

- изучение реальных процессов, протекающих в РЖ при функционировании в составе ОГП; разработка классификации условий применения РЖ;
- определение функций, выполняемых РЖ при функционировании, создание номенклатуры функциональных свойств РЖ и их ранжирование по значимости влияния на работоспособность ОГП;
- разработка комплекса квалификационных методов по оценке функциональных свойств и надежности РЖ;
- создание методов и средств ускоренных стендовых и эксплуатационных испытаний;
- создание системы требований к качеству РЖ;
- обоснование требований к качеству гидроустройств (ОГП в целом);
- создание новых сортов РЖ;
- разработка научных основ унификации РЖ;
- обоснование системы необходимых требований и условий по сохранности и восстановлению качества РЖ при транспортировании, хранении, заправке и функционировании;
- изучение условий снижения загрязнений окружающей среды, пожаро- и взрывобезопасности, токсичности.

На основании предлагаемой трехзвенной химмотологической системы строятся модели оптимизации качества РЖ и ее оптимального применения, что открывает перспективу использования предельных запасов потенциальных функциональных свойств РЖ и позволяет уменьшить номенклатуру и общее количество вырабатываемых РЖ (масел).

ЛИТЕРАТУРА

1. Папок К.К. Химмотология топлив и смазочных масел. – М., 1980. – 192 с.
2. Братков А.А., Никитин В.В. Химия и технология топлив и масел, 1981, № 11, с. 3–6.
3. Лапотко О.П. Функциональная эффективность рабочих жидкостей гидроприводов машин. – В кн.: Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах. – Минск, 1976, с. 36–39.
4. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. – М., 1982. – 216 с.
5. Лапотко О.П. О функциональной эффективности рабочих жидкостей гидроприводов. – В кн.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1981, вып. 16, с. 105–108.
6. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Определение надежности рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии трактора МТЗ-80Б. – В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. – Минск, 1979, вып. 13, с. 93–97.

УДК 629.113–592

Г.И.МАМИТИ, канд.техн.наук, О.М.ЛЕБЕДЕВ (ММИ)

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТРОСОВОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Тросовый привод, широко используемый в тормозах мотомашин (мотоциклов, мотороллеров и мопедов), обладает низким коэффициентом полезного действия, что является его основным недостатком. От значения КПД зависят

такие важнейшие характеристики тормозного привода, как время срабатывания и пропорциональность между приводным усилием и нарастанием момента трения тормоза. Эта пропорциональность будет соблюдаться только при неизменном коэффициенте полезного действия или при его незначительном изменении. Ниже приводится метод расчета кпд тросового привода.

В общем виде кпд можно представить формулой

$$\eta = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{соч}} \eta_{\text{к}},$$

где $\eta_{\text{тр}}$ — кпд троса; $\eta_{\text{соч}}$ — кпд сочленений (рычагов и тяг); $\eta_{\text{к}}$ — кпд разжимного устройства.

Рассмотрим схему тросового привода (рис. 1, а).

Представим, что трос 1 (рис. 1, б) скользит по оболочке 2 в направлении, указанном стрелкой. Выразим эту зависимость Эйлера [1]

$$S_1 : S_2 = e^{\mu \alpha}, \quad (1)$$

где S_1 и S_2 — натяжения троса, "сбегающего" с внутренней поверхности оболочки и "набегающего" на нее; e — основание натуральных логарифмов; μ — коэффициент трения скольжения между тросом и поверхностью оболочки троса; α — угол (или дуга) охвата тросом оболочки, рад.

С другой стороны, из рис. 1, а следует, что силы S_1 и S_2 натяжения троса соотносятся следующим образом:

$$S_1 \eta_{\text{тр}1} = S_2, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{тр}1}$ — коэффициент полезного действия троса при первом изгибе с углом охвата α_1 .

Решив совместно уравнения (1) и (2), найдем выражение для кпд троса при первом изгибе

$$\eta_{\text{тр}1} = \frac{1}{e^{\mu \alpha}}. \quad (3)$$

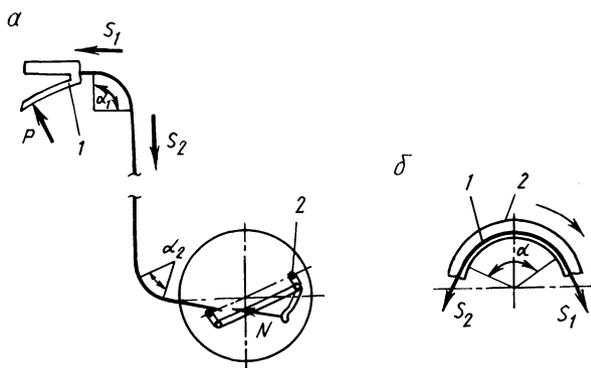


Рис. 1. Схема тросового привода:

- а) схема к экспериментальному определению коэффициента полезного действия троса;
 б) схема к теоретическому определению коэффициента полезного действия троса.

Аналогично для второго изгиба

$$\eta_{\text{тр}2} = \frac{1}{e^{\mu a_2}} \quad (4)$$

Тогда общий КПД троса с учетом выражений (3) и (4) будет равен

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}1} \eta_{\text{тр}2} = \frac{1}{e^{\mu(a_1 + a_2)}} \quad (5)$$

Экспериментально определялся КПД механического привода тормоза мотоцикла семейства ИЖ при разных значениях углов α_1 и α_2 охвата тросом оболочки. Тензомерами, наклеенными на тормозную рукоятку 1 и рычаг 2, измерялись силы P и N . Эти опыты проводились как с неподвижным, так и с вращающимся тормозным барабаном. Частота вращения тормозного барабана ($n = 260 \text{ мин}^{-1}$) соответствовала торможению мотоцикла при начальной скорости 30 км/ч. КПД привода определялся по формуле

$$\eta = \frac{N}{Pi} \quad ,$$

где i — передаточное число рукоятки управления.

Из рис. 2 видно, что коэффициент полезного действия резко падает в начальный период торможения, когда усилие на рукоятку не превышает 40 Н, а затем возрастает. После $P = 100 \text{ Н}$ КПД троса стабилизируется и принимает значения $\eta_{\text{тр}} = 0,59$.

Экспериментальными исследованиями установлено:

1. Коэффициент полезного действия троса нестабилен, особенно при малых приводных усилиях, что приводит в свою очередь к низкой чувствительности привода в начале торможения.

2. Увеличению КПД тросового привода способствует уменьшение дуги охвата тросом оболочки. Согласно рис. 2 КПД принимает максимальное значение при абсолютно выпрямленном тросе ($\alpha_1 = \alpha_2 = 0$).

Определим из формулы (5) значение коэффициента трения, используя экспериментально найденное значение КПД троса $\eta_{\text{тр}} = 0,59$, которое получено при углах охвата $\alpha_1 = 100^\circ$, $\alpha_2 = 40^\circ$:

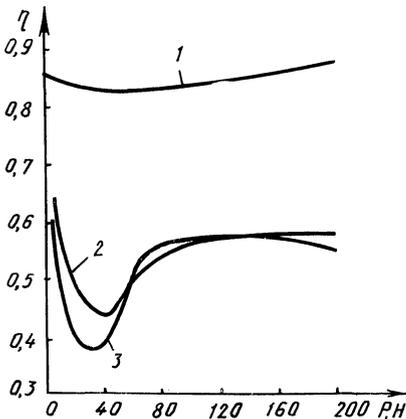


Рис. 2. Изменение КПД троса при различных значениях угла охвата тросом оболочки:

$$1 - \alpha_1 = \alpha_2 = 0; \quad 2 - \alpha_1 = 90^\circ, \alpha_2 = 30^\circ; \quad 3 - \alpha_1 = 100^\circ, \alpha_2 = 40^\circ.$$

$$\mu = \frac{\ln \frac{1}{\eta_{\text{пр}}}}{a_1 + a_2} ;$$

$$\mu = \frac{\ln \frac{1}{0,59}}{1,745329 + 0,698131} = 0,21.$$

Трос и оболочка изготовлены из стальной проволоки. Известно, что коэффициент трения сталь—по стали находится в пределах 0,18—0,20, что совпадает с приведенным расчетом. Поэтому можно заключить, что предложенный метод расчета кпд тросового привода достаточно обоснован.

ЛИТЕРАТУРА

1. А н д р е в А.В. Передача трением. — М., 1978. — 176 с.