

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ С ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

На основе теоретического анализа динамической нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера класса 40 кН в статье предлагается методика оптимизации динамических параметров трансмиссионных систем, которая может использоваться для расчета оптимальных параметров любой другой системы любой сложности.

Ключевые слова: динамическая система, дифференциальные уравнения, гидротрансформатор, моторная гармоника, коэффициент демпфирования, момент инерции, податливость.

В результате теоретического анализа динамической нагруженности системы (ДВС – ГТР) бульдозера класса 40 кН установлена необходимость оптимального проектирования динамических параметров этой системы.

На рис. 1 приведена частотная диаграмма для определения резонансных режимов работы двигательной крутильной системы (двигатель – гидротрансформатор) гидромеханической трансмиссии бульдозера ТП-4Э при выполнении землеройных работ.

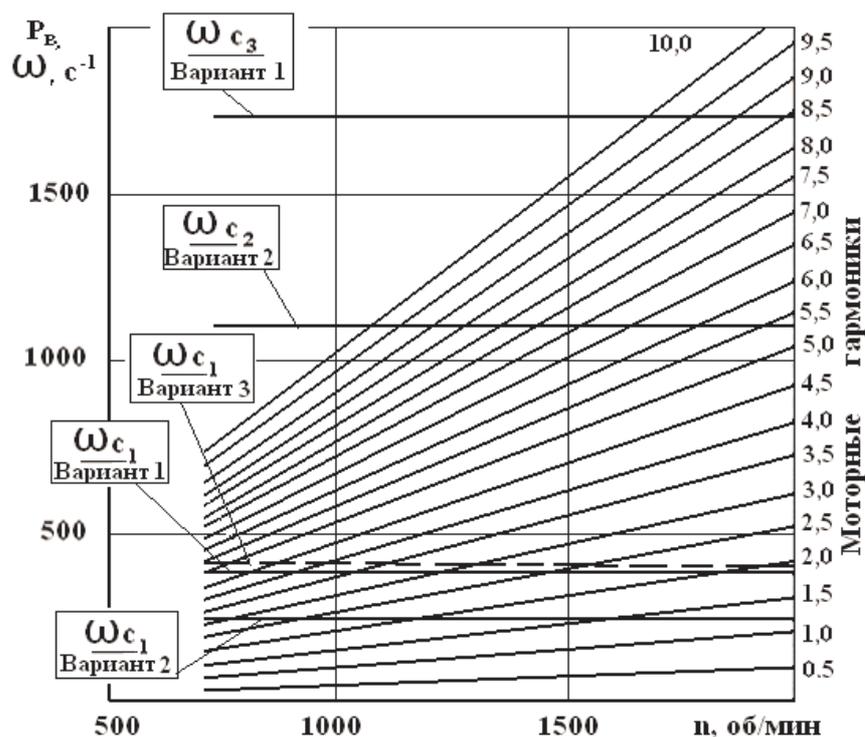


Рис. 1. Частотная диаграмма для определения резонансных режимов работы двигательной крутильной системы (двигатель – гидротрансформатор) гидромеханической трансмиссии трактора ТП-4Э.

* - автор, с которым следует вести переписку.

Поскольку динамическая система с гидротрансформатором разделяется на две части – двигательную и трансмиссионную, при расчете динамической системы ДВС – ГТР рассматривались два варианта с различной конструкционной привязкой двигателя и гидротрансформатора:

1-й вариант: ГТР + муфта сцепления;

2-й вариант: ГТР без муфты сцепления.

[1]

Из приведенной диаграммы видно, что в крутильной системе ДВС – ГТР первого варианта конструкционной привязки при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_{\text{об}}=1830 \text{ мин}^{-1}$ может возбуждаться второй моторной гармоникой резонанс с одноузловой формой свободных колебаний. С такой же формой свободных колебаний резонансы могут возбуждаться вторая, пятая моторные гармоники ($n_{\text{об}}=1440 \text{ мин}^{-1}$), третья гармоника ($n_{\text{об}}=1200 \text{ мин}^{-1}$), третья, пятая гармоники ($n_{\text{об}}=1020 \text{ мин}^{-1}$) и т. д.

В крутильной системе ДВС – ГТР второго варианта конструкционной привязки с одноузловой формой свободных колебаний резонансы могут возбуждаться первая, пятая моторные гармоники ($n_{\text{об}}=1550 \text{ мин}^{-1}$), вторая моторная гармоника ($n_{\text{об}}=925 \text{ мин}^{-1}$), третья гармоника ($n_{\text{об}}=870 \text{ мин}^{-1}$). С двухузловой формой свободных колебаний резонансы возбуждают, в основном, в диапазоне работы двигателя $n_{\text{об}}=1600 \dots 1900 \text{ мин}^{-1}$, пятая гармоника – $n_{\text{об}}=1925 \text{ мин}^{-1}$, шестая гармоника – $n_{\text{об}}=1770 \text{ мин}^{-1}$, шестая, пятая гармоники – $n_{\text{об}}=1680 \text{ мин}^{-1}$. С трехузловой формой свободных колебаний резонансы возбуждают в основном рабочем диапазоне двигателя вторая гармоника ($n_{\text{об}}=1880 \text{ мин}^{-1}$), девятая, пятая гармоники ($n_{\text{об}}=1780 \text{ мин}^{-1}$), десятая гармоника ($n_{\text{об}}=1685 \text{ мин}^{-1}$). [2]

Анализ вышеприведенных данных позволяет сделать вывод о том, что первый вариант конструктивной привязки двигателя и гидротрансформатора крутильной системы ДВС – ГТР неудачен из-за возникновения резонансных режимов, т. к. резонанс одноузловой формы со второй моторной гармоникой происходит в области номинальных оборотов двигателя; второй вариант привязки крутильной системы ДВС – ГТР вполне удовлетворителен, т. к. в основной рабочей зоне резонансы отсутствуют, а экспериментальное определение резонанса с первой, пятой моторными гармониками может служить критерием правильности составления крутильной схемы.

Наиболее удовлетворительным рабочим вариантом крутильной системы ДВС – ГТР была бы система с частотой первой формы, равной 400 сек^{-1} , т. к. при этом резонанс, возбуждаемый второй моторной гармоникой, сдвигается в диапазон максимальных холостых оборотов ($n_{\text{об}}=1930$

мин^{-1}), в рабочем диапазоне работы двигателя ($n_{\text{об}}=1520\dots 1900 \text{ мин}^{-1}$) резонансы отсутствуют. Исходя из этого, следует изменить динамические параметры элементов конструкции первого варианта привязки крутильной системы ДВС – ГТР таким образом, чтобы $\omega_1=400 \text{ сек}^{-1}$.

Изменение указанной частоты свободных колебаний исследуемой крутильной системы связано с изменением входных динамических параметров (моментов инерции вращающихся деталей, податливостей упругих участков), а это, в свою очередь, влечет изменение параметров конструкции. Здесь сравнительно просто можно изменять следующие динамические параметры (связано с незначительными изменениями конструкции или заменой материалов изготовления): податливость резиновых элементов переходного диска e_{67} , момент инерции переходного диска J_6 , момент инерции насосного колеса ГТР J_7 . [2]

Исследование трансмиссионных систем тракторов и других мобильных машин на резонансные режимы на стадии проектирования имеет существенное значение для обеспечения равнопрочности всех деталей и узлов. Выявленные расчетами резонансные режимы должны быть удалены из рабочей зоны. Для этого проводится оптимальное проектирование крутильных систем, используя изменение динамических параметров.

С целью расчета оптимальных динамических параметров крутильной трансмиссионной системы на примере участка привязки ДВС с гидротрансформатором трансмиссии трактора производства Алтайского тракторного завода класса 40 кН разработана математическая модель, которая позволяет, задаваясь пределами изменения указанных параметров динамической системы ДВС – ГТР и используя метод остатков в программе минимизации системы «Mathcad», рассчитать оптимальные динамические параметры элементов динамической системы.

Для этого записываем систему дифференциальных уравнений в виде:

$$\left. \begin{aligned} M_{12} &= -I_1 \omega_c^2 \varphi_1 \\ M_{23} &= M_{12} - I_2 \omega_c^2 \varphi_2 \\ M_{34} &= M_{23} - I_3 \omega_c^2 \varphi_3 \\ M_{45} &= M_{34} - I_4 \omega_c^2 \varphi_4 \\ M_{56} &= M_{45} - I_5 \omega_c^2 \varphi_5 \\ M_{67} &= M_{56} - I_6 \omega_c^2 \varphi_6 \\ M_{78} &= M_{67} - I_7 \omega_c^2 \varphi_7 \\ 0 &= M_{78} - I_8 \omega_c^2 \varphi_8 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Затем, задавая значение угла поворота первой массы равное единице, получаем:

$$\begin{aligned}
\varphi_1 &= 1; \varphi_2 = \varphi_1 + \frac{M_{12}}{C_{12}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
\varphi_3 &= \varphi_2 + \frac{M_{23}}{C_{23}} - M_{23} \cdot b_{23}; \varphi_4 = \\
&= \varphi_3 + \frac{M_{34}}{C_{34}} - M_{34} \cdot b_{34}; \\
\varphi_5 &= \varphi_4 + \frac{M_{45}}{C_{45}} - M_{45} \cdot b_{45}; \varphi_6 = \\
&= \varphi_5 + \frac{M_{56}}{C_{56}} - M_{56} \cdot b_{56}; \\
\varphi_7 &= \varphi_6 + \frac{M_{67}}{C_{67}} - M_{67} \cdot b_{67}; \varphi_8 = \\
&= \varphi_7 + \frac{M_{78}}{C_{78}} - M_{78} \cdot b_{78}.
\end{aligned} \tag{2}$$

При изменении коэффициента жесткости и коэффициента демпфирования на участке между шестой и седьмой массами в пределах

$$C_{67(\min)} < C_{67} < C_{67(\max)}, b_{67(\min)} < b_{67} < b_{67(\max)}, \tag{3}$$

минимизируя частоту свободных колебаний и момент инерции

$$\omega_{\min} < \omega_c < \omega_{\max}, I_{7(\min)} < I_7 < I_{7\max}. \tag{4}$$

И, имея в виду, что для каждого значения жесткости на участках динамической системы коэффициенты демпфирования рассчитываются по формулам

$$\begin{aligned}
b_{12} &= \frac{0,84 C_{12}}{\pi \omega_c}; b_{23} = \frac{0,84 C_{23}}{\pi \omega_c}; \\
b_{34} &= \frac{0,84 C_{34}}{\pi \omega_c}; b_{45} = \frac{0,84 C_{45}}{\pi \omega_c}; \\
b_{56} &= \frac{0,84 C_{56}}{\pi \omega_c}; b_{67} = \frac{0,84 C_{67}}{\pi \omega_c}; \\
b_{78} &= \frac{0,84 C_{78}}{\pi \omega_c},
\end{aligned} \tag{5}$$

записываем конечную систему дифференциальных уравнений, пригодную для расчетов оптимальных параметров динамической системы ДВС – ГТР исследуемого трактора.

Изменение частоты свободных колебаний в динамической системе ДВС – ГТР с использованием приведенной методики позволяет:

1. Уменьшить максимальные амплитуды свободных колебаний первой и второй форм на пятом и шестом участках схемы.

2. Уменьшить по величине и сдвинуть в зону минимальных холостых оборотов максимальные амплитуды вынужденных колебаний, возбуждаемых изменением газовых сил двигателя.

3. Сдвинуть резонанс одноузловой формы от второй моторной гармоники, из зоны номинальных оборотов в зону максимальных холостых оборотов двигателя.

Данная методика расчета оптимальных параметров конкретной динамической системы может использоваться для расчета оптимальных параметров любой другой системы любой сложности. В результате расчета динамической модели ДВС –

ГТР на оптимальные динамические параметры было выявлено, что необходимо уменьшить момент инерции насосного колеса ГТР на 4 % и податливости резиновых элементов привода ГТР на 10 %. [2]

$$\begin{aligned}
\varphi_1 &= 1; M_{12} = -I_1 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_1; \\
b_{12} &= \frac{0,84 \cdot C_{12}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_2 = \varphi_1 + \frac{M_{12}}{C_{12}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
M_{23} &= M_{12} - I_2 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_2; \\
b_{23} &= \frac{0,84 \cdot C_{23}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_3 = \varphi_2 + \frac{M_{23}}{C_{23}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
M_{34} &= M_{23} - I_3 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_3; \\
b_{34} &= \frac{0,84 \cdot C_{34}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_4 = \varphi_3 + \frac{M_{34}}{C_{34}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
M_{45} &= M_{34} - I_4 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_4; \\
b_{45} &= \frac{0,84 \cdot C_{45}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_5 = \varphi_4 + \frac{M_{45}}{C_{45}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
M_{56} &= M_{45} - I_5 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_5; \\
b_{56} &= \frac{0,84 \cdot C_{56}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_6 = \varphi_5 + \frac{M_{56}}{C_{56}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
M_{67} &= M_{56} - I_6 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_6; \\
b_{67} &= \frac{0,84 \cdot C_{67}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_7 = \varphi_6 + \frac{M_{67}}{C_{67}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
M_{78} &= M_{67} - I_7 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_7; \\
b_{78} &= \frac{0,84 \cdot C_{78}}{\pi \cdot \omega_c}; \varphi_8 = \varphi_7 + \frac{M_{78}}{C_{78}} - M_{12} \cdot b_{12}; \\
0 &= M_{78} - I_8 \cdot \omega_c^2 \cdot \varphi_8
\end{aligned} \tag{6}$$

Литература

1. Климов, А. А. Экспериментальный промышленный трактор для исследования вопросов оптимизации энергонасыщенности / Климов А. А. // Совершенствование конструкций и повышение надежности тракторов и погрузчиков. – Красноярск, 2003. – С. 12-18.
2. Климов, А. А. К вопросу оптимального проектирования крутильной системы ДВС-ГТР в трансмиссии гусеничного трактора ТП-4Э / А. А. Климов, А. В.Стручков // Пути повышения надежности машин и механизмов. – Красноярск, 2007. – С. 25-30.