

М. С. Лебедев

## ОСНОВЫ РАСЧЕТА МОМЕНТА ХОЛОСТЫХ ПОТЕРЬ В МНОГОДИСКОВЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТАХ

Многодисковые фрикционные муфты широко применяются в трансмиссиях тяговых и транспортных машин. Они используются в качестве муфт и тормозов в планетарных (ЗИЛ), полупланетарных (газотурбинный автомобиль КрАЗ-2Э214) и вальных (БелАЗ, МоАЗ, ЛАЗ-НАМИ-035) коробках передач, а также в качестве элементов механизма поворота гусеничных машин. Кроме того, все большее применение находят многодисковые синхронизаторы.

При холостом вращении многодисковых фрикционных муфт возникают потери мощности вследствие трения (жидкостного или граничного) между дисками. Это приводит к снижению коэффициента полезного действия всего узла и повышению его тепловой напряженности.

Время работы многодисковых фрикционных муфт в холостом состоянии составляет 50—95% от общего времени работы. Так, например, на автомобиле БелАЗ-540 фрикционная муфта первой передачи работает 70—75%, а заднего хода 95—98% общего времени в холостом состоянии [1].

Для уменьшения момента холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах используют различные конструктивные мероприятия, например, применяют гофрированные диски [2, 3], для обеспечения постоянного зазора устанавливают на ведущих дисках небольшие постоянные магниты [4], гребенчатые вкладыши-демпферы [5] и т. д.

При создании новых узлов и доводке существующих необходимо определять момент холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах и стремиться свести его к минимуму.

В работе [2] приводится формула для определения момента холостых потерь, но в связи с тем, что при ее выводе предполагалось полное заполнение зазоров маслом, результаты расчетов дают отличие от экспериментальных данных в два раза и более.

Рассмотрим турбулентное течение жидкости между двумя вращающимися с разными угловыми скоростями дисками.

В качестве модели жидкости принимаем двухфазную масло-

воздушную смесь, физические свойства которой оцениваются приведенными значениями плотности и вязкости [6]

$$\rho_{\text{пр}} = a \rho_{\text{в}} + (1 - a) \rho_{\text{м}}; \quad (1)$$

$$\mu_{\text{пр}} = a \mu_{\text{в}} + (1 - a) \mu_{\text{м}}, \quad (2)$$

где  $\rho_{\text{пр}}$ ,  $\mu_{\text{пр}}$  — приведенная плотность и вязкость смеси;  $\rho_{\text{в}}$ ,  $\rho_{\text{м}}$  — плотности воздуха и масла;  $\mu_{\text{в}}$ ,  $\mu_{\text{м}}$  — динамические коэффициенты вязкости воздуха и масла;  $a$  — объемная доля воздуха в объеме смеси.

Применим для расчета метод Кармана, изложенный в работе [7]. Для этого используем интегральные соотношения пограничного слоя, которые можно получить из уравнений Навье—Стокса:

$$\rho_{\text{пр}} r \int_0^{\delta} v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} dz - \rho_{\text{пр}} \int_0^{\delta} v_{\varphi}^2 dz = - \int_0^{\delta} r \frac{\partial p}{\partial r} dz - r \tau_r; \quad (3)$$

$$\rho_{\text{пр}} r \int_0^{\delta} v_r \frac{\partial v_{\varphi}}{\partial r} dz + \rho_{\text{пр}} \int_0^{\delta} v_r v_{\varphi} dz = - r \tau_{\varphi}, \quad (4)$$

где  $r$  — радиус диска;  $\delta$  — толщина пограничного слоя;  $v_r$  — радиальная скорость смеси;  $v_{\varphi}$  — тангенциальная скорость смеси;  $z$  — координата;  $p$  — давление;  $\tau_r$  и  $\tau_{\varphi}$  — соответственно радиальная и тангенциальная составляющие касательного напряжения.

Расчет проводим последовательно для одной стороны одного диска, а затем для другого.

Принимаем для распределения скоростей в пограничном слое степенной закон. Для диска, вращающегося со скоростью  $\omega_1$ , распределение скоростей имеет вид:

$$v_{r_1} = \alpha_1 r (\omega_1 - \beta) \left( \frac{z}{\delta} \right)^{\frac{1}{7}}; \quad (5)$$

$$v_{\varphi_1} = r (\omega_1 - \beta) \left[ 1 - \left( \frac{z}{\delta} \right)^{\frac{1}{7}} \right] + r \beta, \quad (6)$$

где  $\alpha_1 = -\frac{\tau_r}{\tau_{\varphi}}$ ;  $\beta$  — угловая скорость среды в середине зазора.

Такое распределение скоростей удовлетворяет граничным условиям:

$$\text{при } z = 0 \quad v_{r_1} = 0; \quad v_{\varphi_1} = r \omega_1;$$

$$\text{при } z = \delta \quad v_{r_1} = \alpha_1 r (\omega_1 - \beta); \quad v_{\varphi_1} = r \beta.$$

Используя эмпирический закон «1/7» для трубы, можно найти выражения для составляющих напряжения трения:

$$\tau_{r_1} = 0,0225 \rho_{\text{пр}} \alpha_1 [r(\omega_1 - \beta)]^{\frac{7}{4}} \left( \frac{v_{\text{пр}}}{\delta} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}}; \quad (7)$$

$$\tau_{\varphi_1} = -0,0225 \rho_{\text{пр}} [r(\omega_1 - \beta)]^{\frac{7}{4}} \left( \frac{v_{\text{пр}}}{\delta} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}}. \quad (8)$$

Подставив выражения распределения скоростей и напряжений трения в интегральные соотношения пограничного слоя (3), (4) и решив их относительно  $\alpha_1$ , получим

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{\omega_1 + 8\beta}{35\omega_1 + 28\beta}}. \quad (9)$$

Аналогичный расчет производим для второго диска, вращающегося с угловой скоростью  $\omega_2$ , меньшей, чем  $\omega_1$ .

Момент холостых потерь при жидкостном трении определяется выражением

$$M = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} \tau_{\varphi} r^2 dr. \quad (10)$$

Подставляя в выражение (10) значения  $\tau_{\varphi}$ , получим формулы для определения момента холостых потерь на каждом диске:

$$M_1 = 0,0353 \rho_{\text{пр}} (\omega_1 - \beta)^{\frac{7}{4}} \left( \frac{v_{\text{пр}}}{s} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}} (R_2^{4,75} - R_1^{4,75}); \quad (11)$$

$$M_2 = 0,0353 \rho_{\text{пр}} (\beta - \omega_2)^{\frac{7}{4}} \left( \frac{v_{\text{пр}}}{s} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_2^2)^{\frac{3}{8}} (R_2^{4,75} - R_1^{4,75}), \quad (12)$$

где  $s$  — зазор между дисками;  $R_2$  и  $R_1$  — соответственно наружный и внутренний радиусы дисков.

Приравнивая моменты на обоих дисках, получим уравнение для определения  $\beta$  — угловой скорости смеси в середине зазора

$$\left( \frac{\omega_1 - \beta}{\beta - \omega_2} \right)^{\frac{7}{4}} = \left[ \frac{(4\beta + 14\omega_2)(35\omega_1 + 28\beta)}{(3\beta + 6\omega_2)(36\omega_1 + 36\beta)} \right]^{\frac{3}{8}}, \quad (13)$$

Приближенным решением данного уравнения является выражение:

$$\beta = 0,47\omega_1 + 0,53\omega_2. \quad (14)$$

Окончательно момент холостых потерь многодисковой фрикционной муфты равен

$$M = 0,0116 \rho_{\text{пр}} (\omega_1 - \omega_2)^{\frac{7}{4}} \left( \frac{v_{\text{пр}}}{s} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}} (R_2^{4,75} - R_1^{4,75}) n, \quad (15)$$

где  $n$  — число поверхностей трения.

Как видно из формулы (15), наибольшее влияние на момент холостых потерь оказывают радиусы дисков и относительные скорости вращения.

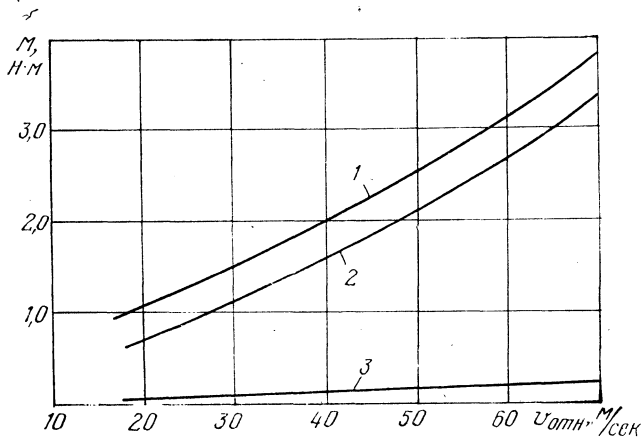


Рис. 1. Зависимость момента холостых потерь от относительной скорости:

1 —  $Q = 4$  л/мин; 2 —  $Q = 2$  л/мин; 3 —  $Q = 0$ .

Результаты расчета представлены на графике (рис. 1), где показаны зависимости момента холостых потерь от относительной скорости и количества подаваемого масла.

Данная формула может быть использована для оценки потерь в многодисковых фрикционных муфтах как на стадии проектирования, так и при анализе существующих конструкций. Основываясь на этих расчетах, можно определить наиболее оптимальные конструктивные параметры муфт, такие, как зазор, радиусы и число дисков, и т. д. Ниже представлен порядок расчета.

1. Исходные данные:

$\rho_{\text{в}}$ ,  $\rho_{\text{м}}$  — плотность воздуха и масла,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\mu_{\text{в}}$ ,  $\mu_{\text{м}}$  — динамические коэффициенты вязкости воздуха и масла,  $\text{н}\cdot\text{сек/м}^2$ ;

$Q$  — количество подаваемого масла, л/сек;

$\omega_1, \omega_2$  — угловые скорости дисков, сек<sup>-1</sup>;

$s$  — зазор между дисками, м;

$R_2, R_1$  — радиусы дисков, м;

$n$  — число поверхностей трения.

2. Определить физические свойства среды по формулам (1) и (2), т. е.  $\rho_{\text{пр}}, \mu_{\text{пр}}$ .

3. Определить режимы работы фрикционной муфты:

$$v_{\text{отн}} = (\omega_1 - \omega_2) R_{\text{ср}} \text{ [м/сек]}.$$

4. Определить  $\alpha_1$  — соотношение между радиальной и тангенциальной составляющими касательного напряжения трения по формуле (9).

5. Произвести расчет момента холостых потерь  $M$  [н·м] многодисковой фрикционной муфты для всех режимов.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Митяев А. Ф. Исследование работы многодисковых фрикционных муфт в выключенном состоянии. — Труды семинара «Гидромеханические передачи автомобилей» 12—15 декабря 1967 г., кн. 2. М., 1970. [2] Бялоцкий В. Ф. Исследование работы фрикционных муфт в гидромеханической передаче автобуса. Канд. дисс. М., 1968. [3] Экспресс-информация. Детали машин, № 38. 1972. [4] Improvements in or relating to clutches. Англ. пат., кл. F2С (F16d 27/00), № 1261717. [5] *Snoy Joseph B., White Basil.* Friction plate clutch having means to dampen plate flutter. Пат. США, кл. 192—70—17 (F 16d 13/68, F 16d 13/52), № 3631953. [6] Терехов А. С. Тепловой расчет автомобильных коробок передач. Автореф. докт. дис. М., 1973. [7] Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М., 1960.