

УДК 630* : 629.114.2.001.5

СИНТЕЗ ПРИВОДА ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПАССИВНЫМ И АКТИВНЫМ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

В. И. ВАРАВА, А. Н. ЧУКИЧЕВ, Ю. А. ДОБРЫНИН

Ленинградская лесотехническая академия, ЛенНИИЛХ*

Машино-тракторные агрегаты (МТА) работают, как правило, в тяжелых условиях. Поэтому уже на стадии проектирования следует обеспечивать повышенные требования к надежности их конструкций.

Технический уровень привода предопределяется синтезом его структуры и оптимизацией параметров. Поскольку решение первой задачи неоднозначно и существенно зависит от технологического процесса, выполняемого агрегатом, то целесообразно использовать эффективные методы композиции модели с применением блочной структуры связей и уравнений взаимодействия на границах участков. Расчетные модели привода МТА с пассивным и активным рабочими органами представим в виде одномерных и двухмерных цепных систем. Задачу синтеза таких систем можно решить последовательно: вначале композицией одномерной модели с помощью матриц переноса, а затем двухмерной — посредством блоков связей [1].

Осуществим композицию одномерной крутильной системы МТА с пассивным рабочим органом, выполняющим плужную обработку почвы. Для реализации этого процесса система должна состоять из трех основных участков (рис. 1): 1 — участок моментов инерции I_d вращающихся частей двигателя и узлов трансмиссии трактора, приведенных к коленчатому валу; 2 — участок связей (в общем случае упруго-диссипативных) между энергоисточником и орудием с искомыми параметрами комплексного вида $\alpha = c +$

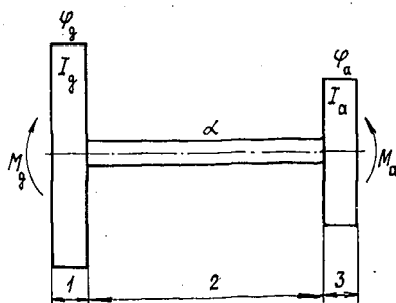


Рис. 1

$+ i\omega\beta$; 3 — участок поступательно движущихся масс МТА — m_a , приведенных к коленчатому валу двигателя, $I_a = m_a r^2 i_T^{-2}$, где r — радиус ведущих колес трактора, i_T — передаточное число трансмиссии.

В двигателе формируются эффективный крутящий момент M_e и неравновешенные гармоники газовых и инерционных сил $M_d(t)$, т. е. $M_d = M_e + M_d(t)$. На ведущих колесах трактора реализуется тяговое усилие P_k и крутящий момент M_k , соответствующий моменту сопротивления движению МТА и воспринимаемый трансмиссией трактора: $M_k = P_k r (i_T \eta_T)^2$, где η_T — коэффициент полезного действия трансмиссии. В связи с движением трактора по микрорельефу возникает дополнительное динамическое воздействие полигармонического или случайного характера и полный момент сопротивления составит $M_a = M_k + M_a(t)$.

Матрицы переноса рассматриваемых участков трансмиссии с внешними воздействиями на границах M_d , M_a соответственно равны [2]

$$a_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -I_d\omega^2 & 1 \end{pmatrix}; \quad a_2 = \begin{pmatrix} 1 & \alpha^{-1} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad a_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -I_a\omega^2 & 1 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Синтезируем нестационарный процесс трогания с места МТА с пассивным рабочим органом уравнением взаимодействия на границах участков 1, 2

$$\varphi_{j+1} = \alpha_{11}\varphi_j + \alpha_{12}M_j;$$

$$M_{j+1} = \alpha_{21}\varphi_j + \alpha_{22}M_j$$

с учетом граничных условий $\varphi_{j+1} = \varphi_a = 0$, $M_{j+1} = M_a$, $M_j = M_e$, как произведение первых двух матриц переноса (1)

$$a = a_2 a_1 = a_{21} = \begin{pmatrix} 1 - \alpha^{-1} I_d \omega^2 & \alpha^{-1} \\ -I_d \omega^2 & 1 \end{pmatrix} \Rightarrow \begin{cases} 0 = \alpha_{11}\varphi_d + \alpha_{12}M_e, \\ M_a = \alpha_{21}\varphi_d + \alpha_{22}M_e. \end{cases} \quad (2)$$

Решая систему относительно реакции M_a , получаем:

$$M_a = \frac{M_e \alpha}{\alpha - I_d \omega^2} = M_e \frac{c + i\omega\beta}{c - I_d \omega^2 + i\omega\beta} \quad \text{и} \quad M_a^2 = M_e^2 \frac{c^2 + \omega^2 \beta^2}{(c - I_d \omega^2)^2 + \omega^2 \beta^2}. \quad (3)$$

Из экстремальных уравнений критериальной функции $M_a^2(\omega^2, c)$ найдем оптимальные значения управляемых параметров системы

$$\partial M_a^2 / \partial \alpha_k = 0 \quad (k = c, \beta); \quad 2c = I_d \omega^2; \quad \beta^2 = 0,5cI_d. \quad (4)$$

Таким образом, получаем квазиоптимальную упруго-диссипативную силовую передачу с параметрами жесткости c и демпфирования β . Значение угловой скорости ω принимаем минимально возможным по условию прочности связи, ниже основной гармоники неуравновешенных сил двигателя $\omega \leq 0,1\omega_d$.

Синтезируем стационарный режим работы МТА для плужной обработки почвы с граничными условиями $M_{j+1} = M_j = M_e$ матрицей динамического состояния как произведение трех матриц переноса (1)

$$a = a_3 a_2 a_1 = a_{31} = \begin{pmatrix} 1 - I_d \omega^2 / \alpha & 1/\alpha \\ -\omega^2 [I_a + I_d (1 - I_d \omega^2 / \alpha)] & 1 - I_a \omega^2 / \alpha \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{pmatrix}. \quad (5)$$

или соответствующей системой уравнений

$$\begin{cases} \varphi_a = \alpha_{11}\varphi_d + \alpha_{12}M_e, \\ M_e = \alpha_{21}\varphi_d + \alpha_{22}M_e. \end{cases} \quad (6)$$

Введем деформацию второго участка $\Theta = \varphi_a - \varphi_d$ и вычислим реакцию привода

$$M = \alpha\Theta = \frac{M_e \alpha}{\alpha - I\omega^2} = M_e \frac{c + i\omega\beta}{c - I\omega^2 + i\omega\beta}; \quad I = \frac{I_d I_a}{I_d + I_a}. \quad (7)$$

Функционально она совпала с решением (3), $I_d \rightarrow I$. Поэтому минимизация этой реакции определит оптимальные параметры, аналогичные (4):

$$2c = I\omega^2; \quad \beta^2 = 0,5cI. \quad (8)$$

В частности, для агрегата трактор Т-25 + плуг ПН-30 ($I = 0,22 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\omega_d = 190 \text{ с}^{-1}$, $2c_{ш} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $2\beta_{ш} = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$) по форму-

лам (8) получаем: $\omega = 19 \text{ с}^{-1}$, $c \leq 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\beta = 2,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ или приведенные к оси ведущих колес $c = 8 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\beta_0 = 4 \cdot 200 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

В итоге стационарный режим нагружения подтверждает и уточняет квазиоптимальную характеристику и устанавливаемые параметры (4) трансмиссии агрегируемого трактора. С учетом динамического возмущения $M_d(t)$ расчетные выражения (8) усложняются, но количественно отличаются незначительно от этого решения.

Выполнение технологического процесса МТА с активным рабочим органом обуславливает наличие двух ветвей трансмиссии (рис. 2): на привод рабочего органа лесохозяйственной машины I_Φ и на привод ходовой системы трактора I_Π , обеспечивающей поступательное движение всего агрегата. Эффективный момент двигателя в этом случае расходуется на преодоление моментов сопротивления движению и вращению рабочего органа $M_e = M_\Pi + M_\Phi$. В этом случае композицию двухмерной блочной системы целесообразно осуществлять из рассмотренных выше одномерных инерционно-жестких блоков $\alpha_j - I_j \omega^2$ и блоков упруго-диссипативной связи $\alpha_j = c_j + i \omega \beta$ между ними. Введем позиционные координаты Θ_1 , Θ_2 каждого блока $\alpha_j - I_j \omega^2$, изменяемые относительно положения равновесного состояния динамическим воздействием $M_d(t)$ двигателя. Тогда расширенная матрица динамического состояния крутильной системы примет вид

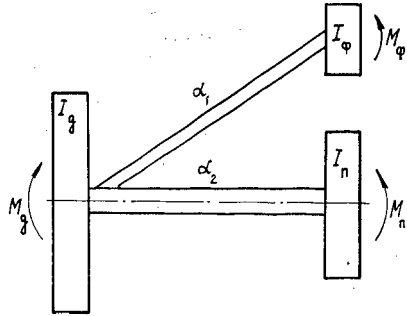


Рис. 2

$$A_p = \begin{pmatrix} \alpha_1 - I_1 \omega^2 & \alpha_2 I_1 / I_\Delta \\ \alpha_1 I_2 / I_\Delta & \alpha_2 - I_2 \omega^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_d I_1 / I_\Delta \\ M_d I_2 / I_\Delta \end{pmatrix}; \quad I_{1,2} = \frac{I_i I_\Delta}{I_i + I_\Delta}, \quad i = \Phi, \Pi. \quad (9)$$

По диагонали матрицы (9) расположены инерционно-жесткие блоки, а параллельно — упруго-диссипативные связи между ними.

За критерий качества силовой передачи примем реакцию наиболее нагруженной приводной ветви активного рабочего органа лесохозяйственной машины и ее дисперсию как интегральное значение критерия

$$M_1 = \alpha_1 \Theta_1; \quad D_{M_1} = (c_1^2 + \omega^2 \beta_1^2) D_{\Theta_1} \quad (10)$$

и вычислим по матрице (9) передаточную функцию (ПФ)

$$\eta_{\Theta_1}(i\omega) = \frac{I_1 I_2}{I_\Pi I_\Delta \Delta(i\omega)} (c_2 - I_\Pi \omega^2 + i\omega \beta_2);$$

$$\Delta(i\omega) = (\alpha_1 - I_1 \omega^2)(\alpha_2 - I_2 \omega^2) - \alpha_1 \alpha_2 I_1 I_2 I_\Delta^{-2} =$$

$$= I_1 I_2 \left[(i\omega)^4 + (i\omega)^3 \left(\frac{\beta_1}{I_1} + \frac{\beta_2}{I_2} \right) + (i\omega)^2 \left(\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_2}{I_2} + \chi \beta_1 \beta_2 + \right. \right.$$

$$\left. \left. + i\omega \chi (\beta_1 c_2 + \beta_2 c_1) + \chi c_1 c_2 \right] ; \quad (11)$$

$$\chi = \frac{I_\Phi + I_\Pi + I_\Delta}{I_\Phi I_\Pi I_\Delta},$$

где $\Delta_1(i\omega)$ — определитель, полученный из детерминанта $\Delta(i\omega)$ заменой первого столбца столбцом свободных членов матрицы (9).

Вычислим дисперсию реакции (10) для ПФ (11) и постоянного спектра воздействия $S_0 = \text{const}$ при сосредоточении основного демпфирования в приводной ветви лесохозяйственной машины ($\beta_2 \approx 0$)

$$D_{M_1} = S_0/2I_d (\beta_1 + c_1 I_1^2/\beta_1 I_d). \quad (12)$$

Минимизируя выражение (12) $D_{M_1} \rightarrow \min$, получаем:

$$c_1 \rightarrow \min; \quad \beta_1^0 \rightarrow \text{opt}; \quad (\beta_1^0)^2 = c_1 I_1^2/I_d. \quad (13)$$

Для оптимальных параметров упруго-диссипативной связи имеем минимум динамической нагруженности трансмиссии

$$D_{M_1}^{\min} = S_0 \beta_1^0/I_d = S_0 I_1/I_d \sqrt{c_1/I_d}. \quad (14)$$

В частности, для агрегата трактор Т-150К + лесопожарный грунтотмет ГТ-3 ($c_1 = 2,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $c_2 = 14 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $I_1 = 1,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_2 = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_d = 3,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\beta_1 \rightarrow 0$) по решениям (13), (14) имеем: $c_1 \approx 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\beta_1^0 \approx 12 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $\sigma_{M_1}^{\min} \approx 1,8 \sqrt{S_0} \text{ кг} \cdot \text{м}$.

При сосредоточении основного демпфирования в приводной ветви трансмиссии ходовой системы трактора ($\beta_1 \approx 0$) дисперсия момента в ветви привода рабочего органа составит

$$D_{M_1}^1 = c_1^2 D_{\theta_1} = \frac{S_0}{2\beta_2} \left[\frac{(c_1 I_2 - c_2 I_1)^2}{c_1 I_2^2} + \beta_2^2 \frac{I_1}{I_2 I_n} + \frac{c_2 I_1^2}{I_d^2} \right]. \quad (15)$$

Минимизируя критериальную функцию $D_{M_1}(\beta_1, c_1)$, определяем оптимальные параметры упруго-диссипативной связи:

$$\beta_2^2 = \frac{I_n}{c_1} \frac{(c_1 I_2 - c_2 I_1)^2 + c_1 c_2 I_1^2 I_2^2 I_d^{-2}}{I_1 I_2}; \quad c_1 = c_2 \frac{I_1}{I_2} \quad (16)$$

и минимум критерия качества

$$D_{M_1}^{\min} = S_0 \beta_2 \frac{I_1}{I_2 I_n} = \frac{S_0 I_1}{I_d} \sqrt{\frac{c_1}{I_n}}; \quad \beta_2^2 = c_1 I_n I_2^2 I_d^{-2}. \quad (17)$$

Сопоставляя значения критериев (14) и (17), находим, что для реального соотношения моментов инерции рассматриваемой системы $I_n \ll I_d$ при сосредоточении основного демпфирования в приводной ветви ходовой системы трактора ($\beta_1 \approx 0$) нагруженность в ней существенно возрастает. При этом жесткости блоков распределяются пропорционально моментам инерции (16).

Рассмотрим случай слабой связи между блоками. Здесь дисперсия реакции основного по нагруженности блока

$$D_{M_1} = \frac{S_0 I_1}{2I_d^2} (\beta_1 + c_1 \frac{I_1}{\beta_1}); \quad (\beta_1^0)^2 = c_1 I_1; \quad D_{M_1}^{\min} = \frac{S_0 I_1 \beta_1^0}{I_d^2} \quad (18)$$

несколько ниже рассмотренного случая (12), $I_1 < I_d$. Очевидно, что при синтезе ветвей динамическая нагруженность изменяется незначительно.

Расчетные параметры (4), (8), (13), (16), (17) представляют значения, приведенные к коленчатому валу двигателя. Реальные их величины находятся по условиям сохранения квадратичных функций

$$I^0 = Ii^2; \quad c^0 = ci^2; \quad \beta^0 = \beta i^2, \quad (19)$$

где i — передаточное число трансмиссии от двигателя к элементу блока.

Необходимость сосредоточения основного демпфирования в ветви привода лесохозяйственной машины, где передается до 90 % мощности двигателя трактора, обуславливает установку автономного демпфирующего устройства в трансмиссии лесохозяйственной машины уже на стадии проектирования. Это устройство исключает необходимость установки дополнительного демпфера крутильных колебаний в трансмиссии трактора. Расчетные параметры привода, вводимые на стадии проектирования или модернизации конструкций лесохозяйственных МТА, могут быть получены из зависимостей (8) применительно к МТА с пассивным, и из (13) — к МТА с активным рабочими органами.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Варава В. И. Синтез расчетных моделей амортизации лесотранспортных машин // Повышение технического уровня и качества машин для лесозаготовок и лесного хозяйства: Межвуз. сб. науч. тр.—Л.: ЛТА, 1985.—С. 14—18. [2]. Вибрация в технике. Т. 6. / Под ред. К. Ф. Фролова.—М.: Машиностроение, 1981.—452 с.

Поступила 3 мая 1988 г.

УДК 621.825 : 630* : 65.011.54

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТА ДВУХПОТОЧНОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ СРАБАТЫВАНИЯ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

В. Р. КАРАМЫШЕВ

Воронежский лесотехнический институт

Лесохозяйственные машины, имеющие разветвленный привод, целесообразней защищать от перегрузок двухпоточными предохранительными муфтами. Стоимость защиты в этом случае значительно снижается, так как вместо двух предохранительных муфт используется одна [1, 6].

Однако при всех достоинствах двухпоточных предохранительных муфт [1, 6] они, как и обычные однопоточные конусные [5, 7], обладают невысокой точностью ограничения нагрузки. Этот недостаток устранен в новой двухпоточной конусной предохранительной муфте [2], разработанной в Воронежском лесотехническом институте.

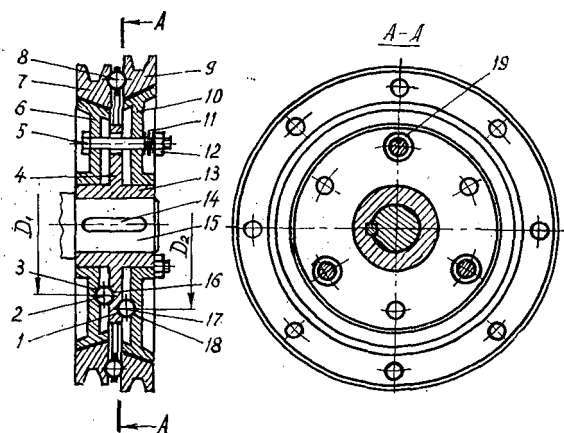


Рис. 1. Принципиальная конструктивная схема муфты