

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ГИДРОПРИВОДЕ БУРИЛЬНЫХ МАШИН

Большая часть неиспользованной энергии расходуется на нагрев рабочей жидкости и элементов гидропривода машин, поэтому для проектирования и расчета этих машин необходимо провести анализ теплообменных процессов. На основе аналитических данных составлена номограмма, которая позволяет определять рациональные сочетания между параметрами теплового процесса.

Бурильные машины ударного действия с гидравлическим приводом характеризуется высокими энергетическими показателями и превосходят аналогичные пневматические в несколько раз. Все элементы машин сконцентрированы на одной установке. Движение рабочей жидкости осуществляется по замкнутому кругу. Однако общий КПД, определяемый как отношение мощности передаваемой штанге к потребляемой мощности приводного двигателя, составляет около 40%. Большая часть неиспользованной энергии расходуется на нагрев рабочей жидкости и элементов гидропривода машины. К тому же в настоящее время наблюдается тенденция увеличения единичной мощности, давления и расхода гидравлических бурильных машин. Поэтому для проектирования и расчетов этих машин необходимо провести анализ теплообменных процессов и температурного режима [1].

В гидравлической системе ударного механизма существуют следующие источники тепла, вызывающие изменение температуры системы и входящих в нее элементов: потери энергии на местные сопротивления в клапанах, золотниках, распределителях; потери энергии в трубопроводах, вызванные потерями давления на трение; потери давления в гидравлическом ударном механизме.

Потери мощности на местное сопротивление определяется формулой

$$\Delta N_{MC} = Q \Delta P_{MC} = \varepsilon \rho \frac{u^2}{2} Q = 8 \varepsilon \rho \frac{Q^3}{\pi^2 d^4}, \quad (1)$$

где Q – расход жидкости;
 u – скорость жидкости;
 d – диаметр трубопровода;
 ε – коэффициент местных гидравлических сопротивлений;
 ΔP_{MC} – потери давления на местные гидравлические сопротивления;
 ρ – плотность жидкости.

Учитывая слабую теплоотдачу местных гидравлических сопротивлений можно считать, что они идут в основном на нагрев жидкости.

$$N_{MC} = Gc\Delta t = 8\varepsilon \frac{Q^3}{\pi^2 d^4}, \quad (2)$$

где $G = Q\rho$ – массовый расход жидкости;
 c – удельная теплоемкость;
 Δt – рост температуры.

$$\Delta t = \frac{8\varepsilon \rho Q^3}{Gc\pi^2 d^4} = 8\varepsilon \frac{Q^2}{c\pi d^4}, \quad (3)$$

Потери мощности на трение определяется формулой

$$N_{TP} = Q \Delta P_{TP} = \lambda \gamma \frac{Lu^2}{d^2 G} Q, \quad (4)$$

где ΔP_{TP} – потери давления на трение по длине трубопровода;
 λ – коэффициент гидравлического трения;
 γ – удельный вес;
 L – длина трубопровода.

Потери на трение также идут на нагрев жидкости

$$N_{TP} = \rho Qc\Delta t = 8\lambda \rho \frac{LQ^3}{\pi^2 d^5}, \quad (5)$$

$$\Delta t = 8\lambda \frac{LQ^2}{c\pi d^5}. \quad (6)$$

Приведенные формулы (5) и (6) позволяют проанализировать зависимости повышения температуры рабочей жидкости от производительности насоса. При расчетах принимается во внимание, что основным режимом движения жидкости по трубопроводу является турбулентный режим. Анализируя приведенные зависимости, можно сделать вывод, что основным фактором, влияющим на температуру рабочей жидкости, является диаметр трубопровода и проходных сечений устройств управления. Так, например, переход от резиновых шлангов диа-

метром 20 мм к резиновым шлангам диаметром 16 мм при одинаковой длине ведет к увеличению потерь на трение в 4 раза, в 2 раза повышаются потери на местные гидравлические сопротивления. Увеличение расхода ведет к увеличению тепловых потерь по квадратичной зависимости.

Для выбора более эффективного способа охлаждения нужно провести анализ выделения тепла и изменение температуры в гидросистеме. Составим уравнение теплового баланса для гидросистемы в общем виде:

$$\Delta N = \Delta N_A + \Delta N_u, \quad (7)$$

где ΔN – изменение тепла в гидросистеме в единицу времени;

ΔN_u – выделение тепла гидросистемы в единицу времени;

ΔN_A – тепло, рассеиваемое в атмосферу в единицу времени.

В дифференциальном виде:

$$\Delta N dt = KF\tau dt + cmdt; cm = c_1 m_1 + c_2 m_2, \quad (8)$$

где c_1 – теплоемкость рабочей жидкости;

c_2 – теплоемкость металла;

m_1 – масса рабочей жидкости;

m_2 – масса металла;

$d\tau$ – приращение температуры за время dt ;

K – коэффициент теплоотдачи;

F – площадь;

τ – разность температур между маслом и окружающей средой;

dt – дифференциал времени.

Решение теплового баланса относительно dt в пределах от τ_0 до τ , где τ_0 – первоначальная разность температуры, даст

$$dt = \frac{cmdt}{\Delta N - \kappa F}; \tau = \frac{\Delta N}{\kappa F} \left(1 - e^{-\frac{\kappa F}{cm}t} \right) + \tau_0 e^{-\frac{\kappa F}{cm}t}. \quad (9)$$

В этой формуле при $t = \infty$ член $e^{-\frac{\kappa F}{cm}t} \rightarrow 0$, тогда

$$\tau = \frac{\Delta N}{\kappa F}. \quad (10)$$

По формуле (10) составлена номограмма (рис.1), которая позволяет сравнительно просто с точностью, достаточной для инженерного расчета, определять рациональные сочетания между параметрами теплового процесса.

Список использованной источников:

1. Павлов А.С. Теплообменные процессы в гидравлических бурильных машинах. – Караганда, 1983. – 8 с.-Рукопись деп. в ЦНИЭИуголь, 1984, №9, с.95.