

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ БУЛЬДОЗЕРА С ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

В статье приведены обоснование и анализ теоретических исследований свободных и вынужденных колебаний динамических моделей механической и гидромеханической трансмиссий бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН. Проанализированы резонансные и околорезонансные режимы работы механической и гидромеханической трансмиссий исследуемого бульдозерного агрегата.

**Ключевые слова:** бульдозерный агрегат, гидротрансформатор, динамическая модель, динамическая нагруженность, свободные колебания, вынужденные колебания, резонансные режимы.

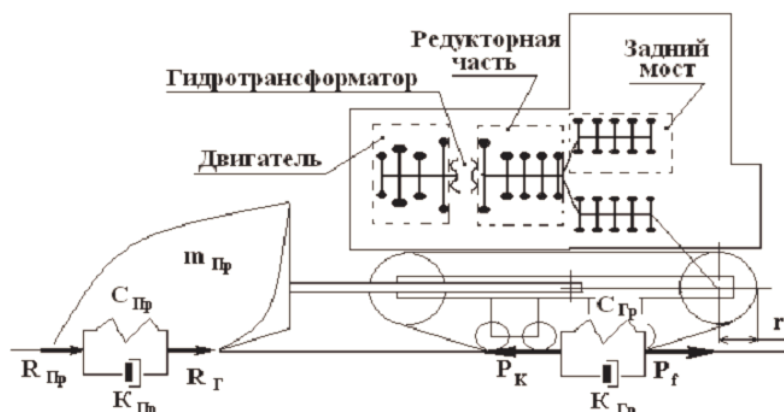


Рис. 1. Динамическая схема трактора-бульдозера:

$m_{гр}$  – масса призмы грунта,  $R_{гр}$  – сила сопротивления грунта по грунту,  $R_f$  – горизонтальная сила сопротивления призмы грунта,  $P_k$  – движущая сила,  $P_f$  – сила сопротивления перекатыванию,  $r_k$  – радиус ведущего колеса

При разработке метода формирования нагрузочных режимов в трансмиссии промышленного трактора, выполненного на базе серийной сельскохозяйственной машины, при установке гидротрансформатора с учетом навесного оборудования в процессе теоретических исследований были поставлены задачи:

Разработать динамические и математические модели, эквивалентные существующим механической и экспериментальной гидромеханической трансмиссиям исследуемого трактора при одном оптимальном уровне энергонасыщенности.

Выявить внешние и внутренние возмущающие факторы, создающие максимальные нагрузки в трансмиссии трактора при режимах глубокой перегрузки.

Определить динамические характеристики элементов динамической системы трансмиссии трактора.

Выявить источники крутильных колебаний трансмиссий, определить амплитудно-частотные параметры динамической системы механической и гидромеханической трансмиссий трактора от воздействия данных источников возбуждения колебаний.

Динамическую схему бульдозерного агрегата можно представить в виде двухмассовой системы: трактор — призма грунта совместно с массой бульдозера (рис.1).

Как видно из представленной схемы динами-

ческая нагруженность бульдозерного агрегата разделяется на два направления: внутреннюю динамику, которая определяется крутильными колебаниями двигателя и трансмиссионной части и внешнюю динамику, которая представляет собой динамику навесного оборудования, системы «грунт – гусеница», системы «призма грунта – навесное оборудование». Внешняя и внутренняя динамические подсистемы связаны между собой через ведущее колесо и грунт и оказывают друг на друга динамическое воздействие.

Анализируя влияние гидротрансформатора на внутреннюю динамику трансмиссии, следует учитывать влияние внешней динамической подсистемы как задающей силовые параметры и их колебания.

По результатам расчетов и экспериментальных исследований динамических параметров трансмиссии исследуемого трактора были построены расчетные динамические модели для I - IV передач для механической и гидромеханической трансмиссий (рис. 2). На основе известного дифференциального уравнения Лагранжа второго порядка была составлена математическая модель динамики трансмиссии трактора с учетом принятых допущений (1), при помощи которой были определены и проанализированы частоты и формы свободных колебаний масс.

\* - автор, с которым следует вести переписку.

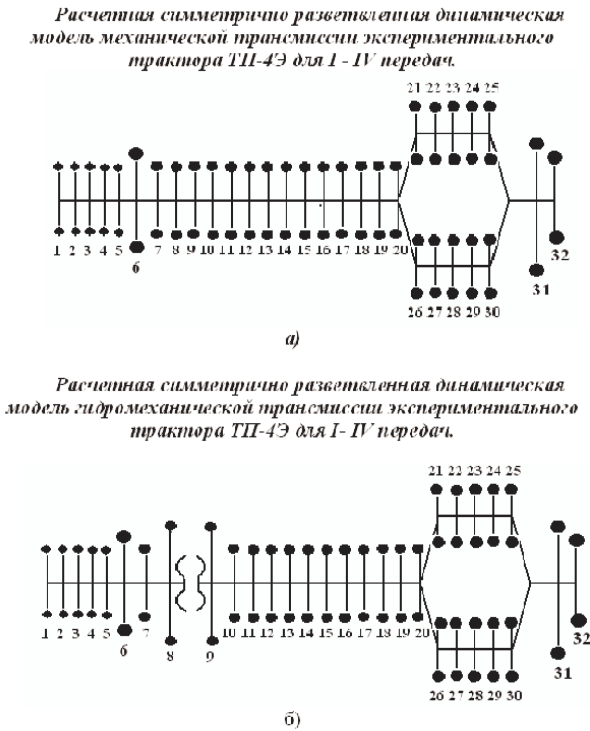


Рис. 2.

Поскольку динамическая система с гидро-трансформатором разъединяется на две части – двигательную и трансмиссионную с поступательно движущимися частями трактора, автором были проанализированы частоты и формы свободных колебаний масс для механической и гидромеханической трансмиссий и для двух вариантов динамической системы ДВС-ГТР с различной конструкционной привязкой:

- 1) вариант: ГТР+муфта сцепления;
- 2) вариант: ГТР без муфты сцепления.

$$\begin{cases}
 J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_d(t) \\
 J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + b_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\
 J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - b_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + b_{34} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\
 \dots \\
 J_{n-1} \cdot \ddot{\varphi}_{n-1} - b_{n-2,n-1} (\dot{\varphi}_{n-2} - \dot{\varphi}_{n-1}) - C_{n-2,n-1} (\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) + b_{n-1,n} (\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) - C_{n-1,n} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = -rP_{\Gamma}(t) / i_{\Gamma P}^2
 \end{cases} \quad (1)$$

Анализ частот и форм свободных колебаний показывает:

1. В крутильной системе двигатель – гидро-трансформатор наиболее нагруженными свободными колебаниями являются детали привязки ГТР к двигателю.
2. В механической трансмиссии трактора ТП-

4Э наиболее нагружены свободными колебаниями детали карданной передачи и заднего моста.

3. В гидромеханической трансмиссии трактора ТП-4Э наиболее нагружены свободными колебаниями турбинный вал ГТР, карданная передача и задний мост.

4. В гидромеханической трансмиссии узлы свободных колебаний распределены более равномерно, чем в механической трансмиссии.

5. Амплитуды свободных колебаний всех исследованных форм выше по абсолютной величине в механической трансмиссии, чем в гидромеханической.

Частоты свободных колебаний гидромеханической трансмиссии в среднем по передачам и формам на 35,3 % выше, чем в механической трансмиссии.

Исследование вынужденных нерезонансных колебаний в трансмиссии экспериментального трактора проводилось с помощью коэффициентов гармонического влияния, для чего была составлена математическая модель вынужденных колебаний (2)

$$\begin{cases}
 \ddot{\alpha}_1 = \frac{b_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \dot{\alpha}_1 - \frac{C_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \alpha_1 - \\
 - \frac{b_{23}}{J_2} \cdot \dot{\alpha}_2 + \frac{C_{23}}{J_2} \cdot \alpha_2; \\
 \ddot{\alpha}_2 = -\frac{b_{12}}{J_2} \cdot \dot{\alpha}_1 + \frac{C_{12}}{J_2} \cdot \alpha_1 + \frac{b_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \dot{\alpha}_2 - \\
 - \frac{C_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \alpha_2 - \frac{b_{34}}{J_3} \cdot \dot{\alpha}_3 + \frac{C_{34}}{J_3} \cdot \alpha_3; \\
 \dots \\
 \ddot{\alpha}_{n-1} = -\frac{b_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \dot{\alpha}_{(n-2)} + \frac{C_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \alpha_{(n-2)} + \\
 + \frac{b_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \dot{\alpha}_{(n-2)} - \\
 - \frac{C_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \alpha_{(n-2)} - \\
 - \frac{b_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \dot{\alpha}_n + \frac{C_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \alpha_n; \\
 \ddot{\alpha}_n = -\frac{b_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \dot{\alpha}_{(n-1)} + \frac{C_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \alpha_{(n-1)} + \\
 + \frac{b_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \dot{\alpha}_n - \\
 - \frac{C_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \alpha_n.
 \end{cases} \quad (2)$$

где  $\alpha_1, \dots, \alpha_n$  – угловые отклонения дисков на эквивалентной схеме трансмиссии.

Подставляя в систему уравнений (2) решения вида

$$\alpha_i = \lambda_i \cdot \sin(P_{b_i} + \varepsilon),$$

где  $\lambda_1, \dots, \lambda_n$  – коэффициенты гармонического

влияния;  $P_b$  - частота возбуждения;  $\varepsilon$  - фаза колебаний;  $i = 1, 2, \dots$ , получаем следующую систему уравнений для определения коэффициентов гармонического влияния:

$$\left. \begin{aligned} P_b^2 \cdot \lambda_1 &= \frac{b_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 - \frac{C_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \lambda_1 - \frac{b_{23}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_2 + \frac{C_{23}}{J_2} \cdot \lambda_2; \\ P_b^2 \cdot \lambda_2 &= -\frac{b_{12}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 + \frac{C_{12}}{J_2} \cdot \lambda_1 + \frac{b_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \dot{\lambda}_2 - \frac{C_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \lambda_2 - \\ &\frac{b_{34}}{J_3} \cdot \dot{\lambda}_3 + \frac{C_{34}}{J_3} \cdot \lambda_3; \\ &\dots\dots\dots \\ P_b^2 \lambda_{n-1} &= -\frac{b_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} + \frac{C_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \lambda_{(n-2)} + \frac{b_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} - \\ &\frac{C_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \lambda_{(n-2)} - \frac{b_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_n + \frac{C_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \lambda_n; \\ P_b^2 \lambda_n &= \frac{b_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-1)} + \frac{C_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \lambda_{(n-1)} + \frac{b_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \dot{\lambda}_n - \\ &\frac{C_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \lambda_n. \end{aligned} \right\} (3)$$

Для определения  $\lambda$  задается частота возбуждения  $P_b$  в заданном сечении прикладывается гармонический момент

$$M_b = 1 \cdot \sin(P_b i + \varepsilon) \quad (4)$$

Анализ вынужденных колебаний в трансмиссии исследуемого трактора показывает, что введение в трансмиссию трактора ГТР не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки по валопроводу от различных возмущающих факторов, но в значительной степени позволяет уменьшить общий уровень динамической нагруженности.

Резонансные режимы работы трансмиссии трактора определялись при помощи частотных диаграмм крутильных колебаний.

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

В механической трансмиссии трактора имеется пять резонансных режимов: два резонансных режима с одноузловой формой свободных колебаний, один – с трехузловой формой, один – с четырехузловой и один – с семиузловой формой свободных колебаний.

В гидромеханической трансмиссии имеется один резонансный режим с одноузловой формой, один – с двухузловой формой, один – с четырехуз-

ловой формой и три резонансных режима – с пятиузловой формой свободных колебаний.

Таким образом установлено:

1. Как в механической, так и в гидромеханической трансмиссиях исследуемого трактора ТП-4Э в рабочем диапазоне бульдозирования резонансных режимов нет.

2. Механическая и гидромеханическая трансмиссии работают в резонансных режимах в случае глубокой перегрузки трактора при бульдозировании.

3. Установка гидротрансформатора в трансмиссию высокоэнергонасыщенного трактора ТП-4Э позволяет сместить резонансы в область более высоких частот.

4. С целью исключения резонансного режима в рабочем диапазоне оборотов двигателя в крутильной системе ДВС-ГТР необходимо изменить ее динамические параметры.

В результате теоретического анализа динамической нагруженности системы ДВС-ГТР установлена необходимость оптимального проектирования динамических параметров этой системы.

Здесь сравнительно просто можно изменять следующие динамические параметры (связано с незначительными конструктивными изменениями или заменой материалов изготовления): податливость резиновых элементов переходного диска  $e_{67}$ , момент инерции переходного диска  $J_6$ , момент инерции насосного колеса ГТР  $J_7$ .

#### Литература

1. Климов, А. А. Экспериментальный промышленный трактор для исследования вопросов оптимизации энергонасыщенности /А. А. Климов // Совершенствование конструкций и повышение надежности тракторов и погрузчиков: сб. науч. ст. /Краснояр. гос. агр. ун-т. – Красноярск, 2003. - С. 12-18.
2. Елизенцев, П. А. К вопросу исследования буксования макетного трактора-бульдозера ТП-4Э / П. А. Елизенцев // Улучшение тягово-динамических качеств высокоэнергонасыщенных тракторов: сб. науч. тр. /Краснояр. с-х. ин-т. – Красноярск, 1973. – Вып. 2. - С. 12-18.
3. Золотухин, В. А. К вопросу вывода формулы буксования гусеничного трактора общего назначения /В. А. Золотухин, А. П. Богатырев, А. А. Климов, П. А. Елизенцев // Совершенствование конструкций и повышение производительности тракторов и сельхозмашин: сб. науч. ст. / Краснояр. гос. с-х. ин-т. - Красноярск, 1973. –С. 74-80.
4. Климов, А. А. К вопросу определения податливости грунтов при построении динамических моделей тракторов, агрегатированных бульдозерами / А. А. Климов, А. В. Стручков // Вестн. КрасГАУ / Краснояр. гос. агр. ун-т. – 2008. - № 2. – С. 204 -209.