

ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СДВОЕННОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ В ГИДРОПРИВОДЕ ПРЕССА

Д. Ю. Мицура, Д. Л. Стасенко, Ю. А. Андреевец

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Введение. Одним из важнейших требований, предъявляемых к проектируемым изделиям в настоящее время, является оптимальное использование ресурсов и ра-

циональное энергопотребление. Гидропривод имеет довольно низкий КПД в сравнении с другими видами привода. Поэтому проведение работ по оптимизации привода и его составных частей является актуальной задачей как в практической, так и в теоретической части. Целью данной работы является обоснование использования сдвоенных насосов, настроенных на разную подачу и давление в гидроприводах прессов для повышения КПД.

В качестве гидродвигателя в гидроприводе используется гидроцилиндр, выходным звеном которого (и гидропривода в целом) является шток. Для упрощения принимаем следующие допущения: пренебрегаем всеми видами потерь энергии в гидроприводе (включая потери энергии в гидромашинах), инерционностью и нежесткостью элементов гидропривода и возможным отличием давления в баке гидропривода от атмосферного. Указанные допущения, как правило, не изменяют сути конечных результатов.

Пусть, например, зависимость $f = p(z)$ такова, что увеличению координаты z штока гидроцилиндра на всем протяжении его рабочего хода соответствует увеличение давления p , как это показано на рис. 1 [1, с. 142]. При превышении давлением в напорной гидролинии привода заданной величины происходит разгрузка насоса от работы под давлением. В результате расход рабочей жидкости, поступающей в напорную линию (и далее к гидродвигателям) от насосов, ступенчато уменьшается, и наоборот. Покажем это для простейшего случая, когда для питания гидропривода рабочей жидкостью под давлением используются два нерегулируемых насоса Н1 и Н2 с приводом от общего двигателя (рис. 1). Отметим, что вместо нескольких насосов возможно использование одного многопоточного насоса [1, с. 144].

Промежуток времени t_1 , в течение которого шток гидроцилиндра перемещается на расстояние $z_{кд}$ с соответствующим давлением в напорной линии $p_{кд}$, и промежуток времени t_2 , в течение которого шток гидроцилиндра проходит оставшуюся часть $z_p - z_{кд}$ рабочего хода, составляет [1, с. 145]:

$$t_1 = \frac{Az_{кд}}{Q_{н1} + Q_{н2}}; \quad t_2 = \frac{A(z_p - z_{кд})}{Q_{н1}},$$

где $Q_{н1}$, $Q_{н2}$ – подачи насосов соответственно Н1 и Н2; A – площадь поршня.

Для выполнения рабочего хода штока гидроцилиндра (и, соответственно, рабочей операции гидропривода) за промежуток времени t_{p1} при использовании в качестве источника питания гидропривода одного нерегулируемого насоса, подача Q_n и его мощность $N_{уст1}$ при принятых допущениях должна быть равна [1, с. 142]:

$$Q_n = \frac{Az_p}{t_{p1}}; \quad N_{уст1} = Q_n p_{max} = \frac{Az_p p_{max}}{t_{p1}}; \quad t_{p1} = \frac{Az_p p_{max}}{N_{уст1}},$$

где z_p – длина рабочего хода штока гидроцилиндра; p_{max} – максимальное давление в напорной линии гидропривода, необходимое для преодоления внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра во время выполнения рабочей операции.

Продолжительность выполнения рабочей операции t_{p2} при использовании в гидроприводе двух насосов, соединенных в соответствии со схемой, показанной на рис. 1, установочная мощность $N_{уст2}$ гидропривода с двумя насосами со ступенчатым изменением расхода рабочей жидкости равна [1, с. 145]:

64 Секция 1. Современные технологии проектирования в машиностроении

даря им при пониженных значениях нагрузки на выходном звене гидропривода обеспечивается движение с повышенной скоростью.

Л и т е р а т у р а

1. Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов / М. Е. Гойдо. – М. : Машиностроение, 2009. – 304 с. : ил.