

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В ГИДРООБЪЁМНЫХ ПЕРЕДАЧАХ (МОДЕЛЬ ПОТЕРЬ МИШКЕ-ВИЛЬСОНА)

Рудович Владимир Михайлович

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Андреев А.Ф.

(Белорусский национальный технический университет)

В этой статье рассмотрена теорико-экспериментальная модель потерь Мишке-Вильсона, в которой рассматриваются механические и объёмные потери, которые являются настолько преобладающими над остальными что можно рассматривать их в качестве единственных с последующей корректировкой экспериментальных коэффициентов.

Обычно используемые в качестве основных элементов объёмных гидротрансмиссий роторные гидромашины характеризуются большими поверхностями трения, механические и объёмные потери на которых преобладают над остальными, и поэтому в качестве математической модели рассматриваются потери только в зазорах между упомянутыми поверхностями. Разумеется, принятие такой модели не исключает существование других видов потерь (например, гидравлические потери, потери обусловленные сжимаемостью рабочей жидкости и т.д.), которые чаще всего отдельно не рассматриваются. Поскольку коэффициенты потерь определяются экспериментально, то соответствующим их корректированием можно с достаточной для практических целей точностью описывать рабочий процесс.

Коэффициенты утечек, вязкостного и кулонового трения, которые определяются исходя из сертифицированных параметров гидромашин [1, 2].

Таблица 1 – Коэффициенты утечек C_y , вязкостного C_v и кулонового трения C_f

Насос	Мотор
$C_y = (1 - \eta_{он}^*) S_0^*$	$C_y = \frac{(1 - \eta_{ом}^*)}{\eta_{ом}^*} S_{н}^*$
$C_v = \frac{(1 - \eta_{он}^*)}{\eta_{н}^* S_{н}^*}$	$C_v = \frac{(1 - \eta_{ом}^*) \eta_{н}^*}{\eta_{ом}^* S_{н}^*}$
$C_f = \frac{1}{\eta_{н}^*} (2\eta_{он}^* - 1) - 1$	$C_f = 1 - \eta_{н}^* \left(1 + 2 \frac{1 - \eta_{ом}^*}{\eta_{ом}^*} \right)$

Предполагая, что в зазорах между деталями имеет место ламинарное течение жидкости и что зазоры образованы параллельными поверхностями, поток утечек можно выразить как

$$Q_y = \frac{\delta^3 b \Delta p}{12 \mu L}$$

где δ – зазор; b – ширина канала; L – его длина; Δp – перепад давления.

Так как b и L пропорциональны характерному размеру D_v , то

$$Q_y = k_y \frac{\delta^3 \Delta p}{\mu} \text{ или } Q_y = k_y \left(\frac{\delta}{D_v} \right)^3 \frac{\Delta p}{\mu n} V_{он}.$$

Обозначим

$$C_y = k_y \left(\frac{\delta}{D_v} \right)^3 ; S_0 = \frac{\mu n}{\Delta p}$$

где S_0 - критерий Зиммерфельда, тогда

$$Q_y = C_y \frac{V_{он}}{S_0} = C_y \frac{V_{он}}{\mu n} \Delta p = C_y \frac{V_0}{\mu} \Delta p.$$

Таким образом, поток утечек пропорционален разности давлений и не зависит от частоты вращения.

Мощность механической потерь на трение при граничной смазке:

$$P_f = C_f \Delta p V_0 n.$$

Отсюда момент трения на валу гидромашинны:

$$M_f = \frac{P_f}{2\pi n} = C_f \frac{\Delta p V_0}{2\pi}.$$

При линейном распределении скоростей по поперечному сечению плёнки масла касательное напряжение τ , возникающее при скольжении по слою масла прямоугольной пластинки размерами $L \times b$ со скоростью v и при зазоре δ между ней и плоской поверхностью, определяется законом Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{dv}{d\delta} = \frac{\mu v}{\delta}.$$

Поскольку поверхность поршней пропорциональна D_v^2 , а средняя скорость поршней пропорциональна коэффициенту быстроходности $D_v n$, то мощность, расходуемая на вязкостное трение:

$$P_v = \frac{k_v \mu n^2 D_v^4}{\delta} = k_v \mu \left(\frac{D_v}{\delta} \right) V_0 n^2.$$

Обозначим

$$C_v = k_v \frac{D_v}{\delta}$$

получим

$$P_v = C_v \mu V_0 n^2.$$

Отсюда момент трения на жидкостное трение:

$$M_v = \frac{P_v}{2\pi n} = C_v \frac{\mu n \Delta p V_0}{\Delta p} \text{ или } M_v = C_v S_0 \frac{\Delta p V_0}{2\pi}.$$

На основании теоретико-экспериментальной модели потерь определяются зависимости расхода рабочей жидкости и момента на валу гидромашинны в зависимости от режима работы.

При работе гидромашинны в режиме гидромотора:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{тн}} + Q_{\text{лн}} = (\epsilon_{\text{н}} + C_{\text{лн}} S_{0\text{н}}) V_{0\text{н}} n_{\text{н}}$$

$$M_M = M_{TM} - M_{ГММ} = (\epsilon_M - (C_{fM} + C_{вМ} S_{OM})) \frac{\Delta p V_{OM}}{2\pi}.$$

При работе гидромашин в режиме насоса:

$$Q_N = Q_{TN} - Q_{УН} = (\epsilon_N + \frac{C_{УН}}{S_{ON}}) V_{ON} n_N$$

$$M_N = M_{TN} - M_{ГМН} = (\epsilon_N + C_{fN} + C_{вН} S_{ON}) \frac{\Delta p V_{ON}}{2\pi}.$$

Литература:

1. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / Прокофьев В.Н. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объёмные гидро- и пневмомашин и передачи / Андреев А.Ф. [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 311 с.

УДК 629.114

ВЫВОД ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЁТА СИЛЫ ТЯГИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКОНАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ КОЛЕСА НА ПОЧВУ

Адась Владимир Андреевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Атаманов Ю.Е.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе проведен вывод формул для расчета касательной силы тяги при различных распределениях ведущего колеса на почву, а также сравнение результатов этих формул с целью дальнейшего использования в проектировочных расчетах тракторов.

В условиях интенсификации сельскохозяйственного производства одним из определяющих требований к сельскохозяйственной технике является повышение ее производительности. Однако при этом происходит усложнение машин, расширение