

УДК 629.3.02-59

*ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ПРИ РАБОТЕ МНОГОДИСКОВОГО
ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА, ОХЛАЖДАЕМОГО МАСЛОМ*

Подригало М.А., Абрамов Д.В.

Предлагается методика, позволяющая производить сравнение различных типов тормозных систем по энергетическим критериям.

В современном тракторостроении постоянно существует тенденция к увеличению максимальной транспортной скорости сельскохозяйственных колесных тракторов. В связи с этим постоянно увеличивается нагрузка на тормозные механизмы тракторов, что приводит к смене их конструкции. Произведенный анализ (по результатам Ганноверской выставки AGRITECHNICA '99) использования различных концепций тормозных механизмов на сельскохозяйственных колесных тракторах за 1985, 1999 гг. проявил тенденции в смене их конструкций. Так по сравнению с 1985 г., в 1999 г. применение многодисковых “мокрых” тормозных механизмов увеличилось в 1,8 раз, дисковых “сухих” уменьшилось в 4,2 раза, барабанных уменьшилось в 2,5 раза, а ленточные тормозные механизмы не используются вообще. Из этого следует, что в настоящий момент и в ближайшие годы на подавляющем большинстве сельскохозяйственных колесных тракторов зарубежного производства будут устанавливаться многодисковые тормозные механизмы, охлаждаемые маслом.

Современные тормозные системы отбирают часть мощности двигателя на привод источников давления рабочего тела. Особенностью многодисковых тормозов, работающих в смазочной среде, является наличие небольшого тормозного момента при отключенном тормозе. Этот момент возникает как за счет контакта вращающихся тормозных дисков и масляной ванны, так и за счет попадания масла в зазор между телами трения. Очевидно, что величина этого момента трения зависит от скорости вращения ротора тормоза, а значит - скорости движения машины.

Таким образом, дополнительную энергию, которую должен реализовать двигатель для компенсации потерь при торможении, можно определить как

$$\Delta E_{06} = \Delta E + A_1 + A_2 + A_3 ,$$

где ΔE – изменение энергии машины (кинетической и потенциальной); A_1 – работа, затрачиваемая на включение тормозов (задание требуемого тормозного момента); A_2 – работа, затрачиваемая на создание принудительной циркуляции масла при охлаждении фрикционных поверхностей; A_3 – работа, затрачиваемая на преодоление жидкостного трения при выключенных тормозах.

Работа A_1 , затрачиваемая на включение тормозов, может зависеть от времени торможения, а может и не зависеть. Первое возможно при гидросиловом тормозном приводе без аккумуляторов энергии, а второе – при пневматическом тормозном приводе, гидростатическом тормозном приводе с вакуумным или гидровакуумным усилителями, гидросиловом тормозном приводе с аккумулятором энергии.

Работа A_2 , совершаемая при прокачке масла через многодисковый тормоз, зависит от гидравлического сопротивления системы. При отсутствии прокачки $A_2 = 0$.

Составляющую A_3 необходимо уменьшить за счет рационального выбора уровня масла в камерах тормозов. Для оптимизации потерь на трение в масле необходимо разработать математическую модель протекающих процессов.

Рассмотрим случай, когда фрикционные диски полностью погружены в охлаждающее масло (рисунок 1).

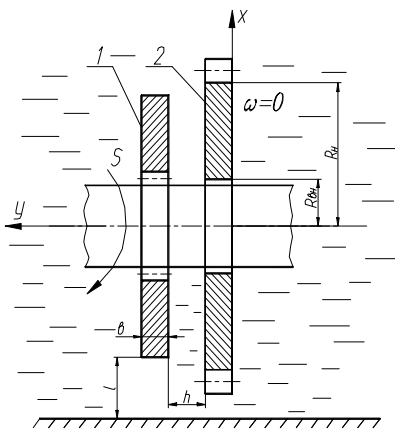


Рисунок 1 – Расчетная схема потерь на трение в жидкой среде при уровне жидкости выше дисков

Подвижный диск 1, установленный на шлицах вала 2, вращается с угловой скоростью ω . На расстоянии h от него расположен неподвижный диск 3, установленный на шлицах корпуса тормозного механизма 4.

Сила трения T , Н в жидкости равна

$$T = \mu \cdot S \cdot \frac{dV}{dy},$$

где μ – динамический коэффициент трения; S – площадь трения, м^2 ; $\frac{dV}{dy}$ – градиент скорости.

Здесь V – скорость жидкости, м/с ; y – расстояние по оси абсцисс, м .

1) Найдем силу трения в плоскости перпендикулярной оси Y

$$T_1 \cdot dy = \mu \cdot S \cdot dV.$$

Проинтегрировав данное выражение и проводя преобразования, получим

$$T_1 = \frac{2\pi\mu\omega(R_n^3 - R_{вн}^3)}{3y},$$

где ω – угловая скорость вращения подвижного диска, рад/с;

V – скорость элементарного объема жидкости на радиусе R , м/с;

R_n – наружный радиус фрикционного диска, м;

$R_{вн}$ – внутренний радиус фрикционного диска, м.

2) Найдем силу трения в плоскости, перпендикулярной оси X:

$$T \cdot dx = \mu \cdot S \cdot dV.$$

Проинтегрируем это уравнение с границами интегрирования по x от $R_{вн}$ до R_n и по V от $V_{вн}/2$ до $V_n/2$. Так как скорость элементарного объема жидкости на радиусе R изменяется на протяжении участка h от 0 до V_R , то скорость всего слоя жидкости на радиусе R принимаем равной среднему значению этого интервала ($V_R/2$). Учитывая, что скорость на наружном радиусе $V_n = \omega \cdot R_n$ и на внутреннем радиусе $V_{вн} = \omega \cdot R_{вн}$ и что в данном случае площадь трения S является площадью внутренней поверхности кольца радиусом $R = R_{ср}$, так как скорость элементарной частицы жидкости изменяется по радиусу от $V_{вн}$ до V_n , $S = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{R_n + R_{вн}}{2} \right) \cdot y$, получим

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot \pi \cdot \omega \cdot y \cdot (R_n + R_{вн}).$$

3) Найдем силу трения между торцом вращающегося диска 1 и

корпусом 4

$$T_3 = \frac{\mu S V_n}{l},$$

где l – расстояние между торцом вращающегося диска и корпусом тормозного механизма, м.

После преобразований получим

$$T_3 = \frac{\mu \pi b \omega R_n^2}{l}.$$

4) Сила трения в жидкости, возникающая от вращения вала T_4 , незначительна по сравнению с другими составляющими, поэтому мы ею пренебрегаем и считаем, что $T_4 = 0$.

Момент силы трения пары дисков равен:

$$M_1 = \mu \pi \omega \left(\frac{2R_{cp}(R_n^3 - R_{вн}^3)}{3h} + \frac{1}{2} \gamma R_{cp}(R_n + R_{вн}) + \frac{bR_n^3}{l} \right).$$

Суммарный момент трения для полностью заполненного маслом

корпуса равен

$$M_{\Sigma} = M_1 \cdot n,$$

где n – число пар трения.

Использование предлагаемой методики позволит производить сравнение различных типов тормозных систем по энергетическим критериям, а также проводить оптимизацию потерь на трение в масле путем рационального выбора уровня масла в камерах тормозных механизмов

Поступила в редакцию 29.11.2001 г.