

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Цель работы.

Определение коэффициентов расхода, скорости и сопротивления насадков и сравнение их со справочными значениями.

Общие сведения.

Насадками называют трубки различной формы, приставляемые к отверстию в стенке резервуара или к концу трубы с целью увеличения расхода или для получения более компактной струи.

При входе в насадок, благодаря острой входной кромке, струя жидкости сначала сужается, как и при истечении через отверстие, а затем расширяется, заполняя все сечение насадка, и вытекает из него полным сечением (рис.7.1). Вследствие сжатия струи в сжатом сечении скорость жидкости больше, а давление, соответственно, меньше, чем на входе из насадка. При истечении в атмосферу в сжатом сечении образуется вакуум. Это приводит к подсасыванию жидкости из резервуара, в результате чего при одинаковом напоре расход жидкости через насадок будет больше, чем через отверстие.

В случае истечения жидкости через насадок скорость и расход определяются по тем же формулам, что и для отверстия, т.е.:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \quad (1.1)$$

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2g \cdot H}. \quad (1.2)$$

Здесь ω - площадь выходного отверстия насадка;

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_n}} \text{ - коэффициент скорости;}$$

ζ_n - коэффициент сопротивления насадка:

$$\zeta_n = \frac{\zeta_{вх.}}{\epsilon_c^2} + \zeta_{в.р.} + \zeta_{дл.}, \quad (1.3)$$

где $\zeta_{вх.} \cong 0,06$ - коэффициент сопротивления входного отверстия насадка;

$\zeta_{в.р.}$ - коэффициент гидравлических сопротивлений на расширение потока за сжатым сечением;

$\zeta_{дл.}$ - коэффициент гидравлического сопротивления по длине насадка. Для цилиндрического насадка:

$$\zeta_{дл.} = \lambda \cdot \frac{l}{d},$$

где λ - коэффициент гидравлического трения;

l - длина насадка;

d - диаметр насадка;

ϵ_c - коэффициент сжатия струи внутри насадка.

Для внешнего цилиндрического насадка (рис.1.1) $\epsilon_c = 0,64$.

Так как истечение из насадка наружу в большинстве случаев происходит полным сечением (струя на выходе не сужается), т.е. $\varepsilon_{\text{вых.}}=1$, то коэффициент расхода насадка μ равен коэффициенту скорости φ :

$$\mu = \varepsilon_{\text{вых.}} \cdot \varphi = \varphi. \quad (1.4)$$

Вследствие вакуума в сжатом сечении возрастает полный действующий напор, складывающийся из напора над центром входного отверстия насадка и величины вакуума в сжатом сечении. Это приводит к увеличению расхода жидкости через насадок.

Оценим теоретическое значение вакуума в сжатом сечении при истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок (рис.7.1). Напишем уравнение Бернулли для сечений О-О и С-С (сжатое сечение), приняв в сечении О-О скорость жидкости $v_0=0$:

$$\frac{P_0}{\gamma} + H = \frac{v_c^2}{2g} + \frac{P_c}{\gamma} + \zeta_{\text{ex.}} \frac{v_c^2}{2g},$$

откуда:

$$\frac{P_0 - P_c}{\gamma} = \frac{v_c^2}{2g} (1 + \zeta_{\text{ex.}}) - H, \quad (1.5)$$

где P_0 и P_c - давления, соответственно, в сечениях О-О и С-С.

Так как $v_c = v/\varepsilon_c$, где $v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H}$ - скорость жидкости на выходе из насадка, то из уравнения (7.5) получим:

$$\frac{P_0 - P_c}{\gamma} = \frac{v^2}{\varepsilon_c^2 \cdot 2g} (1 + \zeta_{\text{ex.}}) - H = \frac{\varphi^2 \cdot H}{\varepsilon_c^2} (1 + \zeta_{\text{ex.}}) - H = H \cdot \left[\frac{\varphi^2}{\varepsilon_c^2} (1 + \zeta_{\text{ex.}}) - 1 \right] \quad (1.6)$$

Положив $P_0 = P_{\text{ат.}}$ и подставив соответствующие значения коэффициентов: $\varphi = 0,82$; $\varepsilon_c = 0,64$; $\zeta_{\text{ex.}} = 0,06$, получим:

$$\frac{P_{\text{ат.}} - P_c}{\gamma} = H \cdot \left[\frac{0,82^2}{0,64^2} (1 + 0,06) - 1 \right] \cong 0,74H.$$

Разность между атмосферным давлением $P_{\text{ат.}}$ и давлением в сечении С-С (P_c) есть вакуум. Следовательно, величина вакуума, выраженная высотой столба жидкости, в сжатом сечении внешнего цилиндрического насадка равна

$$h_{\text{вак.}} = 0,74H. \quad (1.7)$$

Уменьшение давления в сжатом сечении насадка (увеличение вакуума $h_{\text{вак.}}$) физически возможно до давления насыщенных паров данной жидкости при данной температуре ($P_{\text{н.п.}}$). Предельное значение вакуума с сжатом сечении определяется по формуле:

$$h_{\text{вак.пред.}} = \frac{P_{\text{ат.}} - P_{\text{н.п.}}}{\gamma}. \quad (1.8)$$

Если расчетная величина вакуума (7.7) превосходит предельное значение (7.8), то происходит срыв режима работы насадка (срыв вакуума): струя отрывается от стенок насадка и истекает неполным сечением.

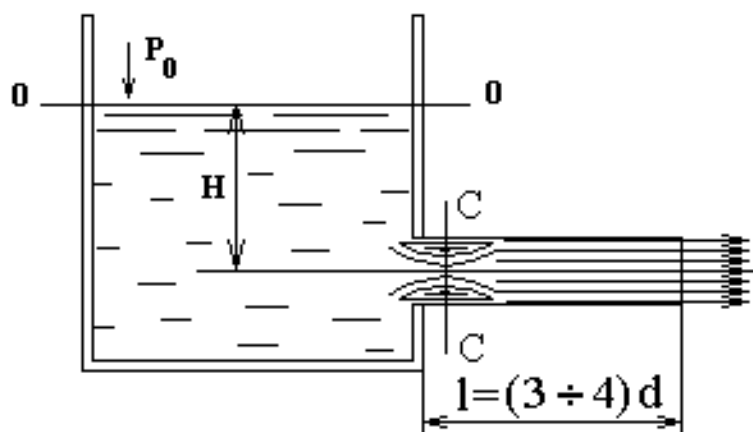


Рис.1.1. Истечение жидкости через насадки.

В технике применяют насадки различной формы. Основные типы насадков приведены на рис.7.2, а средние значения их коэффициентов μ , φ , ζ , ε - в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

Тип насадка или отверстие	Рисунок	φ	μ	$\varepsilon_{\text{(вых)}}$	ξ
Круглое отверстие в тонкой стенке	—	0,97	0,62	0,64	0,06
Внешний цилиндрический насадок	2А	0,82	0,82	1	0,5
Конический сходящийся насадок при $\theta = 13^\circ$	2Б	0,96	0,95	0,98	0,075
Коноидальный насадок (сопло)	2В	0,98	0,98	1	0,06
Конический расходящийся насадок при $\theta = 5^\circ$	2Г	0,47	0,47	1	3,4

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

СНЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.

Цель работы.

Снятие рабочих характеристик центробежного насоса $H = f(Q)$ и $N_n = f(Q)$ при заданном постоянном числе оборотов колеса.

Общие сведения.

В центробежном насосе передача энергии жидкости осуществляется лопатками рабочего колеса, вращающегося в корпусе. Вращаясь с колесом, жидкость подвергается действию центробежных сил, что обуславливает движение ее от центра к периферии (рис. 2.1). На валу может быть установлено несколько рабочих колес (многоступенчатый насос).

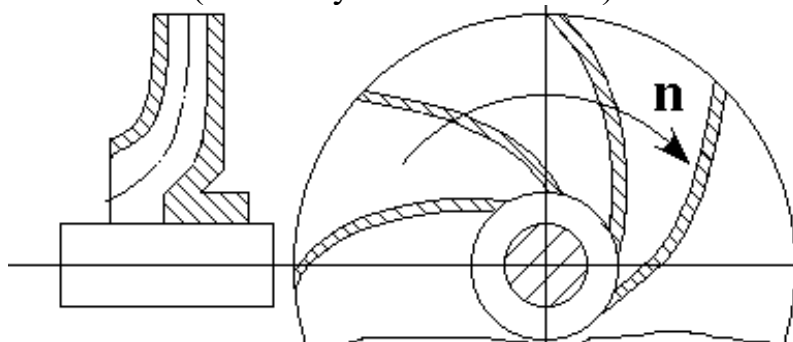


Рис.2.1. Рабочее колесо центробежного насоса.

Рабочими характеристиками центробежного насоса называются зависимости напора H , потребляемой мощности N и полного кпд η от его подачи (производительности) Q при постоянном числе оборотов рабочего колеса n .

Напор H – это удельная энергия, которую необходимо сообщить весовой единице жидкости, чтобы поднять на высоту $H_{ст}$ (рис. 2), преодолев при этом сопротивление всасывающей и нагнетательной магистралей. Напор измеряют в метрах столба перекачиваемой жидкости:

$$H = E_n - E_g = \left(Z_n + \frac{P_n}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} \right) - \left(Z_g + \frac{P_g}{\gamma} + \frac{v_g^2}{2g} \right),$$

где E_n , P_n , Z_n , v_n – соответственно, удельная энергия, давление, уровень и средняя скорость потока у входа в нагнетательную магистраль, т. е. на выходе из насоса (сеч. 2-2).

E_g , P_g , Z_g , v_g – эти же параметры в конце всасывающей магистрали, т. е. на входе в насос (сеч. 1-1).

Так как $Z_n - Z_g = Z_0$, то при одинаковых диаметрах входного и выходного патрубков $v_n = v_g$, а напор насоса равен:

$$H = \frac{P_n - P_g}{\gamma} + Z_0. \quad (2.1)$$

Полезная мощность насоса – это приращение энергии, получаемой всем потоком жидкости, проходящей через насос в единицу времени, т. е.

$$N_n = \gamma \cdot Q \cdot H \text{ (Вт)}, \quad (2.2)$$

где Q – производительность насоса ($\text{м}^3/\text{с}$);

γ – удельный вес жидкости ($\text{н}/\text{м}^3$),

H – напор (м).

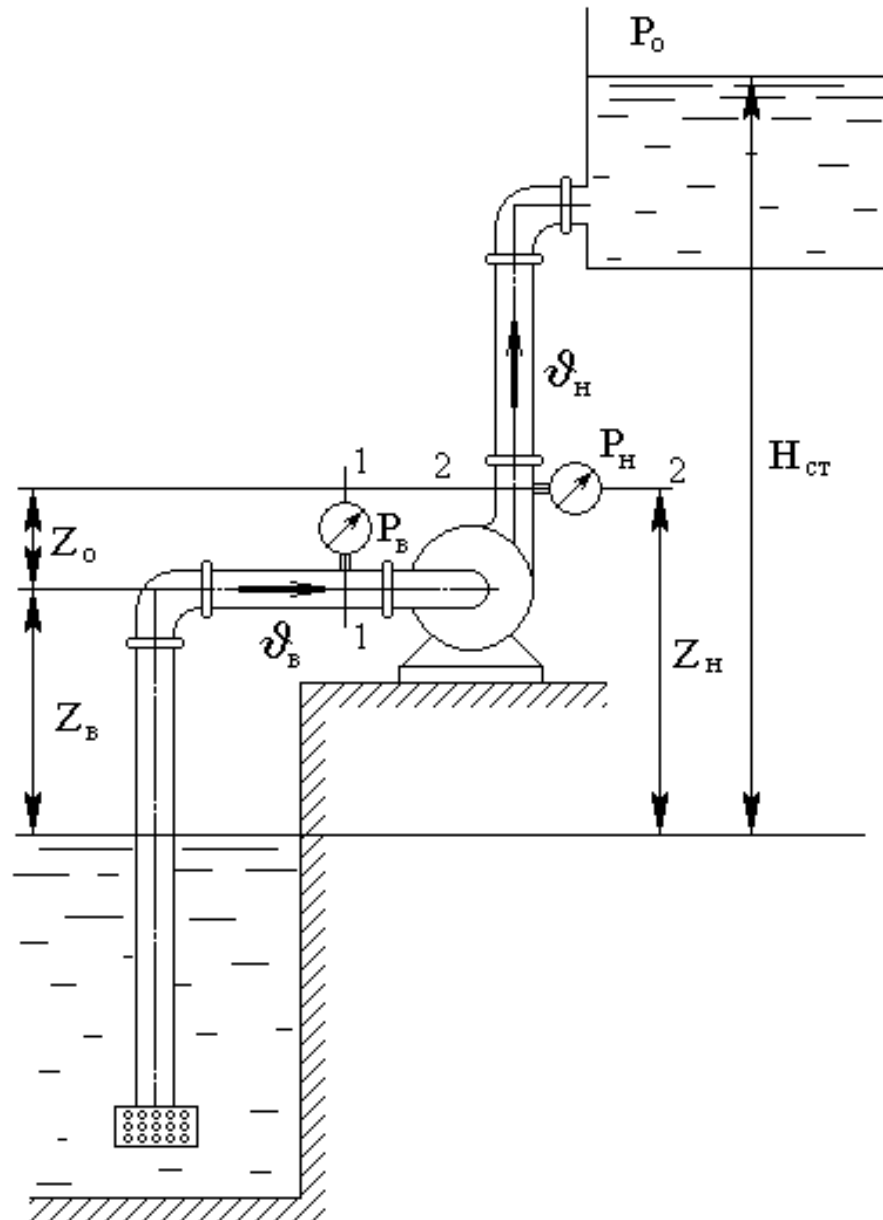


Рис.2.2. Схема работы центробежного насоса.

Потребляемая мощность насоса (мощность на валу) больше полезной, т. к. часть энергии затрачивается на преодоление трения в подшипниках, уплотнениях, на трение дисков рабочего колеса о жидкость.

Полный КПД насоса η – отношение полезной мощности N_n к потребляемой N :

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{N}. \quad (2.3)$$

Потребляемую мощность N можно найти, зная КПД электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$ и его мощность $N_{\text{эд}}$:

$$N = \eta_{\text{эд}} \cdot N_{\text{эд}}. \quad (2.4)$$

Рабочие характеристики, снятые для какого-либо числа оборотов n , могут быть пересчитаны на другие числа оборотов n^* по формулам подобия:

$$\frac{Q}{Q^*} = \frac{n}{n^*}; \quad \frac{H}{H^*} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^2; \quad \frac{N}{N^*} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^3. \quad (2.5)$$

Эти зависимости имеют достаточную степень точности только в оптимальных режимах (в области высоких КПД).

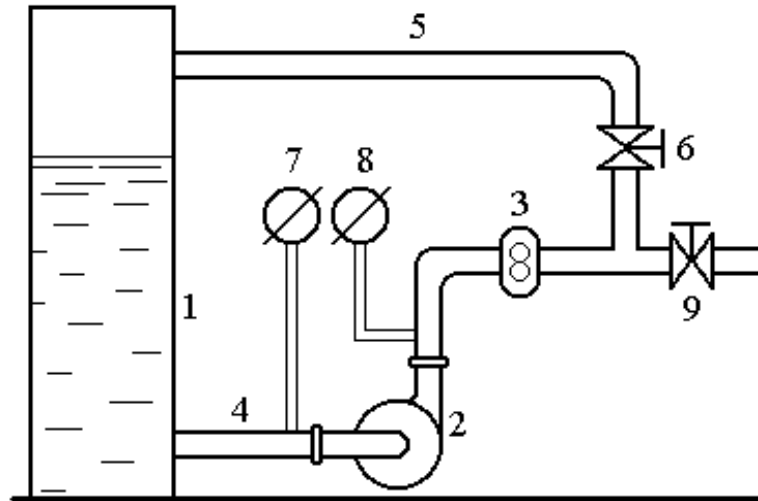


Рис. 2.3. Схема опытной установки.

Опытная установка (рис. 9.3) состоит из резервуара (1), заполненного водой, центробежного насоса (2) с электродвигателем, расходомерного устройства (счетчика жидкости) (3), всасывающего и напорного трубопроводов (соответственно (4) и (5)). Вентиль (6) предназначен для регулирования расхода жидкости. Вакуумметр (7) и манометр (7) служат для измерения давления соответственно на входе и на выходе из насоса. Вентиль (9) перекрывает подачу жидкости в трубопровод переменного сечения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ИЗУЧЕНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСА

Цель работы.

Ознакомиться с устройством и принципом действия двухкратного пластинчатого насоса и снятие его рабочих характеристик.

Общие сведения.

Благодаря малым габаритным размерам, несложной конструкции и высокому КПД, пластинчатые гидромашины широко применяются в гидроприводах станков и других машин-орудий. Особенно распространены отличающиеся высокой надежностью пластинчатые нерегулируемые насосы двухкратного действия для давления 7 – 14 МПа.

Основными частями пластинчатого насоса (рис. 10.1) являются вращающийся ротор (1) с пластинами (2), расположенный в статоре (3) специального профиля. В статоре прорезаны окна (4, 5, 6, 7), соединенные с подводящей и отводящей линиями. Дуги перемычек между окнами (4, 5, 6, 7) соответствуют угловому шагу между пластинами $2\pi/z$ где z – число пластин.

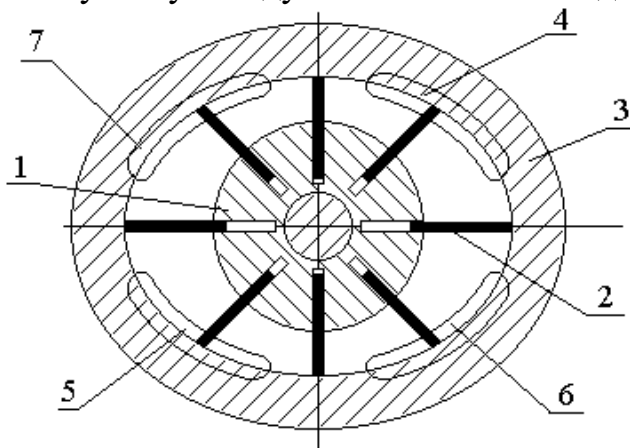


Рис. 3.1. Устройство двухкратного пластинчатого насоса.

При вращении ротора (1) лопажки (2) под действием центробежной силы и силы давления масла, подведенного под лопажки, всегда прижаты ко внутренней поверхности статора (3).

Каждая из камер между двумя соседними лопатками во время соединения с окнами всасывания (4) и (5) благодаря профилю статора увеличивает свой объем и заполняется жидкостью. Во время соединения камеры с окнами нагнетания (6) и (7) ее объем q уменьшается и жидкость вытесняется в отводящую магистраль.

Пластина при перемещении между окнами (4) и (6) или (5) и (7) в единицу времени вытесняет объем q :

$$q = f \cdot \vartheta, \quad (3.1)$$

где f – площадь рабочей части пластины;

$f = B \cdot h$ (B – ширина пластины; h – высота рабочей части пластины $h = R - r$);

v – окружная скорость центра движения пластины;

$v = \frac{R+r}{2} \cdot \omega$ (R – большой радиус статора, r – малый радиус статора, ω – угловая скорость ротора).

Таким образом:

$$q = \omega \cdot \frac{R-r}{2} \cdot (R-r) \cdot B = \frac{\omega \cdot B}{2} \cdot (R^2 - r^2). \quad (3.2)$$

Учитывая, что $\omega = 2\pi \cdot n$, и что одновременно происходит вытеснение жидкости двумя пластинами (из двух камер), получим приближенное выражение для вычисления теоретического расхода насоса:

$$Q_m = 2\pi \cdot n \cdot B \cdot (R^2 - r^2). \quad (3.3)$$

С учетом толщины пластин:

$$Q_m = [\pi \cdot (R^2 - r^2) - (R-r) \cdot \delta \cdot z], \quad (3.4)$$

где δ – толщина пластин.

Объемная постоянная насоса V_0 (подача насоса за один оборот):

$$V_0 = 2B \cdot [\pi \cdot (R^2 - r^2) - (R-r) \cdot \delta \cdot z]. \quad (3.5)$$

Полезная мощность насоса:

$$N_n = p \cdot Q, \quad (3.6)$$

где p – давление нагнетания;

Q – производительность насоса.

Описание опытной установки.

Схема лабораторной установки представлена на рис. 10.2. Она включает электродвигатель (1) типа АОЛ-2-31-4 ($n = 1430$ об/мин, $N = 2,2$ кВт) и пластинчатый насос (2) типа БГ12-4 ($P_{\text{ном}} = 100$ кгс/см², $Q_{\text{ном}} = 10$ л/мин, $n_{\text{ном}} = 1500$ об/мин). Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан (3). Изменение давления и расхода производится регулятором потока (4).

Для определения расхода жидкости имеется стеклянный мерный цилиндр (5) диаметром 20 см с мерной линейкой (6). Клапан (7) служит для слива жидкости из мерного бака в питательный бак (3). Давление в нагнетательном трубопроводе измеряется манометром (9).

Порядок проведения работы.

1. Провести геометрический обмер ротора, статора и пластин насоса, аналогичного испытываемому, и записать в табл. 3.1.
2. При открытом клапане (7) включить насос. С помощью регулятора потока (4) установить определенное давление в магистрали.
3. Закрыть клапан (7) и одновременно включить секундомер. Через 5...10 секунд замерить уровень жидкости в мерном цилиндре и выключить секундомер.

4. Опыт повторить при 6...8 различных значениях развиваемого насосом давления.

Данные обмера, опытов и расчетов заносятся в таблицу 10.2.

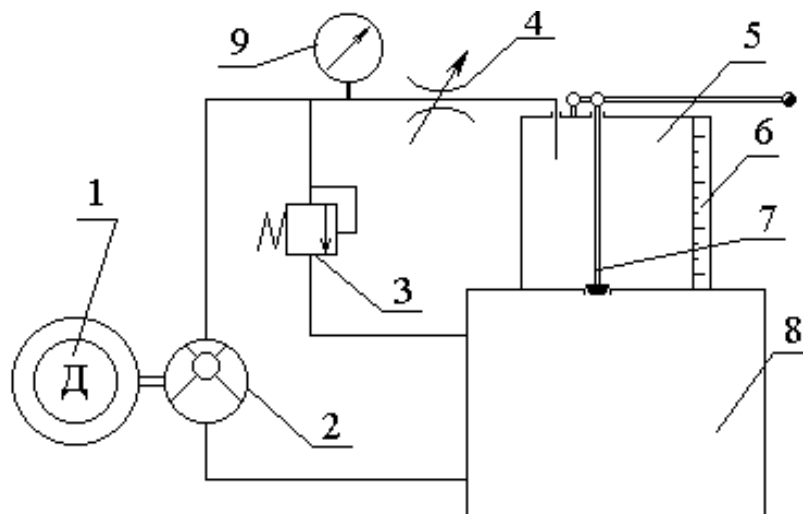


Рис. 3.2. Схема опытной установки.

Обработка результатов измерений и опытов.

1. Определить постоянную насоса V_0 .
2. Определить теоретическую производительность насоса Q_T .
3. Определить действительную производительность насоса:

$$Q = \frac{(h_2 - h_1) \cdot \pi \cdot d^2}{t \cdot 4},$$

где D – диаметр внутреннего сечения мерного цилиндра;

h_1, h_2 – начальные и конечные уровни жидкости в мерном цилиндре.

4. Определить объемный к.п.д. насоса:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_m}.$$

5. Определить полезную мощность:

$$N_n = p \cdot Q.$$

6. Построить графики зависимостей Q , N_n , $\eta_{об}$ от давления p .

Таблица 3.1.

Наименьший диаметр статора $d = 2r$	46	мм
Набольший диаметр статора $D = 2R$	49,8	мм
Ширина пластины B	16	мм
Толщина пластины δ	1,6	мм
Количество пластин Z	12	—
Постоянная насоса V_0		см ³ /об
Число оборотов ротора n	1430	об/мин
Теоретическая производительность Q_T		см ³ /сек

Таблица 3.2

№ опыта	Давление P , кгс/см ²	Уровень		Время t , сек	Производительность Q , л/сек	Объемный КПД, $\eta_{об}$	$N_{пол}$, Вт
		h_1 , см	h_2 , см				
1							
2							
3							
4							
5							
6							