

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»**

ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К КУРСОВОЙ РАБОТЕ**

для студентов специальности
1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной
промышленности и бытового обслуживания»

**Витебск
2016**

УДК 621.01

Гидравлика и гидравлические машины: методические указания к курсовой работе для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания».

Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2015.

Составители: к.т.н., проф. Ольшанский В. И.,
асс. Кузьменков С. М.,
асс. Котов А. А.

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы по курсу «Гидравлика и гидравлические машины».

Одобрено кафедрой «Технология и оборудование машиностроительного производства» УО «ВГТУ», протокол № 4 от «10» ноября 2015 г.

Рецензент: доц. Ольшанский А. И.
Редактор: доц. Угольников А. А.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от «30» ноября 2015 г.

Ответственный за выпуск: Герасимова О. С.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»

Подписано к печати 07.06.16. Формат 60x90 1/16. Уч.-изд. лист. 1.4.
Печать ризографическая. Тираж 99 экз. Заказ № 182.

Отпечатано на ризографе учреждения образования «Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/172 от 12.02.2014.

210035, г. Витебск, Московский пр., 72.

Введение

Методические указания являются пособием для выполнения студентами специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» курсовой работы по разделу «насосы и насосные установки» курса «Гидравлика и гидравлические машины».

Целью данной курсовой работы является расчет насосной установки, что включает в себя: расчет характеристик трубопровода, построение графиков этих характеристик, определение рабочей точки системы, определение затрачиваемой мощности, определение влияния изменения расхода на изменение мощности насоса, а также изучение различных методов регулирования системы (дроссельное регулирование, регулирование числом оборотов двигателя, регулирование переливным клапаном).

Основное назначение методических указаний – дать студентам материал, позволяющий выработать навыки применения теоретических сведений к решению конкретных задач технического характера, связанных с работой насосов на сеть трубопроводов, и тем самым освоить практику гидравлических расчетов.

Исходные данные

Для гидравлической системы (рис. 1), состоящей из питающего резервуара 1, центробежного насоса 2, дросселя 3, переливного клапана 4, приёмного резервуара 5, системы трубопроводов с параметрами $l_1, d_1; l_2, d_2; l_3, d_3; \Delta_{экв.}$, определить рабочую точку и мощность насоса при исходных данных. Также выполнить расчёты и определить число оборотов ротора насоса при изменении расхода жидкости на $m\%$ при различных способах регулирования:

1. при дроссельном регулировании;
2. при регулировании переливным клапаном;
3. при регулировании числом оборотов ротора насоса.

Значения параметров системы выбираются в соответствии с номером варианта из таблиц приложения.

При построении характеристик насосной установки из местных гидравлических сопротивлений учесть два плавных поворота труб с радиусом $R = 2d$.

Перекачиваемая жидкость – вода с температурой $T = 20\text{ }^\circ\text{C}$.

Номинальное число оборотов двигателя $n = 1250\text{ об./мин}$.

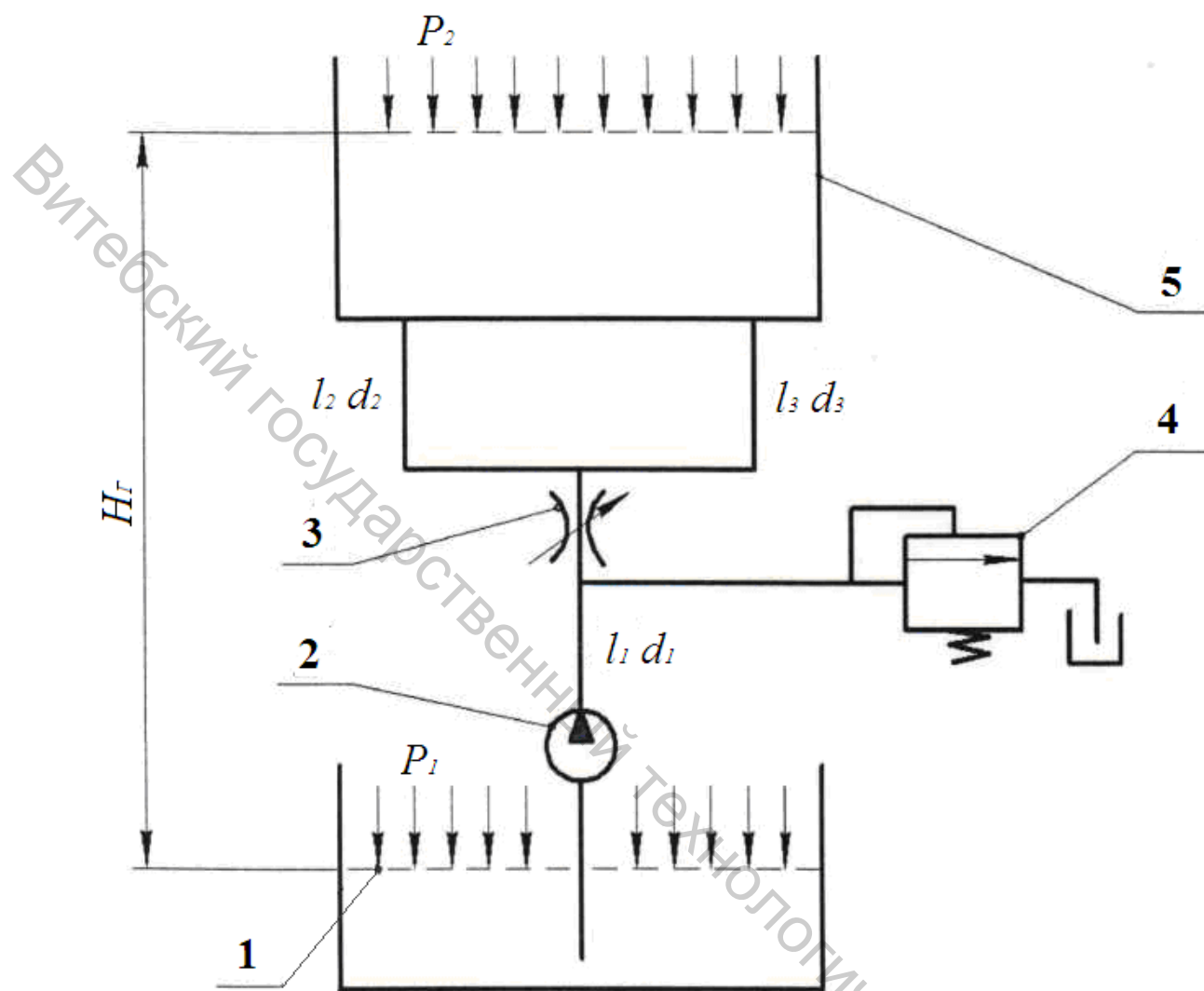


Рисунок 1 – Схема насосной установки:

- 1 – питающий резервуар;
- 2 – центробежный насос;
- 3 – дроссель;
- 4 – переливной клапан;
- 5 – приёмный резервуар

Расчет характеристик трубопровода

Проводится расчет для трех участков трубопровода, имеющих разные диаметры. Для этого необходимо определить напор, развиваемый насосом на этих участках.

Напор насоса:

$$H_H = H_G + H_{II} + \sum h_w, \quad (1)$$

где H_G – геометрический напор;

H_{II} – пьезометрический напор:

$$H_{II} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}, \quad (2)$$

где $(P_2 - P_1)$ – разность давлений в системе;

γ – удельный вес жидкости;

$\sum h_w$ – суммарные потери напора.

Потери напора могут быть определены по формуле

$$h_w = \left(0,0827 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} + \zeta \cdot 0,0827 \cdot \frac{1}{d^4} \right) \cdot Q^2, \quad (3)$$

где d – диаметр трубопровода;

λ – гидравлический коэффициент трения;

ζ – коэффициент, учитывающий потери на местные сопротивления, для плавного поворота трубы с радиусом $R = 2d$ $\zeta \approx 0,33$;

Q – расход жидкости.

Для определения гидравлического коэффициента трения удобно пользоваться формулой Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{\text{экв.}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

где Re – число Рейнольдса;

$\Delta_{экр.}$ – эквивалентная шероховатость.

Число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot d}, \quad (5)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, зависящий от температуры.

Таким образом, получаем три характеристики для трех участков трубопровода, отличающихся длиной и диаметром труб. Каждая характеристика должна иметь не менее пяти точек для достижения необходимой точности построения.

Для расчёта насосной установки применим графо-аналитический метод. Вначале требуется определить характеристики каждого участка трубопровода.

Выполним расчет для всасывающего участка.

Согласно условию, его параметры d_1, l_1 . Для расчёта задаёмся значениями расхода $Q_1 \dots Q_5$. После этого для каждого из пяти значений определим число Рейнольдса, согласно формуле (5). Гидравлический коэффициент трения можно рассчитать по зависимости (4). После чего, согласно уравнению (3), определяются потери напора.

Результаты расчета для всасывающего трубопровода сводятся в таблицу (по форме таблицы 1).

Таблица 1

Расход $Q, \text{ м}^3/\text{сек}$	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5
Число Рейнольдса Re	$Re_{1.1}$	$Re_{1.2}$	$Re_{1.3}$	$Re_{1.4}$	$Re_{1.5}$
Гидравлический коэффициент трения λ	$\lambda_{1.1}$	$\lambda_{1.2}$	$\lambda_{1.3}$	$\lambda_{1.4}$	$\lambda_{1.5}$
Потери напора $h_w, \text{ м}$	$h_{w1.1}$	$h_{w1.2}$	$h_{w1.3}$	$h_{w1.4}$	$h_{w1.5}$

Аналогичным образом проводятся расчеты для участков трубопровода 2 и 3. Для каждого участка заполняется отдельная таблица.

Определение параметров рабочей точки системы

По полученным ранее данным строятся три графика (по пять точек для каждого графика) для трех участков трубопровода – h_{W1} , h_{W2} , h_{W3} . Графики h_{W2} и h_{W3} представляют собой характеристики параллельных участков. Сложим их графически. При параллельном соединении расходы в каждой точке графиков суммируются, а напор остается неизменным. Сложив эти два графика, получим график, эквивалентный параллельным участкам трубопровода – h_{W2+3} . В соответствии с исходными данными строим на графике характеристику насоса H_H .

Теперь графики h_{W2+3} и h_{W1} представляют собой характеристики двух участков трубопровода, соединенных последовательно. Их можно сложить, используя следующие правила: расход остается неизменным, а напоры в каждой точке графиков суммируются. Таким образом, получаем график суммарных потерь напора для данной системы трубопроводов $\sum h_W$. (рис. 2).

Затем по формуле (2) рассчитывается значение пьезометрического напора H_{II} . Далее, согласно формуле (1), с учетом значений напоров H_I и H_{II} строится эквивалентный график данного трубопровода $h_{эkv}$. (рис. 3).

Пересечение графика H_H с графиком $h_{эkv}$ дает рабочую точку системы (точка A).

Опуская перпендикуляры на оси, определяем расход Q_A и напор H_A в этой рабочей точке системы.

Для того чтобы определить коэффициент полезного действия в данной рабочей точке установки, строим график КПД – η . В пересечении со значением расхода Q_A получаем точку, которая соответствует номинальному КПД η_A (рис. 4).

Имея эти значения, можем рассчитать затрачиваемую мощность насоса по формуле:

$$N_A = \frac{Q_A \cdot H_A \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta_A}, \text{ кВт.} \quad (6)$$

Витебский государственный технологический университет

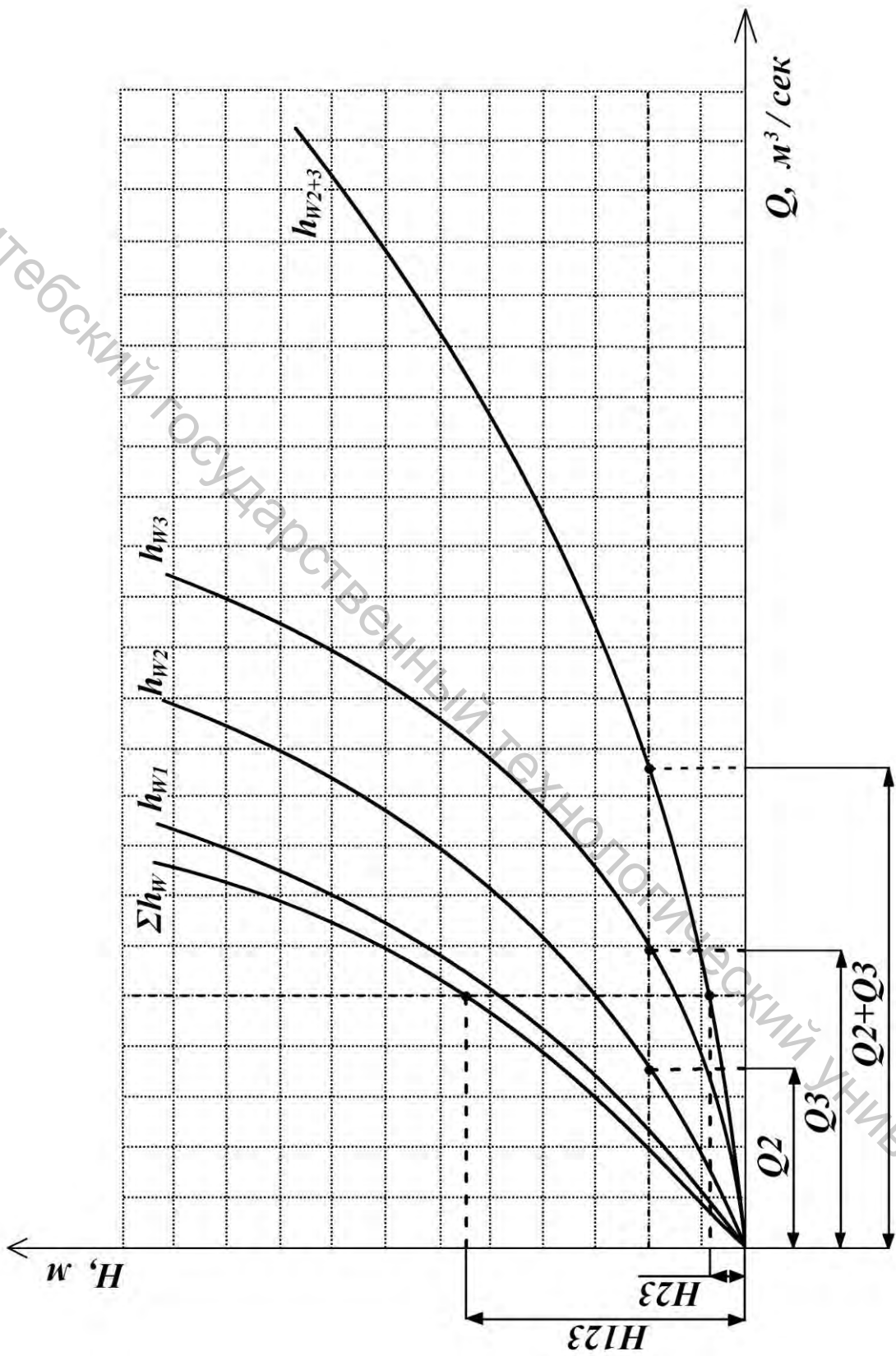


Рисунок 2 – Построение графика суммарных потерь напора для системы трубопроводов

Витебский государственный технологический университет

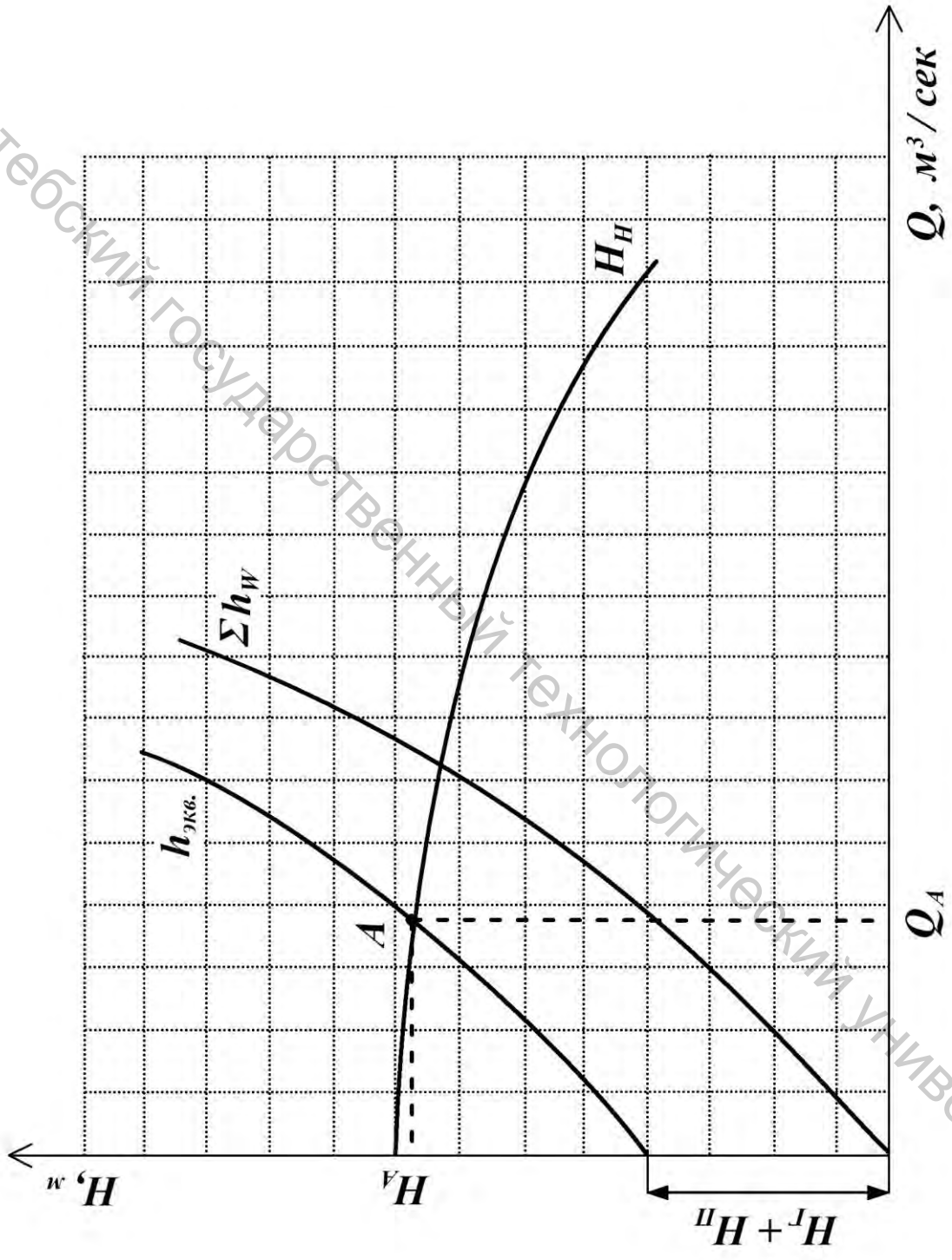


Рисунок 3 – Определение параметров рабочей точки системы

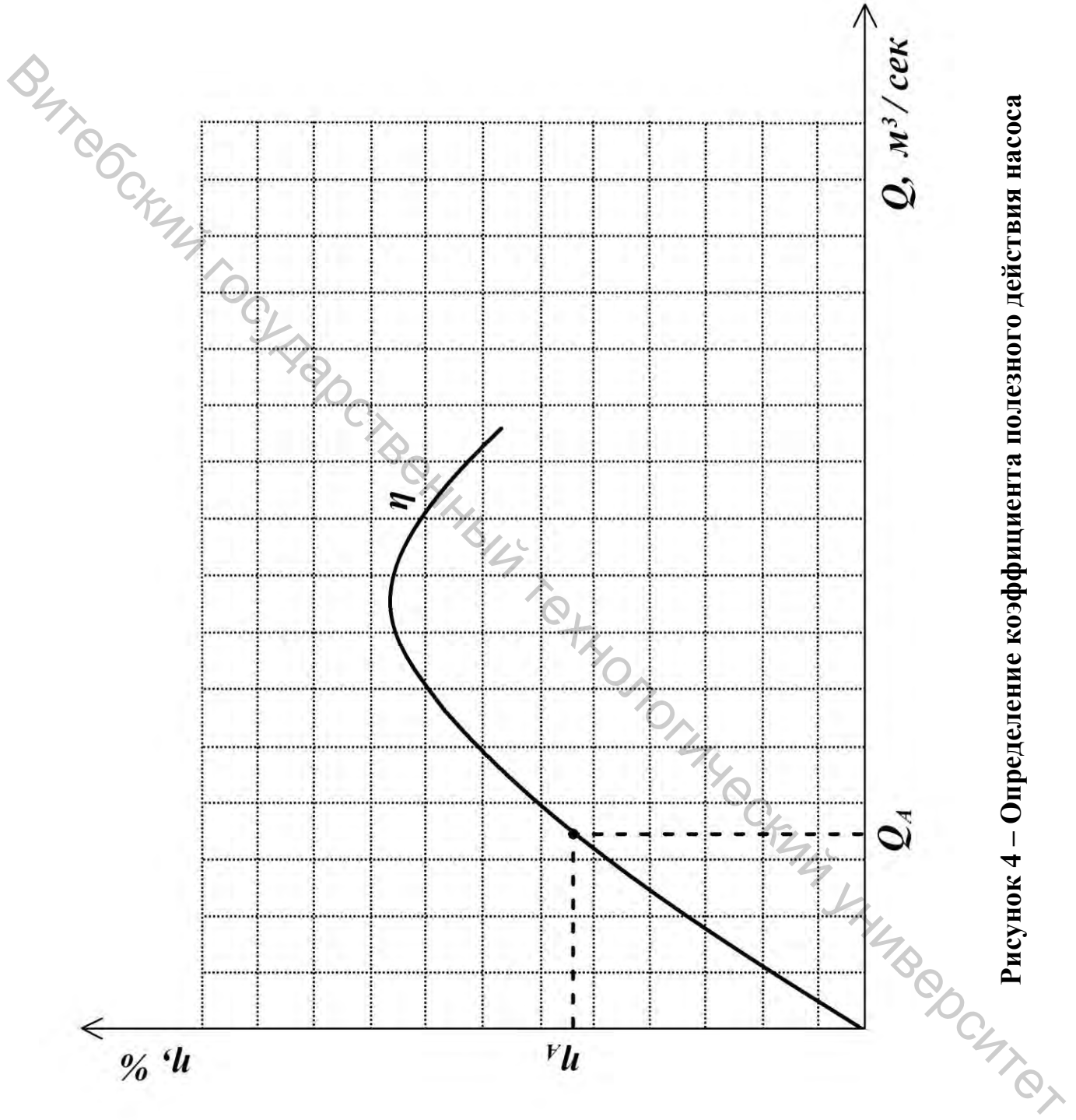


Рисунок 4 – Определение коэффициента полезного действия насоса

Определение параметров новой рабочей точки системы при дроссельном регулировании

Для определения изменения мощности насоса при изменении расхода на m % в случае дроссельного регулирования необходимо построить эквивалентный график данного трубопровода $h_{э.к.в.}$, характеристику насоса H_H и график КПД η . Затем подсчитывается новое, измененное по сравнению с исходным значение расхода Q_{A1} .

Пересечение линии, соответствующей полученному значению расхода Q_{A1} с графиком H_H дает рабочую точку **A1** при измененном расходе (рис. 5) и позволяет определить значение напора H_{A1} .

Проводя линию расхода Q_{A1} до пересечения с графиком КПД η , получаем значение η_{A1} .

Затем, подставляя полученные значения, можно рассчитать мощность насоса для этого случая:

$$N_{A1} = \frac{Q_{A1} \cdot H_{A1} \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta_{A1}}, \text{ кВт.} \quad (7)$$

Витебский Государственный Технологический Университет

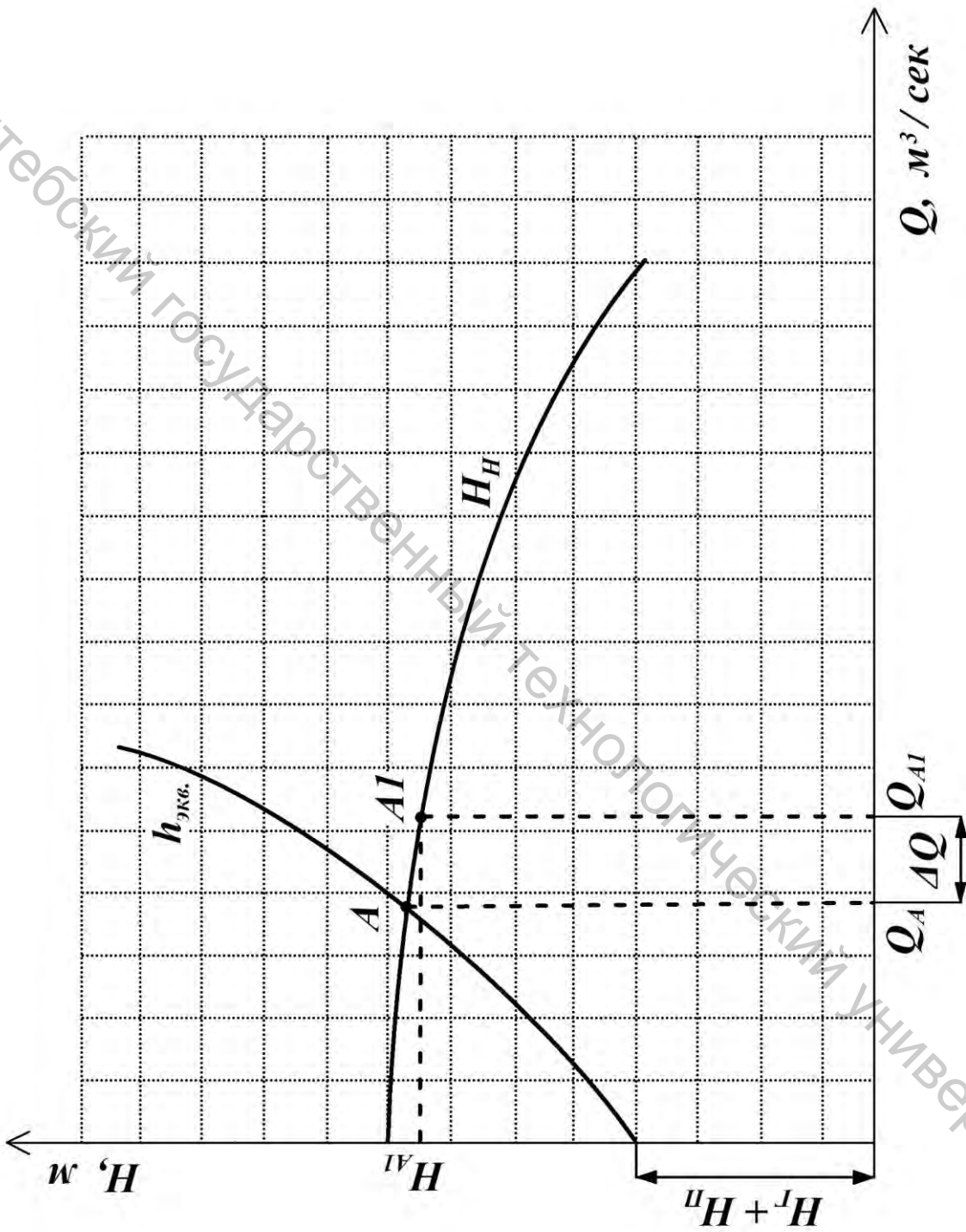


Рисунок 5 – Определение параметров новой рабочей точки системы при дроссельном регулировании

Определение параметров новой рабочей точки системы при регулировании переливным клапаном

Для определения характеристик насоса при регулировании при помощи переливного клапана нужно вначале построить характеристику трубопровода $h_{экр.}$, характеристику насоса H_H , а затем, в соответствии с исходными данными, характеристику клапана $H_{КЛ}$, которая представляет собой прямую линию (рис. 6).

Далее строится (вычитанием соответствующих координат) обобщенная характеристика насоса и клапана $H_{H-КЛ}$:

$$Q_{H-КЛ} = Q_H - Q_{КЛ}. \quad (8)$$

Точка пересечения характеристики трубопровода $h_{экр.}$ и обобщенной характеристики насоса-клапана $H_{H-КЛ}$ является новой рабочей точкой системы (точка **A2**). Определяются параметры этой точки: Q_{A2} ; H_{A2} ; η_{A2} и рассчитывается мощность насоса

$$N_{A2} = \frac{Q_{A2} \cdot H_{A2} \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta_{A2}}, \text{ кВт}. \quad (9)$$

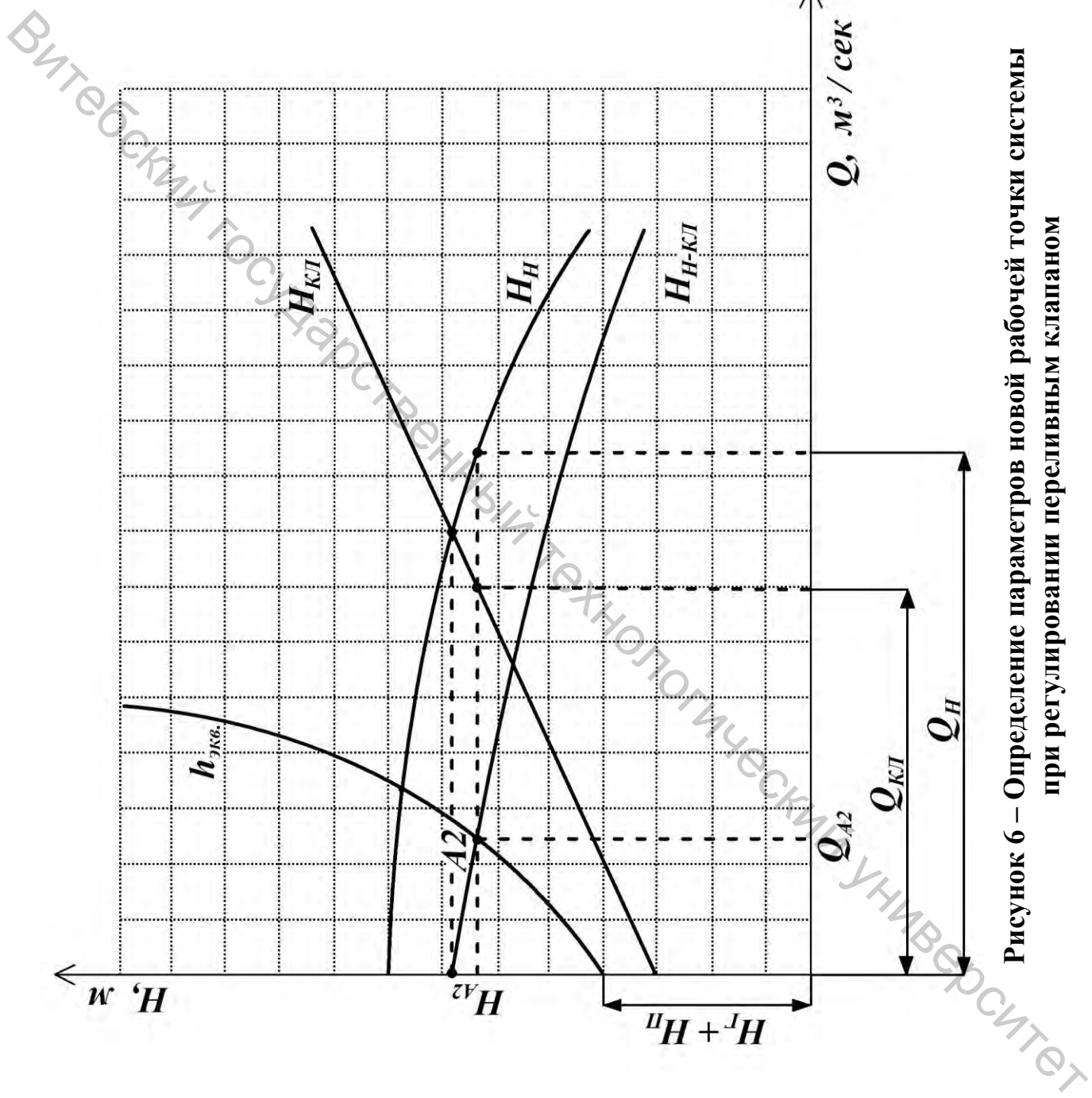


Рисунок 6 – Определение параметров новой рабочей точки системы при регулировании переливным клапаном

Определение параметров новой рабочей точки системы при регулировании числом оборотов ротора насоса

Изменение числа оборотов двигателя позволяет добиться оптимизации работы как насоса, так и всей системы в целом.

Для определения характеристик системы при изменении расхода на $m\%$ в случае регулирования изменением числа оборотов ротора насоса необходимо построить эквивалентный график данного трубопровода $h_{\text{экв.}}$, характеристику насоса при исходном числе оборотов $H_H(n)$ и график КПД η .

Затем подсчитывается новое, измененное по сравнению с исходным значение расхода Q_{A3} .

Пересечение линии, соответствующей полученному значению расхода Q_{A3} с графиком $h_{\text{экв.}}$ дает рабочую точку **A3** при измененном расходе (рис. 7) и позволяет определить значение напора H_{A3} .

Проводя линию, соответствующую значению расхода Q_{A3} , до пересечения с графиком КПД η , получаем значение η_{A3} .

Подставляя полученные значения, можно определить мощность насоса для этого случая:

$$N_{A1} = \frac{Q_{A1} \cdot H_{A1} \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta_{A1}}, \text{ кВт.} \quad (10)$$

Для того чтобы найти значение нового числа оборотов ротора насоса n_x при измененном расходе, используется понятие параболы подобных режимов (п.п.р.). При этом парабола подобных режимов должна пройти через новую рабочую точку системы **A3**.

Для построения параболы подобных режимов используются соотношения

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (11)$$

и

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (12)$$

откуда следует:

$$\frac{H}{Q^2} = const = C. \quad (13)$$

Из формулы (13) определяется значение постоянной C :

$$C = \frac{H_{A3}}{Q_{A3}^2}. \quad (14)$$

Затем, задаваясь значениями расходов, можно построить параболу подобных режимов по уравнению

$$H = C \cdot Q^2. \quad (15)$$

Пересечение параболы подобных режимов с графиком характеристики насоса $H_H(n)$ дает вспомогательную точку **B**, для которой определяются значения расхода Q_B и напора H_B .

Теперь можно определить новую частоту вращения ротора насоса, используя формулы пересчета

$$n_x = n \cdot \frac{Q_{A3}}{Q_B} \quad (16)$$

или

$$n_x = n \cdot \sqrt{\frac{H_{A3}}{H_B}}. \quad (17)$$

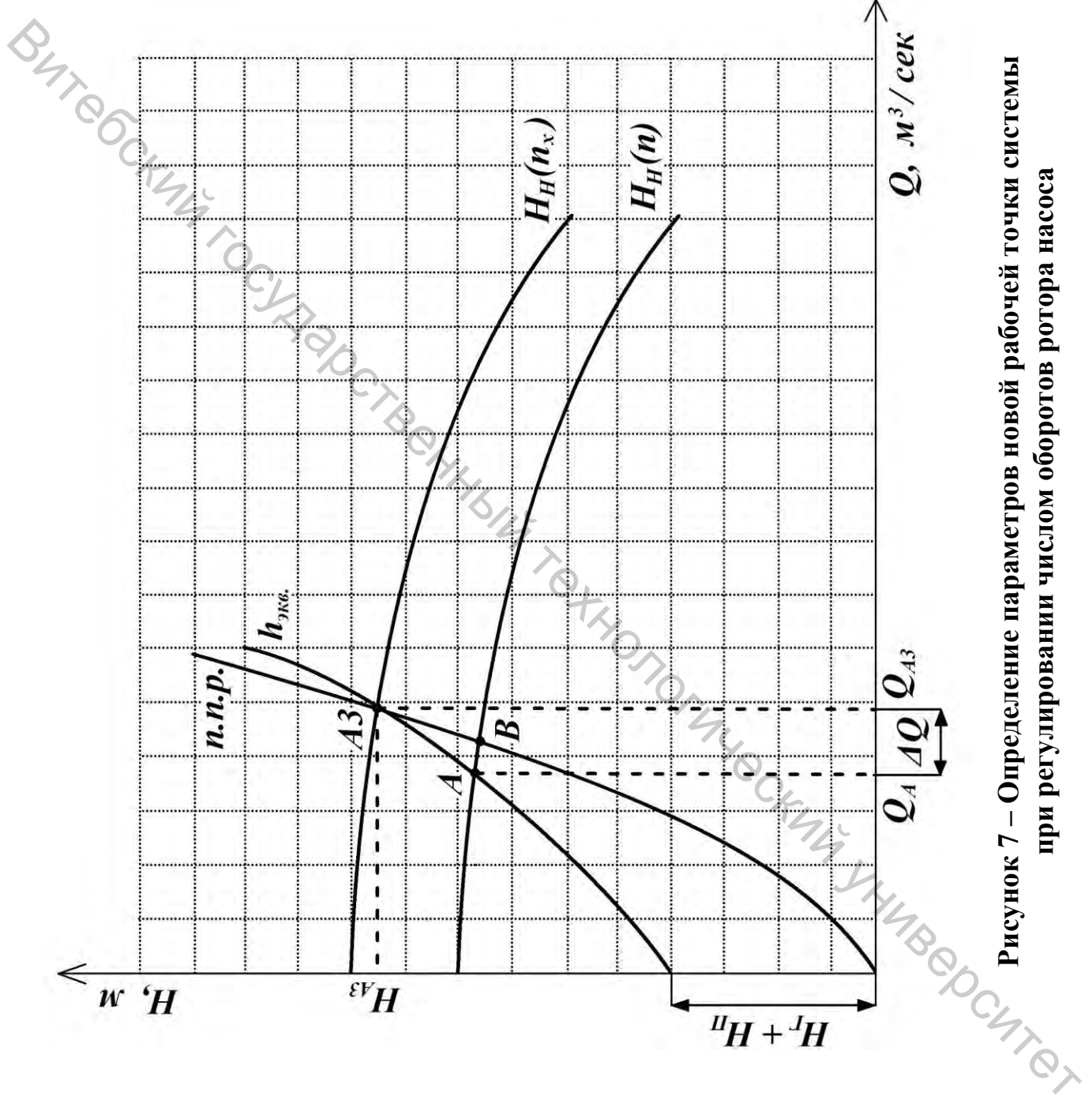


Рисунок 7 – Определение параметров новой рабочей точки системы при регулировании числом оборотов ротора насоса

Приложение А
Значения параметров насосной установки

№ вар-та	l_1 , м	d_{1s} , мм	l_2 , м	d_2 , мм	l_3 , м	d_3 , мм	$\Delta_{экс}$, мм	H_T , м	P_1 , кПа	P_2 , кПа	Тип насоса	Дроссель		m , %
												d_0 , мм	μ	
1	10	40	10	60	10	54	0,06	5	10	15	1	4,5	0,50	+10
2	11	42	12	46	12	60	0,08	6	15	20	2	5,0	0,55	+15
3	12	44	14	40	14	58	0,10	7	20	25	3	5,5	0,60	+20
4	13	46	16	48	16	50	0,06	8	25	30	4	6,0	0,65	+25
5	14	48	18	54	18	42	0,08	9	30	35	5	6,5	0,50	+30
6	15	50	20	56	20	48	0,10	10	10	20	6	7,0	0,55	-10
7	16	52	22	50	22	40	0,06	9	15	25	7	4,5	0,60	-15
8	17	54	20	44	20	52	0,08	8	20	30	1	5,0	0,65	-20
9	18	56	18	58	18	46	0,10	7	25	35	2	5,5	0,50	-25
10	19	58	16	42	16	44	0,06	6	30	40	3	6,0	0,55	-30
11	20	60	14	40	14	42	0,08	5	10	25	4	6,5	0,60	+10
12	21	58	12	54	12	56	0,10	6	15	30	5	7,0	0,65	+15
13	22	56	10	46	10	58	0,06	7	20	35	6	4,5	0,50	+20
14	23	54	12	52	12	50	0,08	8	25	40	7	5,0	0,55	+25
15	24	52	14	42	14	46	0,10	9	30	45	1	5,5	0,60	+30
16	25	50	16	48	16	52	0,06	10	10	30	2	6,0	0,65	-10
17	26	48	18	58	18	60	0,08	9	15	35	3	6,5	0,50	-15
18	27	46	20	60	20	48	0,10	8	20	40	4	7,0	0,55	-20
19	28	44	22	46	22	54	0,06	7	25	45	5	4,5	0,60	-25
20	29	42	20	40	20	56	0,08	6	30	50	6	5,0	0,65	-30
21	30	40	18	56	18	42	0,10	5	10	15	7	5,5	0,50	+10
22	31	42	16	50	16	48	0,06	6	15	20	1	6,0	0,55	+15
23	32	44	14	52	14	50	0,08	7	20	25	2	6,5	0,60	+20
24	33	46	12	54	12	40	0,10	8	25	30	3	7,0	0,65	+25

25	34	48	10	46	10	58	0,06	9	30	35	4	4,5	0,50	+30
26	35	50	12	44	12	40	0,08	10	10	20	5	5,0	0,55	-10
27	34	52	14	58	14	44	0,10	9	15	25	6	5,5	0,60	-15
28	33	54	16	56	16	60	0,06	8	20	30	7	6,0	0,65	-20
29	32	56	18	60	18	52	0,08	7	25	35	1	6,5	0,50	-25
30	31	58	20	48	20	42	0,10	6	30	40	2	7,0	0,55	-30
31	30	60	22	52	22	56	0,06	5	10	25	3	4,5	0,60	+10
32	29	58	10	54	10	48	0,08	6	15	30	4	5,0	0,65	+15
33	28	56	12	42	12	54	0,10	7	20	35	5	5,5	0,50	+20
34	27	54	14	40	14	50	0,06	8	25	40	6	6,0	0,55	+25
35	26	52	16	46	16	44	0,08	9	30	45	7	6,5	0,60	+30
36	25	50	18	60	18	46	0,10	10	10	30	1	7,0	0,65	-10
37	24	48	20	50	20	56	0,06	9	15	35	2	4,5	0,50	-15
38	23	46	22	52	22	58	0,08	8	20	40	3	5,0	0,55	-20
39	22	44	20	56	20	48	0,10	7	25	45	4	5,5	0,60	-25
40	21	42	18	54	18	52	0,06	6	30	50	5	6,0	0,65	-30
41	20	40	16	44	16	58	0,08	5	10	15	6	6,5	0,50	+10
42	19	42	14	58	14	40	0,10	6	15	20	7	7,0	0,55	+15
43	18	44	12	60	12	42	0,06	7	20	25	1	4,5	0,60	+20
44	17	46	10	40	10	54	0,08	8	25	30	2	5,0	0,65	+25
45	16	48	12	42	12	46	0,10	9	30	35	3	5,5	0,50	+30
46	15	50	14	46	14	50	0,06	10	10	20	4	6,0	0,55	-10
47	14	52	16	54	16	56	0,08	9	15	25	5	6,5	0,60	-15
48	13	54	18	48	18	44	0,10	8	20	30	6	7,0	0,65	-20
49	12	56	20	50	20	48	0,06	7	25	35	7	4,5	0,50	-25
50	11	58	22	52	22	60	0,08	6	30	40	1	5,0	0,55	-30

Приложение Б
Характеристики центробежных насосов

Тип Насоса	Параметры	Числовые значения				
1	<i>Q, л/сек</i>	0	1,6	3,0	3,9	4,5
	<i>H, м</i>	20,0	20,3	17,4	14,5	12,0
	<i>η, %</i>	0	44,0	55,5	53,0	47,0
2	<i>Q, л/сек</i>	0	2,0	5,5	8,3	10,0
	<i>H, м</i>	33,7	34,5	30,8	24,0	19,0
	<i>η, %</i>	0	45,0	64,0	63,5	58,0
3	<i>Q, л/сек</i>	0	3,0	5,5	6,1	7,0
	<i>H, м</i>	20,0	21,0	18,5	17,5	16,0
	<i>η, %</i>	0	56,0	68,0	66,0	60,0
4	<i>Q, л/сек</i>	0	4,0	8,3	16,7	19,5
	<i>H, м</i>	62,0	64,0	62,0	50,0	44,5
	<i>η, %</i>	0	36,0	54,4	66,3	63,0
5	<i>Q, л/сек</i>	0	4,0	8,3	12,5	15,0
	<i>H, м</i>	34,0	35,2	34,8	31,0	27,0
	<i>η, %</i>	0	40,0	62,0	71,0	71,5
6	<i>Q, л/сек</i>	0	10,0	19,4	25,0	33,4
	<i>H, м</i>	62,0	63,0	59,0	54,9	43,0
	<i>η, %</i>	0	48,0	65,5	71,0	66,0
7	<i>Q, л/сек</i>	0	10,0	18,0	25,0	33,4
	<i>H, м</i>	37,0	39,0	37,7	34,9	28,0
	<i>η, %</i>	0	53,0	72,0	78,0	74,5

Приложение В
 Параметры переливных клапанов

Тип насоса	Параметры	Числовые значения	
1	<i>Q, л/сек</i>	0	4,5
	<i>H, м</i>	10	30
2	<i>Q, л/сек</i>	0	10,0
	<i>H, м</i>	15	40
3	<i>Q, л/сек</i>	0	7,0
	<i>H, м</i>	10	30
4	<i>Q, л/сек</i>	0	19,5
	<i>H, м</i>	30	60
5	<i>Q, л/сек</i>	0	15,0
	<i>H, м</i>	17	40
6	<i>Q, л/сек</i>	0	33,4
	<i>H, м</i>	30	60
7	<i>Q, л/сек</i>	0	15,0
	<i>H, м</i>	18	50

Литература

1. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Вышэйшая школа, 1976. – 416 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Насосы и насосные установки. Методические указания к курсовой работе по курсу «Гидравлика и гидравлические машины» для студентов специальностей Т.05.05 и Т.11.03 / В. И. Ольшанский, А. А. Котов. – Витебск: Министерство образования РБ, ВГТУ, 1999. – 22 с.
4. Ольшанский, В. И. Расчет гидравлических и пневматических систем: учебное пособие для вузов / В. И. Ольшанский. – Витебск: УО «ВГТУ», 2001. – 77 с.
5. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / под ред. И. И. Куколевского. – Москва: Машиностроение, 1981. – 464 с.