+1}) - EJ_i v'''_i(a_{i+1}) &= m^* \omega_0^2 [v_j(a_{j+1}) - sv'_j(a_{j+1})] \\
 EJ_i v''_i(a_{i+1}) - EJ_{j+1} v''_{j+1}(a_{j+1}) &= -EJ_i lv'''_i(a_{i+1}) + \\
 \omega_0^2 [(K_1^* + m^* s^2) v_j(a_{j+1}) - m^* sv_j(a_{j+1})] - K_0^* \omega \omega_0 u_j(a_{j+1});
 \end{aligned} \tag{8}$$

где: m^* – масса детали;

s – расстояние между центром тяжести детали и ее правым концом;

a_{i+1} и a_{j+1} – абсциссы левого и правого концов детали;

$l = a_{j+1} - a_{i+1}$ – длина детали;

K_0^*, K_1^* – полярный и экваториальный моменты инерции детали; u_i, v_i и u_{i+1}, v_{i+1} – проекции прогибов вала на участках слева и справа от точки $x = a_{i+1}$; u_j, v_j и u_{j+1}, v_{j+1} – проекции прогибов вала на участках слева и справа от точки $x = a_{j+1}$.

Если на границе двух смежных участков i и $i+1$ размещена упругая опора (рисунок 1, точки 4 и 11), то из (3) при $M = M' = 0$ определим следующие условия сопряжения

$$\begin{aligned}
 u_{i+1} &= u_i; \quad u'_{i+1} = u'_i; \quad J_{i+1}u''_{i+1} = J_i u''_i; \quad EJ_{i+1}u'''_{i+1} - EJ_i u'''_i = Q_{y_j}; \\
 v_{i+1} &= v_i; \quad v'_{i+1} = v'_i; \quad J_{i+1}v''_{i+1} = J_i v''_i; \quad EJ_{i+1}v'''_{i+1} - EJ_i v'''_i = Q_{z_j}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Здесь через Q_{y_j} и Q_{z_j} обозначены горизонтальная и вертикальная составляющие силы, возникающей в j – ой упругой опоре. При сделанных предположениях в рассматриваемой модели (рисунок 1) составляющие силы, действующей на вал со стороны упругой связанной опоры, равны

а) на левой опоре (в точке 4 вала)

$$\begin{aligned}
 Q_1 = Q_{z_1} &= -C_{zz} [v_4(0) - v_1^*] - C_{zy} [u_4(0) - u_1^*]; \\
 Q_3 = Q_{y_1} &= -C_{yy} [u_4(0) - u_1^*] - C_{yz} [v_4(0) - v_1^*];
 \end{aligned} \tag{10}$$

б) на правой опоре (в точке 11 вала)

$$\begin{aligned}
 Q_2 = Q_{z_2} &= -C'_{zz} [v_{11}(0) - v_2^*] - C'_{zy} [u_{11}(0) - u_2^*]; \\
 Q_4 = Q_{y_2} &= -C'_{yy} [u_{11}(0) - u_2^*] - C'_{yz} [v_{11}(0) - v_2^*],
 \end{aligned} \tag{11}$$

где: $C_{zz}, C_{zy}, C_{yz}, C_{yy}$ и $C'_{zz}, C'_{zy}, C'_{yz}, C'_{yy}$ – коэффициенты жесткостей смазочного слоя подшипника скольжения в соответствующих направлениях на левой и правой опорах; $u_4(0), u_{11}(0)$ и $v_4(0), v_{11}(0)$ – проекции прогиба вала в опорных точках 4 и 11 в горизонтальной и вертикальной плоскостях; u_1^*, u_2^* и v_1^*, v_2^* – перемещения корпуса в опорных точках 1', 2' и 1, 2 в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Перемещения корпуса в опорных точках в опорных точках связаны с реакциями опор следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} v_1^* &= e_{11}Q_1 + e_{12}Q_2 + e_{11'}Q_3 + e_{12'}Q_4; \\ v_2^* &= e_{21}Q_1 + e_{22}Q_2 + e_{21'}Q_3 + e_{22'}Q_4; \\ u_1^* &= e_{11}Q_1 + e_{12}Q_2 + e_{11'}Q_3 + e_{12'}Q_4; \\ u_2^* &= e_{21}Q_1 + e_{22}Q_2 + e_{21'}Q_3 + e_{22'}Q_4, \end{aligned} \quad (12)$$

где $e_{11} \dots e_{22'}$ - заданные коэффициенты податливостей корпуса в опорных точках по соответствующим направлениям.

Чтобы в дальнейшем при выполнении расчета критических скоростей ротора можно было бы воспользоваться условиями сопряжения (9), необходимо проекции реакции в упругих связанных опорах выразить через проекции прогиба вала. С этой целью в (10) и (11) заменим перемещения $v_1^*, v_2^*, u_1^*, u_2^*$ их выражениями (12) и получим следующее уравнение в матричной форме:

$$C \cdot \vec{Q} = \vec{H}, \quad (13)$$

где: C - квадратная матрица четвертого порядка;

\vec{Q}, \vec{H} - соответственно матрицы-столбцы величин Q_j и H_i ($i, j = 1, \dots, 4$).

Элементы матриц C и H имеют следующие выражения:

$$\begin{aligned} c_{11} &= C_{zz}e_{11} + C_{zy}e_{11} - 1; \quad c_{12} = C_{zz}e_{12} + C_{zy}e_{12}; \\ c_{13} &= C_{zz}e_{11'} + C_{zy}e_{11'}; \quad c_{14} = C_{zz}e_{12'} + C_{zy}e_{12'}; \\ c_{21} &= C'_{zz}e_{21} + C'_{zy}e_{21}; \quad c_{22} = C'_{zz}e_{22} + C'_{zy}e_{22} - 1; \\ c_{23} &= C'_{zz}e_{21'} + C'_{zy}e_{21'}; \quad c_{24} = C'_{zz}e_{22'} + C'_{zy}e_{22'}; \\ c_{31} &= C_{yy}e_{11} + C_{yz}e_{11}; \quad c_{32} = C_{yy}e_{12} + C_{yz}e_{12}; \\ c_{33} &= C_{yy}e_{11'} + C_{yz}e_{11'} - 1; \quad c_{34} = C_{yy}e_{12'} + C_{yz}e_{12'}; \\ c_{41} &= C'_{yy}e_{21} + C'_{yz}e_{21}; \quad c_{42} = C'_{yy}e_{22} + C'_{yz}e_{22}; \\ c_{43} &= C'_{yy} \cdot e_{21'} + C'_{yz} \cdot e_{21'}; \quad c_{44} = C'_{yy} \cdot e_{22'} + C'_{yz} \cdot e_{22'} - 1; \\ H_1 &= C_{zz}v_4(0) + C_{zy}u_4(0); \quad H_2 = C'_{zz}v_{11}(0) + C'_{zy}u_{11}(0); \\ H_3 &= C_{yy}u_4(0) + C_{yz} \cdot v_4(0); \quad H_4 = C'_{yy}u_{11}(0) + C'_{yz} \cdot v_{11}(0). \end{aligned}$$

Из (13) находим

$$\vec{Q} = B \cdot \vec{H}, \quad (14)$$

где: $B = C^{-1}$, т.е. матрица B является обратной матрицей по отношению к матрице C .

Определяя элементы b_{ij} ($i, j = 1, \dots, 4$) матрицы B и раскрывая векторное уравнение (14), получим искомые выражения для составляющих реакций в упругих связанных опорах:

$$\begin{aligned} Q_1 &= d_{11}u_4(0) + d_{12}v_4(0) + d_{13}u_{11}(0) + d_{14}v_{11}(0); \\ Q_2 &= d_{21}u_4(0) + d_{22}v_4(0) + d_{23}u_{11}(0) + d_{24}v_{11}(0); \\ Q_3 &= d_{31}u_4(0) + d_{32}v_4(0) + d_{33}u_{11}(0) + d_{34}v_{11}(0); \\ Q_4 &= d_{41}u_4(0) + d_{42}v_4(0) + d_{43}u_{11}(0) + d_{44}v_{11}(0); \end{aligned} \quad (15)$$

где:

$$\begin{aligned}d_{11} &= b_{11}C_{zy} + b_{13}C_{yy}; \quad d_{12} = b_{11}C_{zz} + b_{13}C_{yz}; \quad d_{13} = b_{12}C'_{zy} + b_{14}C'_{yy}; \\d_{14} &= b_{12}C'_{zz} + b_{14}C'_{yz}; \quad d_{21} = b_{21}C_{zy} + b_{23}C_{yy}; \quad d_{22} = b_{21}C_{zz} + b_{23}C_{yz}; \\d_{23} &= b_{22}C'_{zy} + b_{24}C'_{yy}; \quad d_{24} = b_{22}C'_{zz} + b_{24}C'_{yz}; \quad d_{31} = b_{31}C_{zy} + b_{33}C_{yy}; \\d_{32} &= b_{31}C_{zz} + b_{33}C_{yz}; \quad d_{33} = b_{32}C'_{zy} + b_{34}C'_{yy}; \quad d_{34} = b_{32}C'_{zz} + b_{34}C'_{yz}; \\d_{41} &= b_{41}C_{zy} + b_{43}C_{yy}; \quad d_{42} = b_{41}C_{zz} + b_{43}C_{yz}; \\d_{43} &= b_{42}C'_{zy} + b_{44}C'_{yy}; \quad d_{44} = b_{42}C'_{zz} + b_{44}C'_{yz}.\end{aligned}$$

Решения (2) дифференциальных уравнений (1) должны удовлетворять граничным условиям, соответствующим способам закрепления концов вала. В рассматриваемой системе (рисунок 1) на свободных концах вала граничные условия будут:

$$u'' = 0; \quad u''' = 0; \quad v'' = 0; \quad v''' = 0. \quad (16)$$

Изложим теперь кратко последовательность расчета критических скоростей ω_0 рассматриваемой роторной системы (рисунок 1). Подставляя (2) в граничные условия на левом конце вала (16) и соответствующие условия сопряжения для каждого участка, которые могут выражаться соотношениями (5), (6), (7), (8) или (9) совместно с (15), находим зависимости между произвольными постоянными последующего и предыдущего участков вала. Затем на основе граничных условий (16) на правом конце вала получим систему из четырех линейных однородных уравнений относительно четырех произвольных постоянных. В этой системе уравнений коэффициенты при произвольных постоянных зависят от критической скорости ω_0 и параметров ротора. Далее, используя метод остатка, добиваемся за счет изменения ω_0 того, чтобы определитель Δ системы четырех однородных уравнений равнялся нулю. Величина угловой скорости ω_0 , при которой определитель Δ обращается в нуль, является критической.

Выводы

Дана последовательность расчета критических скоростей ротора с учетом его связи с корпусом электронасоса. Критические скорости ротора определяются методом начальных параметров в аналитической форме.

Литература

1. Веселов И.В., Сильвестров Э.Е., Усольский В.Г. К расчету критических скоростей ротора электронасоса. // Проектирование механизмов и динамика машин. Межвуз. сб. научн. трудов. – М.: ВЗМИ, 1986, - вып. № 20. – с. 85-91.
2. Кушуль М.Я. Приближенный метод определения критических скоростей многоопорного вала переменного сечения. // Поперечные колебания и критические скорости. – М.: Изд-во АН СССР, 1953, - вып. 2. – с. 121-171.

Влияние преднатяга пружин демпфера сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля

к.т.н., доц. Соломатин Н.С., Симонов Д.В., Зотов Е.М.
Тольяттинский государственный университет
+7-8482-53-92-59, sns@tltsu.ru

Ключевые слова: демпфер крутильных колебаний, крутящий момент, преднатяг пружин, трансмиссия, упругая характеристика.

Для снижения уровня крутильных колебаний в трансмиссиях автомобилей широкое распространение получили демпферы с кусочно-линейной упругой характеристикой, к примеру, трехступенчатой (рисунок 1).