

Лабораторная работа №3
Снятие статической характеристики
объемной гидромашины

Цель работы: Построить по опытным данным рабочие характеристики объемной гидромашины. Определить теоретическую подачу насоса и величину утечек жидкости.

3.1 Общие сведения

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают её рабочему органу для полезного использования (гидравлический двигатель).

Всякая объемная гидравлическая машина (насос и гидромотор) работает на принципе вытеснения жидкости. Ее рабочий орган захватывает в приемной полости машины некоторый объем жидкости, который затем перемещается с рабочим органом машины к выходной полости, где жидкость вытесняется под некоторым давлением из рабочего органа в эту полость.

Объёмные гидромашины имеют общие свойства [2]:

- 1) цикличность рабочего процесса;
- 2) герметичность;
- 3) самовсасывание;
- 4) независимость давления, создаваемого в напорной гидролинии, от подачи жидкости насосом.

Основными параметрами объемных насосов и гидромоторов являются: рабочий объем (q), подача (Q), давление нагнетания (p_n), крутящий момент (M), мощность (N), а также объемный ($\eta_{об}$) и механический ($\eta_{мех}$) КПД:

Рабочий объем (объемная постоянная) V_o (см³) – подача насоса за один оборот вала. Обязательно указывается в маркировке насоса: в табличке, паспорте, каталоге.

Давление насоса на выходе МПа (кгс/см²):

$p_{ном}$ – номинальное давление, часто указывается в маркировке насоса. Обязательно указывается в табличке, паспорте, каталоге.

p_{max} – максимальное давление – давление которое может создавать насос без поломки. Работа на максимальном давлении в десятки раз сокращает ресурс насоса ($p_{max} \approx (1,1...2) \cdot p_{ном}$).

Давление на входе МПа (кгс/см²) минимальное $p_{вх. \cdot min} \approx -0,02$ МПа или абсолютное минимальное давление на входе $p_{вх. \cdot abs. \cdot min} \approx 0,08$ МПа; и давление на входе максимальное $p_{вх. \cdot max}$.

Частота вращения с⁻¹ (об/мин): номинальная частота вращения $n_{ном}$, которая обязательно указывается в табличке, паспорте, каталоге; макси-

мально допустимая частота вращения n_{\max} .

Коэффициент полезного действия КПД насоса:

- объемный $\eta_{об}$ (коэффициент подачи) – отношение номинальной (действительной) подачи к теоретической (расчетной);
- полный КПД $\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{мех}$ - отношение полезной мощности к приведенной.

Подача насоса:

- теоретическая подача

$$Q_{т.ном} = V_o \cdot n_{ном}, \text{ м}^3/\text{с};$$

- действительная номинальная подача

$$Q_{ном} = V_o \cdot n_{ном} \cdot \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Обязательно указывается в табличке паспорте; каталоге.

Мощность насоса:

- номинальная потребляемая мощность

$$N_{ном.потр.} = M_{ном} \cdot \omega_{ном}, \text{ кВт};$$

- номинальная эффективная мощность

$$N_{ном.эф} = p_{ном} \cdot Q_{ном} \cdot \eta, \text{ кВт}.$$

При режимах работы насоса не соответствующего номинальному, значения $\eta_{об}$; $\eta_{мех}$; η ; Q ; N определяются из графиков, таблиц или рассчитываются по формулам.

Зависимость подачи Q насоса от давления p_n при всех прочих равных условиях (частоте вращения, температуре, вязкости жидкости и пр.) называют характеристикой насоса $Q = f(p)$, т.е *характеристика насоса* – это графическая зависимость его основных технических показателей от давления при постоянных значениях частоты вращения насоса, вязкости и плотность жидкой среды на входе в насос [3].

Теоретическая подача насоса не зависит от давления жидкости (рис. 3.1, а) [4].

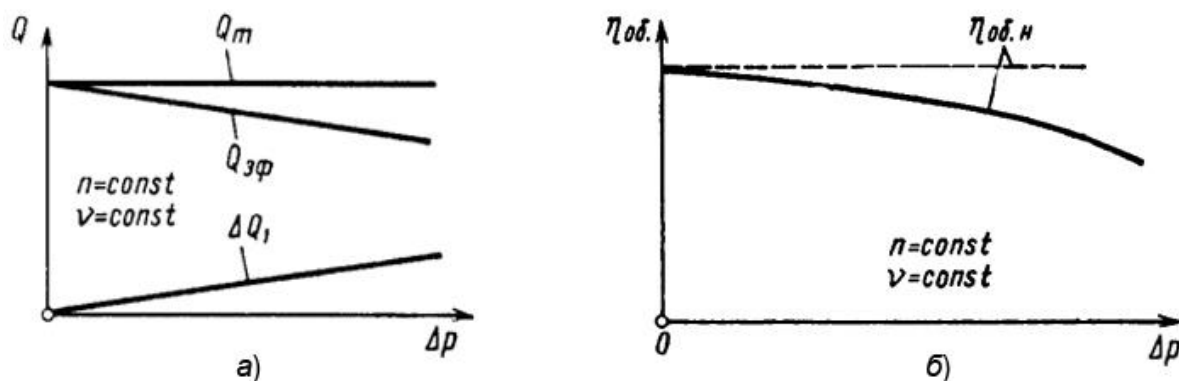


Рисунок 3.1. -Характеристика роторного насоса

В реальных насосах имеют место объемные потери, в результате которых фактическая подача жидкости будет меньше геометрической.

В соответствии с этим различают, помимо теоретической, *фактическую (эффективную) подачу* $Q_{\text{эф}}$ (действительная $Q_{\text{ном}}$) насоса под которой понимают подачу жидкости насосом при определенных значениях перепада давления Δp , частоте вращения n и при прочих условиях, влияющих на объемные потери в насосе. Величина фактической подачи $Q_{\text{эф}}$ будет меньше расчетной $Q_{\text{т}}$ на величину объемных потерь

$$\Delta Q_{\text{н}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{эф}}.$$

Большую часть этих потерь составляют утечки жидкости ΔQ_1 через внутренние зазоры из рабочей полости в нерабочую под действием перепада давления.

Экспериментально доказано, что непосредственные утечки жидкости ΔQ_1 через зазоры гидравлических машин изменяются при всех прочих равных условиях прямо пропорционально перепаду давления

$$\Delta Q_1 = r \cdot p,$$

где r – постоянный при прочих равных условиях коэффициент утечек.

В ряде случаев вместо характеристики $Q = f(p)$ используют характеристику $\eta_{\text{об}} = f(p)$, т. е. изменения объемного коэффициента полезного действия в зависимости от давления (рис. 3.1, б). Изменение объемного КПД $\eta_{\text{об.н}}$ насоса практически находится в прямой зависимости от перепада давления.

С повышением давления для всех насосов увеличиваются утечки рабочей жидкости и снижается объемный КПД (рис. 3.2) [4].

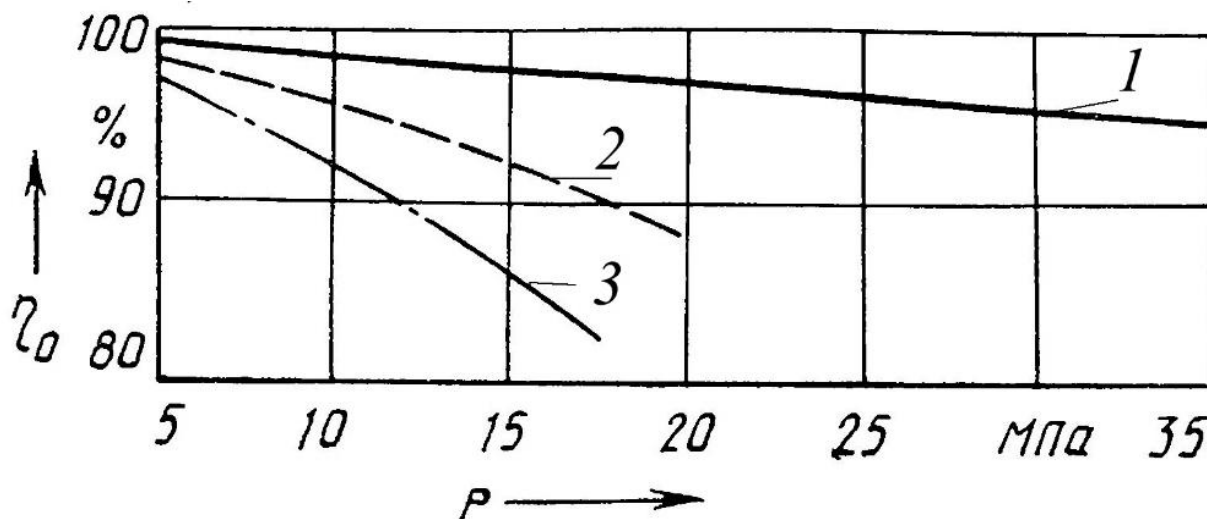


Рисунок 3.2 - Зависимость объемного КПД от давления рабочей жидкости для разных конструктивных типов объемных гидромашин: 1 – аксиально-поршневые насосы; 2 – шестеренные; 3 – пластинчатые насосы.

Наиболее высокие значения КПД характерны для аксиально-поршневых гидромашин. Объясняется это технологической простотой получения малых зазоров сопряженных деталей, что обеспечивает высокое качество изготовления машины, малые утечки рабочей жидкости и потери мощ-

ности на трение.

3.2 Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рисунке 3.3. Она включает электродвигатель **1** и шестеренный насос **2** типа НШ-10. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан **6**. Изменение расхода и давления производится регулятором потока **8**. Распределитель **9** служит для переключения потока жидкости либо в основной бак **12** либо в мерный бак **11**. К нему подключен секундомер (на схеме условно не показан).

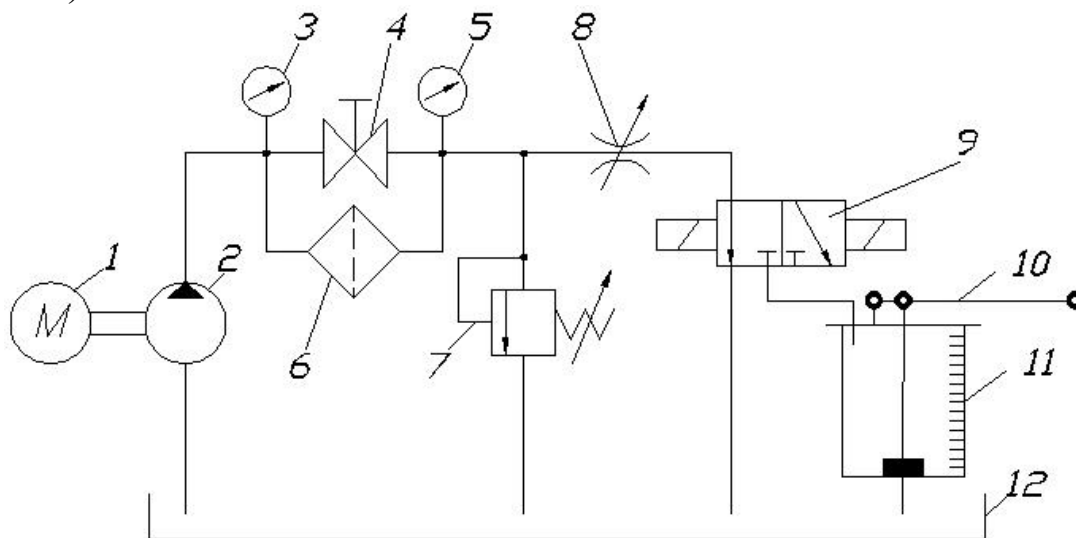


Рисунок 3.3 – Схема опытной установки

Для определения расхода жидкости имеется стеклянный мерный цилиндр **11** диаметром $D = 150$ мм с мерной линейкой. Клапан **10** служит для слива жидкости из мерного бака в основной бак **12**. Давление в нагнетательном трубопроводе измеряется манометрами **3** и **5**.

При полном открытии вентиля **4** жидкость идет по линии наименьшего сопротивления минуя фильтр **6**.

3.3 Порядок проведения работы

1) Переключить распределитель **9** в правое положение (жидкость будет поступать в мерный бак **11**).

2) При открытом клапане **10** включить установку. С помощью регулятора потока **8** установить определенное давление в напорной магистрали по манометру **3**.

3) Закрыть клапан **10**. При этом автоматически включается секундомер. Через 5-15 секунд открыть клапан **10**, одновременно необходимо заметить уровень жидкости в мерном сосуде **11**. При этом секундомер автоматически отключается.

4) Опыт повторить 6...8 раз при различных значениях развиваемого

насосом давления.

5) Переключить распределитель **9** в левое положение (жидкость будет поступать в основной бак **12**).

Данные опытов и расчетов заносятся в таблицу 3.1.

3.4 Обработка результатов измерений

1) Произвести геометрический обмер деталей насоса, аналогичного испытываемому. Численные значения подставить в таблицу 3.1.

2) Определить теоретическую Q_T производительность насоса по формуле

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot n \cdot (z + 1) = \text{_____} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определить действительную Q производительность насоса для каждого опыта по формуле

$$Q = \frac{(h_2 - h_1)}{t} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \text{_____} \text{ см}^3/\text{с},$$

где $D = 150$ мм – диаметр внутреннего сечения мерного цилиндра,
 h_1, h_2 – начальный и конечный уровни жидкости в мерном цилиндре (измеряется опытным путем).

3) Определить фактический рабочий объем насоса в каждом опыте

$$V_0 = \frac{Q}{n} = \text{_____} \text{ см}^3/\text{об}$$

и определить его среднее значение

$$V_{0\text{ср}} = \text{_____} \text{ см}^3.$$

Сравнить полученное среднее фактическое значение рабочего объема шестеренного насоса НШ-10 со справочным значением $V_{0н} = 10 \text{ см}^3$.

4) Определить объемный КПД насоса

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T} = \text{_____}.$$

5) Определить полезную мощность насоса

$$N_{п} = p \cdot Q = \text{_____} \text{ Вт}.$$

6) Заполнить таблицу 3.1

Таблица 3.1 – Результаты экспериментов и расчета

Число зубьев z	
Ширина зубчатого колеса b , мм	
Диаметр окружности зубьев D_z , мм	
Модуль зубчатого колеса $m = D_z/(z+2)$, мм	
Частота вращения n , об/мин	1100
Теоретическая производительность насоса Q_T , см ³ /с	

Продолжение таблицы 3.1

№ опыта	Давление, p , атм	Уровень,		Время, t , с	Подача, Q , см ³ /с	Объемный КПД, $\eta_{об}$	Полезная мощность N_p , Вт
		h_1 , см	h_2 , см				
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							

- 7) Построить графики зависимостей Q , N_p и $\eta_{об}$ от давления p .
- 8) Записать вывод.