

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДОЛГОВЕЧНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА

CALCULATION OF PARAMETERS OF DURABLE TRACTOR CLUTCH FRICTION CLUTCH

Сковыш А. И., Скок Е. Д., студ., Поздняков Н. А., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
A. Scovysh., E. Skok, student, N. Pozdnjakov, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В работе предложена методика выбора параметров тракторных фрикционных сцеплений на основе обобщенного анализа методов расчетных исследований фрикционных муфт механических приводов различных типов машин.

The paper proposes a methodology for selecting the parameters of tractor clutches based on a generalized analysis of methods for computational studies of friction clutches of mechanical drives of various types of machines.

Ключевые слова: *фрикционная муфта, долговечность, фрикционные накладки, работа трения.*

Keywords: *friction clutch, durability, friction linings, friction work.*

ВВЕДЕНИЕ

Долговечность дисков с фрикционными накладками муфты сцепления (МС) трактора зависит в основном от теплового режима их работы, который определяется объемными и поверхностными температурами в процессе включения МС. К числу основных факторов, определяющих значение и характер изменения указанных температур, относятся энергетические показатели МС – работа L и мощность N трения (буксования) МС за цикл включения [1].

При оценке показателей, определяющих долговечность муфты сцепления необходимо знать ее максимальное возможное, т.е. предельное значение работы трения за одно включение $L_{\text{пред}}$. Величина

$L_{\text{пред}}$ определяется параметрами привода, внешними нагрузками и продолжительностью включения муфты t_{ϕ} .

ПРЕДЕЛЬНАЯ РАБОТА ТРЕНИЯ МУФТЫ

На теоретической диаграмме буксования муфты, представленной на рис. 1, ее момент трения при включении принят меняющимся по линейному закону:

$$M_{\phi}(t) = \frac{M_{\phi} \cdot t}{t_{\phi}},$$

где t_{ϕ} – время включения муфты, а после завершения включения $M_{\phi} = \text{const}$.

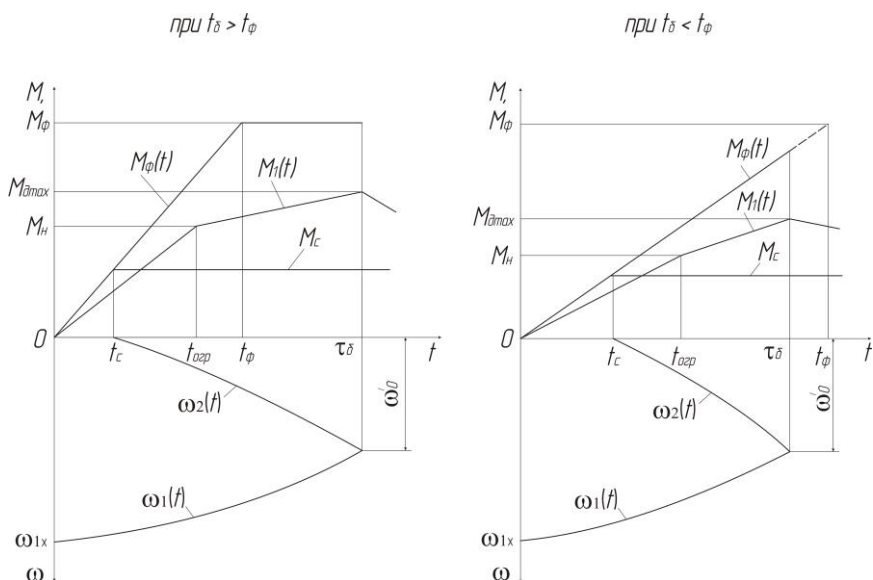


Рисунок 1 – Теоретическая диаграмма включения муфты сцепления

Принято также, что момент двигателя на регуляторной и перегрузочной ветвях характеристики меняется по линейному закону. При расчетах введено допущение, мало влияющее на результаты, что в интервале времени $0 - t_{\text{орп}}$:

$$M_1(t) = M_{\phi}(t) = M_n \cdot t / t_{\phi},$$

а в интервале времени $t_{огр} - \tau_6$:

$$M_1(t) = M_n = \text{const},$$

где $t_{огр}$ – время работы двигателя на ограничителе максимальной частоты вращения; M_n – номинальный крутящий момент двигателя) [2, с. 115].

Момент сопротивления M_c ведомых элементов принят постоянным и равным номинальному крутящему моменту двигателя:

$$M_c = M_n.$$

Время t_c буксования муфты при неподвижном ведомом вале и время $t_{огр}$ работы двигателя при действии ограничителя в этом случае равны

$$t_c = t_{огр} = t_\phi \cdot \frac{M_n}{M_\phi} = \frac{t_\phi}{\beta}.$$

Принято также, что буксование муфты заканчивается в тот момент, когда угловая скорость коленчатого вала двигателя достигнет минимальной допустимой величины ω'_0 , ниже которой двигателе гложнет [2, с.117],

$$\omega'_0 = \omega_0 - (20...30) \text{ с}^{-1},$$

где ω_0 – угловая скорость двигателя при максимальном крутящем моменте).

Возможность принятия таких допущений объясняется следующим. Если при включение муфты с заданным темпом $t_\phi = \text{const}$ ее процесс буксования заканчивается при минимально допустимой угловой скорости ω_0 , то между моментом инерции J_2 ведомых масс коэффициентом нагрузки двигателя γ_d (моментом сопротивления M_c) существует такое соотношение, при котором продолжительность буксования τ_6 работа трения $L_{тр}$ остаются постоянными, равными предельным значениям $\tau_6 = \tau_{6.пред}$ и $L_{тр} = L_{тр.пред}$. Поэтому с целью

упрощения вывода формулы предельной работы трения $L_{\text{пред}}$ рассматриваем случай, когда $\gamma_d = 1$, т.е. при $M_c = M_H$.

Из уравнений динамики ведущей и ведомой систем привода

$$M_{\phi}(t) = M_1(t) + J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \quad \text{и} \quad M_{\phi}(t) = M_c + J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt}$$

определяются угловые скорости этих систем

$$\omega_1 = \omega_{1\text{нач}} - \frac{1}{J_1} \cdot \int_{t_{\text{нач}}}^t [M_{\phi}(t) - M_1(t)] dt ;$$

$$\omega_2 = \omega_{2\text{нач}} + \frac{1}{J_2} \cdot \int_{t_{\text{нач}}}^t [M_{\phi}(t) - M_c(t)] dt ,$$

где $\omega_{1\text{нач}}$, $\omega_{2\text{нач}}$ – угловые скорости ведущей и ведомой систем, соответствующая начальным условиям участка диаграммы; $t_{\text{нач}}$ – время начала участка диаграммы.

Полный интеграл работы трения

$$L_{\text{д.тр}} = \int_0^{\tau_6} M_{\phi}(t) \cdot \omega_6(t) dt ,$$

где $\omega_6(t)$ – угловая скорость буксования.

Представим при $M_c = M_H$ в виде суммы трех интегралов на участках диаграммы: $0 - t_{\text{огр}}$, $t_{\text{огр}} - t_{\phi}$, $t_{\phi} - \tau_6$.

$$L_{\text{д.тр}} = \int_0^{t_{\phi}/\beta} M_{\phi}(t) \cdot \omega_{61}(t) dt + \int_{t_{\phi}/\beta}^{t_{\phi}} M_{\phi}(t) \cdot \omega_{62}(t) dt + \int_{t_{\phi}}^{\tau_6} M_{\phi}(t) \cdot \omega_{63}(t) dt .$$

Определив значения работы трения на отдельных участках и про-

суммировав их, а так же учитывая, что максимально возможное значение момента инерции ведомой системы $J_2 = J_{2\text{доп}}$, при котором угловая скорость коленчатого вала достигнет значения ω'_0 , получим формулы предельной работы трения $L_{\text{тр.пред}}$ и времени буксования муфты $\tau_{\text{дб}}$ при $\tau_{\text{дб}} > t_\phi$:

$$L_{\text{д.пред}} = \frac{\omega_{1x}}{2} \left[M_{\text{н}} \cdot t_\phi + \frac{J_1 \cdot \beta}{\beta - 1} \cdot (\omega_{1x} - \omega'_0) + \frac{M_{\text{н}}^2 \cdot t_\phi^2}{J_1 \cdot (\omega_{1x} - \omega'_0)} \cdot \frac{(\beta - 1)^3}{12 \cdot \beta^2} \right]; \quad (1)$$

$$\tau_{\text{дб}} = \frac{J_1 \cdot (\omega_{1x} - \omega'_0)}{M_{\text{н}} \cdot (\beta - 1)} + \frac{t_\phi \cdot (\beta - 1)}{2 \cdot \beta}. \quad (2)$$

Если же $\tau_{\text{дб}} < t_\phi$, то

$$L_{\text{д.пред}} = \frac{\omega_{1x}}{2} \cdot \tau_{\text{дб}}^2 \left[\frac{M_{\text{н}} \cdot \beta}{t_\phi} - \frac{M_{\text{н}}^2}{J_1 \cdot (\omega_{1x} - \omega'_0)} \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{2 \cdot \tau_{\text{дб}} \cdot \beta}{3 \cdot t_\phi} + \frac{\tau_{\text{дб}}^2 \cdot \beta^2}{4 \cdot t_\phi} - \frac{t_\phi^2}{12 \cdot \tau_{\text{дб}}^2 \cdot \beta^2} \right) \right]; \quad (3)$$

$$\tau_{\text{дб}} = \frac{t_\phi}{\beta} + \sqrt{\frac{2 \cdot J_1 \cdot t_\phi \cdot (\omega_{1x} - \omega'_0)}{M_{\text{н}} \cdot \beta}}. \quad (4)$$

Условие применимости последних формул определяется соотношением

$$\sigma = \frac{2 \cdot J_1 \cdot \beta}{M_{\text{н}} \cdot t_\phi} \cdot (\omega_{1x} - \omega'_0) - (\beta - 1)^2 \begin{cases} > 0 \quad \tau_{\text{дб}} > t_\phi \quad (\text{ф-лы 1, 2}); \\ < 0 \quad \tau_{\text{дб}} < t_\phi \quad (\text{ф-лы 3, 4}). \end{cases}$$

Анализ входящих в эти уравнения величин свидетельствует, что $L_{\text{д.пред}}$ и $\tau_{\text{дб}}$ определяются параметрами двигателя ($M_{\text{н}}$, ω_{1x} , ω'_0 , J_1), коэффициентом запаса муфты (β) и продолжительностью ее включения (t_ϕ) и не зависит от параметров ведомой системы привода.

При сравнительно схожих параметрах современных дизельных двигателей тракторов малого класса ($\omega_{1x} = 60 \dots 90 \text{ с}^{-1}$;

$\omega'_0 = 50 \dots 70 \text{ с}^{-1}$) выполнение условия о соотношениях $\tau_{дб}$ и t_{ϕ} будет зависеть в основном от момента инерции J_1 двигателя, и ведущих частей сцепления. Таким образом, можно установить взаимосвязь между σ и J_1 , представленную на рис. 2.

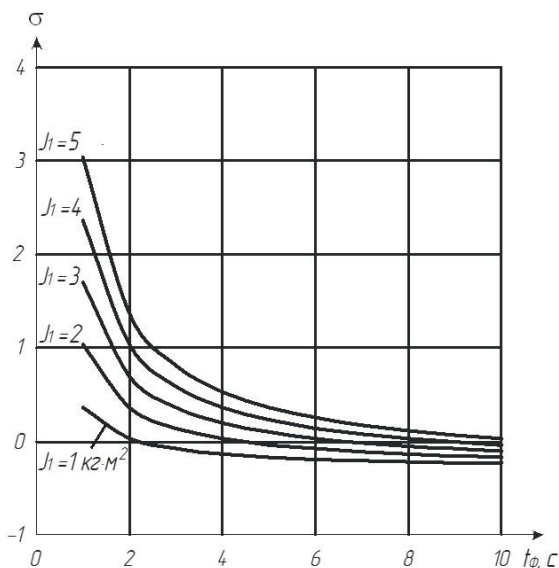


Рисунок 2 – Зависимость параметра условия σ от времени включения сцепления t_{ϕ}

Как видно из графика на рис. 2 выполнение условия $\tau_{дб} < t_{\phi}$, т.е. $\sigma < 0$ обеспечивается только при больших t_{ϕ} и малых J_1 , что происходит на легких двигателях и очень долгих процессах включения, что происходит крайне редко в условиях эксплуатации. Таким образом, основной моделью процесса включения сцепления будем считать ту, у которой описание соответствует условию $\tau_{дб} > t_{\phi}$, т.е. $\sigma > 0$.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Ожидаемым выводом из результатов расчетов, представленных на рис. 2 является то, что сокращение времени включения сцепления увеличивает динамические нагрузки на трансмиссию трактора, находящиеся в прямой зависимости от момента инерции J_1 ведущих частей двигателя и сцепления.

Результаты выполненных расчетов при $\tau_{дб} > t_{\phi}$, т.е. $\sigma > 0$ для трактора Беларус-1523 представлены на рис. 3.

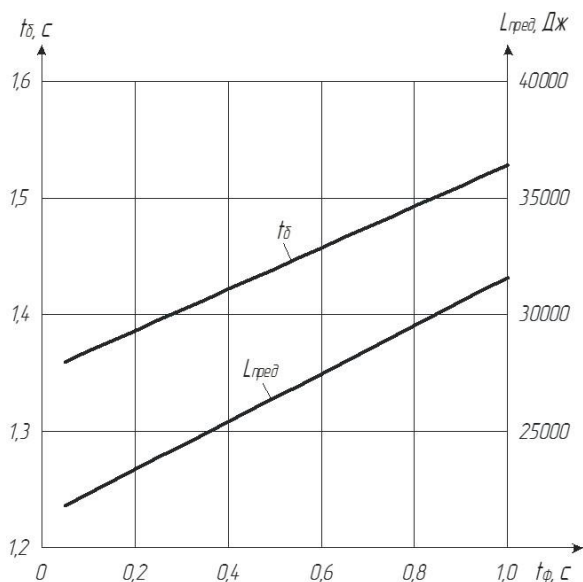


Рисунок 3 – Зависимость времени буксования и предельной работы буксования от времени включения сцепления

Анализируя зависимости, представленные на рис. 3 можно сделать вывод, что и время, и работа буксования находятся в практически линейной зависимости от времени включения сцепления.

Таким образом, задача выбора параметров долговечной муфты сцепления должна решаться с учетом эксплуатационных особенностей, учитывающих время включения сцепления, т.е. субъективный фактор управления трактором, зависящий от стиля управления воуператора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании предъявляемых требований к фрикционным сцеплениям тракторов и анализа рабочего процесса были определены факторы, влияющие на долговечность сцеплений. Были определены показатели режима работы фрикционных муфт сцеплений и установ-

лены их зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов.

Установлено, что на долговечность муфты сцепления оказывает влияние его нагруженность, площадь поверхности трения и свойства материалов пар трения. Для комплексного учета влияния этих факторов были предложены критерии их оценки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скуртул А.И., Стецко А.П., Стецко П.А. Некоторые результаты исследований работы муфт сцепления тракторов // Автотракторостроение. — Мн., 1984. — Вып. 19. — С. 88—93.

2. Карпов, Д. С. Нагруженность сцеплений тракторов и автомобилей сельскохозяйственного назначения и динамика её применения. [Текст]/ Д. С. Карпов, Г. М. Щеренков // Сборник научных трудов международной научно — практической конференции «Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК», часть II. - Ярославль: ЯГСХА., 2006. с. 15-22.

3. Алукер И.Г., Гинзбург А.Г., Чичинадзе А.В. Методика расчета рабочих характеристик муфт сцепления автомобилей, тракторов и других машин на стадии проектирования// Вестник машиностроения. 1983. - №3. - С. 38-41.