

УДК 623.437.42: 629.3.018

**МЕТОДИКА УПРОЩЕННОГО ТЕПЛООВОГО
РАСЧЕТА ФРИКЦИОННОЙ ГИДРОУПРАВЛЯЕМОЙ
МУФТЫ ТРАКТОРА**

**METHOD OF SIMPLIFIED THERMAL CALCULATION
OF A TRACTOR FRICTION HYDRAULIC CLUTCH**

**Ченьхой Чжао, Козлова О. Л.,
Ключников А. В.**, канд. техн. наук,
ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

Chenhui Zhao, O. Kozlova, A. Kliuchnikov, Ph. D. in Eng.,
LLC «YTO Technology Blr»,
Industrial Park «Great Stone», Minsk, Belarus

Одним из узлов современных тракторных трансмиссий являются гидроуправляемые фрикционные муфты, которые служат как для смены передач, так и для трогания трактора с места. При этом режим трогания с места трактора в составе машинно-тракторного агрегата для некоторых муфт является определяющим при выборе конструктивных параметров. Расчет тепловой нагрузки является трудозатратным и требует значительного времени. Поэтому на начальных этапах проектирования эти параметры могут быть оценены по предлагаемому упрощенному расчету.

One of the components of modern tractor transmissions are hydraulically controlled friction clutches, which are used both for changing gears and for starting the tractor. At the same time, the mode of starting the tractor as part of a machine-tractor unit for some couplings is decisive when choosing design parameters. Calculation of thermal load is labor-intensive and requires considerable time. Therefore, at the initial stages of design, these parameters can be estimated using the proposed simplified calculation.

Ключевые слова: тепловой расчет, фрикционная муфта, главная муфта сцепления.

Keywords: thermal calculation, friction clutch, master clutch.

ВВЕДЕНИЕ

В современных трансмиссиях энергонасыщенных тракторов для переключения передач и диапазонов применяются гидроуправляемые фрикционные муфты. Они используются не только для переключения передач, но и для трогания трактора с присоединённым орудием с места на различных рабочих операциях при различных дорожных условиях. При этом в некоторых схемах трансмиссий могут быть последовательно включены две и даже три муфты, передающих мощность на колеса. Каждая из муфт имеет свои режимы нагружения, которые влияют на выбор ее параметров. Так, муфты коробки передач, которые связаны с двигателем, нагружены его крутящим моментом и вращаются с достаточно высокими скоростями. Муфты диапазонных редукторов, расположенные перед главной конической передачей, могут быть нагружены как по сцеплению для диапазонов низких скоростей, так и по двигателю для транспортных диапазонов. Такие трансмиссии являются автоматическими, поэтому для работы системы управления важно определить допустимые режимы функционирования, при которых обеспечивается требуемая надежность и долговечность узлов. Один из режимов, который должен быть проанализирован – это режим трогания с места. При этом можно определить рациональные условия эксплуатации, определить, какая из муфт, коробки передач или диапазонного редуктора, должна использоваться в качестве главной, то есть замыкаться в последнюю очередь для разгона всего машинно-тракторного агрегата. Также определяется номер наивысшей передачи, при котором допустимо трогаться с места.

Существует несколько методик расчета теплового режима главных муфт. В данной методике предлагается скомбинировать несколько методик для получения необходимых параметров. Так, в начале рассчитывается работа сил трения муфты для ее полного замыкания и разгона машинно-тракторного агрегата требуемой массы.

Масса машинно-тракторного агрегата:

$$m_{\text{МТА}} = m_{\text{тр}} + m_{\text{тр}},$$

где $m_{\text{тр}}$ – масса трактора, кг;

$m_{\text{пр}}$ – масса прицепа, кг.

Момент сопротивления приведенный к валу фрикциона, Н·м:

$$T_{\psi} = \frac{\psi \cdot m_{\text{МГА}} \cdot g \cdot R_{\text{зк}}}{u_{\text{зМ}} \cdot u_{\text{ф2}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{зМ}}},$$

где ψ – коэффициент сопротивления перемещению;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$R_{\text{зк}}$ – радиус заднего колеса, м;

$u_{\text{зМ}}$ – передаточное число заднего моста;

$u_{\text{ф2}}$ – передаточное от фрикциона до выхода;

η_1 – коэффициент полезного действия цилиндрических передач от фрикциона до выхода;

$\eta_{\text{зМ}}$ – коэффициент полезного действия заднего моста.

Если момент сопротивлению движения тракторного агрегата, приведенный к валу включаемой фрикционной муфты больше момента ДВС, приведенного к валу фрикционной муфты, то за расчетный принимается меньший из моментов.

Коэффициент загрузки двигателя:

$$k_3 = \frac{T_{\psi}}{T_{\text{max_прив}}},$$

где $T_{\text{max_прив}}$ – максимальный крутящий момент двигателя приведенный к валу фрикциона, Н·м.

Момент инерции поступательно движущихся масс МГА, приведенный к оси задних колес трактора, кг·м²:

$$J_a = m_{\text{МГА}} \cdot R_{\text{зк}}^2.$$

Суммарный момент инерции приведенный к валу фрикционной муфты, кг·м²:

$$J_{\text{прив_фм}} = J_a \cdot \frac{K_m}{u_{\text{зм}}^2 \cdot u_{\text{ф2}}^2},$$

где K_m – коэффициент учета вращающихся масс.

Износ рабочих поверхностей и нагрев фрикционной муфты зависит от работы буксования.

Работа буксования, Дж:

$$A_6 = 0,5 \cdot J_{\text{прив_фм}} \cdot \omega_{\text{max_прив}}^2 \cdot \frac{T_{\text{max_прив}}}{T_{\text{max_прив}} - T_{\psi}},$$

где $\omega_{\text{max_прив}}$ – угловая скорость вращения на валу фрикциона, рад/сек.

Далее определяется нагрев фрикционных и стальных дисков фрикционной муфты. Число дисков может быть определено из условий передачи необходимого крутящего момента конкретной фрикционной муфты и рекомендованного коэффициента запаса [1].

Число пар трения:

$$Z_{\text{тр}} = Z_c + Z_n + 1,$$

где Z_c – число стальных дисков;

Z_n – число дисков с накладками.

Далее определяется коэффициенты распределения теплового потока между стальными дисками K_{λ_c} и дисками с накладками K_{λ_n} при включении фрикционной муфты в соответствии с коэффициентами теплопроводности материалов дисков:

$$K_{\lambda_c} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_n \cdot c_n \cdot \rho_n}{\lambda_c \cdot c_c \cdot \rho_c}} \right)^{-1},$$

где λ_n, λ_c – коэффициент теплопроводности диска с фрикционными накладками и стального диска соответственно, Вт/м·К;

c_n, c_c – удельная теплоемкость накладки и стали соответственно, Дж/кг·К,

ρ_n, ρ_c – плотность накладки и стали соответственно, кг/м³.

$$K_{\lambda n} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_c \cdot c_c \cdot \rho_c}{\lambda_n \cdot c_n \cdot \rho_n}} \right)^{-1}.$$

После этого рассчитывается среднее объемное повышение температуры стальных ΔT_c и фрикционных дисков ΔT_n за одно включение

$$\Delta T_c = K_{\lambda c} \cdot \frac{A_b}{c_c \cdot \rho_c \cdot b_c \cdot A_{тр} \cdot Z_{тр}},$$

где b_c – толщина стального диска, м;

$A_{тр}$ – площадь поверхности трения, м².

$$\Delta T_n = K_{\lambda n} \cdot \frac{A_b}{c_n \cdot \rho_n \cdot b_n \cdot A_{тр} \cdot Z_{тр}},$$

где b_n – толщина диска с накладками, м,

Средняя температура диска в конце буксования, °С:

$$T_{дк} = T_{нач} + \Delta T_n,$$

где $T_{нач}$ – начальная температура дисков, °С.

Также может быть рассчитано допустимое количество включений, произведенных подряд и время между включениями муфты, при достижении предельной температуры.

Время охлаждения дисков, сек:

$$\tau_o = \frac{c_c \cdot b_c}{c_m \cdot f \cdot k \cdot \xi} \cdot \ln \left(\frac{T_{дк} - T_{мн}}{T_{нач} - T_{мн}} \right).$$

В связи с наличием каналов на поверхностях трения дисков фрикционных устройств, работающих в масле, при практических расчетах необходимо учитывать только фактическую площадь трения, т. е. площадь трения диска без площади, занятой каналами.

Коэффициент площади диска, занятого каналами:

$$f = 1 - \frac{(a_k - h_k)^2}{a_k^2}.$$

Расчеты проводятся для различных эксплуатационных условий и по полученным результатам принимаются решения по приемлемым параметрам, таким как толщина дисков, их количество, которые далее используются для разработки конструкции фрикционной муфты. Режимы, на которых не обеспечивается работоспособность при трогании, например, старт на передаче с низким передаточным числом должны быть учтены в системе управления и диагностики для исключения перегрева. При наличии нескольких последовательно включенных муфт, по данной методике можно проанализировать, какую из муфт рациональнее использовать в качестве главной муфты для трогания машинно-тракторного агрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оценка работоспособности фрикционной муфты сцепления коробки передач с переключением под нагрузкой, которая используется для трогания с места является важной задачей на ранних стадиях проектирования. Предложенная методика позволяет за короткое время провести такую оценку и, при необходимости, изменить параметры либо порядок включения муфт на каждом из возможных режимов работы трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельцерман, И. М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Онопко. – М. : Машиностроение, 1965. – 240 с.

2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / М. : Машиностроение, 2006. – т. 2. – 941 с.

3. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский [и др.]; под ред. Ф. Р. Геккера и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 339 с.

4. Чудаков, Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950.

Представлено 06.06.2024

УДК 62-592.52

АНАЛИЗ ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ СОЧЛЕНЕННОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

ANALYSIS OF THE POTENTIAL BRAKING QUALITIES OF AN ARTICULATED TROLLEYBUSON

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
А. Pavarekha, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Динамика движения сочлененных машин отличается от аналогичных процессов для одиночных транспортных средств, поэтому особенности движения сочлененных средств пассажирского транспорта на переходных режимах являются актуальным предметом исследований. Данная работа связана с определением потенциально возможных тормозных качеств сочлененного трехосного троллейбуса.

The dynamics of movement of articulated vehicles differs from similar processes for single vehicles, therefore, the features of movement of articulated means of passenger transport in transitional modes are an urgent subject of research. This work is related to the determination of the potentially possible braking qualities of an articulated three-axle trolleybus.