

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенной НИР получена схема дискретной системы управления роботизированной установки, показан порядок проведения графоаналитического синтеза такой системы с помощью теории графов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бартош, П. Р. Средства гидропневмоавтоматики. Методические указания по выполнению курсового проекта для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / Бартош П. Р., Кишкевич П. Н. – Мн. : БНТУ, 2010 – 79 с.
2. Андреев, А. Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматик. / Андреев А. Ф., Артемьев П. П., Бартош П. Р., Богдан Н. В., Королькевич А. В., Метлюк Н. Ф. – Мн. : ВУЗ – ЮНИТИ БГПА – ИСН, 1998.
3. Канапс, Е. В. Цикловые системы автоматического управления / Е.В. Канапс. – Рига : РТУ, 1990.

Представлено 10.04.2021

УДК 621.5

К ВОПРОСУ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ВЫБОРА НАСОСА

TO THE QUESTION OF REFERENCE PUMP SELECTION

П. Р. Бартош, канд. техн. наук, доц., **Л. Г. Филипова**, ст. преп.,
Я. А. Чикилевский, студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
L. Filipova, Senior Lecturer; Y. Chikilevsky, student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выбор насосного оборудования производится на основании технических параметров будущей или существующей системы. Это

ответственный этап, от которого будут зависеть как технологические параметры, так и эксплуатационные качества всей проектируемой установки.

Pneumatic The choice of pumping equipment is made based on the technical parameters of the future or existing system. This is a crucial stage, on which both the technological parameters and the performance of the entire projected installation will depend.

Ключевые слова: насос, гидравлическая система, мощность насоса, подача насоса.

Key words: pump, hydraulic system, pump power, pump flow.

ВВЕДЕНИЕ

Насос должен обеспечивать устойчивую, надежную и непрерывную работу гидросистемы с достаточно высоким КПД. Поэтому параметры его работы должны быть оптимальными. Для этого необходимо достаточно точно определить потери энергии (напора) в системе. Для реализации такого подхода требуется определенная квалификация персонала. Если такового нет в наличии, и присутствует ограниченность во времени, можно предложить упрощенный, но, к сожалению, менее точный вариант расчета.

К ВОПРОСУ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ВЫБОРА НАСОСА

Тип насоса выбирают исходя из следующих рекомендаций:

1. Во-первых, необходимо учитывать общий расход жидкости в гидросистеме и номинальное давление;

2. Во-вторых, обращают внимание на наличие регулирования в системе и его способах:

2.1. Для дроссельного регулирования предпочтительно выбрать нерегулируемый насос;

2.2. Для объемного регулирования регулируемый насос, а также необходимо учитывать условия и режимы эксплуатации гидропривода.

Шестеренные насосы вследствие таких показателей, как простота конструкции, малая масса при значительной мощности, дешевизна и надежность в эксплуатации получили значительное распространение в системах гидропривода, особенно в гидроприводе мо-

бильных машин. Их главные недостатки – низкое рабочее давление и невозможность регулирования.

Пластинчатые насосы выпускаются как регулируемые, так и нерегулируемые. Они работают при незначительном давлении. В отличие от других типов насосов для них недопустима загрязненность рабочей жидкости.

Радиально-поршневые насосы нашли также широкое применение в технике, особенно при значительных расходах и давлениях.

Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, имеют высший КПД, однако они более чувствительны к вибрациям и загрязненности жидкости.

Для определения подачи насоса находят сначала его мощность, учитывая суммарную мощность, потребляемую всеми одновременно работающими гидродвигателями $N_{гд.вх}$.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром (Вт), определяется по следующей зависимости:

$$N_{гц.вых} = \frac{F_{гц.мах} \cdot V_{гц.мах}}{\eta_{гц}},$$

где $F_{гц.мах}$ – максимальное усилие, преодолеваемое штоком гидроцилиндра, Н; $V_{гц.мах}$ – максимальная скорость перемещения поршня гидроцилиндра при его рабочем ходе, м/с; $\eta_{гц}$ – общий КПД гидроцилиндра, значение которого может брать равным 0,9.

Мощность, потребляемая гидромотором (Вт) определяется:

$$N_{гм.вх} = \frac{M_{гм.мах} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{гм.мах}}{\eta_{гм}},$$

где $M_{гм.мах}$ – максимальный крутящий момент, развиваемый валом гидромотора, Н·м; $n_{гм.мах}$ – максимальная частота вращения вала, с⁻¹; $\eta_{гм}$ – общий КПД гидромотора ($\eta_{гм} = 0,8 \dots 0,9$).

Суммарная мощность, потребляемая всеми одновременно работающими гидродвигателями:

$$N_{\text{гд.вх}} = \sum_{i=1}^n N_{\text{гц.вх}} + \sum_{i=1}^m N_{\text{гм.вх}} .$$

Тогда мощность насоса определяется:

$$N_{\text{н}} = k_{\text{с}} \cdot k_{\text{у}} \cdot N_{\text{гд.вх}} ,$$

где $k_{\text{с}} = 1, 1, \dots, 3$ – коэффициент запаса по скорости; $k_{\text{у}} = 1, 1, \dots, 1, 2$ – коэффициент запаса по усилию.

Необходимая подача насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется:

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{p_{\text{н}}} ,$$

где $p_{\text{н}}$ – номинальное давление в гидроприводе, Па.

По найденным значениям $Q_{\text{н}}$ и $p_{\text{н}}$ выбирают тип и параметры насоса с учетом, как указывалось ранее, эксплуатационных особенностей гидропривода.

Необходимая расчетная частота вращения вала насоса, которую определяют для нерегулируемых насосов (мин^{-1}):

$$n'_{\text{н}} = \frac{60 \cdot Q_{\text{д.макс}} \cdot k_{\text{ут}}}{q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{н.о}}} ,$$

где $k_{\text{ут}} = 1, 05 \dots 1, 10$ – коэффициент, учитывающий утечки рабочей жидкости в гидроаппаратах; $q_{\text{н}}$ – рабочий объем насоса, м^3 ; $\eta_{\text{н.о}}$ – объемный КПД насоса.

В предварительных расчетах величина объемного КПД для различных типов насосов может быть принята в следующих пределах [1]:

- шестеренных $\eta_{н.о} = (0,9 \dots 0,94)$;
- аксиально-поршневых $\eta_{н.о} = (0,95 \dots 0,98)$;
- пластинчатых $\eta_{н.о} = (0,7 \dots 0,9)$;
- радиально-поршневых $\eta_{н.о} = (0,96 \dots 0,98)$.

По расчетной частоте вращения $n'_н$ выбирают ближайшую стандартную синхронную частоту вращения выходного вала электродвигателя ($n_c = 750; 1000; 1500; 3000 \text{ мин}^{-1}$). Действительная частота вращения вала насоса определяется:

$$n_н = n_c \cdot (1 - S),$$

где $S \approx 0,03 \dots 0,04$ – скольжение в электродвигателе.

Тогда, действительная подача для нерегулируемых насосов ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле:

$$Q_н = \frac{q_н \cdot n_н \cdot \eta_{н.о.}}{60}.$$

Действительная подача насоса для регулируемых насосов ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется:

$$Q_н = Q_{д.макс} \cdot k_{ут}.$$

В случае замкнутого гидропривода необходимо использование подпиточного насоса. В качестве насоса подпитки, как правило, выбирают шестеренный или пластинчатый насос. Подачу подпиточного насоса в этом случае рекомендуют $1,5Q_н$.

После гидравлического расчета магистрального гидропривода требуется уточнить давление гидронасоса и сравнить его с номинальным давлением предварительно выбранного насоса. Если $P_{н.ном} > P_{н.треб}$, то насос выбран правильно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, исходя из всего вышесказанного, насос для гидропривода (гидросистемы) можно подобрать предварительно до выполнения проектировочных расчетов и расчетов потерь напора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

2. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учеб. пособие / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова. – К. : НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с.

Представлено 12.04.2021

УДК 621.5

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ РАБОТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

ABOUT THE FEATURES OF THE OPERATION OF PROPORTIONAL VALVES

Л. Г. Филипова, ст. преп., **С. В. Джежора**, ст. преп.;
Д. Г. Скворцов,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

L. Filipova, Senior Lecturer, S. Dzhezhora, Senior Lecturer;
D. Skvortsov,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В современных гидравлических приводах все чаще применяют пропорциональную аппаратуру, названную так потому, что значение выходного давления и расхода жидкости пропорционально управляющему электрическому сигналу.