

## ДИНАМИКА ЗАКЛИНИВАНИЯ ОБГОННОЙ МУФТЫ

Обгонные муфты с кулачковыми заклинивающими элементами [1] находят широкое применение в приводах транспортных машин. Эти устройства заклиниваются при ведущей внутренней обойме и расклиниваются, когда скорость вращения наружной обоймы больше, чем внутренней.

Эксплуатация муфты в приводе показала, что при этом процесс заклинивания муфты характеризуется увеличением времени заклинивания.

Рассмотрим влияние основных конструктивных параметров муфты на время заклинивания. Используя принцип Д'Аламбера, получим уравнения движения элементов обгонной муфты (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} I_1 \epsilon_1 &= -M_1 + M_T + n(F_{rc} R_{об} - F_r d_F); \\ I_c \epsilon_c &= -M_T - F_{ц} x_c + n(F_{kx} r_c + F_{ky} f r_0 - F_{rc} R_{об} + F_r d_F); \\ I_2 \epsilon_2 &= M_2 - F_3 r_{зз} \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $I_1, I_c, I_2, \epsilon_1, \epsilon_c, \epsilon_2$  — приведенные к оси муфты моменты инерции и угловые ускорения соответственно наружной полумуфты, сепаратора с осями, внутренней полумуфты;  $M_1, M_2$  — моменты, приложенные соответственно к наружной и внутренней полумуфтам;  $M_T$  — момент трения фрикционного механизма обгонной муфты;  $n$  — число кулачков обгонной муфты;  $F_{rc}$  — сила трения;  $R_{об}$  — радиус обоймы наружной полумуфты;  $F_r$  — сила гидродинамического давления;  $d_F$  — плечо силы гидродинамического давления относительно оси кулачка;  $F_{ц}$  — центробежная сила, действующая на кулачок;  $x_c$  — плечо центробежной силы;  $F_{kx}, F_{ky}$  — горизонтальная и вертикальная проекции силы давления кулачка;  $r_c$  — радиус сепаратора относительно продольной оси муфты;  $f$  — коэффициент сопротивления повороту кулачка относительно оси;  $r_0$  — радиус оси поворота кулачка;  $F_3$  — касательная реакция, действующая в зубчатом зацеплении;  $r_{зз}$  — радиус делительной окружности зацепления внутренней полумуфты.

Наличие пленки масла на обойме, небольшого зазора  $\Delta_0 = 0,09 \dots 0,12$  мм между кулачками и обоймой и их относительного движения вызывает гидродинамическое давление  $p_T$  на кулачок, которое можно определить с помощью методов теории гидродинамической смазки. При исследовании обгонной муфты необходимо определить момент сил  $M_r$  гидродинамического давления масла на кулачок, препятствующих его повороту в сторону заклинивания, и момент сил трения  $M_{rc}$ , действующих на кулачок и способствующих его заклиниванию.

Дифференциальное уравнение распределения давления в масляном клине для данной обгонной муфты получено на основании обобщенного уравнения Рейнольдса [2]:

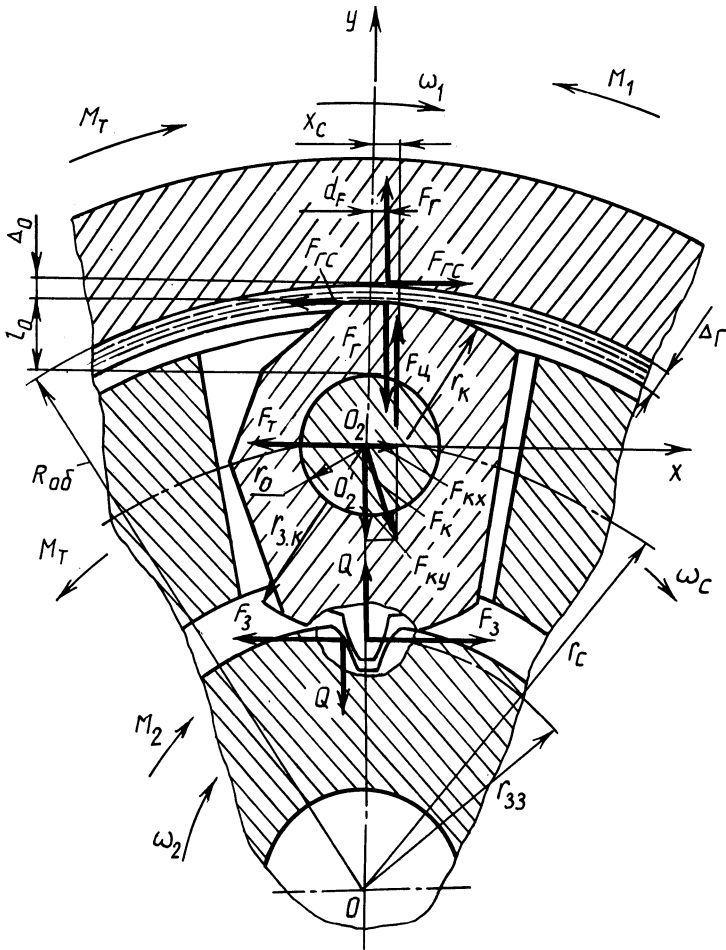


Рис. 1. Расчетная схема обгонной муфты

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\mu v_x \frac{h - h_m}{h^3} = 6\mu \Delta\omega R_{об} \frac{h - h_m}{h^3},$$

где  $p$  — давление;  $\mu$  — вязкость масла;  $v_x$  — составляющая скорости обоймы по оси  $x$  (окружная скорость);  $h$  — толщина слоя масла в рассматриваемом сечении зазора;  $\Delta\omega$  — разность скоростей вращения наружной обоймы и кулачка относительно оси муфты;  $h_m$  — толщина смазочного материала в сечении, в котором давление достигает максимума ( $p = p_{\max}$ ).

Для кулачковых обгонных муфт радиус внутренней поверхности обоймы  $R_{об}$  существенно превосходит радиус цилиндрической поверхности кулачка  $r_k$ . Это позволяет заменить, не внося существенных погрешностей, цилиндрическую форму поверхности обоймы на плоскую. При этом радиус цилиндриче-

ской поверхности кулачка  $r_k$  увеличивается до  $r_3$ , выбираемого из условия обеспечения зазора  $h_3$  с погрешностью не более 5% ( $h_3/h \geq 0,95$ ):

$$h_3 = r_3 - r_3 \cos \alpha_3 + h_{\min} = r_3 (1 + \psi - \cos \alpha_3),$$

где  $\psi = h_{\min}/r_3$ ;  $\alpha_3$  — угол обхвата (эквивалентный) кулачка масляной пленкой (можно принять  $\alpha_3 = \alpha$ );  $h_{\min} = R_{\text{об}} - r_k - l$ .

Учитывая, что  $h_3/h \geq 0,95$  и ошибка при замене  $r_k$  на  $r_3$  наибольшая при  $\alpha = \alpha_{\max}$ , получим

$$\begin{aligned} r_3 &= 0,95 h / (1 + \psi - \cos \alpha_{\max}) = \\ &= 0,95 [R_{\text{об}} - \sqrt{r_k^2 \sin^2 \alpha_{\max} + (r_k \cos \alpha_{\max} + l_{\max})^2}] / (1 - \psi - \\ &\quad - \cos \alpha_{\max}), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} \varphi_{k \max} &= \arccos [r_c + r_1^2 - (R_{\text{об}} - r_k)^2] / (2r_c r_1); \\ \alpha_{\max} &= \arccos [(R_{\text{об}} - \Delta_r)^2 - r_k^2 - e^2] / (2r_k e); \\ e &= O_2' O = \sqrt{r_1^2 \sin^2 \varphi_k + (r_c^2 - r_1 \cos \varphi_k)^2}; \end{aligned}$$

$\varphi_k$  — угол поворота кулачка относительно его оси;  $r_1 = O_2' O_2$ ;  $\Delta_r$  — толщина масляной пленки.

С учетом изменения формы клина масла дифференциальное уравнение распределения давления вдоль дуги поверхности кулачка имеет вид:

$$\frac{dp_r}{da} = \frac{6\mu \Delta \omega R_{\text{об}}}{r_3^2} \frac{[\cos(\alpha_{\max} - \alpha_m) - \cos(\alpha_{\max} - \alpha)]}{[1 + \psi - \cos(\alpha_{\max} - \alpha)]^3}, \quad (2)$$

где  $\alpha_m$  — угол сечения зазора, в котором давление масла максимально.

Интегрируя (2), имеем

$$\begin{aligned} p_r &= \left[ \frac{k_F(a^2 + t_m^2)}{8a^2} \frac{t}{(t^2 + a^2)^2} - \frac{k_F(4a^2 - 3t_m^2)}{16a^4} \frac{t}{(t^2 + a^2)} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{k_F(4a^2 - 3t_m^2)}{16a^5} \arctg \frac{t}{a} \right] \Big|_{t_1}^{t_2}, \end{aligned}$$

$$\text{где } t_m = \frac{\alpha_m - \alpha}{2}; \quad t = \frac{\alpha_{\max} - \alpha}{2}; \quad a = (\psi/2)^{1/2}; \quad k_F = \frac{6\mu \Delta \omega R_{\text{об}}}{r_3}.$$

Значение  $t_m$  определяем из условия, что при  $\alpha = \alpha_{\max} + \varphi_k$  ( $t = \varphi_k/2$ ) давление  $p_r = 0,1$  МПа:

$$t_m = \left\{ 2a^3 \varphi_k (\varphi_k^2 + 4a^2) + a^2 (\varphi_k^2 + 4a^2) \arctg \frac{\varphi_k}{2a} - 8a^5 \varphi_k - \right.$$

$$- \frac{8a^5(\varphi_K^2 + 4a^2)}{k_F} \Big/ [16a^3\varphi_K + 6a\varphi_K(\varphi_K^2 + 4a^2) + 3(\varphi_K^2 + 4a^2) \operatorname{arctg} \frac{\varphi_K}{2a}] \Big\}^{1/2}.$$

Таким образом,

$$p_r = \left[ A_1 \frac{t}{(t^2 + a^2)^2} - A_2 \frac{t}{(t^2 + a^2)} - A_3 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} \right] \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (3)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{k_F(a^2 + t_m^2)}{8a^2}; \quad A_2 = \frac{k_F(a^2 - 3t_m^2)}{16a^4}; \quad A_3 = \frac{A_2}{a}.$$

Сила, вызванная гидродинамическим давлением смазочного материала на кулачок,

$$F_r = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r br_3 d\alpha = \left[ \frac{A_1 br_3}{(t^2 + a^2)} + A_2 br_3 \ln(t^2 + a^2) + 2A_3 br_3 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} - A_3 br_3 a \ln(t^2 + a^2) \right] \Big|_{t_1}^{t_2}. \quad (4)$$

Момент силы гидродинамического давления смазочного материала на кулачок муфты

$$\begin{aligned} M_r &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r br_3 (r_3 - l_0 - r_0) \sin(\alpha + \varphi_K) d\alpha = \\ &= br_3 (r_3 - l_0 - r_0) \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r \sin(\alpha + \varphi_K) d\alpha = \\ &= br_3 r_1 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r \sin(\alpha + \varphi_K) d\alpha. \end{aligned}$$

После подстановки в это уравнение выражения (4) и интегрирования получим

$$\begin{aligned} M_r &= \left[ B_1 \frac{t}{t^2 + a^2} - B_2 \frac{1}{t^2 + a^2} - B_3 t^2 - B_4 t - B_5 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} + \right. \\ &\left. + B_6 t^3 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} - B_7 (t^2 + a^2) \operatorname{arctg} \frac{t}{a} - B_8 \ln(t^2 + a^2) \right] \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{где } B_1 &= 2A_1 br_3 r_1 \cos \varphi_K; \quad B_2 = A_1 br_3 r_1 (2a^2 - 1) \sin \varphi_K; \\ B_3 &= (2/3 A_3 a - 2A_2) br_3 r_1 \sin \varphi_K; \quad B_4 = 2(A_3 + 2A_2) br_3 r_1 \cos \varphi_K; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_5 &= 2br_3r_1(A_3 \sin \varphi_{\kappa} - 2A_2a \cos \varphi_{\kappa} - 1/a A_1 \cos \varphi_{\kappa}); \\
 B_6 &= br_3r_1(A_2 - A_3a + 2A_1 + 2A_2a^2 - 2/3 A_3a^3) \sin \varphi_{\kappa}; \\
 B_7 &= A_3 br_3r_1 \cos \varphi_{\kappa}; \quad B_8 = \frac{4}{3} A_3 br_3r_1 \sin \varphi_{\kappa}.
 \end{aligned}$$

Сила трения смазочного материала

$$\begin{aligned}
 F_{\text{гс}} &= \int_{x_1}^{x_2} \tau_{xy} dx = r_{\kappa} \int_{a_1}^{a_2} \mu \frac{V_X da}{r_{\kappa} (1 + \psi - \cos \alpha)} + \\
 &+ r_{\kappa} \int_{a_1}^{a_2} h_3 \left( \frac{dp}{dx} \right) da = \left( -D_1 \frac{t}{t^2 + a^2} - D_2 \arctg \frac{t}{a} \right) \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (6)
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 D_1 &= \frac{\mu \Delta \omega R_{\text{об}}}{2r_{\kappa}} \left( 1 - \frac{t_m^2}{a^2} \right); \\
 D_2 &= \frac{\mu \Delta \omega R_{\text{об}}}{a} \left( 1 + \frac{1}{2r_{\kappa}} - \frac{t_m^2}{2r_{\kappa} a^2} \right).
 \end{aligned}$$

Момент сопротивления

$$\begin{aligned}
 M_{\text{гс}} &= F_{\text{гс}} (R_{\text{об}} - r_c) = \\
 &= -(R_{\text{об}} - r_c) \left( D_1 \frac{t}{t^2 + a^2} + D_2 \arctg \frac{t}{a} \right) \Big|_{t_1}^{t_2}. \quad (7)
 \end{aligned}$$

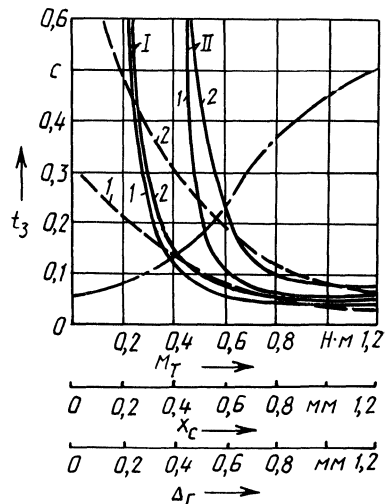


Рис. 2. Зависимость времени заклинивания муфты ( $t_3$ ) от ее параметров:

—  $t_3 = f_1(M_T)$ ; I — без учета смазочного материала; II — с учетом его;  
 $x_c = 0,5$  мм;  $\Delta_T = 0,5$  мм; ---  $t_3 = f_2(x_c)$ ,  $M_T = 0,6$  Н·м,  $\Delta_T = 0,5$  мм;  
 - · - · -  $t_3 = f_3(\Delta_T)$ ,  $f = 0,1$ ,  $M_T = 0,6$  Н·м,  $x_c = 0,5$  мм; 1 -  $f = 0,06$ ;  
 2 -  $f = 0,15$

Таким образом, получена математическая модель (1)–(7) кулачковой обгонной муфты, описывающая динамику ее включения.

Анализ работы муфты с помощью ЭВМ показал, что основными параметрами, определяющими время задержки включения муфты, являются: момент трения фрикционного механизма; координата центра тяжести кулачка; момент трения между кулачком и осью; толщина масляного слоя.

При увеличении момента трения фрикционного механизма обгонной муфты и координаты центра тяжести кулачка время задержки включения обгонной муфты снижается по гиперболической зависимости (рис. 2). С увеличением трения между кулачком и осью, а также толщины масляной пленки время задержки включения муфты увеличивается.

Таким образом, для обеспечения стабильной работы кулачковой обгонной муфты необходимо в каждом конкретном случае определять рациональное соотношение следующих параметров: момента трения фрикционного механизма; координаты центра тяжести кулачка; момента трения между кулачком и осью. Необходимо обеспечить отвод масла из зоны контакта кулачка с наружной обоймой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. № 396483 (СССР). Муфта / Н.В. Зуб. 2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М., 1959. – 252 с.

УДК 629.114

А.А. РОЖАНСКИЙ, А.М. ЛИТВИНОВ,  
Л.И. СТЕПОВЕНКО, Л.Е. ТАУБЕС

#### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Процесс нагружения деталей машинно-тракторных агрегатов является случайным. Для количественной оценки повреждающего воздействия эксплуатационных нагрузок ГОСТ 25.101–83 [1] предлагает семь методов схематизации случайных процессов нагружения (выделения из исходного процесса нагрузочных циклов). Критерием выбора метода служит коэффициент нерегулярности процесса. При коэффициенте нерегулярности менее 0,5 стандарт рекомендует использовать методы выделения полных циклов, которые применимы при любых значениях этого коэффициента.

Коэффициенты нерегулярности, полученные при обработке осциллограмм эксплуатационных нагрузок: для режима разгона рабочих органов кормоуборочного комбайна от ВОМ трактора Т-150КМ – 0,052...0,262 (12 процессов); для режима установившейся работы того же агрегата – 0,225...0,62 при кручении вала; 0,63...0,65 – при его изгибе. Приведенные данные свидетельствуют о необходимости выполнения схематизации случайных процессов с выделением полных циклов.

В связи с этим в лаборатории динамики сельскохозяйственных машинно-