

626.81
У-67

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОНЦЕРН
ПО ВОДОХОЗЯЙСТВЕННОМУ СТРОИТЕЛЬСТВУ
«ВОДСТРОЙ»

НПО САНИИРИ

УПРАВЛЕНИЕ ВОДОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ
СИСТЕМАМИ, РЕГУЛИРОВАНИЕ СТОКА
И ОХРАНА ВОДНЫХ РЕСУРСОВ БАССЕЙНОВ
РЕК СРЕДНЕЙ АЗИИ

Ташкент 1991

Управление водохозяйственными системами,
регулирование стока и охрана водных ре-
сурсов бассейнов рек Средней Азии

НПО САНИИРИ, 1991, 125 с.

В сборнике изложены методы, описаны математические модели, алгоритмы и программы задач управления водохозяйственными системами; описаны способы регулирования стока, режимов водохранилищ для орошения и водоснабжения. Предлагаются рекомендации по охране водных ресурсов рек Средней Азии.

Сборник рассчитан на аспирантов и научно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием, эксплуатацией и управлением водохозяйственных систем, а также вопросами регулирования стока и охраны водных ресурсов.

Редакционная коллегия:

В.А.Духовный (гл. редактор), Ш.Х.Рахимов (отв. за выпуск),
А.Н.Крутов, Р.А.Усманов, А.Г.Пулатов, А.С.Меркина

© НПО САНИИРИ, 1991

Ш.Х.Рахимов, доктор техн. наук
(НПО САНИИРИ)

Х.Ш.Андаев
(Минводхоз УзССР)

А.В.Хохлов, канд. техн. наук,
В.А.Халматов

(НПО "Водоподъем")

СПОСОБ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ С ДЛИННЫМИ ТРУБОПРОВОДАМИ

В последние годы резко возросла роль машинного орошения в Узбекистане. В республике построено и эксплуатируется около двух тысяч насосных станций и установок, ежегодно перекачивающих около 50 млрд. м³ оросительной воды. Увеличилось соответственно и количество электроэнергии, потребляемой насосными станциями. Так, из 11 млрд. кВт.ч электроэнергии, выделенной в 1990 г. на нужды сельского хозяйства, около 8,5 млрд. затрачено на машинное орошение.

Основными потребителями электроэнергии являются крупные мелиоративные насосные станции, а в последнее время к их числу стали относиться и насосные станции с длинными напорными трубопроводами. Распространение таких станций связано с тем, что освоение новых массивов сопряжено не только с подъемом оросительной воды на командные отметки, но и ее перемещением на значительные расстояния от водисточника.

В табл. I представлены зависимости изменения средней длины одной нитки напорного трубопровода и суммарной установленной мощности одной насосной станции в различные периоды развития машинного орошения в Узбекистане.

Таблица I

	1965г.	1970г.	1975г.	1980г.	1985г.	1990г.
Среднее значение длины напорных трубопроводов на насосной станции, м	1100	1300	1800	2100	2400	2600
Суммарная установ- ленная мощность, кВт	3000	3700	5400	5900	6000	6200

Как видно из табл. I, величина средней длины одной нитки напорного трубопровода за 25 лет возросла почти в 2,4 раза, составив 2600 м.

Самые длинные напорные трубопроводы в Ферганской долине. К примеру, из 48 крупных насосных станций Наманганской области 20 имеют напорные трубопроводы длиной 2-3 км, на 6 станциях их длина достигает 7 км, а на 4 превышает 10 км. Аналогичные показатели наблюдаются в Ферганской, Андижанской, Бухарской и ряде других областей республики.

По мере удлинения напорных трубопроводов увеличиваются потери энергии в них на преодоление сил гидравлического трения. Для количественной оценки величины потерь на трение рассмотрим все возможные потери электроэнергии: в насосах, электродвигателях и напорных трубопроводах.

Потери энергии в насосе можно представить в виде трех основных видов потерь: гидравлических, объемных и механических / I /.

Гидравлические потери на всем участке движения перекачиваемой воды от входа в насос до выхода из него складываются из потерь на трение воды о направляющие ее поверхности и вихревых потерь. Первые зависят от шероховатости стенок и размеров проточной части. Эти потери пропорциональны квадрату средней скорости течения. Вихревые потери зависят от многих факторов. Особенно большие вихревые потери возникают при резком повороте потока и внезапном расширении сечения. Значительные вихревые потери возникают также при отрыве потока от входных кромок лопастей колеса при режимах работы насоса, отличающихся от расчетного.

Объемные потери обусловлены внутренним перетеканием воды через зазоры между вращающимся рабочим колесом и неподвижными деталями корпуса насоса из области высокого давления в область низкого давления.

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса насоса. К ним относятся потери в подшипниках и сальниках и так называемые дисковые потери, возникающие в результате трения вращающихся частей о воду.

КПД насоса учитывает все потери энергии, связанные с передачей насосом энергии перекачиваемой воде

$$\eta_n = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m,$$

где η_n - общий КПД насоса;
 η_r - гидравлический КПД;
 η_o - объемный КПД;
 η_m - механический КПД.

Значение η для каждого насоса меняется в зависимости от режима его работы и срока эксплуатации.

Наименьшие потери приходятся на электродвигатели; делаются они на постоянные, почти не зависящие от нагрузки, и переменные, изменяющиеся в зависимости от нагрузки. К постоянным потерям следует отнести потери механические, возбуждения в стали, к переменным - потери в меди и добавочные.

Потери напора в трубопроводах складываются из потерь на преодоление трения при движении воды по трубопроводу h_e и потерь на преодоление трения в местных сопротивлениях h_m , т.е.

$$h_w = h_e + h_m.$$

Гидравлические потери по длине трубопровода определяются по формуле Дарси-Вейбаха / 2 /

$$h_e = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где λ - коэффициент гидравлического трения;
 ℓ - длина трубопровода, м;
 d - диаметр трубопровода, м;
 v - средняя скорость движения воды, м/с;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;

Движение воды в натуральных условиях в действующих напорных трубопроводах, как правило, отличается от той расчетной схемы, которая берется за основу при проектировании, и предусматривает лишь учет потерь напора на трение по длине рассматриваемого трубопровода. Наряду с потерями на трение по длине, всегда имеются дополнительные потери напора, вызванные влиянием ряда факторов, которые должны учитываться особо и включаться в потери энергии на трение. К этим потерям относятся местные сопротивления и стыки; волнистость стенок трубопроводов; отклонение действительной площади сечения трубопровода от принятой в расчете; отклонение сечения от круглой формы; отк-

лонение трассы трубопровода от прямой линии.

Кроме того, необходимо иметь в виду, что потери напора в процессе эксплуатации увеличиваются вследствие изменения относительной шероховатости внутренней поверхности трубопровода. Образование отложений и ржавчины в напорном трубопроводе представляет собой комплексный сложный процесс, зависящий от множества факторов: физико-химических свойств перекачиваемой воды, материала трубопровода и характеристик его покрытия, а также от ряда гидравлических параметров потока. Эти процессы еще недостаточно изучены и требуют более тщательных исследований и экономических оценок.

Нами были проанализированы данные фактической эксплуатации насосных станций системы Минводхоза УзССР за 1986-1990 гг. с целью определить соотношение потерь энергии в насосе, электродвигателе и напорном трубопроводе. В табл. 2 представлены результаты расчетов потерь энергии в областных управлениях насосных станций и Минводхоза УзССР в целом. Как видно из табл. 2, около 40 % всей потребляемой энергии теряется. Потери в насосе, электродвигателе и напорном трубопроводе составляют, соответственно, 721; 308; и 831 млн. кВт.ч, или 38,7; 16,6; 44,7 %. Наибольшие потери энергии приходятся на напорные трубопроводы и поэтому особое внимание необходимо уделять мероприятиям по снижению потерь энергии в напорных трубопроводах.

Рассмотрим применяемые схемы коммуникаций насосных агрегатов и напорных трубопроводов. Они включают: насосные агрегаты; напорные трубопроводы; индивидуальные напорные трубопроводы; запорные органы (рис. I).

Схема соединения насосных агрегатов с напорными трубопроводами, представленная на рис. I а, применяется в основном при установке на насосной станции осевых насосов с небольшой длиной насосных трубопроводов (до 100-300 м). Каждый насосный агрегат работает на свою нитку напорного трубопровода.

Схемы соединения насосов с напорными трубопроводами, представленные на рис. I б, в, г, применяются на насосных станциях, оборудованных центробежными насосными агрегатами и напорными трубопроводами длиной более 300 м. На таких насосных станциях несколько агрегатов могут работать на одну общую нитку напорного

Основные показатели потребления и потерь энергии на насосных станциях Узбекистана

Таблица 2

Управление	Средние значения геометрической длины нитки напорного трубопровода, м	Потребление электроэнергии, млн. кВт.ч	Общее количество потерь электро- энергии, млн. кВт.ч.	в том числе в	насосе	электродвигателе	трубопроводе
Андижанское	III	2850	368,7	165,9	59,7	21,6	84,6
Бухарское	25	2105	1725,6	707,4	286,5	137,9	283,0
Джизакское	32	1030	20,7	8,3	3,2	1,7	3,4
Кашкадарьинское	37	1780	93,4	46,7	12,1	4,7	29,9
Наманганское	97	3118	731,2	314,6	113,2	37,7	163,5
Самаркандское	49	1800	173,2	76,2	20,6	12,2	43,4
Сурхандарьинское	43	1240	724,0	246,2	113,2	44,3	88,6
Сырдарьинское	15	140	144,2	43,3	20,9	13,0	10,0
Ташкентское	49	2240	111,6	38,9	14,8	7,4	16,7
Ферганское	66	5710	428,5	201,4	72,5	24,2	104,7
Хорезмское	24	210	10,6	3,2	1,5	1,0	0,7
ККАССР	8	72	23,6	7,6	3,6	2,0	2,0
Минводхоз УзССР			4555,3	1859,5	721,3	307,7	830,5

трубопровода. У каждого насосного агрегата на индивидуальном трубопроводе, т.е. на трубопроводе, соединяющем насосный агрегат с общим трубопроводом, устанавливается запорный орган. На небольших и средних насосных станциях функции запорного органа выполняет задвижка, а на крупных — дисковые затворы.

Схема, представленная на рис. I б, применяется в тех случаях, когда число насосных агрегатов кратно числу ниток напорного трубопровода. Схема соединения, указанная на рис. I в,

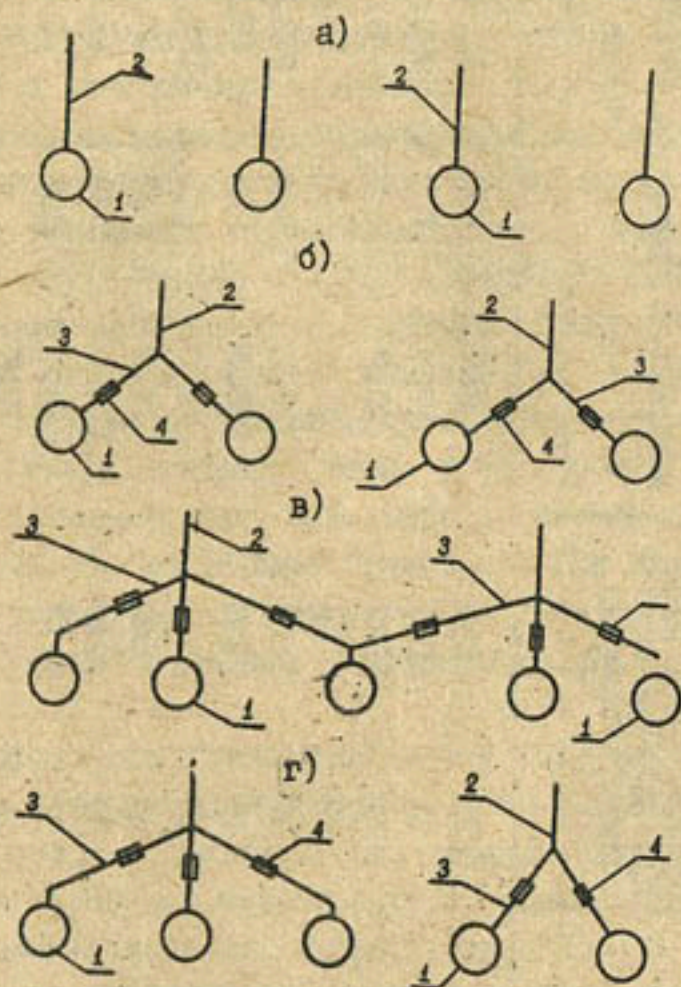


Рис. I. Схемы соединения насосов и напорных трубопроводов: I — насосные агрегаты; 2 — общие напорные трубопроводы; 3 — индивидуальные напорные трубопроводы; 4 — дисковые затворы.

позволяет среднему агрегату работать на любую из ниток напорного трубопровода. Это обеспечивается подключением его к двум индивидуальным напорным трубопроводам с двумя запорными органами. Работа насосных станций по такой схеме позволяет более равномерно загружать нитки напорного трубопровода.

На рис. I г разное количество насосных агрегатов работает на напорные трубопроводы, при этом нередко бывает, что диаметры напорных трубопроводов различны.

Как показал анализ компоновочных решений, применяемых при проектировании насосных станций, значительное количество их оборудовано двумя и более параллельно расположенными нитками напорного трубопровода. Исследования / 3 / показали, что на таких насосных станциях наиболее энергетически выгодным является режим с равномерным распределением подачи воды по напорным трубопроводам.

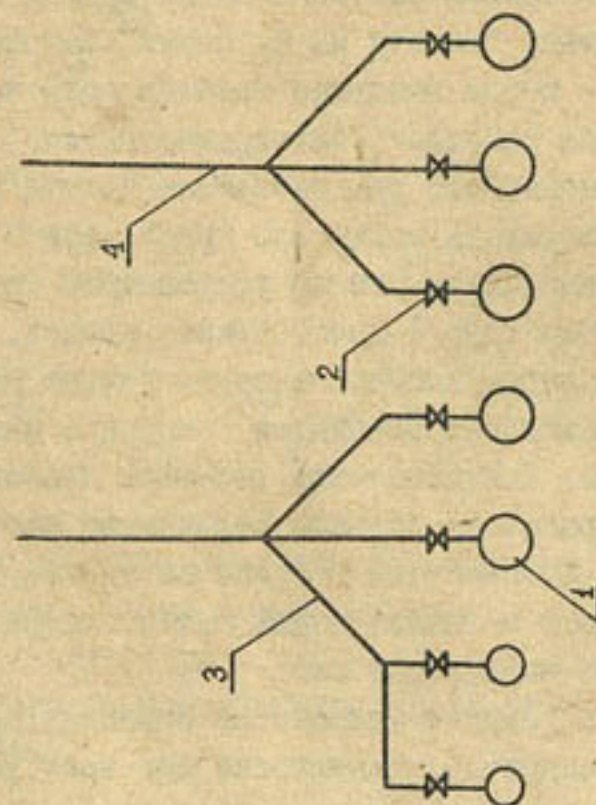
Однако равномерную загрузку напорных трубопроводов не всегда удается осуществить. Это чаще всего связано с неподготовленным к эксплуатации оборудованием, производством на нем ремонтных работ, выводом в резерв и рядом других объективных и субъективных причин. Поэтому на насосных станциях нередко возникают ситуации, когда напорные трубопроводы загружены неравномерно, а иногда работает только одна нитка.

Для более равномерного распределения подачи воды по ниткам напорного трубопровода нами было предложено объединить в самом начале напорные трубопроводы устройством (рис. 2), состоящим из перепускных труб и дроссельного органа. В случае, когда на каждую из ниток напорного трубопровода работает разное количество насосных агрегатов, напоры в начале этих ниток будут разные. Под действием перепада давлений вода из нитки, на которую работает большее количество насосных агрегатов, при открытом дроссельном устройстве начнет перетекать в другую нитку и напоры в начале общих ниток напорного трубопровода максимально выравниваются.

Установка перепускного устройства позволит выровнять подачу воды в трубопроводы практически при всех режимах эксплуатации насосной станции.

Математический анализ, приведенный ниже, показывает, что суммарные потери энергии при перепускном устройстве (рис. 2 б)

А. Схема работы насосных агрегатов на напорные трубопроводы



Б. Схема работы насосных агрегатов на напорные трубопроводы с перепускным устройством

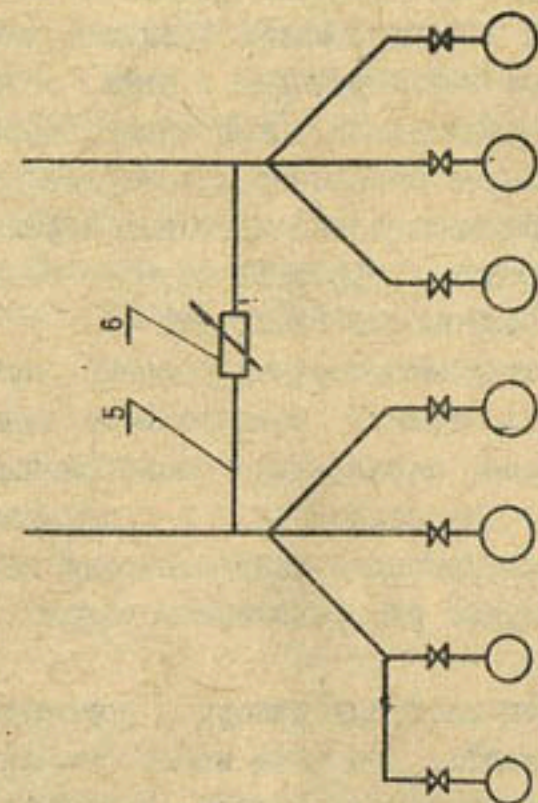


Рис. 2. Схема напорных коммуникаций ДГНС:

1. Насосные агрегаты; 2. Дисковый затвор; 3. Индивидуальный трубопровод;
4. Напорный трубопровод; 5. Перепускные трубы; 6. Дроссельное устройство.

будут всегда меньше или равны потерям без перепуска (рис. 2, а).

Для насосной станции, изображенной на рис. 2, а, потери энергии на преодоление сил трения в первой и второй нитках напорного трубопровода составят соответственно

$$h_{e1} = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{и} \quad h_{e2} = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v_2^2}{2g}.$$

Для этой же насосной станции, если в начале общих ниток напорного трубопровода обеспечить перепуск и выравнять подачу воды (рис. 2, б), потери энергии составят

$$2h'_e = 2\lambda \cdot \frac{\ell}{d} \frac{\left(\frac{v_1 + v_2}{2}\right)^2}{2g}.$$

Определим разницу величин потерь энергии для описанных вариантов. После несложных преобразований получим

$$(h_{e1} + h_{e2}) - 2h'_e = (v_1 - v_2)^2.$$

Из анализа этого выражения следует, что суммарные потери энергии на преодоление сил трения в напорных трубопроводах при работе перепуска и равномерном распределении потоков меньше потерь энергии при пропуске того же расхода при неравномерном его распределении по трубопроводам на величину $(v_1 - v_2)^2$.

Кроме того, с установкой на перепускном сооружении дроссельного устройства появляется возможность осуществлять плавное регулирование подачи насосной станции за счет изменения гидравлического сопротивления дроссельного устройства. На рис. 3 изображены характеристики $Q - H$ каждого из трех одинаковых насосов 2400В-25/40, работающих на общую нитку напорного трубопровода Джизакской головной насосной станции (ДГНС), их суммарные характеристики $Q - H$ при параллельной работе и характеристики напорных трубопроводов, соединенных перепускным сооружением. Точки пересечения характеристик $Q - H$ насосов с характеристикой $Q - H_{\text{тр. I}}$ есть начальная точка регулирования подачи, а точка пересечения с характеристикой $Q - H_{\text{тр. II}}$ — конечная точка. Например, диапазон регулирования подачи при работе трех насосов будет от 73,0 до 88,4 м³/с.

Расчеты показали, что такой способ плавного регулирования подачи весьма экономичен.

Диаметр перепускных труб может быть определен путем тех-

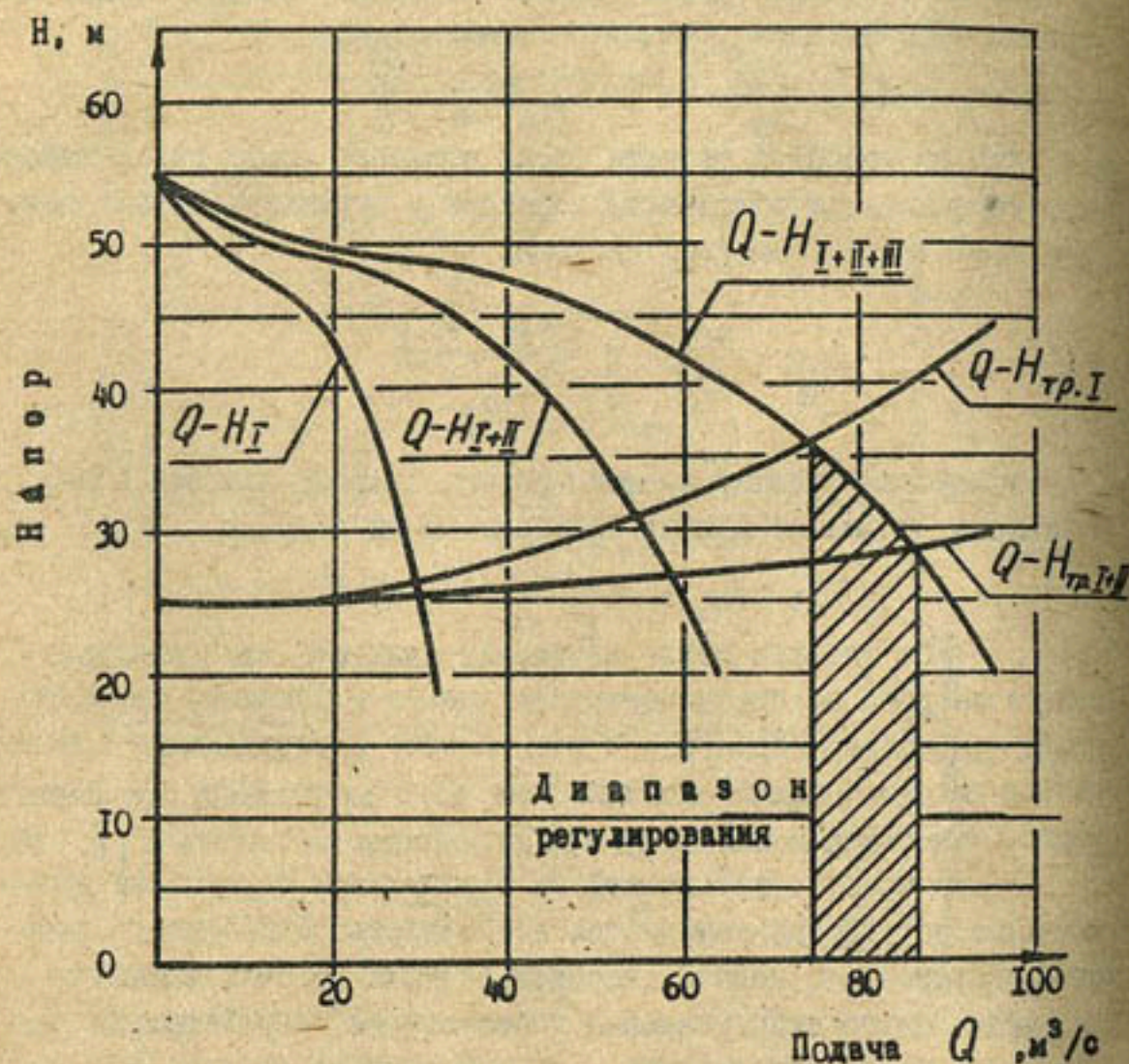


Рис.3. Рабочие характеристики насосов 2400B-25/40 при их совместной работе на трубопроводе ДНС:
 $Q-H_{тр.I}$ - характеристика сети без перепуска;
 $Q-H_{тр.I+II}$ характеристика сети при перепуске.

нико-экономических расчетов в зависимости от длины напорных трубопроводов, их диаметра, типа и количества насосных агрегатов и их производительности.

Величина снижения потерь электроэнергии при установке перепускного сооружения будет зависеть, в основном, от тех же параметров и, кроме того, от соотношения геометрической высоты подъема насосной станции и величины потерь энергии в напорном трубопроводе.

В табл. 3 представлены расчеты экономии электроэнергии для различных насосных станций при установке на них перепускного сооружения. Результаты расчетов показывают, что перепускные сооружения позволяют существенно снизить энергопотребление на насосных станциях, оборудованных центробежными насосными агрегатами, работающими на параллельные напорные

ВЫВОДЫ

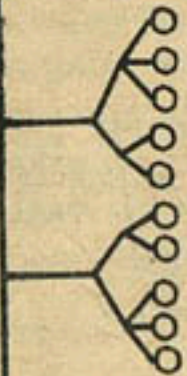
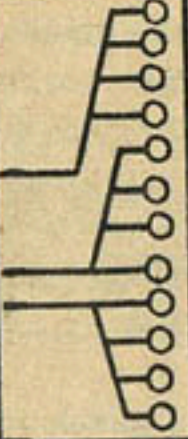
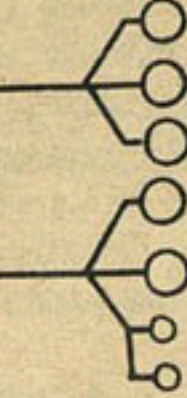
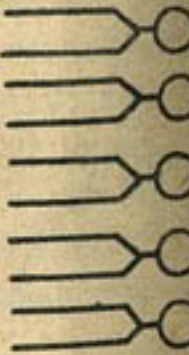
1. В настоящее время в Узбекистане отмечена тенденция увеличения количества насосных станций с длинными напорными трубопроводами, наибольшая доля потерь энергии в которых приходится на преодоление сил гидравлического трения.
2. Улучшение режимов эксплуатации напорных трубопроводов и ощутимое снижение затрат электроэнергии на водоподъем может быть достигнуто установкой на насосных станциях с длинными трубопроводами перепускных сооружений.
3. Перепускное сооружение может служить также средством экономичного регулирования подач для насосных станций с центробежными агрегатами.

Использованная литература

1. Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции. - М.: Стройиздат, 1986. - 320 с.

Таблица 3

Результаты расчета снижения энергопотребления при
сооружении "перепуска"

Наименование насосной станции	Схема напорных трубопроводов	Геометрический напор, м	Марка насоса	Параметры трубопроводов	Потребляемая электроэнергия, млн. кВт.ч	Снижение энергозатрат, %
Хамза-П		46,0	2000В-16/63	Ø 4200 мм L = 750 м	416,8	3,8
Сыр-Дарья		76,0	Д4000-95	Ø 1400 мм L = 3300 м	65,7	4,4
ДГНС		24,0	2400В-25/40 1600В-10/40	Ø 4200 мм L = 2260 м	128,0	5,0
Кичимях-I		24,0	Д12500 - 24	Ø 1000 мм L = 3500 м	11,8	8,4

2. Справочник по гидравлическим расчетам. /Под ред. П.Г.Киселева - М.: Энергия, 1974. - 312 с.
3. Хохлов А.В., Легецкий ОЕ. Выбор энергетически наиболее выгоднейших режимов эксплуатации Джизакской головной насосной станции // Сб.науч.тр. / Среднеаз.НИИ ирригации. - 1984. - Вып.171. - С. 76-81.

А.В.Хохлов, канд.техн.наук
(НПШ "Водоподъем")
Н.Н.Маннапов
(Ташоблремвод)

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО НАПОРА СТРУЙНОГО НАСОСА НА ЕГО ТЕХНИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

В последние годы во многих отраслях народного хозяйства широкое применение получили струйные аппараты. Основное их преимущество в том, что эжектируемому потоку передается давление без непосредственной затраты механической энергии. Благодаря этому использование струйных аппаратов позволило получать более простые и надежные технические решения. Простота схем включения, а также исключительная несложность их конструкции и доступность изготовления обеспечили широкую область использования этих аппаратов в технике.

В мелиорации и водном хозяйстве предложено использовать струйные насосы для откачки дренажных вод из зданий насосных станций / 1 /. При этом в качестве рабочей жидкости лучше всего использовать воду, находящуюся в напорном трубопроводе. Причем, если напорный трубопровод значительной длины, то в случае полной потери электроэнергии на насосной станции можно длительное время откачивать дренажную воду, используя потенциальную энергию потока в напорном трубопроводе.

Отсутствие таких систем, работающих при потере энергопитания, нередко приводит к затоплению насосных станций.

Однако при опорожнении напорного трубопровода насосы будут работать с переменным рабочим напором. Изменение рабочего напора может происходить и при параллельной работе различного количества насосов на напорный трубопровод. Расчет же гидроструйного насоса ведется на рациональный режим его работы. Существует несколько методик определения геометрических размеров струйных аппаратов / 2, 3, 4 /, но методы расчета основных характеристик уже выбранного насоса при переменном режиме детально не разработаны. Знание же таких характеристик чрезвычайно важно при эксплуатации струйных насосов, так как при определенном снижении рабочего напора, когда насос не сможет создавать дос-

таточный для откачки дренажных вод напор, он сам может стать дополнительным и существенным источником затопления насосной станции. Поэтому нами предпринята попытка рассмотреть зависимости изменения характеристик насосов при изменении у них рабочего напора.

Рассмотрим принципиальную схему струйного насоса (рис.1).

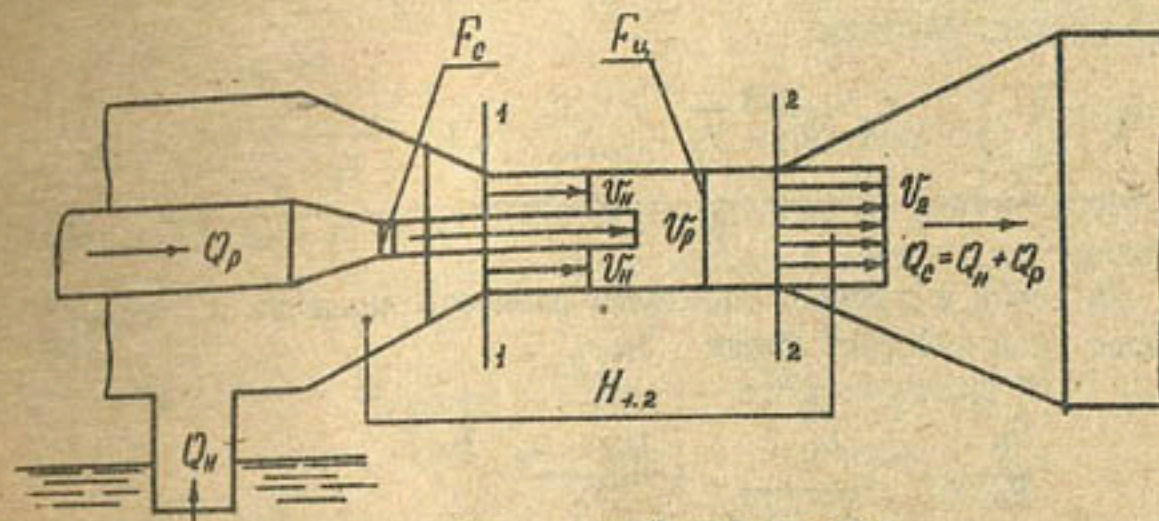


Рис.1. Схема струйного насоса:

- Q_p — расход рабочей жидкости;
 Q_n — расход эжектируемой жидкости;
 F_c — площадь сечения струи (рабочего потока);
 $F_{\text{ц}}$ — площадь сечения цилиндра (камеры смешения);

$$V_p = \frac{Q_p}{F_c} \quad \text{— скорость истечения из сопла;}$$

$$V_n = \frac{Q_n}{F_{\text{ц}} - F_p} \quad \text{— скорость движения эжектируемой жидкости в камере смешения;}$$

$$V_s = \frac{Q_p + Q_n}{F_{\text{ц}}} \quad \text{— скорость движения жидкости в конце камеры смешения;}$$

$H_{1,2}$ — разность давлений во всасе в насос и в напорной линии (напор насоса без учета кинетической составляющей).

Составим уравнение количества движения для сечений I-I и 2-2

$$\rho \cdot Q_p \cdot V_p + \rho \cdot Q_n \cdot V_n - \rho (Q_n + Q_p) \cdot V_s = (P_2 - P_1) \cdot F_2 \quad (1)$$



Разделим обе части уравнения на ускорение свободного падения g и плотность ρ :

$$\frac{Q_p \cdot v_p + Q_n \cdot v_n - (Q_n + Q_p) \cdot v_2}{g} = \frac{(P_2 - P_1) \cdot F_2}{g \cdot \rho}$$

Учитывая, что $\frac{P_2 - P_1}{g \cdot \rho} = H_{I,2}$ и выразив скорости

через расход, получим

$$\frac{Q_p \frac{Q_p}{F_c} + Q_n \frac{Q_n}{F_{\Pi} - F_c} - (Q_n + Q_p) \frac{Q_n + Q_p}{F_{\Pi}}}{g} = H_{I,2} \cdot F_2$$

Из этого выражения определим разность давлений во всасе в насосе и в напорной линии $H_{I,2}$

$$H_{I,2} = \frac{\frac{Q_p^2}{F_c} + \frac{Q_n^2}{F_{\Pi} - F_c} - \frac{(Q_n + Q_p)^2}{F_{\Pi}}}{g \cdot F_c}$$

Преобразовав это выражение, получим:

$$H_{I,2} = \frac{Q_p^2}{g \cdot F_{\Pi}} \left[\frac{1}{F_c} + \frac{\left(\frac{Q_n}{Q_p}\right)^2}{F_{\Pi} - F_c} - \frac{\left(\frac{Q_n}{Q_p} + 1\right)^2}{F_{\Pi}} \right]$$

Дальнейшие преобразования произведем с учетом, что отношение $\frac{Q_n}{Q_p}$ является коэффициентом эжекции струйного насоса μ

$$H_{I,2} = \frac{Q_p^2}{g \cdot F_{\Pi} \cdot F_c} \left[\frac{1}{F_c} + \frac{u^2}{F_{\Pi} - F_c} - \frac{(u + 1)^2}{F_{\Pi}} \right]$$

Выразив геометрическое отношение $\frac{F_{\Pi}}{F_c}$ через S , получим

$$H_{I,2} = \frac{Q_p^2}{g \cdot F_{\Pi} \cdot F_c} \left[1 + \frac{u^2}{S - 1} - \frac{(u + 1)^2}{S} \right]$$

Умножим и разделим правую часть этого уравнения на $2 \cdot F_c$

$$H_{I,2} = \frac{Q_p^2 \cdot 2 \cdot F_c}{g \cdot F_{\Pi} \cdot F_c \cdot 2 \cdot F_c} \left[1 + \frac{2}{S - 1} - \frac{(u + 1)^2}{S} \right]$$

учитывая, что $\frac{Q_p}{F_c \cdot 2 \cdot g}$ представляет собой рабочий напор

(H_p), получим

$$H_{I,2} = \frac{2 \cdot H_p}{S} \left[1 + \frac{u^2}{S - 1} - \frac{(u + 1)^2}{S} \right] \quad (2)$$

Определим теоретический напор насоса. Он равен разности полных удельных энергий потока в напорной линии и во всасывающей

$$E_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{Q_n^2}{2 \cdot g \cdot (F_{\Pi} - F_c)^2}$$

$$E_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{(Q_n + Q_p)^2}{2 \cdot F_{\Pi}^2 \cdot g}$$

$$H_n = E_2 - E_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{(Q_n + Q_p)^2}{2 \cdot g \cdot F_{\Pi}^2} - \frac{P_1}{\gamma} - \frac{Q_n^2}{2 \cdot g \cdot (F_{\Pi} - F_c)^2}$$

Учитывая, что $\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} = H_{I,2}$, получим

$$H_n = H_{I,2} + \frac{Q_p^2}{2 \cdot g \cdot F_c^2} \left[\frac{F_c^2}{F_{\Pi}^2} \cdot \left(\frac{Q_n}{Q_p} + 1 \right)^2 - \left(\frac{Q_n}{Q_p} \right)^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{F_{\Pi}}{F_c} - 1 \right)^2} \right] = H_{I,2} + \frac{v_p^2}{2 \cdot g}$$

$$\left[\frac{1}{S^2} (u + 1)^2 - u^2 \frac{1}{(S - 1)^2} \right]$$

Подставив вместо $H_{I,2}$ его значение из формулы (2), получим

$$H_H = H_p \cdot \left[\frac{2}{S} - \frac{(u+1)^2}{S^2} - \frac{u^2(S-2)}{(S-1)^2 \cdot S} \right] \quad (3)$$

Таким образом, зависимость (3) устанавливает связь теоретического напора струйного насоса с изменением его рабочего напора.

Действительный напор струйного насоса меньше теоретического на величину потерь энергии в сопле, приемной камере, камере смешения и диффузоре.

Величина этих потерь будет зависеть от конструкции струйного насоса и качества его изготовления. Для их определения требуется проведение дополнительных расчетов и модельных испытаний, что не входит в задачу настоящей статьи.

Рассмотрим зависимость (3) на конкретном примере.

Для насосной станции № 2 Джизакского каскада насосных станций рассчитан струйный насос с расходом эжектируемой жидкости 50 л/с и рабочим напором 58 м. Рабочий расход жидкости — 63 л/с. Диаметр сопла по результатам расчета был принят равным 50 мм, а диаметр камеры смешения — 89 мм. При этих параметрах насос способен создать на выходе 21,0 м.

Рабочий напор насоса, в зависимости от количества подключенных агрегатов на нитку напорного трубопровода, может меняться в довольно широких пределах: от 56 до 70 м. Определим выходные параметры струйного насоса при изменении рабочего напора.

Для решения задачи составлена программа для расчета на ПЭВМ, в основе которой зависимость, выведенная в формуле (3).

Результаты расчета представлены на рис. 2, где показаны зависимости изменения теоретического напора струйного насоса от его подачи при различных рабочих напорах.

Аналогичные зависимости, построенные для струйных насосов, работающих для откачки дренажных вод из зданий насосных станций, позволят эксплуатационному персоналу задавать режим эксплуатации оборудования, рассчитывать возможности откачки при прекращении подачи электроэнергии, определять целесооб-

разность включения того или иного резервного оборудования от качки.

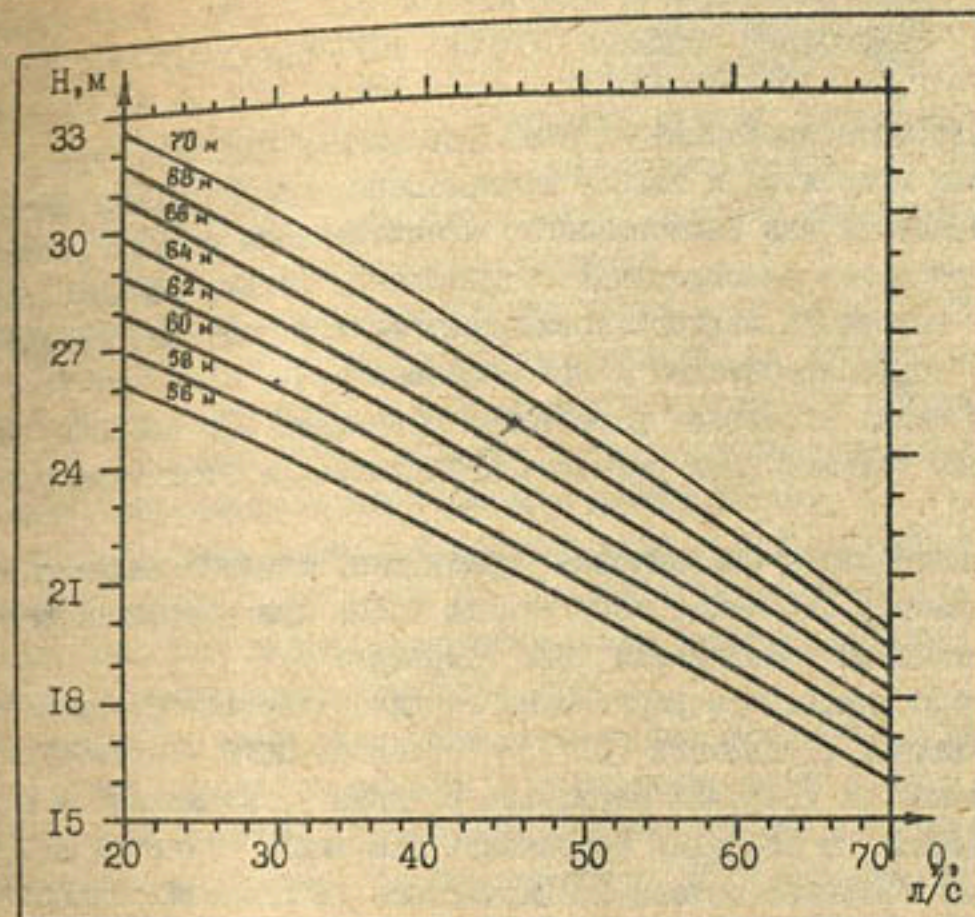


Рис. 2. График зависимости изменения теоретического напора струйного насоса от его подачи при различных рабочих напорах.

Список использованной литературы

1. Судаков В.П., Зенкова В.А., Горошкова Н.И. Применение водоструйных насосов в дренажных системах насосных станций. // Эксплуатация насосных станций в условиях Средней Азии. — Ташкент, 1989. — С. 72–76.
2. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. — М., 1989.
3. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. — Л.: Машиностроение, 1988.
4. Рычаров В.В., Флоринский М.М. Насосы и насосные станции. — М.: Колос, 1975.

В.И.Соколов
(НПО САНИИРИ)
ИНФОРМАЦИОННОЕ И ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ
ПОДСИСТЕМЫ "ВОДНЫЕ РЕСУРСЫ" АСУБ СЫРДАРЬИ

Автоматизированная система управления ВХК бассейна р. Сырдарьи относится к классу информационно-управляющих систем и предназначена для рационального использования водных ресурсов бассейна путем планирования оптимального режима расходования воды в интересах водного хозяйства, мелиорации, энергетики и других водопотребителей и водопользователей.

В целях упрощения управления объектами ВХК бассейна р. Сырдарьи принята трехуровневая иерархическая структура управления:

центральное бассейновое управление, которое ведется из центрального диспетчерского пункта (ЦДП) при Бассейновом водохозяйственном объединении (БВО "Сырдарья");

территориальное управление из диспетчерских пунктов территориальных управлений (ТУ). В I очереди АСУБ - пять ТУ: Уч-куртанское (в пределах верховьев р.Нарын), Андижанское и Ленинадское (в пределах Ферганской впадины), Гулистанское (в пределах среднего течения), Чирчикское (в пределах ЧАКИРА);

пункты контроля и управления (ПКУ). К ним относятся гидростанции на основном стволе, головные регуляторы магистральных каналов, насосные станции и другие сооружения (в I очереди АСУБ - 75 ПКУ).

На уровне бассейнового управления в ЦДП решается комплекс задач подсистем "Водные ресурсы", "Требования на воду", "Планирование". Здесь на основе требований участников ВХК на воду с учетом прогноза водных ресурсов и уровня дефицита воды на предстоящий водохозяйственный год формируются планы водораспределения на вегетационный и межвегетационный периоды подекадно в целом по бассейну и для каждого ТУ.

В диспетчерских пунктах ТУ решается комплекс задач подсистемы "Оперативное управление". Здесь осуществляется водораспределение между ПКУ в пределах каждого ТУ.

Анализ качества функционирования подсистем осуществляется в ЦДП решением комплекса задач подсистемы "Учет и контроль".

Подсистема "Водные ресурсы" АСУБ Сырдарьи на стадии I очереди включает 12 задач: пять информационных - получение информации о притоке поверхностных вод по основному стволу, местных источниках, коллекторно-дренажном стоке, водозаборе подземных вод, об объемах воды в водохранилищах; семь прогнозных - прогноз притока по основному стволу, стока местных источников, боковой приточности, коллекторно-дренажного стока, руслового выклинивания, эксплуатационных запасов подземных вод и суммарных располагаемых водных ресурсов.

Основные функции информационных задач - получение оперативной информации о водных ресурсах (ежедекадно) от организаций, осуществляющих учет воды, преобразование полученной информации в форму, удобную для АСУБ; создание ретроспективных рядов этой информации; обеспечение контроля прогнозных задач.

Для прогнозных задач разработана методика прогнозирования располагаемых водных ресурсов по отдельным генетическим составляющим на один год вперед с внутригодовым распределением (подекадно) прогнозируемого годового стока.

От качества программно-математического обеспечения зависит эффективность использования ЭВМ и в конечном счете - всей автоматизированной системы управления. При разработке математического аппарата подсистемы "Водные ресурсы" АСУБ Сырдарьи мы исходили из того, чтобы алгоритм задач, с одной стороны, достаточно точно отражал реальность, а с другой - не был излишне сложным. Мы учли те составляющие водных ресурсов и закономерности их динамики, которые необходимы для принятия решений в подсистемах "Планирование" и "Оперативное управление". К тому же использовалась та информация, которая сегодня имеется в распоряжении водохозяйственных организаций бассейна р.Сырдарьи. Алгоритмы решения задач подсистемы "Водные ресурсы" описаны в работе /1/.

Вся информация подсистемы "Водные ресурсы" разделяется на входную, промежуточную и выходную. Входная представляет собой совокупность исходных данных, необходимых для решения задач подсистемы. К ним относятся все первичные гидрологические данные и нормативно-справочная информация.

Промежуточную информацию получают при решении задач и используют в качестве входной для решения последующих задач как

в своей подсистеме, так и в других. Входная и промежуточная информации составляют информационную базу подсистемы.

К выходной относится информация, получаемая как результат решения задач подсистемы и предназначенная для непосредственного использования при принятии решений по управлению водными ресурсами бассейна в подсистемах "Планирование" и "Оперативное управление".

Информационная база подсистемы "Водные ресурсы" представляет собой набор массивов данных (файлов) последовательной и индексно-последовательной организации. Ввод информации для подсистемы осуществляется специальными программами загрузки баз данных по разработанным формам входных документов.

Гидрологическая информация сконцентрирована в II файлах (рисунок).

Файл F 161 - "Среднедекадные расходы воды в створах ПКУ, формируется фактическими данными гидрометрических наблюдений на головных сооружениях крупных ирригационных каналов, забирающих воду из основного ствола реки.

Файл F 103 - "Среднедекадные расходы воды по рекам", формируется оперативными фактически наблюдаемыми данными по ресурсоформирующим створам на реках, а также по выходным створам ТУ и водохозяйственных районов (всего 71 наименование).

Файл F 115 - "Среднедекадные расходы по коллекторам", формируется фактическими оперативными данными о коллекторно-дренажном стоке, поступающими с устьевых створов на коллекторах и сбросах (более 190 наименований).

Файл F 127 - "Информация о подземных водах", формируется среднегодовыми данными:

- об утвержденных запасах подземных вод в ГКЗ и ТКЗ республик;
- об отборе подземных вод, в том числе по целям хозяйственного использования;
- о количестве эксплуатируемых скважин.

Информация дана в разрезе административных единиц (области, районы).

Файл F 137 - "Объемы и уровни верхнего бьефа водохранилищ" формируется данными, фактически наблюдаемыми в последний день декады по 5 водохранилищам.

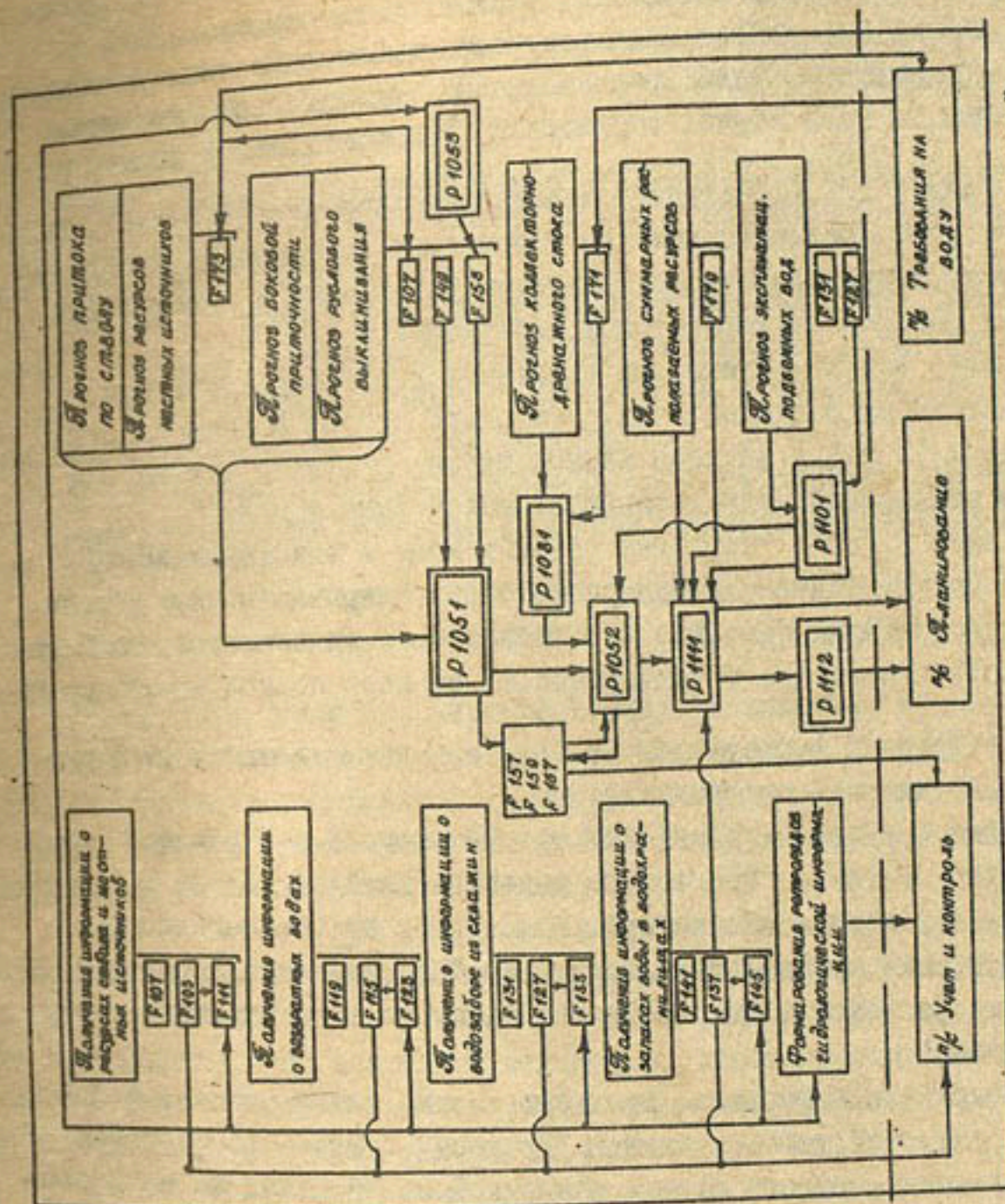


Схема функционирования подсистемы "Водные ресурсы"

Вышеперечисленные 5 файлов формируются при решении информационных задач. Информация, заложенная в них, используется для контроля прогнозных задач и создания ретрорядов. Ретроинформация (за весь период наблюдений) хранится в четырех файлах.

Файл F III - "Ретроряд ресурсов ствола и местных источников", формирует ряды среднемесячных расходов воды по рекам бассейна за весь период наблюдений (38 наименований рек - створов).

Файл F I23 - "Ретроряд коллекторно-дренажного стока", формирует ряды среднемесячных расходов воды коллекторно-дренажного стока в пределах территориальных управлений и водохозяйственных районов за весь период наблюдений.

Файл F I33 - "Ретроряд подземных вод", формирует ряды среднегодовых расходов воды суммарного отбора подземных вод в пределах ТУ и ВХР за весь период учета. Отдельно выделяется объем отбираемой воды с минерализацией выше 2 г/л.

Файл F I45 - "Ретроряд объемов воды в водохранилищах", формирует ряды среднемесячных расходов регулирования пяти основных водохранилищ бассейна (Токтогульское, Андижанское, Кайрак-кумское, Чарвакское и Чардаринское) за весь период их эксплуатации.

Ретроряды формируются в целях совершенствования прогнозных алгоритмов в перспективе.

Для прогнозных задач подсистемы входной информацией является файл F I49 - "Прогноз на вегетационный период по рекам бассейна", данные для которого поступают из Госкомгидромета УзССР в виде официального документа "Консультация (прогноз) средних расходов воды рек Средней Азии на вегетационный период I9__года".

Выходная информация всех прогнозных задач сведена в файл F I57, который условно назван "Прогноз". Здесь формируется рассчитанный годовой сток с разбивкой на 36 декад по всем составляющим водных ресурсов бассейна в разрезе ПКУ, ТУ, ВХР и других территориальных единиц. Данные этого файла являются входными для других подсистем. Кроме того, по данным файла F I57 выдаются на печать все выходные формы (документы) подсистемы "Водные ресурсы". Поскольку прогнозные величины рассчитаны с учетом стандартного отклонения σ , все прогнозные значения в файле F I57 представлены в интервале $0,674 \sigma$, т.е.

даны минимальные, средние и максимальные прогнозные значения. Нормативно-справочная информация подсистемы "Водные ресурсы" содержится в 10 файлах. Для предоставления гидрологической информации в виде, удобном для обработки на ЭВМ, были выполнены классификация и кодирование водохозяйственных объектов, охватываемых АСУБ. С этой целью в подсистеме сформированы следующие файлы (рисунок).

Файл F I02 - "Справочник-кодификатор рек - створов", где всем гидропостам Госкомгидромета на реках бассейна присвоены принятые в АСУБ цифровые коды.

F I19 - "Справочник-кодификатор коллекторов", где коллекторам и сбросам, собирающим коллекторно-дренажные воды, учитываемые гидрометрической службой Минводхозов союзных республик, присвоены принятые в АСУБ цифровые коды.

F I31 - "Справочник-кодификатор административных единиц", где административным областям и районам присвоены принятые в АСУБ цифровые коды.

F I41 - "Справочник-кодификатор водохранилищ", где пяти крупнейшим водохранилищам бассейна присвоены принятые в АСУБ цифровые коды.

Кроме того, были сформированы: файл "Справочник кодов задач, используемых в программах подсистемы "Водные ресурсы", и файл "Справочник-кодификатор территориальных управлений и ПКУ".

Ряд файлов хранит информацию, необходимую для численной реализации алгоритмов задач подсистемы.

Файл F I53 - "Справочник коэффициентов уравнений для расчета годового прогноза", содержит численные значения коэффициентов уравнений множественной регрессии для расчета поверхностного притока по основному стволу, ресурсов местных источников и боковой приточности, а также значения коэффициентов полинома второй степени для расчета руслового выклинивания.

Файл F I71 - "Справочник коэффициентов уравнений для прогноза коллекторно-дренажных вод".

Файл F I59 - "Справочник процентов внутригодового распределения годового стока", представляет собой таблицу подекадного распределения (в процентах) расчетного годового стока по всем рекам, участкам, территориальным управлениям, водохозяйственным районам. Внутригодовое распределение прогнозируемого стока производится согласно рекомендациям /2/.

Файл F I79 – "Справочник ключей расчета располагаемых ресурсов", включает в себя цифровые коды (ключи) для нахождения нужной информации в файле F I57 "Прогноз".

Файл F I67 – "Справочник ключей для контроля прогноза", служит для выбора нужной информации в файле F I57 "Прогноз" и в информационных файлах для сопоставления прогноза с фактом.

В 1986 г. при Бассейновом водохозяйственном объединении "Сырдарья" (БВО), которое эксплуатирует АСУБ, была создана диспетчерская служба для сбора оперативной водохозяйственной информации, пополнения ретрорядов и других файлов подсистемы "Водные ресурсы", а также других подсистем. В диспетчерскую службу БВО "Сырдарья" регулярно поступают все официальные документы Госкомгидромета (гидрологические бюллетени, консультации, прогнозы), а также справочники "Ежегодные данные о ретрорядовых и ресурсах поверхностных вод суши". Кроме того, по запросам БВО "Сырдарья" получает информацию о текущем режиме рек, водохранилищ, каналов, коллекторов, а также информацию об использовании подземных вод в бассейне р.Сырдарья (форма 2 ТП – водхоз).

В перспективе предусмотрена подсистема автоматизированного получения гидрологической информации, что повысит оперативность и качество обслуживания потребителей АСУБ.

Функционирование информационных задач подсистемы "Водные ресурсы" (I очередь) не нуждалось в разработке сложного программного обеспечения. Процедура решения этих задач сводится к записи информации, её хранению и выдаче по запросу. Для прогнозных задач был разработан специальный комплекс программной документации, который включает в себя семь программ (рисунк).

Программа PI051 предназначена для расчета прогноза притока по стволу, боковой приточности, ресурсов местных источников, руслового выклинивания. Прогноз выдается на водохозяйственный год с разбивкой по декадам. Выходная информация формируется в файле F I57 "Прогноз".

Программа PI052 помогает рассчитывать отклонения прогнозных величин всех составляющих водных ресурсов за различные временные интервалы (декада, месяц, квартал, вегетация, межвегетация, год) от фактических значений. Выходной документ по результатам работы программы – "Ведомость сравнения прогноза с фактом", где, кроме абсолютного значения отклонений, дана и оцен-

ка качества прогноза. Прогноз считается удовлетворительным, если отклонение не превышает 10. % от абсолютной фактической величины. Кроме того, на печать выдается документ "Расчет нормы стока", в котором дана среднееголетняя величина с учетом вновь поступивших фактических данных.

Программа PI053 осуществляет ежегодный перерасчет коэффициентов уравнений для прогноза ресурсов ствола и ресурсов местных источников, а также руслового выклинивания по мере накопления фактической информации за прошедший год. Коэффициенты рассчитываются методом наименьших квадратов в результате линейного регрессионного анализа ретрорядов по рекам – створам.

Выходная информация записывается в обновляемый файл F I53 "Коэффициенты уравнения для расчета годового прогноза".

Программа PI081 предназначена для расчета прогноза коллекторно-дренажных вод на год с разбивкой по декадам для заданной территории. Выходная информация записывается в файл F I57 "Прогноз". Программа работает в двух режимах. Первый режим – возвратные воды – рассчитывается на основании данных подсистемы "Требования на воду". Второй режим – уточняющий. Здесь производится итерационное уточнение возвратных вод и планов водопользования. Исходная информация для прогноза возвратных вод поступает уже из-под системы "Планирование". Необходимость этого режима обусловлена тем, что из-за дефицита воды плановые показатели водоподдачи на орошение всегда меньше требуемых.

Программа PI101 помогает прогнозировать эксплуатационные запасы подземных вод на предстоящий год с учетом возможного маловодья. Выходные данные записываются в файл F I57 "Прогноз".

Программа P IIII предназначена для формирования суммы прогнозных располагаемых водных ресурсов двумя способами. Первым способом располагаемые ресурсы рассчитываются как сумма притока по основному стволу и боковой приточности (в целом).

Вторым способом располагаемые ресурсы рассчитываются как сумма притока по стволу, коллекторно-дренажных вод и руслового выклинивания. Выходная информация записывается в файл F I57 "Прогноз". Расчет двумя способами позволяет сопоставить результаты, полученные различными методами. Боковая приточность в целом прогнозируется по методике Госкомгидромета /3,4/. Второй способ описан в работе /5/.

Программа Р III2 предназначена для выдачи на печать выходных документов подсистемы "Водные ресурсы":

1. "Прогноз и внутригодовое распределение ресурсов местных источников".

2. "Прогноз и внутригодовое распределение ресурсов ствола реки (2 способа)".

3. "Прогноз располагаемых водных ресурсов по стволу и по бассейну р.Сырдарьи (на запрашиваемый период)".

Задачи подсистемы "Водные ресурсы" решаются в четыре этапа. На первом этапе формируется прогноз на год по данным Госкомгидромета на вегетационный период, которые поступают 7 марта каждого года.

Второй этап - уточняются прогнозы на предстоящие декаду, месяц, квартал, вегетацию, год. Уточняющие расчеты производятся в соответствии со сроками поступления уточняющих прогнозов Госкомгидромета (соответственно 10, 20, 28, 30 или 31 числа каждого месяца; квартальные прогнозы поступают 27 марта, июня, сентября, декабря; прогноз на вегетацию уточняется 7 апреля каждого года).

На третьем этапе осуществляется накопление фактической информации и контроль прогнозов. Расчеты производятся 1, 11, 21 числа каждого месяца.

Четвертый этап - уточняются прогнозы на межвегетационный период (28 сентября каждого года - в срок поступления прогноза Госкомгидромета).

На наш взгляд, вышеописанное информационное и программное обеспечение подсистемы "Водные ресурсы" позволяет получить максимальный технико-экономический эффект от решения задач подсистемы, который достигается за счет повышения объема, качества, оперативности поступления информации о водных ресурсах, а также за счет заблаговременности достаточно надежных прогнозов.

Список использованной литература

1. Прохоренко Н.И., Соколов В.И. Об особенностях определения водных ресурсов в бассейне р.Сырдарьи // Совершенствование управления гидромелиоративными системами. - Ташкент, 1985. - С.55-61.

2. Руководство по определению расчетных гидрологических характеристик. - Л.: Гидрометеоиздат, 1973. - III с.

3. Гирник Е.И. Метод прогноза бокового притока воды в Чардаринское водохранилище на р.Сырдарье - Тр.САРНИГМИ.-1976.- Вып.39 (120).-С.69-70.

4. Гирник Е.И. Метод прогноза бокового притока в р.Сырдарье выше Кайраккумского водохранилища // Тр.САНИИ/Госкомгидромет.-1980.-Вып.74 (155).-С.103-116.

5. Соколов В.И. К прогнозу боковой приточности для целей АСУБ - Сырдарья // Тезисы докл. Всесоюз. научн. техн. совещ. Минск.-1986.-135 с.

С.Ф.Амиров, канд. техн. наук
Р.Х.Баратов
(ТИИИМСХ)
А.Э.Парманов
(НПО САНИИРИ)

ПОВЫШЕНИЕ ЛИНЕЙНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МАГНИТНОГО ПОЛЯ В ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯХ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Из теории электромагнитных преобразователей механических величин известно / 1 /, что линейность их статических характеристик определяется законом распределения магнитного поля в рабочих участках магнитных цепей.

Одним из способов повышения линейности распределения магнитного поля является выбор определенного закона распределения магнитной проводимости рабочего зазора, компенсирующего то изменение распределения потока в магнитопроводе, которое наблюдается при обычном равномерном распределении проводимости / 1 /.

Хотя в результате применения этого способа получается нулевая нелинейность магнитного поля, из-за трудности изготовления магнитопроводов требуемой формы он не нашел широкого применения.

Другим способом повышения линейности распределения магнитного поля является выбор определенного закона распределения магнитного сопротивления магнитопроводов / 1,2 /. Недостатком этого способа является то, что при неравенстве сопротивлений магнитопроводов габариты магнитной системы резко возрастают.

В работе / 3 / предложен способ повышения линейности распределения магнитного поля путем выбора определенного закона распределения намагничивающих обмоток вдоль магнитопроводов. Однако законы изменения намагничивающих сил на всем протяжении обмотки изучены недостаточно.

Рассмотрим участок длиной магнитной линии со следующими параметрами (рис 1):

g - погонная магнитная проводимость зазора между линиями;
 Z_M - погонное магнитное сопротивление линии;
 $U_{\mu 0}$ - магнитное напряжение в начале линии.

Будем считать, что магнитное сопротивление торцевой части линии равно нулю. Дифференциальное уравнение для такой линии имеет вид

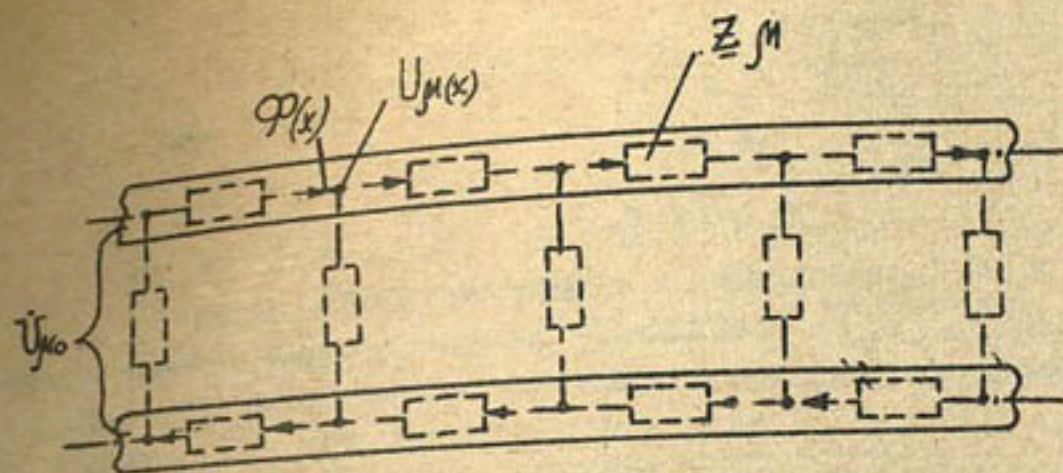


Рис. 1. Участок длиной магнитной линии

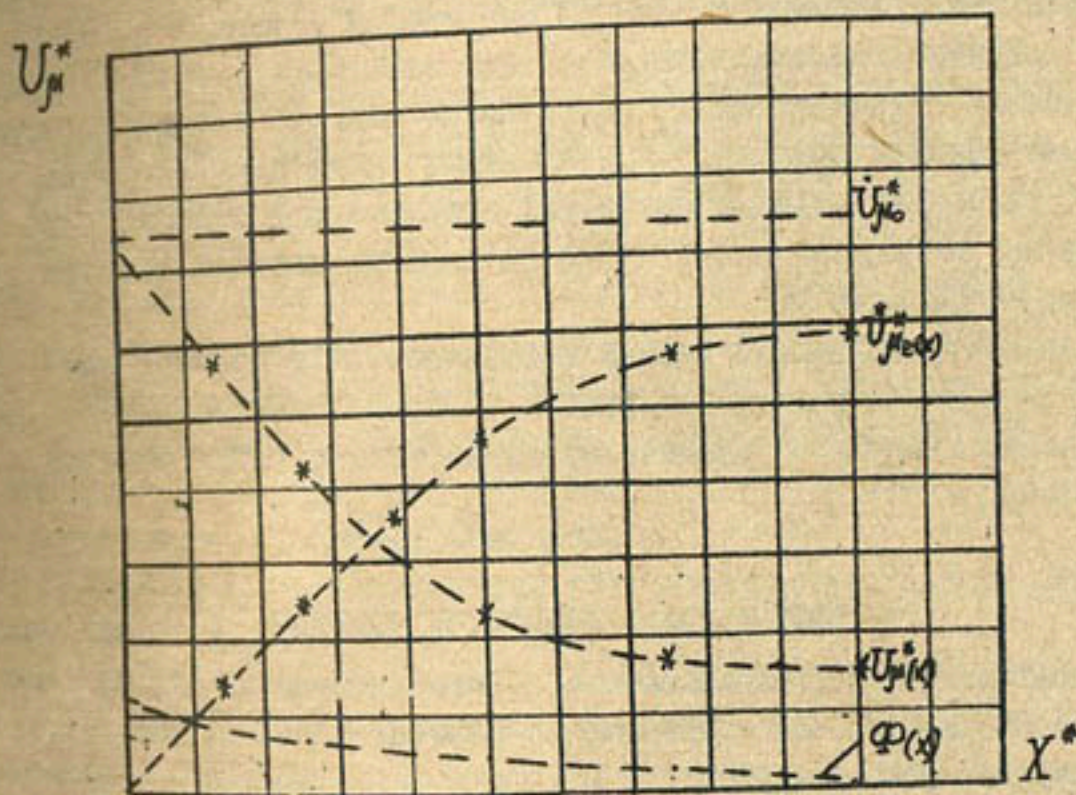


Рис. 2. Кривые зависимости $\varphi(x)$, $U_{\mu}(x)$, $U_{\mu 0}$

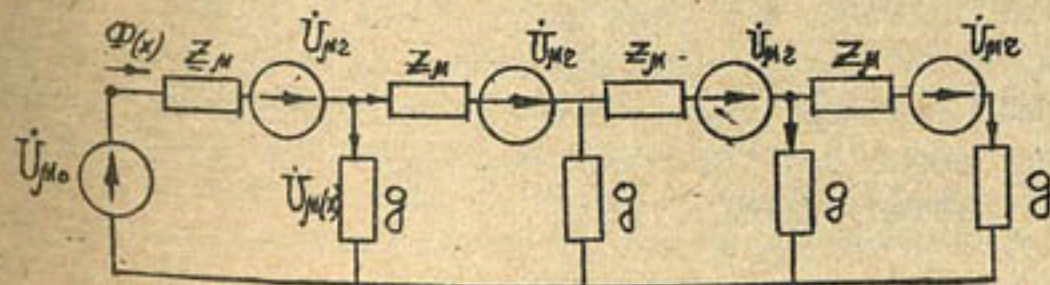


Рис. 3. Схема замещения магнитной линии

$$\frac{d^2 \Phi(x)}{dx^2} - g(z_{\mu_1} + z_{\mu_2}) \cdot \Phi(x) = 0 \quad (1)$$

$$\Phi(x) = \frac{g \cdot \dot{U}_{\mu_0}}{g \cdot \operatorname{ch}(\gamma \cdot x_M)} \cdot \operatorname{sh}(\gamma \cdot x), \quad (2)$$

где x, x_M — координата и ее максимальное значение;
 $\gamma = \sqrt{g(z_{\mu_1} + z_{\mu_2})}$ — коэффициент распространения волны в линии.
 Магнитное напряжение вдоль линии определяется по формуле

$$\dot{U}_{\mu}(x) = \frac{1}{g} \cdot \frac{d\Phi(x)}{dx} = \frac{\dot{U}_{\mu_0}}{\operatorname{ch}(\gamma \cdot x_M)} \cdot \operatorname{ch}(\gamma \cdot x) \quad (3)$$

На рисунке 2 приведены зависимости магнитного потока, напряжения между линиями и падений напряжений в линиях от координаты x . Кривые свидетельствуют о том, что $\dot{U}_{\mu}(x)$ и $\Phi(x)$ вдоль координаты x изменяются по нелинейному закону, а распределение намагничивающей обмотки $\dot{U}_{\mu_2}(x)$ вдоль линии должно повторять закон изменения падений магнитных напряжений в линиях. Схема замещения магнитной линии с учетом намагничивающей обмотки приведена на рисунке 3.

Анализ полученных кривых показывает, что предложенный способ позволяет повысить линейность распределения магнитного поля в магнитных линиях с различными магнитными и геометрическими параметрами.

Список использованной литературы

1. Заринов М.Ф. Преобразователи с распределенными параметрами для автоматики и информационно-измерительной техники. М.: Энергия, 1969. — 176 с.
2. А.С. № 1377587 (СССР). Электромагнитный преобразователь расхода / М.Ф.Заринов, С.Ф.Амиров, И.Ю.Петрова, А.М.Мамаджанов. Заявл. 04.09.86. № 4113546/24-10. Опубл. 29.02.88.
3. Амиров С.Ф. Методы повышения однородности магнитной индукции в рабочем зазоре электромагнитных преобразователей расхода // Банки данных для САПР датчиковой аппаратуры сельскохозяйственного назначения. Ташкент: ТИИИМСХ, 1988.

М.А.Хусанов, канд.техн.наук
 Дам Ши Хуан
 (ТашГТУ)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В ТУРБИННОМ РЕЖИМЕ

Особенностью насосных станций, подающих воду в оросительные системы, является сезонный характер их работы. При сезонной работе оросительных насосных станций неизбежно увеличивается расчетная подача насосов, уменьшается коэффициент использования оборудования, более неравномерным становится график потребления мощности.

Поскольку регулирование подачи насосных станций в основном осуществляется включением или отключением целого агрегата, график подачи насосных станций имеет ступенчатый вид. Поэтому в определенный период подача насосной станции может превысить потребности потребителей в воде. В настоящее время лишняя вода подается в оросительную систему или сбрасывается в нижний бьеф. Следовательно, возникает возможность употреблять лишнюю воду для выработки электроэнергии путем использования насосных агрегатов в качестве турбинных, так как насосы и турбины теоретически являются обратимыми машинами.

В данной работе приводятся результаты исследования центробежных насосов, работающих в турбинном режиме.

Согласно общим положениям механики жидкости, абсолютная скорость $\vec{V}$ в области лопастного колеса может быть получена как геометрическая сумма относительной $\vec{\omega}$ и переносной $\vec{U}$ скоростей.

$$\vec{V} = \vec{\omega} + \vec{U}. \quad (1)$$

Определение значений и направлений этих скоростей производится на основе упрощенных теоретических схем течения, наиболее близко приближающихся к действительному характеру движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса.

В основу представления об установившемся движении потока через рабочее колесо центробежного насоса положена гипотеза о струйчатом течении жидкости. Согласно этой гипотезе были получены зависимости, позволяющие построить треугольники скоростей

в любой точке потока внутри рабочего колеса насоса / 3 /

$$\omega_i = \frac{Q}{2\pi z_i b_i \psi_i \sin \beta_i} \quad (2)$$

$$u_i = \frac{2\pi z_i n}{60} \quad (3)$$

$$v_i = \frac{Q}{2\pi z_i b_i \psi_i \sin \alpha_i} \quad (4)$$

Поскольку мы будем рассматривать турбинный режим центробежного насоса, индекс 1 соответствует входной кромке в турбинном режиме, 2 - выходной.

В формулах (2,3,4):

z_i - радиус рабочего колеса в рассматриваемой точке;

b_i - ширина тела лопастей;

ψ_i - коэффициент стеснения, определяется как отношение действительной площади сечения потока к общей площади сечения рабочего колеса

$$\psi_i = \frac{2\pi z_i b_i - z b_i S}{2\pi z_i b_i}, \quad (5)$$

где Z - число лопастей;

S - толщина лопастей, $S = \frac{S_n}{\sin \delta_i}$;

S_n - толщина нормальная;

β_i - угол между направлениями переносной и относительной скоростей;

α_i - угол между направлениями абсолютной и переменной скоростей;

δ_i - угол между переносной скоростью и касательной к средней линии профиля лопастей, проведенной в сторону, обратную вращению рабочего колеса;

n - скорость вращения рабочего колеса

Отношение между углами α_i, β_i (рисунок)

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{\omega_i \cdot \sin \beta_i}{u_i - \omega_i \cdot \cos \beta_i}. \quad (6)$$

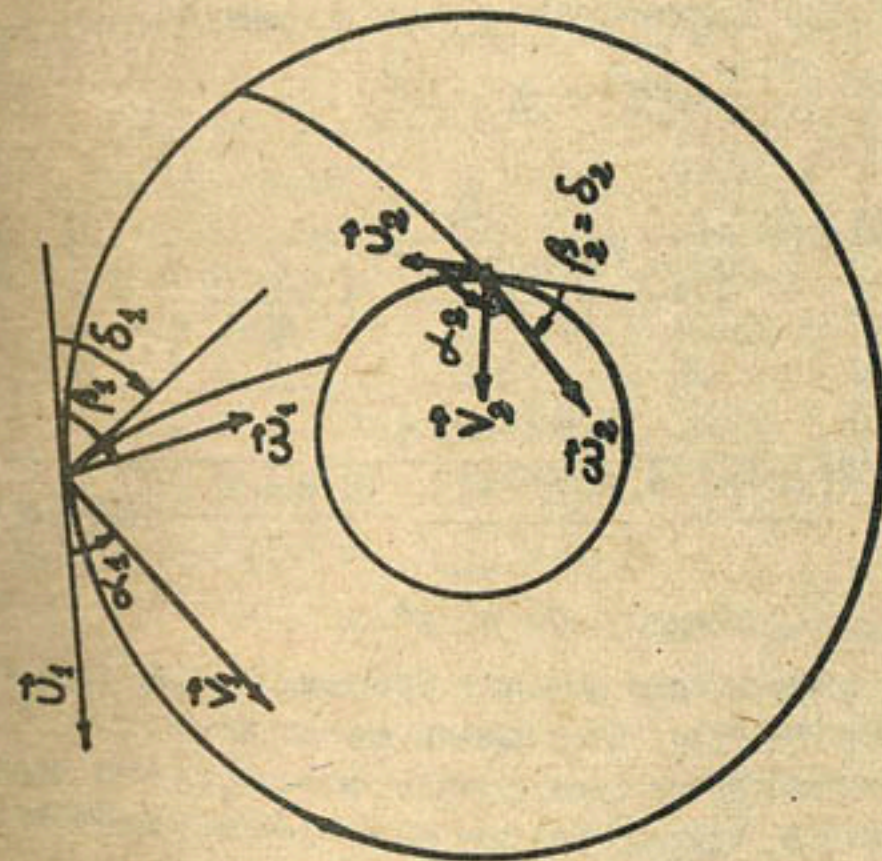
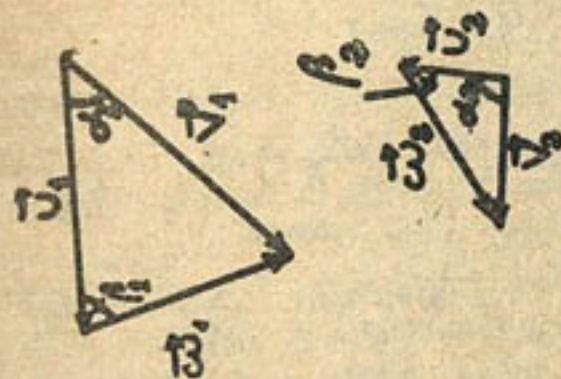
Следует отметить, что эти зависимости верны и для насосного и для турбинного режима гидромашин.

Напишем уравнение Эйлера для турбинного режима / I /

$$H_T \cdot \eta_T = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2) \quad (7)$$

$$\text{Обозначим } H_{\text{теор.т}} = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2) \quad (8)$$

Тогда уравнение (7) примет вид $H_T \cdot \eta_T = H_{\text{теор.т}}$



Параллелограмма и треугольники скоростей центробежного насоса в турбинном режиме

отсюда

$$\eta_T = \frac{H_{\text{теор.т.}}}{H_T} \quad (9)$$

Поскольку

$$0 \leq \eta_T < 1,$$

то

$$0 \leq H_{\text{теор.т.}} < H_T \quad (10)$$

Поставив (2), (3), (4) и (6) в (8), получим

$$H_{\text{теор.т.}} = \frac{\pi^2 \eta_T^2}{900 g} (z_1^2 - z_2^2) + \frac{Q_T \eta_T}{60 g \cdot b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} - \frac{Q_T \eta_T}{60 g \cdot b_1 \psi_1 \operatorname{tg} \beta_1} \quad (11)$$

Сравнивая (10) и (11), имеем

$$0 \leq \frac{\pi^2 \eta_T^2}{900 g} (z_1^2 - z_2^2) + \frac{Q_T \eta_T}{60 g \cdot b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} - \frac{Q_T \eta_T}{60 g \cdot b_1 \psi_1 \operatorname{tg} \beta_1} < H_T$$

Поскольку решетка лопастей рабочего колеса на выходной кромке относительно густая, можно приблизительно считать, что относительная скорость на выходе направлена по касательной к лопасти / I /, то есть $\beta_2 = \delta_2$.

Решая (12) относительно β_1 при $Q_T = \text{const}$; $H_T = \text{const}$; $\eta_T = \text{const}$, получаем

$$\beta' \leq \beta_1 < \beta'', \quad (13)$$

где

$$\beta' = \arctg \left(\frac{Q_T \eta_T}{\frac{\pi^2 \eta_T^2 b_1 \psi_1 (z_1^2 - z_2^2)}{15} + \frac{Q_T \eta_T b_1 \psi_1}{b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2}} \right), \quad (14)$$

$$\beta'' = \arctg \left(\frac{Q_T \eta_T}{\frac{\pi^2 \eta_T^2 b_1 \psi_1 (z_1^2 - z_2^2)}{15} + \frac{Q_T \eta_T b_1 \psi_1}{b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} - 60 g b_1 \psi_1 H_T} \right), \quad (15)$$

здесь $0 < \beta', \beta'' < \pi$.

Таким образом, при работе в турбинном режиме угол β , имеет определенное значение, находящееся внутри интервала β', β'' .

В настоящее время существующими методами точно определить значение угла β , трудно, поэтому мы предлагаем принимать вместо β , среднее значение β' и β'' , то есть

$$\beta_1 = \frac{\beta' + \beta''}{2},$$

что дает возможность предварительно установить по (9) и (11) коэффициент полезного действия насоса в турбинном режиме при на-

поре H_T , расходе Q_T , числе оборотов n_T , а также экономическую целесообразность работы в данном режиме того или иного рабочего колеса насоса.

В таблицах I и 2 приводятся результаты расчетов η_T , выполненные нами по данной методике для насосов I600B-I0/40 и 2400B-25/40, и коэффициенты полезного действия в турбинном режиме $\eta_{\text{т.хар.}}$, полученные из круговой характеристики этих насосов.

Установлено / 4, 5, 6 /, что центробежный насос имеет хороший КПД в турбинном режиме при напоре и расходе, превышающих номинальные значения насосного режима. А полученные нами результаты показали, что в диапазоне $H_T = (1 - 1,25) H_{\text{ном}}$ и $Q_T = (1 - 1,24) Q_{\text{ном}}$ данная методика имеет достаточно высокую точность.

Таблица I

Расчет КПД насоса I600B-I0/40 в турбинном режиме

H_T	Q_T	β'	β''	β_1	$H_{\text{теор.т.}}$	η_T	$\eta_{\text{т.хар.}}$
15	8	0,02413	0,4285	0,3349	11,75	0,78	0,2
17,5	9	0,2701	0,5400	0,4051	13,75	0,79	0,35
20	10	0,2984	0,6742	0,4863	15,83	0,79	0,46
27,5	12	0,3536	1,1749	0,7643	22,23	0,81	0,62
37	14	0,4067	1,8806	1,1436	28,37	0,77	0,71
43	15	0,4323	2,1806	1,3065	30,69	0,71	0,71
50	16	0,4574	2,4003	1,4289	32,46	0,65	0,69

При $Q_{\text{ном}} = 10 \text{ м}^3/\text{с}$ $H_{\text{ном}} = 40 \text{ м}$

Таблица 2.

Расчет КПД насоса 2400B-25/40 в турбинном режиме

H_T	Q_T	β'	β''	β_1	$H_{\text{теор.т.}}$	η_T	$\eta_{\text{т.хар.}}$
25	19	0,2986	0,6381	0,6484	19,67	0,79	0,38
30	22	0,3424	0,8743	0,6083	23,80	0,79	0,55
35	25	0,3849	1,1503	0,7676	27,73	0,79	0,64

продолжение таблицы 2

H_r	Q_r	β'	β''	β_1	$H_{теор.т.}$	η_r	$\eta_{г.хар.}$
40	27	0,4124	1,4251	0,9188	31,40	0,78	0,70
45	29	0,4393	1,6827	1,0610	34,45	0,77	0,73
50	31	0,4655	1,8968	1,1811	36,86	0,74	0,74
55	32	0,4783	2,0760	1,2772	38,97	0,71	0,75
60	34,5	0,5097	2,1963	1,3530	40,39	0,67	0,74
65	35	0,5159	2,3136	1,4147	41,86	0,64	0,73
70	36	0,5281	2,4007	1,4644	43,01	0,61	0,72

При $Q_{ном} = 25 \text{ м}^3/\text{с}$ $H_{ном} = 40 \text{ м}$

Список использованной литературы

1. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. - М.: Энергоиздат, 1983. - 320 с.
2. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. - М.: Высшая школа, 1969. - 400 с.
3. Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции. - М.: Стройиздат, 1977. - 6 с.
4. Аршеневский Н.Н. Обратимые гидромашини ГАЭС. - М.: Энергия, 1977. - 240 с.
5. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. - М.: Машигиз, 1960. - 462 с.
6. Wesche W. Использование насоса в качестве турбины // "Chemie Ind." 1990. - № 2.

Ю.И. Бобров.
Ш.Р. Давронов
(НПО САНИИРИ)
А.В. Хохлов, канд. техн. наук
В.А. Халматов
(НПШ "Водоподъем")

РАСЧЕТ НА ЭВМ РЕЖИМОВ РАБОТЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ АГРЕГАТАМИ

Техническая эксплуатация систем машинного водоподъема в условиях острого дефицита поливной воды должна обеспечивать бесперебойную и надежную работу всех агрегатов при высоких технико-экономических показателях с учетом рационального использования водноэнергетических ресурсов.

Однако, как показывает анализ режимов большинства мелиоративных насосных станций, в настоящее время режимы работы выбираются интуитивно, без проведения соответствующих расчетов, без учета особенностей эксплуатации основного оборудования насосных станций, напорных трубопроводов, подводящих и отводящих каналов. Несовершенство эксплуатации приводит к перерасходу электроэнергии на водоподъем, непроизводительным сбросам и потерям воды, снижению надежности работы оборудования и т.д. Особенно обостряется эта проблема в условиях перехода водохозяйственных организаций на полный хозяйственный расчет.

Нами предпринята попытка разработать математическую модель работы насосной станции, описывающую процессы, происходящие в системе "насосные агрегаты-напорные трубопроводы-водоотпускное сооружение".

Цель создания математической модели - совершенствование режимов работы насосной станции, работающей в соответствии с графиком водоподдачи, при условии минимизации мощности, потребляемой насосной станцией. Использование математической модели позволит эксплуатационному персоналу выбирать наиболее эффективные режимы работы насосных агрегатов и напорных трубопроводов. Методика моделирования отрабатывалась на Джизакской головной насосной станции (ДГНС), где установлено разнотипное насосное оборудование.

ДГНС оборудована семью центробежными насосными агрегатами (пять насосов – 2400 В-25/40 и два насоса – 1600 В-10/40, подающими воду по двум ниткам напорного трубопровода диаметром 4200 мм и длиной 2258 м каждая. На первую нитку трубопровода работают два насосных агрегата типа 1600 В-10/40 и два насосных агрегата типа 2400 В-25/40, а на вторую нитку – три насосных агрегата 2400 В-25/40. Схема подключения насосных агрегатов к напорным трубопроводам на ДГНС представлена на рис. I. На этом же рисунке показана геометрия соединения на крестовине индивидуальных напорных трубопроводов в общий.

В верхнем бьефе насосной станции построено водовыпускное сооружение, на котором установлены перегораживающие щиты. При поднятых щитах подача производится под горизонт воды верхнего бьефа, а при опущенных – происходит перелив через затвор. Работа насосной станции при опущенных щитах осуществляется при выходе из строя системы аварийного опускания щитов.

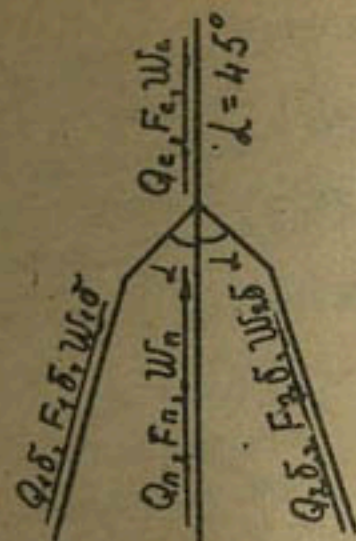
Обработка статистических материалов (данные фактической эксплуатации насосной станции в период вегетации 1989 г.) показала, что среднеэксплуатационный КПД насосных агрегатов ниже проектных значений на 3–5 %. Эти показатели позволяют сделать вывод о том, что не всегда оборудование станций эксплуатируется в оптимальных режимах.

Установка разнотипного оборудования на насосной станции обусловила 126 вариантов совместной работы насосов и напорных трубопроводов. Анализ всех режимов позволил установить, что близкую к заданной подачу насосной станции можно обеспечить различными комбинациями работающих агрегатов и ниток напорного трубопровода. Причем, каждая из них будет иметь свою суммарную затрачиваемую мощность, а следовательно, различные варианты будут иметь и различные эксплуатационные затраты.

Таким образом, изменение количества и состава работающих насосных агрегатов и ниток напорного трубопровода дает возможность выбрать тот или иной режим работы насосной станции.

Установившийся режим группы насосных агрегатов, работающих параллельно на общий напорный трубопровод, с учетом зависимости геометрической высоты подъема от режима перелива через щит водовыпускного сооружения и индивидуальных потерь напора при сливании потоков на крестовине может быть описан системой уравнений

I



Насосные агрегаты 1 2 – 1600 В-10/40

Насосные агрегаты 3 7 – 2400 В-25/40

II

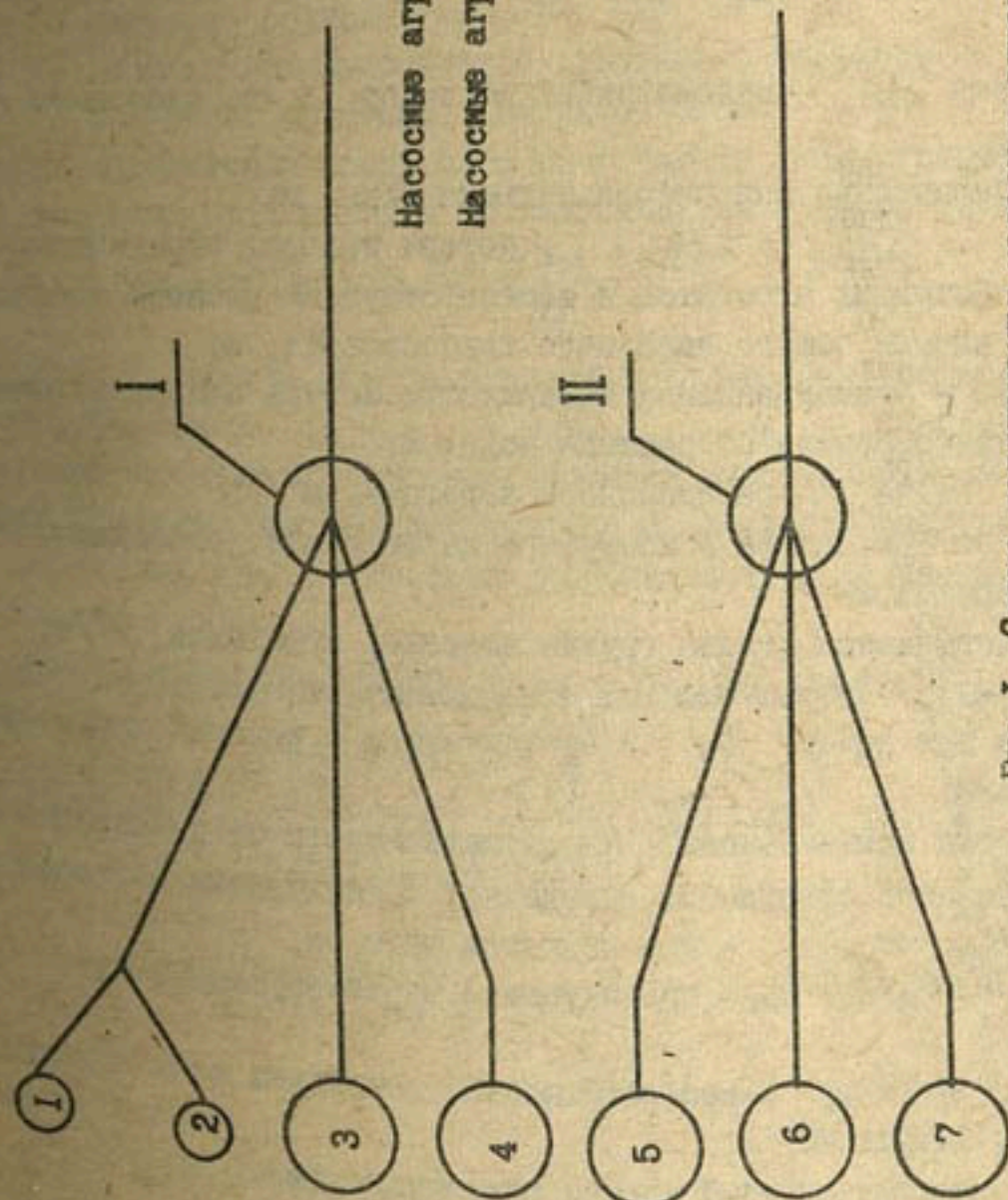
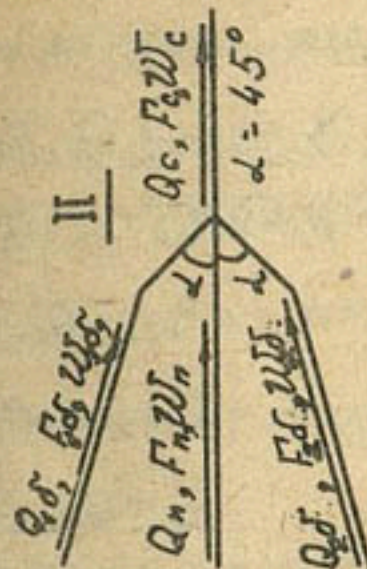


Рис. I. Схема подключения насосных агрегатов ДГНС к магистральным напорным трубопроводам.

следующего вида (приводится для трех агрегатов);

$$H_{M1} = H_r + \Delta H_{1с.б.} (Q_1, Q_2, Q_3) + \Delta H_T (Q_c);$$

$$H_{M2} = H_r + \Delta H_{с.п.} (Q_1, Q_2, Q_3) + \Delta H_T (Q_c);$$

$$H_{M3} = H_r + \Delta H_{2с.б.} (Q_1, Q_2, Q_3) + \Delta H_T (Q_c);$$

$$Q_1 = Q H_1 (H_{M1});$$

$$Q_2 = Q H_2 (H_{M2});$$

$$Q_3 = Q H_3 (H_{M3});$$

$$Q_c = \sum_{i=1}^3 Q_i$$

Здесь H_{Mi} — манометрический напор i -го насосного агрегата, м;

H_r — геометрическая высота подъема воды, м;

$\Delta H_{1с.б.}$, $\Delta H_{с.п.}$, $\Delta H_{2с.б.}$ — потери напора, определяемые составом работающих агрегатов и соответствующим режимом слияния потоков в начале общего напорного трубопровода, м;

$\Delta H_T (Q_c)$ — функциональная зависимость потерь напора в общем напорном трубопроводе от расхода воды, м;

Q_i — подача i -го насосного агрегата, м³/с;

ΔH_K — потери напора в конфузоре на агрегате, работающем на прямой проход, м;

Q_c — суммарная подача группы насосных агрегатов, м³/с;

$Q H_i (H_{Mi})$ — функциональная зависимость, определяющая подачу i -агрегата при напоре H_{Mi} в соответствии с рабочей характеристикой насоса.

Высота подъема воды H_r в зависимости от положения щита водовыпускного сооружения определяется следующими соотношениями:

$$H_r = H_{вб} - H_{нб} \quad \text{— при поднятом щите, м;}$$

$$H_r = H_{щ} + \Delta H_{щ} (Q_c) - H_{нб} \quad \text{— при переливе через опущенный щит,}$$

где

$H_{вб}$ и $H_{нб}$ — соответственно, горизонты воды в верхнем и нижнем бьефах НС, м;

$H_{щ}$ — отметка верхней кромки опущенного щита, м;

$\Delta H_{щ} (Q_c)$ — геометрический напор над гребнем водослива, зависящий от величины Q_c , м.

Режим перелива с достаточной степенью точности может быть описан формулой пропускной способности прямоугольного водослива с тонкой стенкой / 1 /

$$Q = m_0 b \sqrt{2g} \cdot \Delta H_{щ}^{1,5}, \quad (2)$$

где $m_0 = m (1 + \alpha_0 \cdot U_0^2)^{3/2}$ — коэффициент расхода воды с учетом скорости подхода;

b — ширина отверстия водослива, м;

$H_0 = \Delta H_{щ} + \alpha_0 \cdot U_0^2 / 2g$ — напор на водосливе с учетом скорости подхода, м;

$\Delta H_{щ}$ — геометрический напор над гребнем водослива, м;

U_0 — скорость подхода, м/с;

α_0 — коэффициент Буссинеска, принятый в расчетах 0,03;

g — ускорение свободного падения, м/с².

При определении пропускной способности прямоугольного водослива значения m_0 находят по эмпирической формуле Чугаева (2)

$$m_0 = 0,40 + 0,05 \frac{\Delta H_{щ}}{P_{б.б.}}, \quad (3)$$

где $P_{б.б.}$ — высота порога водослива со стороны верхнего бьефа.

Потери напора $\Delta H_{1с.б.}$, $\Delta H_{с.п.}$, $\Delta H_{2с.б.}$ определяются расходами насосных агрегатов и местными сопротивлениями при слиянии потоков. При наличии потоков в обоих боковых трубопроводах крестовины (рис. I) местные сопротивления рассчитываются по зависимости / 2 /:

$$\begin{aligned} \text{а) боковое ответвление} \quad \xi_{1с.б.} &= P_{1б} / \frac{\rho \omega_c^2}{2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{1б}} \right)^2 - \\ &- 8 \cdot \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c} \right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1б}} - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}} \right) \right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}} \right) \frac{Q_{1б}}{Q_c}} - 2 \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c} \right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{1б}} \times \\ &\times \left[1 + \left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}} \right)^2 \right] \cdot \cos \alpha \end{aligned} \quad (4)$$

(для второго бокового ответвления $\xi_{2с.б.}$ индексы 1 и 2 меняются местами);

б) прямой проход

$$\xi_{с.л.} = \Delta P_n / \frac{\rho \omega_c^2}{2} = 1 + \left(\frac{Q_n}{Q_c} \right)^2 - \left(\frac{Q_n}{Q_c} \right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_n}{Q_c}}{(0,75 + 0,25 \frac{Q_n}{Q_c})^2} -$$

$$- 2 \left(\frac{Q_n}{Q_c} \right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{1\delta}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{Q_{2\delta}}{Q_{1\delta}} \right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2\delta}}{Q_{1\delta}} \right)^2} \cdot \left(\frac{Q_c}{Q_n} - 1 \right)^2 \cdot \cos \alpha. \quad (5)$$

Здесь $Q_n, Q_{1\delta}, Q_{2\delta}, Q_c$ — соответственно, расходы жидкости притоков к крестовине по прямому проходу, левым и правым боковым ответвлениям и расход в общем трубопроводе;

$F_{1\delta}, F_{2\delta}, F_c$ — площади поперечного сечения боковых ответвлений и общего напорного трубопровода, m^2 ;

α — угол ответвления, град;

ρ — плотность жидкости, kg/m^3 ;

ω_c — средняя скорость движения жидкости в общем трубопроводе, m/c ;

$\Delta P_{1\delta}, \Delta P_{2\delta}, \Delta P_n$ — потери напора при слиянии потоков на боковых ответвлениях и на прямом протоке, Pa .

Перевод потерь напора $\Delta P_{1\delta}, \Delta P_{2\delta}$ и ΔP_n в Паскалях (Pa) в потери напора $\Delta H_{с\delta}, \Delta H_{сн}, \Delta H_{2с\delta}$ в метрах (m) производится с помощью переводного коэффициента.

В случае, если какой-либо агрегат на боковом ответвлении не работает, потери напора рассчитываются по формулам для вытяжного тройника

$$\xi_{с.д.} = \Delta P_{\delta} / \frac{\rho \omega_c^2}{2} = A \left[1 + \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{\delta}} \right) - \right.$$

$$\left. - 2 \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_{\delta}} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 \cdot \cos \alpha ; \right. \quad (6)$$

$$\xi_{с.п.} = \Delta P_n / \frac{\rho \omega_c^2}{2} =$$

$$= 1 - \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_{\delta}} \cdot \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 \cdot \cos \alpha. \quad (7)$$

Здесь Q_{δ} и Q_c — соответственно, расход в ответвлении и в общем напорном трубопроводе, m^3/c ;

F_{δ} и F_c — площади поперечного сечения приточного и общего

напорного трубопровода, m^2 .

Коэффициент местного сопротивления переходного участка от прямого протока к общему напорному трубопроводу, используемый для расчета ΔH_k , определен как для конфузора и для условий ДГНС принят равным 0,2.

Функциональные зависимости $QH_i(H_{mi}), \Delta H_T(Q_c)$, а также $\eta_i(Q_i)$ являются отображениями фактических рабочих характеристик насосных агрегатов и напорного трубопровода ($Q-H, \eta-Q$ и H_T-Q_c). Указанные характеристики для оборудования ДГНС приводятся на рис.2.

При исследовании и решении системы уравнений (I) эти функциональные зависимости могут быть с достаточной точностью получены линейной или квадратичной интерполяцией по таблицам, отображающим указанные графические характеристики.

При решении системы уравнений (I) определяют значения подач насосных агрегатов Q_i , суммарную подачу группы работающих агрегатов Q_c и манометрический напор H_{mi} каждого агрегата для любого возможного сочетания работающих агрегатов и геометрической высоты подъема.

По вычисленным значениям Q_c, H_{mi}, Q_c рассчитываются показатели, характеризующие режимы работы агрегатов и группы в целом:

мощность, потребляемая i -ым насосным агрегатом

$$N_i = 9,81 \frac{Q_i \cdot H_{mi}}{\eta_{mi} \cdot \eta_{эi}},$$

суммарная мощность, потребляемая группой параллельно работающих насосов

$$N_c = \sum_{i=1}^n N_i,$$

среднее значение КПД насосных агрегатов, работающих на один трубопровод

$$\eta = \frac{Q_c \cdot H_m}{N_c}.$$

В этих зависимостях

n — количество работающих насосов;

η_{mi} — КПД i -го насоса;

$\eta_{эi}$ — КПД i -го электродвигателя.

Систему уравнений (I) можно рассматривать как систему нелинейных алгебраических уравнений. В зависимости от количества

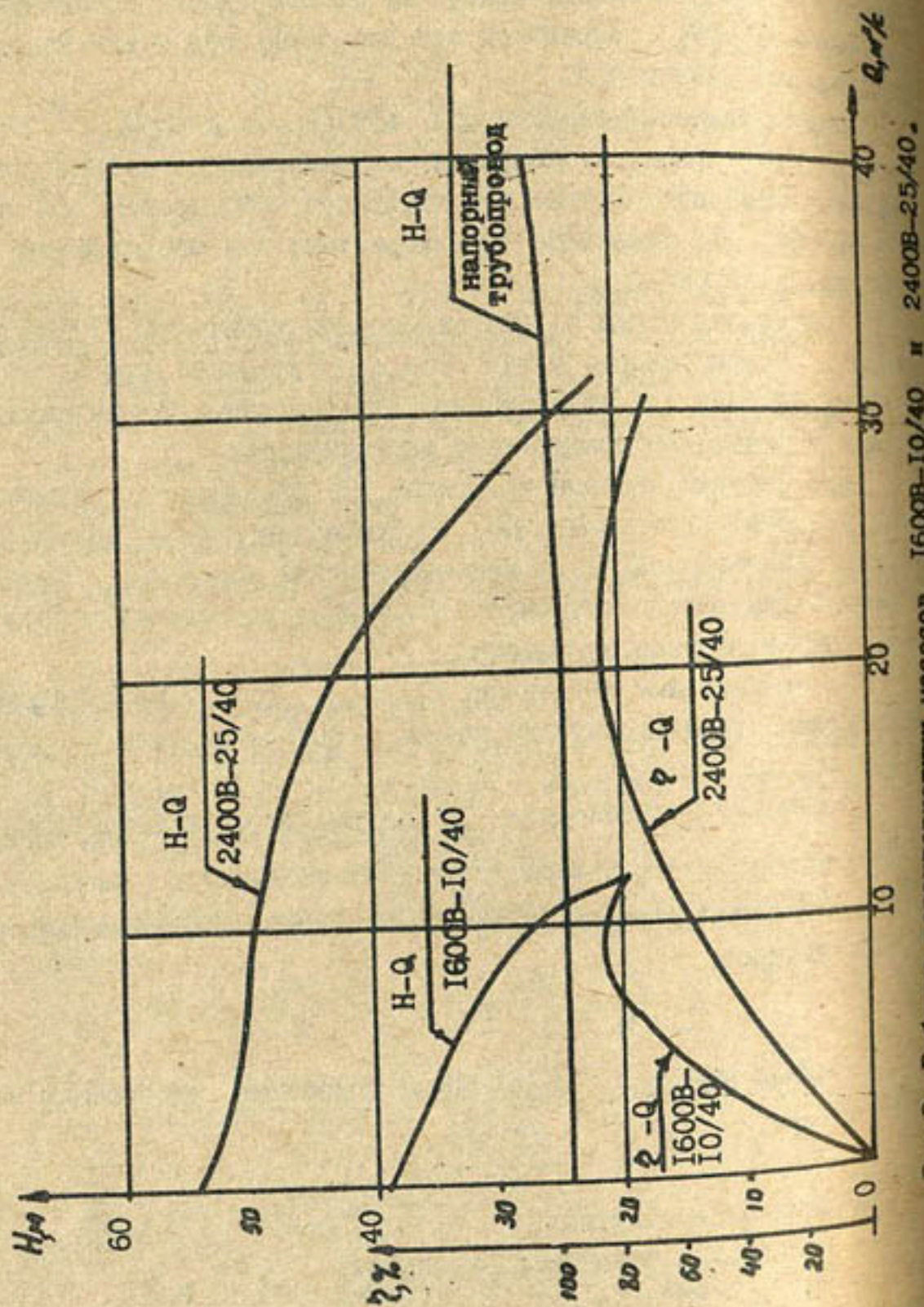


Рис. 2. Рабочие характеристики насосов 1600B-10/40 и 2400B-25/40.

агрегатов (один — четыре) количество уравнений в системе изменяется от трех до девяти. Для решения этой системы применен обобщенный метод Стеффенсена / 3 /, реализованный подпрограммой пакета научных подпрограмм ЕС ЭВМ / 4 /. Для удовлетворительной сходимости решения системы уравнений подпрограмме необходимо задать достаточно близкий к решению вектор начальных приближений. Этот вектор можно получить при расчете рабочей точки группы насосных агрегатов, работающих на общий напорный трубопровод, которая является точкой пересечения суммарной характеристики группы параллельно работающих агрегатов и характеристики напорного трубопровода с учетом режима работы водовыпускного сооружения.

Пересечение этих характеристик определяется методом половинного деления / 5 /.

Алгоритм расчета режимов работы насосных станций с центробежными агрегатами реализован программно на языке Фортран-IV ЕС ЭВМ.

Программа состоит из основного блока и четырех подпрограмм. Основной блок организует ввод-вывод исходной информации, генерацию всех возможных схем включения насосных агрегатов и шкалы напоров в заданном диапазоне изменения горизонтов воды в верхнем и нижнем бьефах, выполняет необходимые преобразования таблиц рабочих характеристик насосов и трубопровода, формирует суммарные характеристики параллельно работающих агрегатов, рассчитывает режим перелива через шит водовыпускного сооружения и результирующую характеристику напорного трубопровода. Этот блок производит также расчет рабочей точки и обеспечивает получение вектора начальных приближений, организует обращение к подпрограмме SNES и расчет вектора решения системы.

По этим данным формируется расчет итоговых показателей работы каждого агрегата и группы в целом, которые сводятся в итоговые таблицы, выдаваемые на печать.

Подпрограммы осуществляют интерполяцию таблично заданных функций, расчет гидравлических потерь в месте слияния потоков в крестовине, вычисление значений функций в соответствии с системой (I), необходимых для работы SNES, печать результатов расчетов в упорядоченной табличной форме.

В сводной таблице, содержащей итоговые показатели по группе работающих агрегатов, для каждого значения шкалы напоров и состава включенных агрегатов даются значения манометрических напоров, суммарной подачи группы, удельного расхода электроэнергии на водоподъем и суммарного КПД по группе.

Для тех же значений напоров и состава агрегатов выдается еще пять таблиц, содержащих поагрегатные показатели, в том числе манометрический напор, подача, суточный объем водоподдачи, потребляемая мощность, суточный расход электроэнергии.

Основные характеристики режимов работы насосных агрегатов Джизакской головной насосной станции рассчитывались для всех возможных вариантов подключения насосов на напорные трубопроводы. Основные результаты расчетов представлены в табл. I, где сопоставляются параметры насосов при истечении в верхнем бьефе под уровень и при переливе через опущенный щит. Анализ показывает, что при всех возможных режимах при переливе в верхнем бьефе через водослив манометрический напор насосных агрегатов увеличивается в зависимости от количества параллельно работающих насосов на 1,3-2,3 м, что составляет около 6 % от полного напора. Следовательно, на эту величину увеличиваются затраты на электроэнергию.

Кроме того, в таблице четко прослеживается связь, что при аналогичной загрузке агрегатов на нитку трубопровода манометрический напор в боковом насосе всегда больше, чем в насосе с прямым проходом в месте соединения трубопроводов. Для выявления причины такого явления были рассчитаны потери напора в крестовине и определены затраты мощности на преодоление потерь в местных сопротивлениях в каждом насосном агрегате. Результаты расчетов представлены в табл. 2. Как видно из таблицы, в отдельных случаях потери могут быть отрицательными, т.е. при слиянии потоков возникает эжектирующий эффект. В целом же, как показывают результаты, потери напора и затраты мощности на их преодоление в боковом насосе во много раз превышают аналогичные величины для насоса с прямым проходом.

Отсюда можно сделать вывод, что наиболее экономичны такие режимы, когда работают средние (центральные) насосные агрегаты. Но учитывая, что насосные агрегаты в процессе эксплуатации должны быть загружены равномерно, для второй нитки напор-

Основные характеристики работы насосных агрегатов на ДНС

Таблица I

Номера агрегатов	Истечение под горизонт воды ВБ		Перелив через щит		Насос 1600В-10/40		Насос 2400В-25/40	
	$Q, м^3/с$	$H, м$	$Q, м^3/с$	$H, м$	$Q, м^3/с$	$H, м$	$Q, м^3/с$	$H, м$
I(2)	10,6	24,6	10,2	25,9				
I, 2	2-10,3	25,4	2-9,8	27,0				
I, 3	9,6	27,5	8,7	29,6			27,6	29,8
I, 4	9,8	27,0	8,9	29,1			27,1	30,9
I, 2, 3	2-8,8	29,4	2-8,0	31,2				
I, 2, 4	2-8,9	28,9	2-8,2	30,8			26,6	31,9
I(2), 3, 4	7,6	31,7	5,9	33,7			24,9	35,2
I, 2, 3, 4	2-6,5	33,0	2-4,6	34,6			25,0	35,9
5(7)			29,0	27,0			28,1	28,7
6			29,6	25,9			28,6	27,7
5(7), 6			27,3	30,4			26,1	32,8
5, 7			24,5	36,0			23,2	38,2
5, 6, 7								

Сопоставление потерь напора в крестовине и затрат мощности на их преодоление

Номера работающих агрегатов	Суммарная подача, м/с	Потери напора, м		Затрачиваемая мощность, кВт		Всего
		насос 1600В-10/40 прямой проход	насос 2400В-25/40 боковой проход	насос 1600В-10/40 прямой проход	насос 2400В-25/40 боковой проход	
I(2), 3	38,2	-0,04	0,21	-4,4	77,8	73,4
I(2), 4	37,9	-0,35		-37,0		423,7
I, 2, 3	45,6	0,53	0,23	60,2	80,6	201,0
I, 2, 4	45,3	0,19		21,8		473,2
5(7)	29,0					378,5
6	-29,6		0,08		30,6	30,6
5(7), 6	53,9		0,24	83,0	83,0	639,3
5,7	53,6		0,98		339,1	678,2

ного трубопровода можно предложить при работе одного агрегата включать насос № 6 (центральный), при работе двух агрегатов — насосы № 5 и 7 (боковые).

Выводы

1. Разработанная математическая модель установившихся режимов работы группы разнотипных насосных агрегатов, работающих на общий напорный трубопровод, позволяет оценить влияние всех основных факторов на гидроэнергетические показатели работы насосной станции.
2. Результаты таблицы позволяют эксплуатационному персоналу установить наиболее экономичные и целесообразные режимы работы насосно-силового оборудования.

Список используемой литературы

1. Константинов Н.М., Петров Н.А., Высоцкий Л.Н. Гидравлика, гидрология, гидрометрия. — М.: Высшая школа, 1987.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическому сопротивлению. — М.: Машиностроение, 1975.
3. Маергойз М.М. Об одном методе решения систем нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений // Выч. матем. и матем. физики. — 1967. — Т.7, № 4. — С.869-874.
4. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. Вып.6. Пакет научных подпрограмм. — Минск, 1975. — Ч.5.
5. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. — М.: Мир, 1982.

М.А.Хусанов, канд.техн.наук,
(ТашГТУ)

А.Э.Парманов,
(НПО САНИИРИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ И УДЕЛЬНОЙ НОРМЫ РАСХОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

В настоящее время на мелиоративных насосных станциях измерение подачи насосных агрегатов в основном производится вертуткой, установленной в верхнем бьефе. Применяются различные приборы, измеряющие расход непосредственно на напорном трубопроводе, но они работают ненадежно и быстро выходят из строя, особенно, если вода насыщена насосами и абразивными частицами.

В данной работе предлагается методика определения подачи насосного агрегата. На основе характеристик насоса и трубопровода, а также рабочих характеристик приводного электродвигателя определяется зависимость потребляемой активной мощности двигателя от подачи насоса.

Не представляется сложным определение рабочей точки насосной установки на ПЭВМ, когда известны рабочие характеристики насоса, параметры всасывающих и напорных трубопроводов и отметки бьефов. Положение рабочей точки насоса зависит от горизонта воды в нижнем бьефе (геометрического напора), параметров напорного трубопровода, затвора, обратного клапана, параметров насоса, износа рабочего колеса, уплотняющего кольца.

Характеристика насоса располагается ниже номинальной характеристики. Следовательно, рабочая точка смещается влево и уменьшаются подача и мощность на валу насосного агрегата.

В предлагаемой методике расчета считается, что насос работает в номинальном режиме, характеристика трубопровода соответствует проектным данным.

Известно, что мощность на валу насоса

$$N_n = \frac{P \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_n} \quad (1)$$

Мощность на валу насоса можно определить через потребляемую мощность приводного электродвигателя насоса

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{эд},$$

(2)

где

P_2 - мощность на валу электродвигателя;

P_1 - потребляемая активная мощность электродвигателя,

$$P_1 = 3 U_{\phi} \cdot I_{\phi} \cdot \cos \varphi;$$

$\eta_{эд}$ - КПД электродвигателя.

Из (1) и (2) определяется

$$Q = \frac{P_1 \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_n \cdot 1000}{P \cdot g \cdot H} \quad (3)$$

или

$$P_2 = \frac{P \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_n \cdot 1000} \quad (4)$$

Величина мощности на валу электродвигателя меняется при изменении напора, подачи, КПД насоса.

КПД электродвигателя зависит в основном от его загрузки. Анализ показывает, что практически во всех насосных установках электродвигатели работают с загрузкой $\beta = \frac{P_2}{P_n} = (0,7-0,98)$, что вызывает изменения КПД, которые должны учитываться при расчете энергогидравлических режимов работы насосной установки.

Достаточно точно можно определить значение потребляемой активной мощности насосного агрегата при помощи ваттметра, установленного в цепи статора двигателей центробежных насосов типа Д и В.

Для быстроходных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 50-80$, отношением диаметров рабочего колеса $d_2/d_1 = 2-3$ и для тихоходных насосов с $n_s = 150-350$ и $d_2/d_1 = 1,1-1,8$ имеющих монотонно возрастающую мощностную характеристику, подачу насоса можно определить по этой характеристике в зависимости от значения мощности на валу насоса. Мощность на валу насоса и электродвигателя может быть определена по значению потребляемой из сети мощности и рассчитанному значению КПД электродвигателя. Для более точного определения КПД электродвигателя в зависимости от его загрузки требуется рассчитать рабочие характеристики двигателя.

Результаты расчета и натурного исследования показали, что при изменении параметров насоса и характеристик трубопроводов изменяется потребляемая мощность электродвигателя. По показаниям щитового ваттметра электродвигателя можно определить подачу насоса в любой момент времени.

Для оценки изменения технического состояния насосной установки в процессе эксплуатации по величине потребляемой из сети электрической мощности необходимо фиксировать показания ватт-

метра при запуске установки после ремонта. По ваттметру можно судить о техническом состоянии работающего насоса, если полный напор насоса поддерживается неизменным. Для точного определения причины изменения подачи нужно дополнительно измерить давление на выходе и входе насоса. Этот способ позволяет не только определять подачу насоса и удельную норму расхода электроэнергии / 2,3 /, но и следить за общим состоянием установки, т.е. установить причину ухудшения показателей.

Для решения поставленной задачи на ЭЦВМ рассмотрим более детально расчет рабочих характеристик синхронного двигателя, который позволяет находить все основные величины, определяющие режим работы двигателя и насосной установки.

Из существующих способов /1/ выбран метод непосредственного определения рабочих характеристик синхронного двигателя с учетом изменяющегося от режима к режиму насыщения магнитной цепи по характеристике холостого хода машины /1/, удобный для программирования на ЦЭВМ.

Исходные данные для расчета рабочих характеристик синхронного двигателя насосного агрегата:

U_H - номинальное напряжение статора, кВ

U - линейное напряжение обмотки якоря, о.е.

J_H - номинальный ток якоря, А

i_b - ток возбуждения, А

$E_0 = f(i_b)$ - действительная характеристика холостого хода

E_0 - ЭДС холостого хода якоря, о.е.

$E'_{0H} = f(i_b)$ - спрямленная в точке E_2 характеристика холостого хода

E_z - ЭДС воздушного зазора, о.е.

$E'_0 = f(i_b)$ - характеристика холостого хода ненасыщенной машины (характеристика воздушного зазора)

X_p - индуктивное сопротивление рассеяния Потье $X_p \approx X_b + 0,02$, о.е., при работе машины с перевозбуждением можно принять $X_p \approx X_r$, о.е.

X_r - индуктивное сопротивление рассеяния обмотки якоря, о.е.

X_d - ненасыщенное значение синхронного индуктивного сопротивления по продольной оси, о.е.

X_a - ненасыщенное значение индуктивного сопротивления реакции якоря по продольной оси, о.е., $X_a = X_d - X_p$

$P_{мех}$ - механические потери, кВт.

$P_{мед} + P_{доб}$ - суммарные потери в меди якоря и добавочные при но-

минальном режиме, кВт

P_c - потери в стали при номинальном режиме, кВт

P_{bH} - потери в обмотке возбуждения при номинальном значении тока возбуждения, кВт.

E'_0 - ненасыщенное значение ЭДС холостого хода для заданного тока возбуждения, о.е.

E'_{0H} - ЭДС для заданного тока возбуждения в точке E_2 по спрямленной характеристике холостого хода, о.е.

Зависимости E_0 , E'_{0H} и $E_0 = f(i_b)$ задаются или в виде таблиц или в форме аппроксимирующих функций.

Определение рабочих характеристик начинается с задания ряда значений E_2 и нахождения соответствующих значений по характеристике $E'_0 = f(i_b)$. Значения E_{0H} могут быть определены по табличной зависимости $E'_{0H} = \frac{E_0}{E'_z} \cdot E'_0$ построенной для каждого из заданных значений E_2 , либо рассчитаны по формуле

$$E'_{0H} = \frac{E_0}{E'_z} \cdot E'_0.$$

Подобным же образом можно определить величину E_0 по зависимости $E'_0 = f(i_b)$ для заданного i_b или по формуле

$$E'_0 = U' \frac{i_b}{i_{b0}},$$

где i_{b0} - ток возбуждения на холостом ходу при напряжении;

U - напряжение якоря по зависимости $E_0 = f(i_b)$ при токе возбуждения i_{b0} .

Насыщенное значение индуктивного сопротивления реакции якоря по продольной оси с учетом насыщения

$$X_{aH} = X_a \frac{E_0}{E'_z}$$

Синхронное индуктивное сопротивление по продольной оси с учетом насыщения

$$X_{cH} = X_{aH} + X_p$$

После этого находят ток якоря и синус угла между векторами тока и напряжения якоря

$$J = \sqrt{\frac{E'^2_{0H}}{X_{aH} \cdot X_{cH}} - \frac{1}{X_p} \left(\frac{E'^2_z}{X_{aH}} - \frac{U^2}{X_{cH}} \right)} \quad (5)$$

$$\sin \varphi = -0,5 \left[\frac{E'^2_z}{U \cdot J \cdot X_p} - \left(\frac{U}{J \cdot X_p} + \frac{J \cdot X_p}{U} \right) \right].$$

Коэффициент мощности

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}.$$

Следует отметить, что если при определении рабочих харак-

теристик двигателей, работающих с перевозбуждением, величина E_2 выбрана слишком большой, то величина $\sin \varphi$ по абсолютной величине больше единицы. При этом величина под квадратным корнем в выражении для тока статора получается отрицательной, что не соответствует действительности. В таких случаях расчеты нужно производить при уменьшенных значениях E_2 . По мере уменьшения задаваемых значений E_2 величина тока I возрастает, и наоборот. При одной и той же величине тока якоря малым изменениям тока возбуждения соответствуют малые изменения ЭДС E_2 , и наоборот.

Потребляемая от сети мощность (активная)

$$P_1 = \sqrt{3} U_n \cdot I \cdot \cos \varphi, \text{ кВт.} \quad (6)$$

Полезная мощность на валу двигателя

$$P_2 = P_1 - \sum P, \quad (7)$$

где $\sum P = P_{\text{мех}} + (P_{\text{м}} + P_{\text{доб}}) \left(\frac{I}{I_n} \right)^2 + P_c \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 + P_{\text{бн}} \left(\frac{i_b}{I_{\text{бн}}} \right)^2$.

На основе приведенных зависимостей составлена программа расчета, блок-схема которого приведена на рисунке.

Рассчитав значения потребляемой и полезной мощности на валу электродвигателя, по мощностной характеристике насоса $P = f(Q)$ можно определить соответствующие значения подачи насоса и удельные показатели нормы расхода электрической энергии на подачу 1000 м³ и 1 млн. м³ воды.

Удельная норма расхода электрической энергии

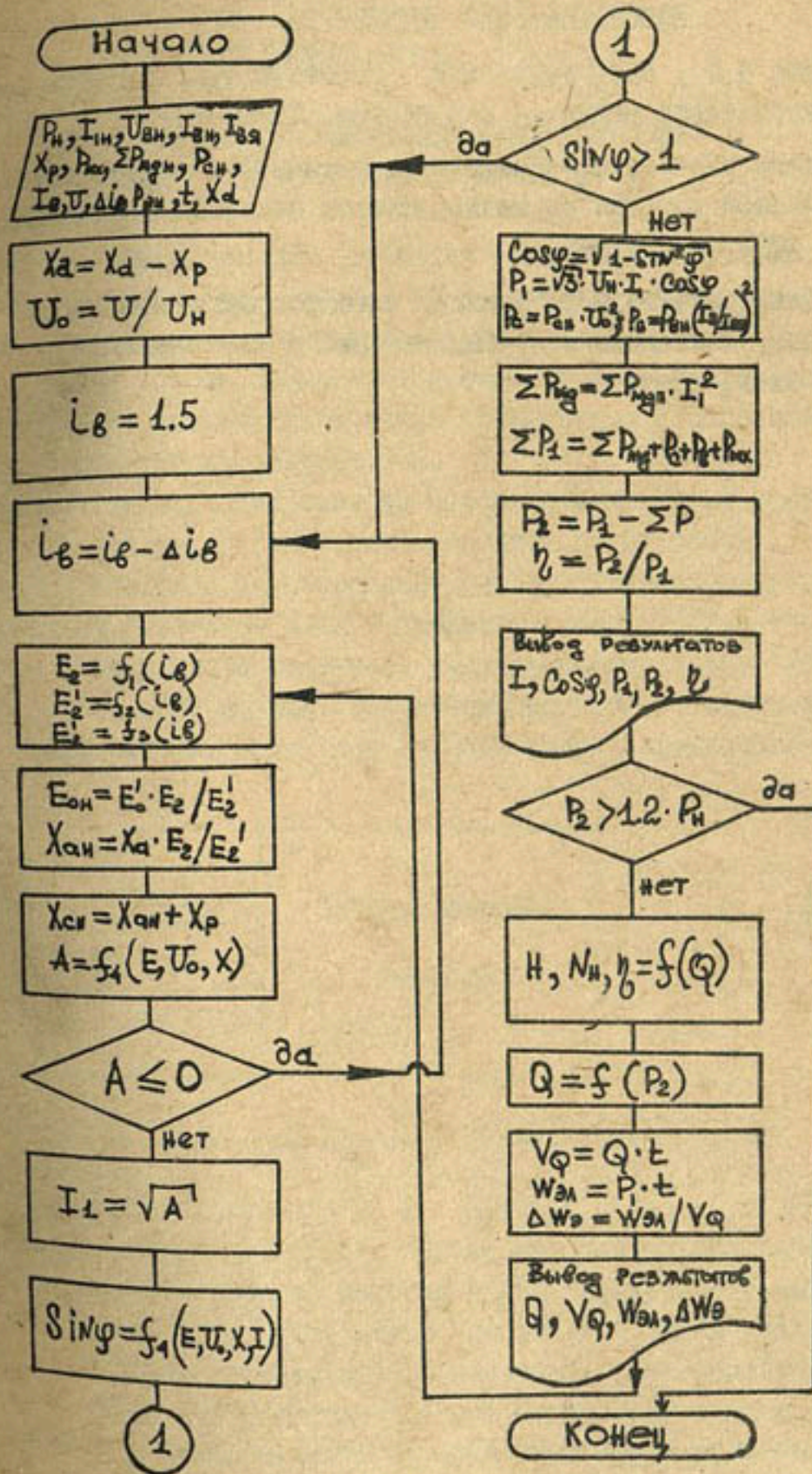
$$\Delta W_9 = \frac{W_{\text{эл}}}{V_Q}, \text{ кВт ч/тыс. м}^3,$$

где $W_{\text{эл}} = P_1 \cdot t$ — электрическая энергия насосного агрегата, потребляемая за время t , кВт.ч;

V_Q — общий объем поднятой за время t воды, тыс. м³,

$$V_Q = Q \cdot t.$$

Составленная с учетом приведенных данных программа (см. рисунок) позволяет определить мгновенное значение подачи насоса при изменении параметров насосной установки и расхода электрической энергии для подъема воды на заданную высоту.



ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Сергеев П.С., Виноградов А.В., Горяинов Ф.А. Проектирование электрических машин. - М.: Энергия, 1969. - 632 с.
2. Методика расчета по определению удельной нормы расхода электрической энергии на мелиоративных насосных станциях/ММ и ВХ СССР. - М., 1988.
3. Методика расчета норм расхода электроэнергии насосными агрегатами, каскадами насосных станций и скважинами. Ташкент-Киев, 1989.

Б.Х.Рахимов
(Хорезмский пединститут)

ПОСТРОЕНИЕ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Использование методов математического моделирования значительно расширяет возможности экспериментирования, прогнозирования и выбора стратегии управления.

В данной работе предлагается один из возможных путей моделирования сложных экологических процессов и возможность практического применения результатов.

Сложность экологических процессов объясняется многообразием различных показателей, не связанных между собой.

Математическое моделирование экологических процессов осуществлено нами методом идентификации с помощью разомкнутой системы, на вход которой поступают статистические данные об изучаемом процессе, а на выходе появляется прогноз его параметров / I / Схема рассмотрения поставленной задачи представлена на рис. I.



Рис. I. Схема рассмотрения поставленной задачи.

Совокупность параметров $X = (x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t))$ образует вход, а $Y = (y_1(t), y_2(t), \dots, y_m(t))$ - выход, которые рассматриваются как некоторые многомерные векторы в пространстве параметров. Так, для вектора X пространство имеет n измерений, а для Y - m измерений. Количественные характеристики реально изучаемого процесса в общем случае зависят от внешних воздействий, следовательно, выход объекта определенным образом связан с его входом с помощью оператора L , который характеризует струк-

туру данного объекта

$$Y = L(X, A), \quad (1)$$

где $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ - вектор входных параметров (совокупность признаков, определяющих развитие изучаемого объекта);

$A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$ - вектор неизвестных параметров, определяющих специфику изучаемого объекта.

Идентификация заключается в оценке оператора L^* , используемого в качестве характеристики истинного оператора L

$$Y^* = L^*(X, A). \quad (2)$$

При общем входе X сопоставляются выходы разработанной модели и показатели изучаемого объекта Y^* . Следовательно, задача идентификации заключается в том, чтобы по реализациям

$x(t)$ и $y(t)$ найти оценку L^* истинного оператора L / 2 /. Близость L^* и L определяется выбранным критерием. Критерием близости выходных переменных объекта $Y(t)$ и математической модели $Y^*(t)$ служат:

Максимальная абсолютная разность между y и y^* ;

средняя абсолютная разность этих функций;

среднеквадратичное отклонение σ и σ^* .

Таким образом, формируется функционал качества $Q(y(t), y^*(t))$, который устанавливает степень несоответствия показателей и наблюдаемого объекта. Функционал качества называется функцией цены ошибки. Выбор функционала качества зависит от принятого критерия оптимальности.

Процесс настройки модели заключается в последовательной минимизации функционала Q выбором вектора $A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$ параметров модели таким образом, чтобы Q приняло минимальное значение

$$Q(y(t), y^*(t)) = [y(t) - y^*(t)]^2 \Rightarrow \min \quad (3)$$

Апробация математической модели осуществлена на реальных данных по Хорезмской области.

Множество $X = ((x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)))$ входных параметров состояния экологической ситуации разделено на два подмножества:

$$X_1 = ((x_1(t), x_2(t), \dots, x_q(t))), X_2 = ((x_{q+1}^{(t)}, x_{q+2}^{(t)}, \dots, x_n^{(t)})) \quad (4)$$

$$X = X_1 \cup X_2$$

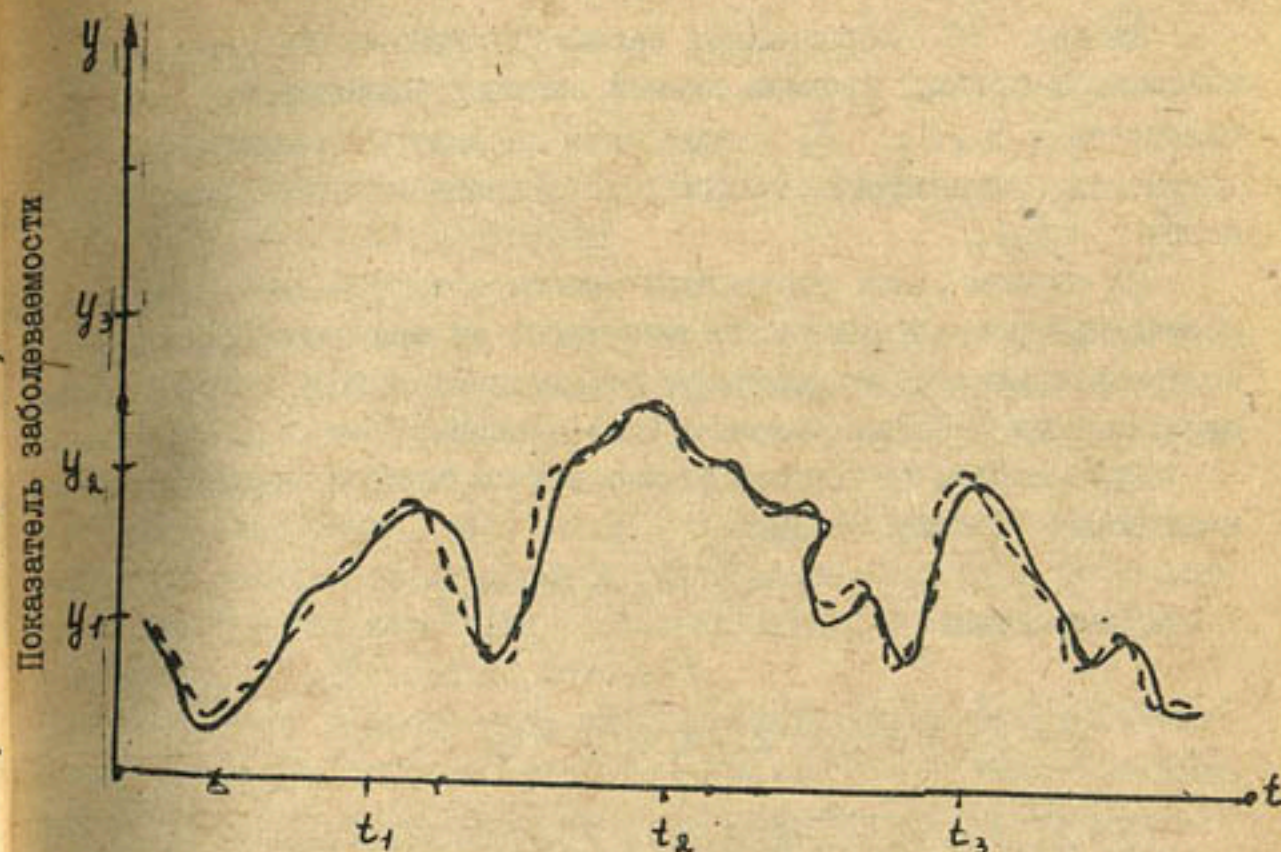


Рис.2. Социальный фактор

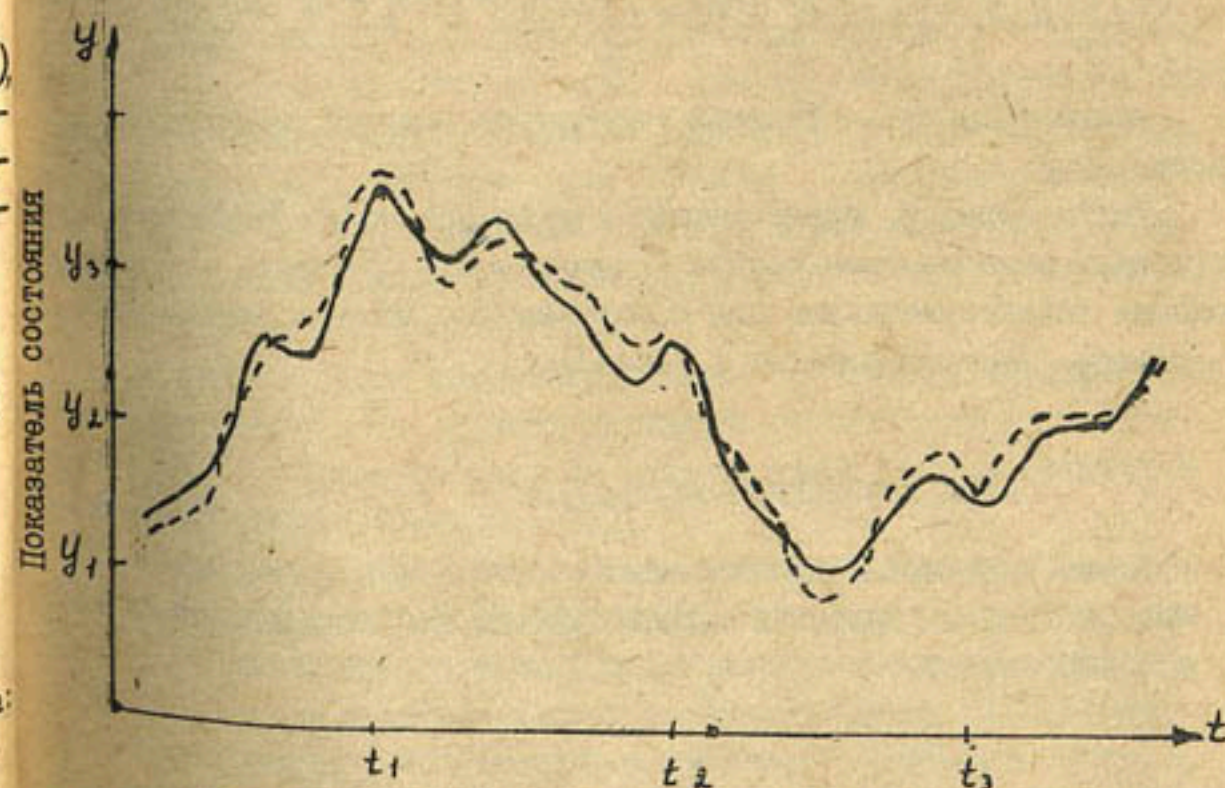


Рис.3. Биологический фактор:

— моделирование
- - - идентификация

Здесь X_1 — социальные параметры (плотность населения, возрастной состав, уровень личной гигиены, санитарное состояние местности и т.д.); X_2 — природные параметры (температура, влажность, загрязнение воздуха, содержание пыли, осадки, скорость ветра и т.д.).

На первом этапе определены наиболее информативные параметры. Полученные результаты достаточно легко интерпретируются. Для подтверждения достоверности результатов по отбору информативных признаков мы использовали и другие способы.

Рассмотрены аппроксимационные модели четырех вариантов. Сначала более простые линейные

$$Y = \sum_{i=1}^n a_i x_i(t) + a_0, \quad (5)$$

затем нелинейные

$$\left. \begin{aligned} Y &= \sum_{i=1}^n a_i x_i(t) + \sum_{i < j}^n a_{ij} x_i^{(e)} x_j + a_0 \\ Y &= \sum_{i=1}^n a_i x_i(t) + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2(t) + \sum_{i < j}^n a_{ij} x_i x_j(t) + a_0 \\ Y &= \sum_{i=1}^n a_i x_i(t) + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2(t) + \sum_{i < j}^n a_{ij} x_i^{(e)} x_j^{(e)} + \sum_{i=1}^n a_i x_i^3(t) + a_0 \end{aligned} \right\} (6)$$

Результаты идентификации параметров моделей представлены на рис. 2, 3.

Таким образом, предложенный подход позволяет унифицировать информационные массивы трудно формализуемых объектов с неоднородными характеристиками для практического их использования (имитация, прогнозирование и управление).

Использованная литература

1. Райбман Н.С. Что такое идентификация? — М.: Наука, 1970.
2. Растринин Л.А. Введение в идентификацию объектов управления. М.: Энергия, 1977.

Х. Худайбердиев
(НПО САНИИРИ)

ВОДОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ С ЗАМКНУТЫМ ЦИКЛОМ ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ

Развитие техники и технологии во многих производственных областях идет в направлении повышения эффективности, снижения трудоемкости и энергоемкости, использования природных ресурсов с максимальной отдачей, т.е. ищутся всевозможные пути и способы внедрения технологий с замкнутым циклом. Это имеет особенно важное значение при использовании природных ресурсов, в первую очередь воды, газа, нефти и металлов, запасы которых с каждым годом все больше истощаются.

Если газ после первого раза использования невозможно восстановить и повторно использовать, то вода, металл и некоторые виды нефтепродуктов имеют свойства восстанавливаться после воздействия на них с помощью специальных технологий, средств и оборудования, что позволяет многократно использовать их путем внедрения замкнутых технологических циклов. Наиболее легко поддается восстановлению вода, в связи с чем многие промышленные предприятия уже перешли на замкнутые циклы по использованию воды в технологических процессах (для промывки, охлаждения и кипячения деталей, отопления помещений и других видов работ). Это позволяет экономнее использовать воду и способствует созданию экологически чистого производства.

С каждым годом положение в сельском хозяйстве ухудшается из-за дефицита воды. В зоне орошаемого земледелия невозможно добиться постоянного прироста сельскохозяйственной продукции без дополнительной подачи воды.

Существуют различные способы обработки, полива и водообеспеченности сельскохозяйственных культур, позволяющих более экономно использовать оросительную воду, уменьшать расход воды путем снижения потерь на фильтрацию и испарение, внедрения научно обоснованных норм полива, строительства водохранилищ и т.д. Но эти мероприятия можно реализовать до определенного момента т.е. до полной ликвидации потерь и установления минимально необходимых норм полива. После исчерпа-

ния всех возможностей по экономии воды неизбежно станет вопросом: как в дальнейшем обеспечить прирост сельскохозяйственной продукции. Возможны два решения – переброска части стока северных (или сибирских) рек или внедрение замкнутого цикла водопользования.

Вопрос переброски части стока сибирских рек более капиталоемкий, чем внедрение приемов водооборота. В связи с этим наиболее целесообразным представляется внедрение технологии производства сельскохозяйственных работ с замкнутым циклом водопользования.

Одна из таких технологий основывается на дренажно-аккумуляционно-увлажнительной (ДАУ) системе.

На нынешнем уровне развития техники орошения, когда в основном применяется бороздковый полив, более 50 % подаваемой воды теряется на глубинный сброс, испарение и поверхностный сброс в коллекторы. С учетом этих потерь установлена норма полива – 8–9 тыс. м³/га. Однако из-за нехватки высококвалифицированных поливальщиков, непринятия строгих мер против расточительства воды и бесхозяйственности фактические расходы составляют 16–20 тыс. м³/га. Все излишки воды уходят в основном на глубинный сброс, который, подпитывая грунтовые воды, постепенно поднимает их уровень. Если грунтовые воды сильно минерализованы, то при подъеме их уровня происходит засоление грунта и почвы, что влечет за собой необходимость проведения промывок, строительства дренажа и т.д.

В связи с изложенным, предлагается использовать в зоне орошения дренажно-аккумуляционно-увлажнительную систему. Система предназначена для аккумуляции атмосферных осадков (дождь, снег) и всей излишней поданной растениям воды, широкое применение может найти в регионах, где обеспечение водой особенно затруднено. Другое назначение данной системы – постепенное увлажнение почвы по мере ее подсыхания и обеспечение растительности требуемым количеством влаги.

Система также должна обеспечивать подачу воды без потерь в полость трубчатой линии, откуда влага передается по естественным капиллярам фильтра и грунта снизу к корневой системе растений. С целью устранения фильтрации воды труба снабжена и изолированной донной частью. Трубопроводы, из которых состоит система, укладываются в траншею на глубину 1,0 – 1,2 м и

имеет полуцилиндрическую форму (рисунок).

Нижняя неперфорированная часть полуцилиндра укладывается на дно траншеи, отрываемой с помощью плужных или плужно-ротных каналокотателей, а верхняя, плоская, перфорированная часть трубы засыпается песчано-гравийной смесью на высоту 8–10 см. Такой же смесью и на ту же высоту засыпаются стенки (откосы) траншеи, причем плотность их выше плотности материкового грунта на 10–15 %.

Стенки траншеи можно уплотнить в процессе ее рытья каналокотателями с помощью дополнительных приспособлений (типа катка, затирочного ножа и т.д.), навешиваемых сзади основного рабочего органа.

Глубина укладки труб должна быть выбрана с учетом возможного подпитывания корневой системы выращиваемого на этом поле растения. Например, для хлопка глубина траншеи не должна превышать 1,25 м.

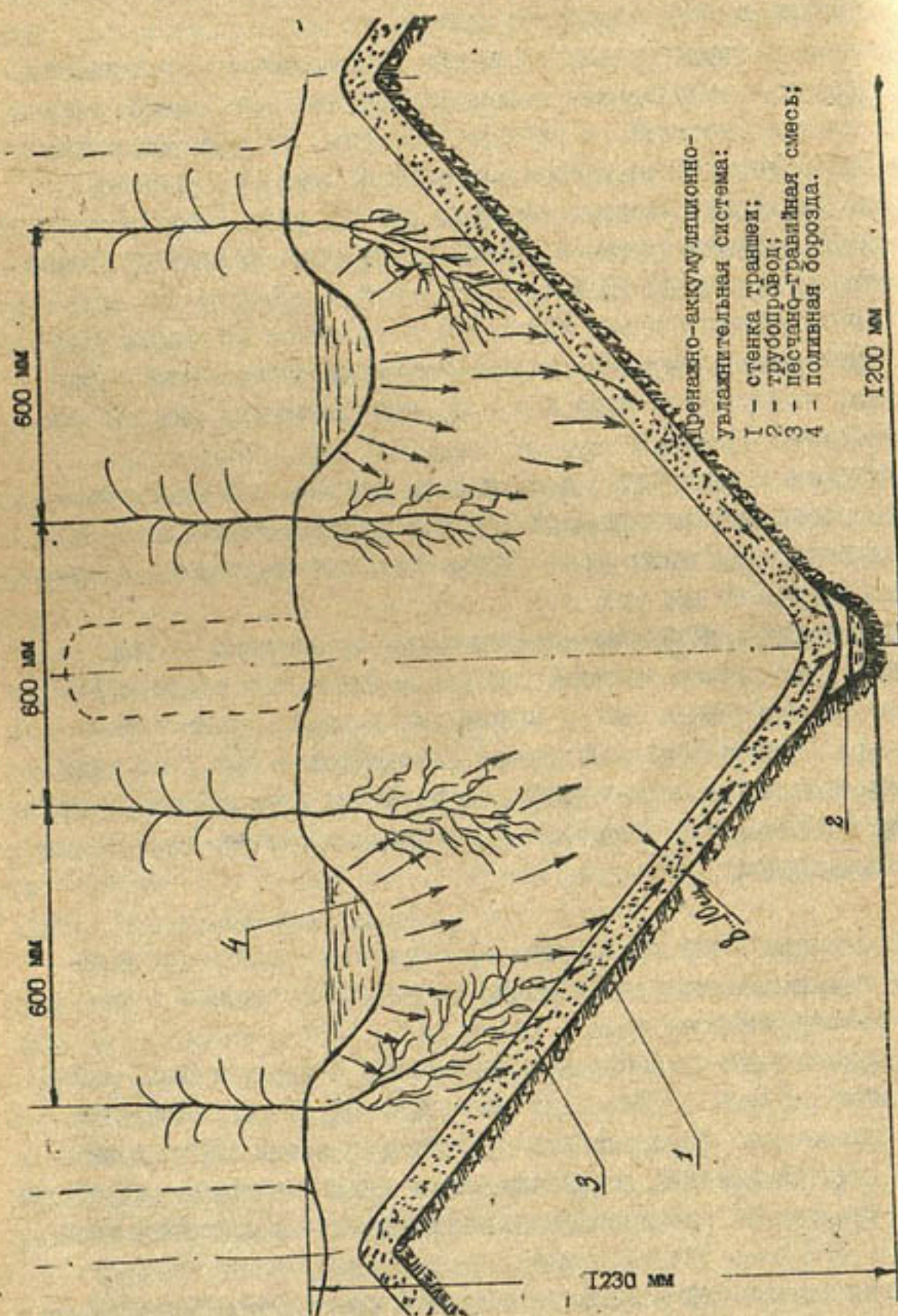
Наг между трубчатыми линиями может колебаться от 2,2 до 2,6 м при глубине траншей 1–1,2 м и заложении откосов 1:1. При этом междурядья и междутрубчатые линии должны быть совмещены так, чтобы над каждой линией находились 2 или 3 борозды. Междутрубчатые линии должны быть разграничены постоянными маршрутными колеями, что позволяет максимально снизить степень уплотнения почвы.

Начальная часть трубопроводов с помощью трубок соединяется с водоподающим трубопроводом, а устьевая часть – с водоприемным трубопроводом.

Водоподающий трубопровод соединяется с вертикальной трубой, конец которой закрывается заглушкой, а труба защищается бетонным кольцом. Водоприемный трубопровод соединяется с емкостью, внутри которой устанавливается выводная труба, её конец также закрывается заглушкой и устанавливается в защитном кольце.

Теперь рассмотрим принцип действия дренажно-аккумуляционно-увлажнительной системы.

В осенне-зимний и весенний периоды система работает в режиме дренирования и аккумуляции, т.е. осадки (дождь, снег) при прохождении через толщу грунта попадают в зону между



уплотненными откосами с фильтрующей обсыпкой и стекает по ней вниз.

По мере просачивания вниз вода попадает в зону надтрубного слоя фильтра (из песчано-гравийной смеси) и через него и защитную перфорацию проникает внутрь трубопровода. Далее по уклону вода течет к устьевой части трубопровода и через сливные патрубки переходит в водоприемный трубопровод, а от него в емкость (открытого или закрытого типа).

Такой же путь проделывает и лишняя вода в вегетационный период.

Таким образом, все излишки воды собираются в емкости. Для работы ДАУ системы в режиме подпочвенного увлажнения, который может потребоваться при дефиците воды, в вегетационный период закрывается затвор на сливной трубе.

В дренажном трубопроводе будет накапливаться вода, которая подается из емкости с помощью насоса и водоподающей трубы. При недостаточном подпочвенном увлажнении вода из емкости с помощью насоса подается в оросительный трубопровод и далее в борозды.

При использовании дренажно-аккумуляционно-увлажнительной системы резко повышается эффективность орошаемого земледелия, улучшается культура сельскохозяйственного производства и, самое главное, появляется возможность максимального использования водных ресурсов, что особенно важно в районах рискованного земледелия и там, где отсутствуют другие источники воды.

Данная система позволяет также регулировать влажность почвы весной в предпосевной период за счет отвода излишней влаги по дренажному трубопроводу и наоборот, т.е. при недостаточной влажности почвы дренирование, искусственно прерывается, вода удерживается в дренажном трубопроводе и через фильтрующий слой увлажняет почву.

Разработка защищена авторским свидетельством на изобретения (заявка № 4758341/15).

Г.В. Стулина, канд. биол. наук
(НПО САНИИРИ)

УПРАВЛЕНИЕ КАПЕЛЬНЫМ ПОЛИВОМ ПО КАПИЛЛЯРНО-СОРОБЦИОННОМУ ПОТЕНЦИАЛУ ПОЧВЫ

На опытно-производственном участке НПО САНИИРИ в Ташкентской области (НИСТО) в 1990 г. смонтирована система капельного орошения хлопчатника израильской фирмы "PLASTRO QWAT". Система обслуживала хлопковое поле площадью 5 га. Трубки-увлажнители с капельницами раскладывались в середине междурядья через 180 см. Испытывались режимы орошения по вариантам (В, А, С) 75, 85 и 100 % от испаряемости.

Для контроля за потенциалом почвенной влаги на опытных участках были установлены тензиометры израильской и советской системы.

Потенциал почвенной влаги, или всасывающее давление, определяет силу, с которой вода удерживается в почве, то есть силу, которую нужно проявить растениям, чтобы извлечь необходимую для жизни воду из почвы. Недостаточно оперировать только понятием количества поданной воды, так как в зависимости от типа почвы, ее механического состава, количества органического вещества и т.д. вода в одних случаях удерживается почвой, а других дренирует из корнеобитаемого слоя. Почвенная влага находится в постоянном взаимодействии со всеми другими компонентами почвы. Поэтому полный потенциал почвенной влаги представляет собой сумму частных составляющих потенциалов: гравитационного, осмотического и потенциала давления

$$\Psi_t = \Psi_g + \Psi_o + \Psi_p$$

Основная единица потенциала в настоящее время (по СЗВ 1052-78) — Па. Однако на практике по-прежнему распространены наиболее удобные единицы измерения: сантиметр водного столба (см. вод. ст.), сантиметр ртутного столба (см. рт. ст.), бар.

Поскольку первые две составляющие полного потенциала — гравитационный и осмотический — определяются высотой и осмотическим давлением в почвенном растворе, а содержание воды влияет на потенциал тензиометрического давления, то внимание исследователей часто обращено именно к этой составляющей полного

потенциала. Потенциал тензиометрического давления при стандартном газовом давлении называется капиллярно-сорбционным или матричным потенциалом и измеряется в полевых условиях с помощью тензиометра. Преимущество тензиометров заключается в возможности получить непрерывную картину распределения влаги, а также динамику контура увлажнения во времени и в пространстве. Схемы установок тензиометров двух систем представлены на рис. 1.

Установка кустов советской системы осуществлялась следующим образом: малым буром подготавливались скважины с заданной глубиной 30, 60 и 100 см. В скважины опускали зонды, уплотнением грунта обеспечивая хороший контакт между зондом и почвой. Подсоединенную к зонду водопроводящую трубку выводили на поверхность почвы на высоту 1 м и подсоединяли к специальному устройству (газовой ловушке) для удаления воздуха из системы. В качестве зондов использовались бактериальные фильтры ГИКИ с размером пор 1,29 микрон. После подсоединения ртутного манометра систему заполняли кипяченой или дистиллированной водой. По шкале ртутного манометра проводились ежедневные замеры капиллярно-сорбционного потенциала в сантиметрах.

Советская система была установлена на участке с режимом орошения 75 %, израильские с режимом орошения соответственно 85, 75 и 100 % (см. рис. 1).

Израильские тензиометры отличаются по конструкции от советских. В израильской системе используется пружинный манометр, откалиброванный в заводских условиях, позволяющий производить замеры в сантиметрах (СВ). Установка систем аналогична. Обе системы требуют периодического заполнения деаэрированной водой.

Ежедневные тензиометрические наблюдения в течение вегетации позволили установить характер изменения капиллярно-сорбционного потенциала (Ψ_p) в динамике (рис. 2). Прослеживается четкая зависимость между подачей оросительной воды и показаниями датчиков, что говорит о возможности управления процессом назначения поливов по Ψ_p .

Наиболее резкое колебание потенциалов происходит в верхней 30-сантиметровой толще. Показания тензиометра № 3, установленного на этой глубине рядом с капельницей, изменяются от 800 см вод. ст. в межполивной период до 0 сразу после полива.

определяющим содержание мутности по фотоизображению наносов в воде, является тон изображения на фотоснимке. Яркостные свойства воды (мутная и светлая) на фотографиях передаются достаточно точно. Если допустить, что минеральная основа воды и шероховатость ее поверхности (нет волн) неизменны, то оптическая плотность фотоизображения будет зависеть, в основном, от содержания в воде наносов (мутности).

Тесная связь между величинами влагосодержания почвы в русле, пойме реки и отражением служит основой для определения состояния русла в более глубоких слоях потока.

Методика и объект исследований

Получены космические съемки (рис. I-4) с высоты 270 км (М 1:275000) в черно-белом изображении и фотосъемки в укрупненном масштабе (1:36000). Дешифрирование проводилось на основании прямых дешифрированных признаков с привлечением косвенных признаков. Прямые дешифрированные признаки — это свойства объектов, которые передаются непосредственно и воспринимаются дешифрировками на снимках. К ним относятся форма, размер, тон, структура и тень (форма и величина). По указанным признакам, кроме тона изображения, можно определить по карте размерность, тон изображения можно установить по В.П. Михайлову, т.е. по 7-балльной шкале тональности (таблица).

Таблица

Балл тона	Тон	Принцип выделения тона
1	Белый	Крайний, визуально различимый тон шкалы
2	Почти белый	Плотность визуальная
3	Светло-серый	Минимальная плотность большинства фотоизображений
4	Серый	Средняя плотность большинства фотоизображений
5	Темно-серый	Максимальная плотность большинства фотоизображений
6	Почти черный	Тон, превышающий максимальную плотность большинства изображений
7	Черный	Крайний, визуально различимый тон шкалы

На снимке река и каналы (большие) представлены в виде извилистой полосы с характерными поворотами. Берега четко выделя-

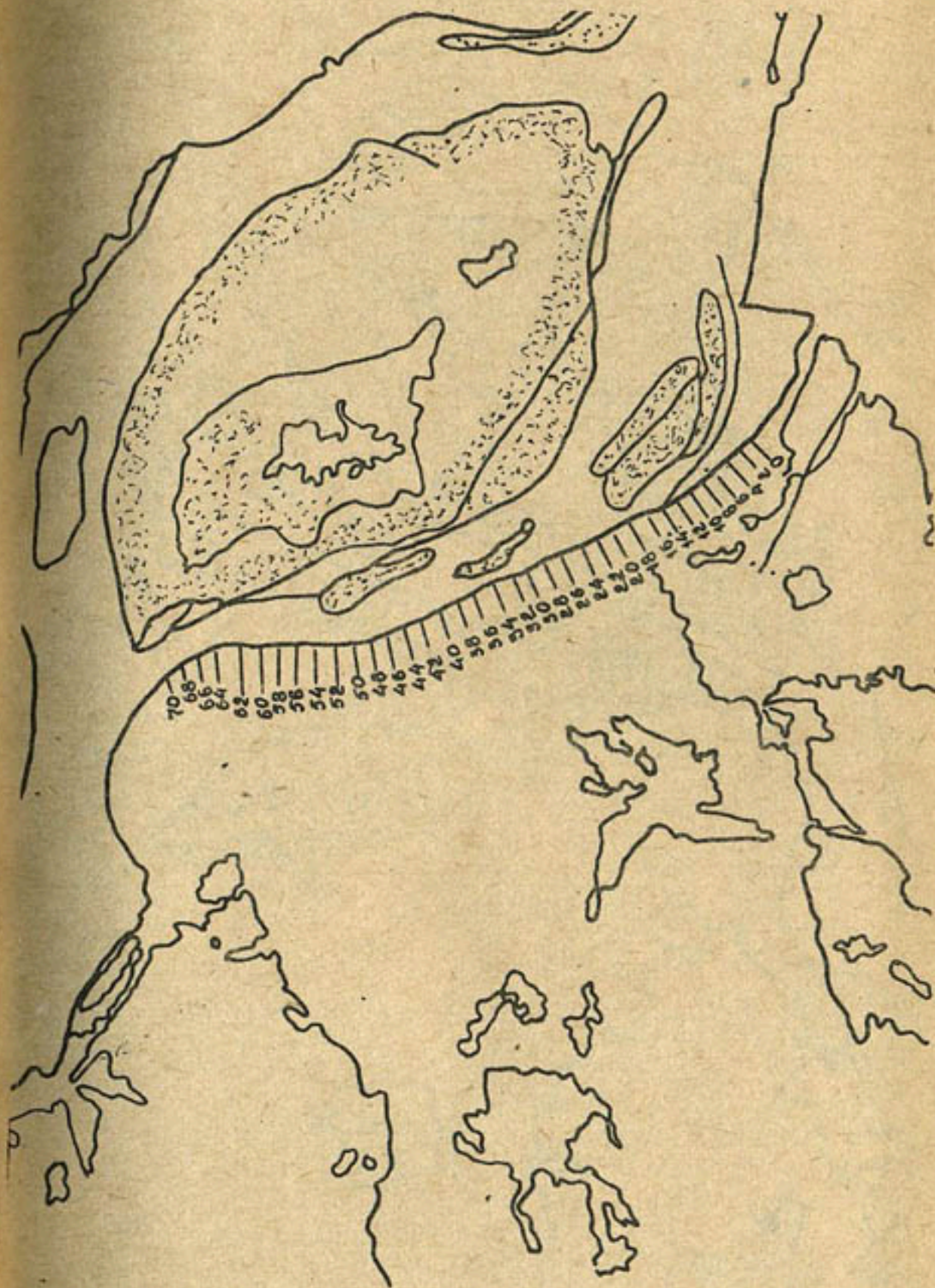


Рис. I. Космическая съемка р. Амударьи при K=16 (каналы "Искра" и им. Ленина)

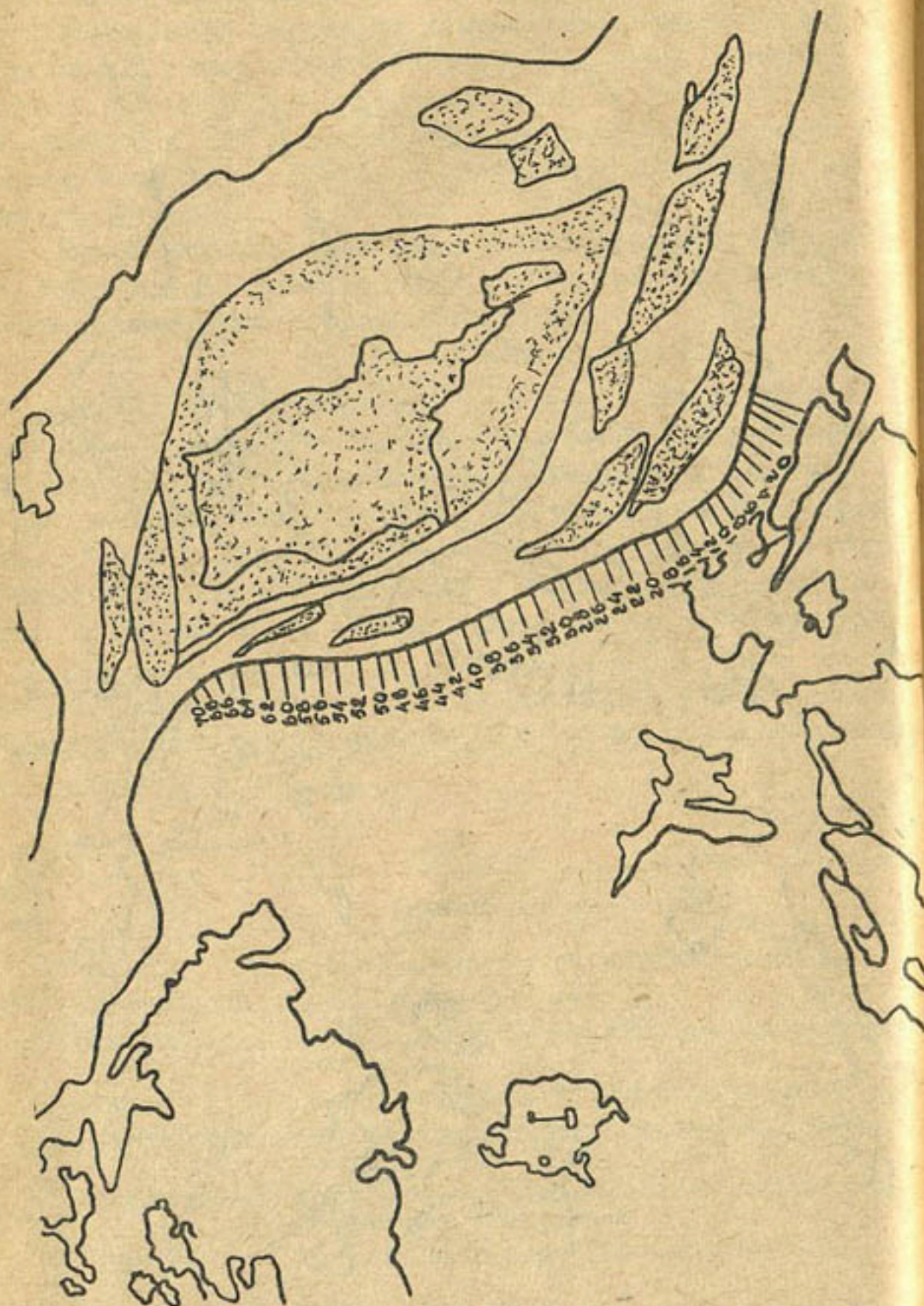


Рис. 2. Космическая съемка р. Амударьи при $K=18$
(каналы "Искра" и им. Ленина)

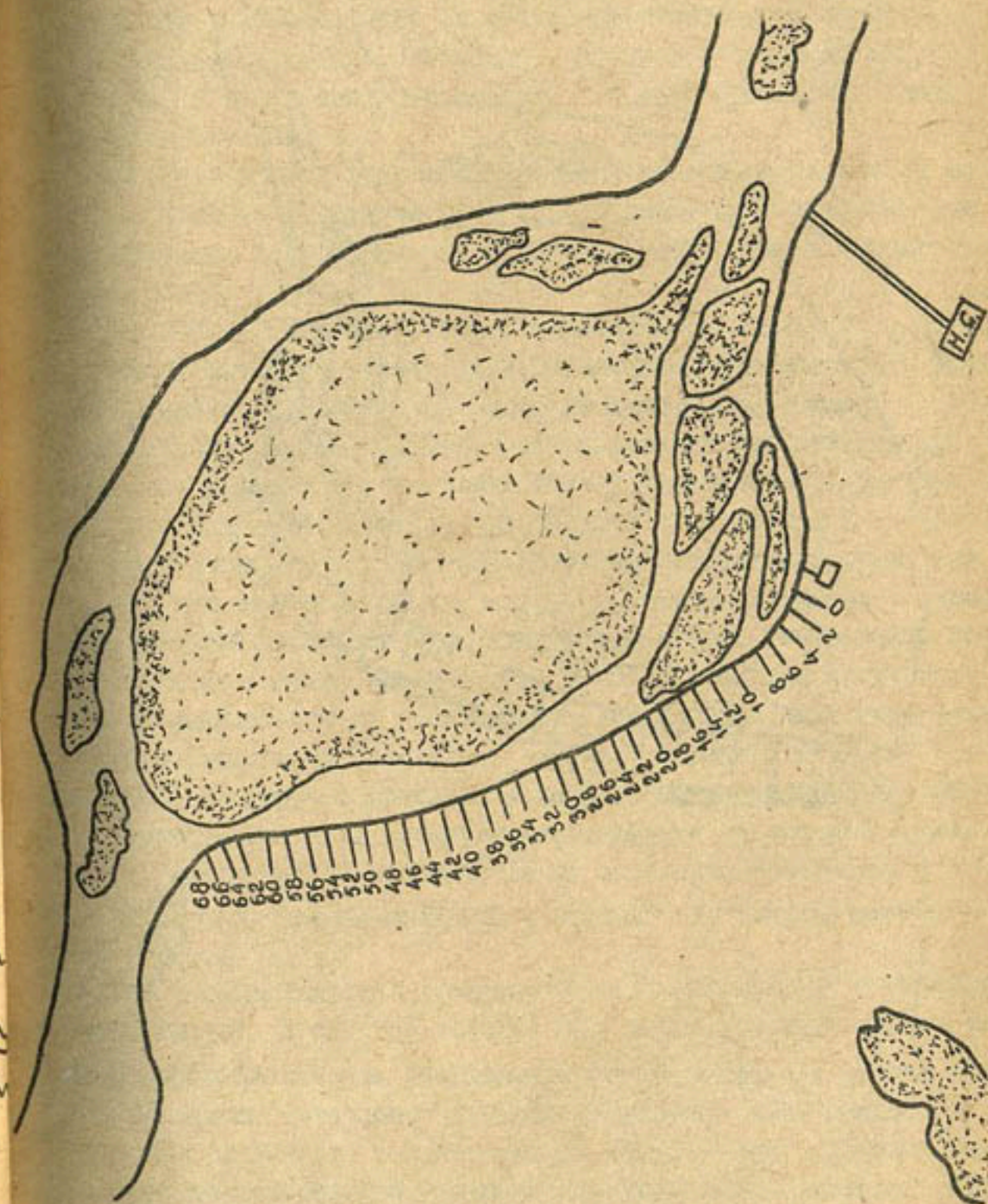


Рис. 3. Космическая съемка р. Амударьи при $K=25$
(каналы "Искра" и им. Ленина)

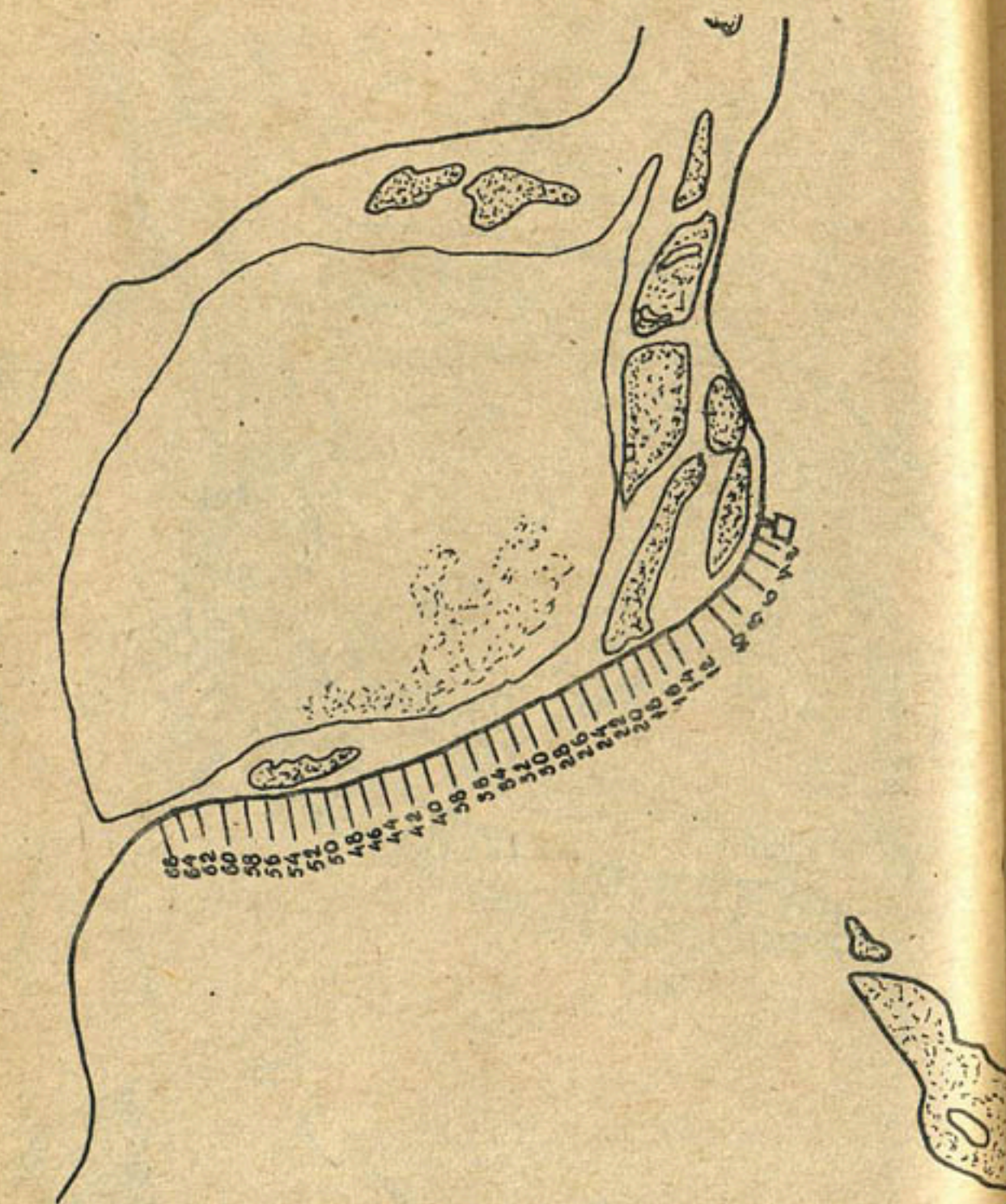


Рис. 4. Космическая съемка р. Амударьи при $K=26$ (каналы "Искра" и им. Ленина)

ются по границе между землей и водным потоком. Вода определяется по цвету, изменяющемуся от светло-коричневого до пурпурного (в цветном изображении), повторяя в плане все повороты береговой линии. В русле светло-розовыми пятнами неправильной формы опознаются острова.

Мутность воды в реке согласуется с цветом на снимке. В местах, где вода менее мутная (старицы, рукава), цвет приближается к почти черному, в то время как вода основного русла выглядит светло-коричневой.

Для определения мутности по семибалльной шкале, т.е. по тону света, космические съемки были обработаны на компьютере. Полученная с помощью сканера GS-4000 *Hagdwage User's Manual* фотография подвергалась обработке для получения изображения при относительной величине плотности фотографического изображения русла р. Амударьи в районе канала "Искра" (в пределах $K = 0-32$). При помощи компьютера IBM PCAT получили изображение русла при $K=14-26$. При значениях K от 0 до 14 изображение получалось темным (из-за меньшей плотности отражения), после $K=26$ изображение исчезало (из-за большой плотности). Мутность, ширина и глубина потока в зависимости от K изменялись. Мы использовали материалы полевых исследований (измерения глубины, ширины и мутности потока) на р. Амударье в водозаборе канала "Искра" с 1986 по 1989 год и сопоставили их с космическими съемками за тот же период. Натурные исследования проводились на основании "Наставлений гидрометеорологическим станциям и постам" (Л.: Гидрометеиздат, 1968, - вып. 6, ч. I).

При $K=14$ космические изображения русла с полученными натурными данными (ширина и глубина потока) совпадали. При $K=26$ ширина русла р. Амударьи по створам уменьшалась (от 0 до 68). В каждом створе ширина русла, полученная съемкой из космоса, сопоставлялась с поперечными профилями, полученными по натурным исследованиям. Ширина, совпавшая с шириной измеренной натурой, взята нами за основу при определении ширины и глубины потока. Определив таким образом ширину и глубину потока по створам при $K=14-26$, можно получить изменение глубины и мутности (при наличии эпюры мутности по ранее измеренным натурным данным) на реке по относительным фотографическим

изображениям космической съемки.

Результаты и обсуждение

При $K=26$ ширина и глубина реки по створам доходили до нуля, а мутность воды — до максимальной величины (таблица и рисунки). С увеличением относительной величины K мутность потока увеличивается незначительно, но при $K=22$ она резко изменяется и достигает до $2,0 - 2,5 \text{ кг/м}^3$. Ширина потока в первом створе при $K=14$ составляет 30 м, при $K=26$ уменьшается до 5 м, а глубина потока достигает до $0,4 - 0,5 \text{ м}$. В этом случае течение прекращается.

В створе 10 мутность потока изменяется от $1,0$ до $1,6 \text{ кг/м}^3$ при $K=16-26$ соответственно. Ширина и глубина потока на этом створе соответственно уменьшаются с увеличением относительной величины плотности фотографического изображения. Ширина реки при $K=16-26$, соответствующая измеренной на натуре, составляет $250-0$, а глубина потока — $2,9-0 \text{ м}$.

В створе 14 ширина русла реки уменьшается с увеличением числа K плавно параболически и направлена вогнутостью в нижнюю сторону, а глубина потока — в верхнюю сторону. Ширина потока уменьшается от 250 до 50 м при соответствующих величинах $K=16-26$. Глубина и мутность потока показывают изменение их величин от $H = 2,8-0,4 \text{ м}$ и $\rho = 1,1-1,6 \text{ кг/м}^3$.

В створах 30, 48 и 64 мутность, ширина и глубина потока изменяются более резко и параболическая линия направлена вогнутостью вниз к оси абсцисс. Глубина и ширина потока соответственно уменьшаются с увеличением числа относительного фотографического изображения.

Таким образом, полученная нами динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе канала "Искра" в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения космической съемки дает возможность сократить время и средства, затрачиваемые на определение указанных гидравлических элементов и характеристик потока и русла (рис. 5-10).

По этой методике определяем глубину и мутность потока в

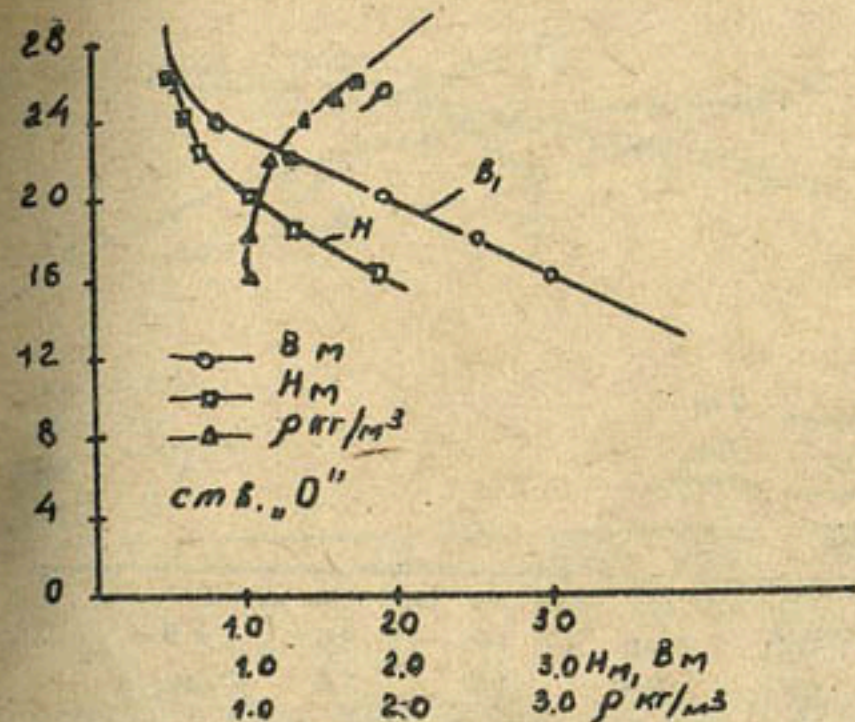


Рис. 5. Динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе каналов "Искра" и им. Ленина в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения (космическая съемка створа "0")

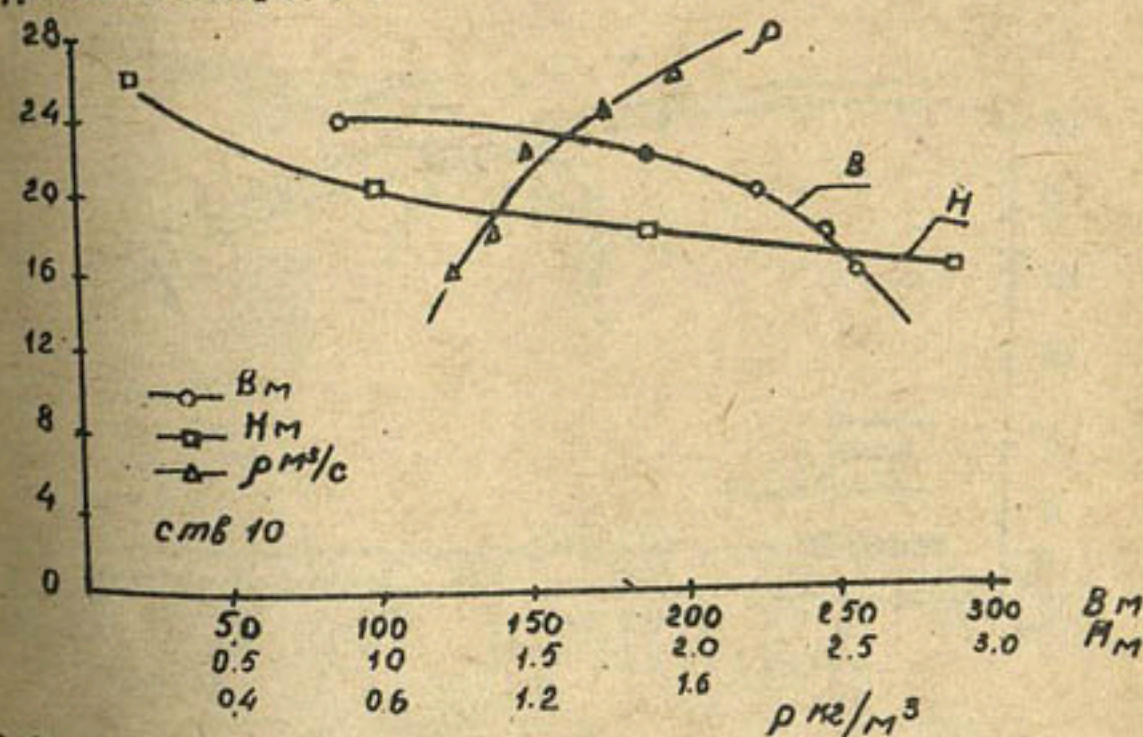


Рис. 6. Динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе каналов "Искра" и им. Ленина в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения (космическая съемка створа 10)

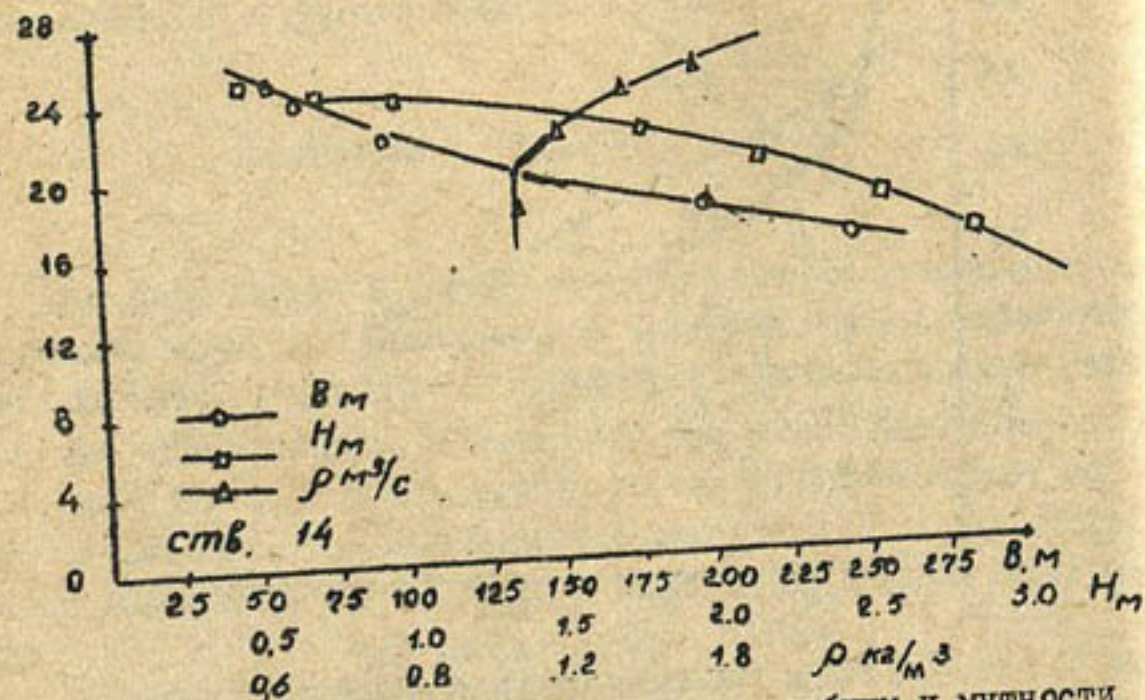


Рис. 7. Динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе каналов "Искра" и им. Ленина в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения (космическая съемка створа 14)

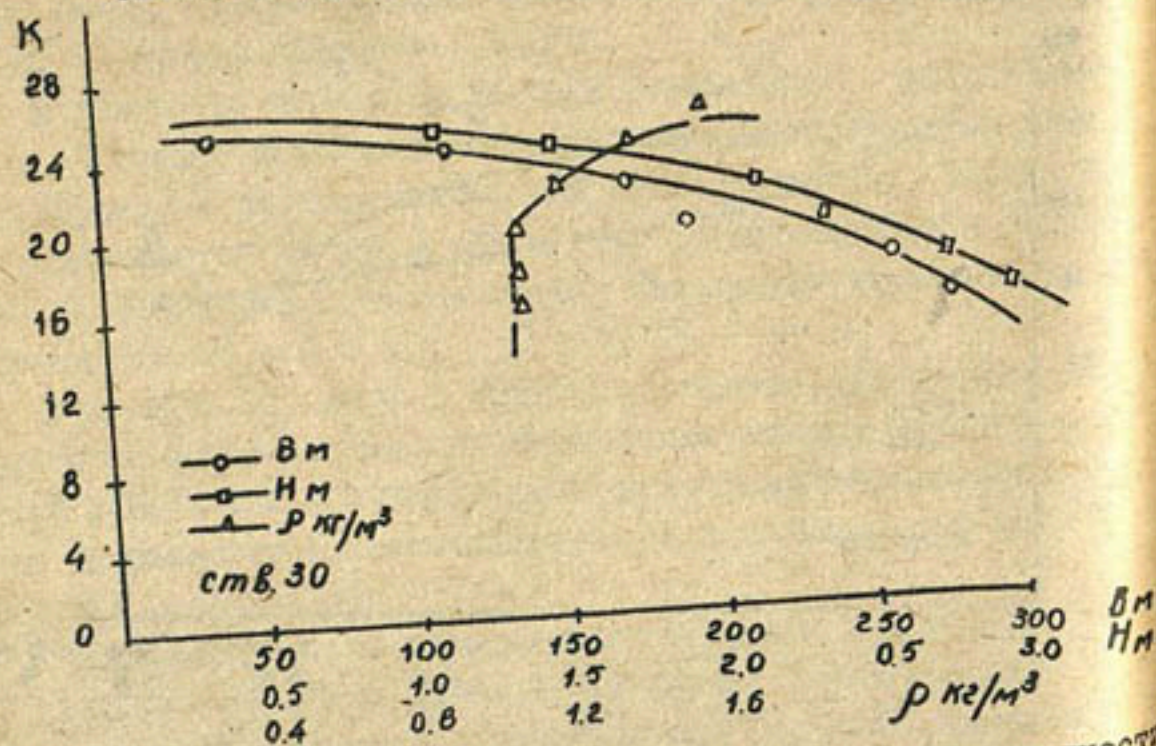


Рис. 8. Динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе каналов "Искра" и им. Ленина в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения (космическая съемка створа 30)

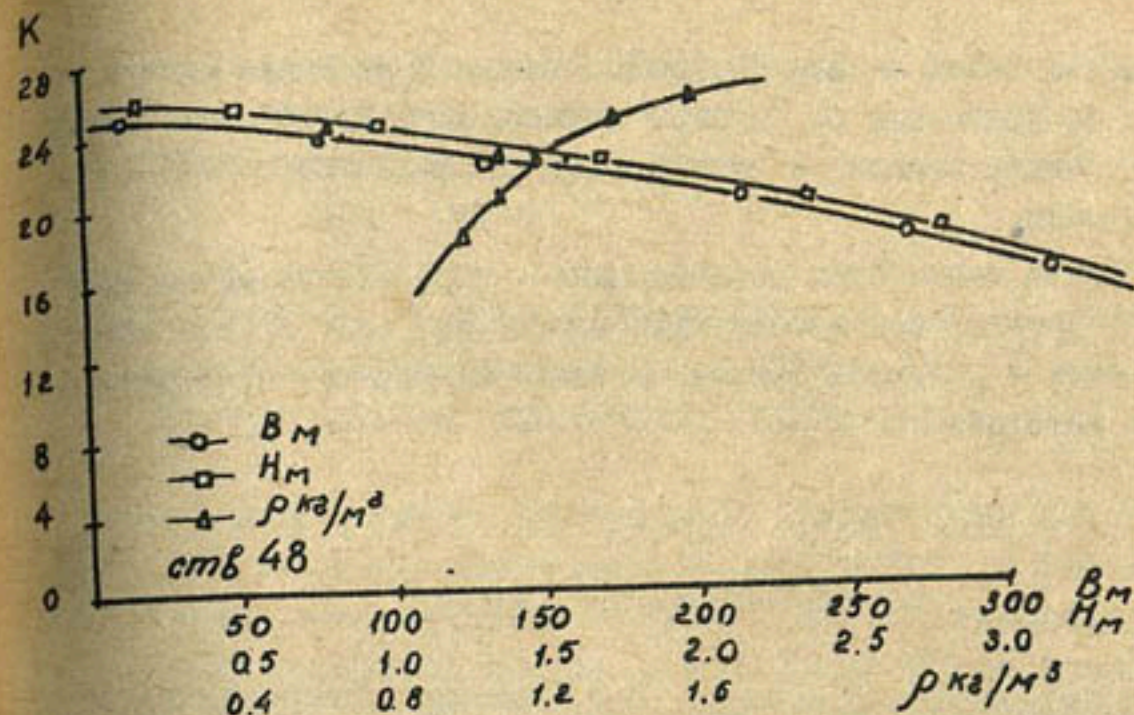


Рис. 9. Динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе каналов "Искра" и им. Ленина в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения (космическая съемка створа 48)

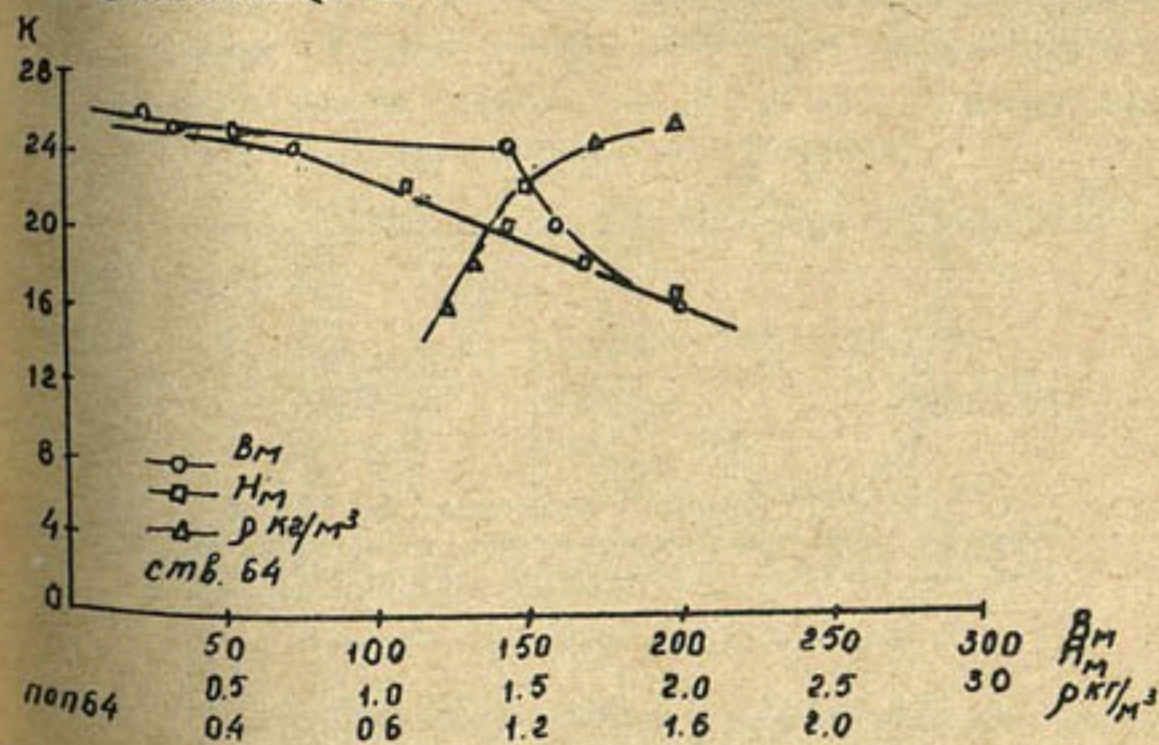


Рис. 10. Динамика распределения ширины, глубины и мутности потока р. Амударьи в районе каналов "Искра" и им. Ленина в зависимости от относительной величины плотности фотографического изображения (космическая съемка створа 64)

подводящей части канала "Искра". Глубина и мутность воды в потоке и ее изменение по глубине совпали с натурными величинами до отстойника канала. В чистой воде эти величины оставались постоянными.

Задача дальнейших исследований - определение мутности и глубины потока, соответствующих одному значению K , при изобилии съемок и натурных данных, а также оценка точности разработанной методики.

Использованная литература

1. Н.Е.Кондратьев, И.В.Попов, Б.Ф.Снищенко. Основы гидроморфологической теории руслового процесса. - Л.: Гидрометеиздат, 1982. - 272 с.
2. Е.В.Глушко. Опыт применения системного подхода к изучению современных ландшафтов по космическим снимкам // Исследование земли из космоса. - 1990. - № 1. - С.40-48.

Х.А.Ирмухамедов, канд.техн. наук
М.Р.Бакиев, канд.техн. наук
Н. Рахматов, канд.техн.наук
(НПО САНИИРИ)

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА, СТЕСНЕННОГО ПОПЕРЕЧНЫМИ ДАМБАМИ, С УЧЕТОМ ЧАСТИЧНОГО ЗАИЛЕНИЯ МЕЖДАМБОВОГО ПРОСТРАНСТВА

В настоящее время на крупных реках Средней Азии (Амударья, Зарафшан, Чирчик и др.) проводится большая работа по защите берегов от размыва и регулированию русел для гарантированного водозабора в ирригационные каналы. В этих целях широко применяют поперечные дамбы (шпоры). Вместе с тем поперечные берегозащитные сооружения сильно нарушают бифуркационный режим потока и способствуют образованию трех областей, гидравлические характеристики которых существенно отличаются друг от друга. В верхнем бьефе на некотором расстоянии от головы дамбы уровень воды повышается. В дальнейшем наблюдается плановое и вертикальное сжатие потока, образуется сжатое сечение (рис.1). В области растекания глубина и ширина транзитного потока увеличиваются.

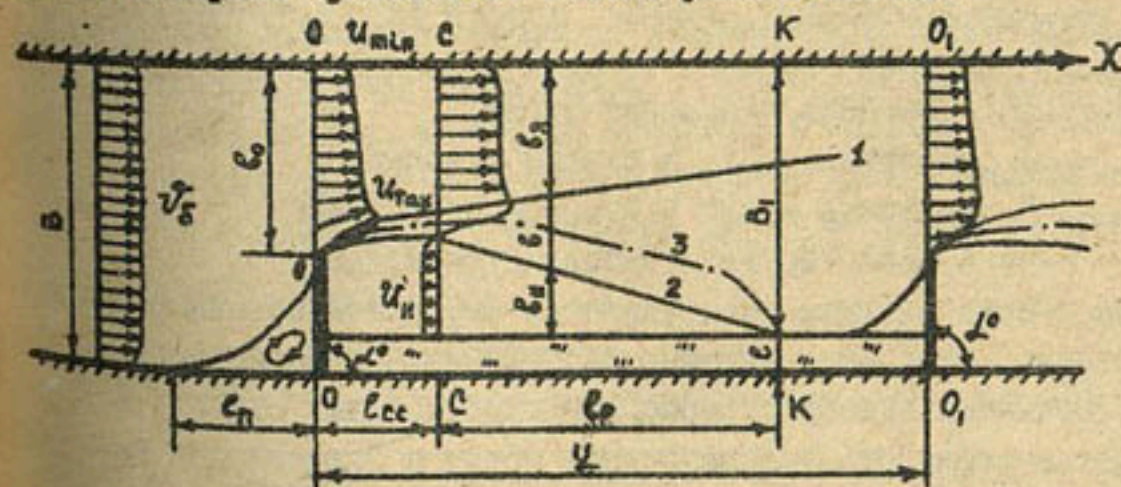


Рис. 1. Схема растекания потока в междамбовом пространстве.

Наиболее подробно изучены характеристики этих областей для одиночной шпоры [1,2]. При взаимодействии дамбы (шпоры) с потоком интенсивно заиляется междамбовое пространство. Из-за ограниченности площадей сельскохозяйственных угодий в густонаселенных районах, которые обычно примыкают к долинам крупных рек, происходит стихийное и необоснованное освоение междамбового

пространства на зарегулированных участках рек.

В междамбовом пространстве возводятся пруды для рыб, осуществляется посадка лесных насаждений и др. Хаотичное освоение междамбового пространства может изменить проектный режим зарегулированного участка реки. Для изучения закономерностей растекания стесненного потока с учетом освоения междамбового пространства проведены экспериментальные и теоретические исследования в лаборатории кафедры "Гидротехнические сооружения" ТИИИМСХ. Введено понятие коэффициента заиления (освоения) как отношение ширины освоения к общей длине дамбы

$$K_D = \frac{\ell}{\ell_A \cdot \sin \alpha^\circ},$$

где ℓ - ширина освоения;
 ℓ_A - рабочая длина дамбы;
 α° - угол установки дамбы.

Влияние этого коэффициента на уровенный режим и на скоростное поле потока изучалось экспериментальным путем.

Для определения местоположения створа с максимальным подпором предлагается зависимость

$$\frac{\ell_n}{B - b_0} = 1,57 (F_{20})^{0,05} \cdot (n)^{-0,57} \cdot \left(\frac{\alpha^\circ}{180}\right),$$

где $n = 1 - \frac{b_0}{B}$ - степень стеснения русла;
 b_0 - ширина русла в створе стеснения;
 B - ширина русла в бытовом состоянии;
 F_{20} - число Фруда в бытовых условиях.

На основе анализа распределения скоростей потока в плане установлено, что общая картина растекания потока аналогична схеме, принятой в теории свободных турбулентных струй [3]. Это дает возможность рассматривать поток в области сжатия и растекания состоящим из следующих гидравлических однородных зон (рис. а):

- слабовозмущенного ядра (между линией берега, совпадающей с осью X, и линией 0-1) шириной $b_{я}$;
- интенсивного турбулентного перемешивания (между линиями 0-1 и 0-2) шириной b ;
- обратных токов (между линией 0-2 и линией защитного берега) шириной b_H .

Границы этих однородных зон устанавливаются по методике, изложенной в работе [4]. Зная границы однородных зон, можно построить скоростное поле в области сжатия. Расчет скоростного поля по ширине зоны слабовозмущенного ядра в области сжатия производится по зависимости М.Р.Бакиева [2]

$$U_i = \sqrt{U_{max}^2 + \left(\frac{y}{b_{я}}\right) \cdot (U_j^2 - U_{min}^2)}, \quad (2)$$

где U_{min} - минимальная скорость, формирующаяся у противоположного берега;

$b_{я}$ - ширина зоны слабовозмущенного ядра в области сжатия.

Формула (2) позволяет определить вектор скорости ($U_i = U_\delta$) и его составляющие ($U_i = U_{np}$). Для определения вектора скорости следует принять $U_i = U_{max}$ и $U_j = U_{max} \cos \varphi_{cp}$ - при определении продольной составляющей вектора скорости. Для практического использования формулы (2) необходимо знать изменение максимальной U_{max} и минимальной U_{min} скоростей в области сжатия. Изменение относительных скоростей U_{max}/U_{maxc} и U_{min}/U_{minc} (где U_{maxc} , U_{minc} - максимальная и минимальная скорости потока в створе сжатия) установлено экспериментальным путем и приведено на рис. 2.

Анализ полученных графиков показывает, что относительные скорости $\frac{U_{max}}{U_{maxc}}$ и $\frac{U_{min}}{U_{minc}}$ в слабовозмущенном ядре по длине области сжатия по мере удаления от головы дамбы возрастают до створа сжатия. Причем U_{min}/U_{minc} растет быстрее, чем U_{max}/U_{maxc} . Поэтому и эпюра распределения скоростей в сжатом сечении более равномерная. В результате обработки экспериментальных данных получены следующие зависимости для определения величин скоростей U_{maxc} и U_{minc} :

$$U_{maxc} = (1,05 \dots 1,08) U_{яc}, \quad (3)$$

$$U_{minc} = (0,95 \dots 0,92) U_{яc}, \quad (4)$$

где $U_{яc}$ - средняя скорость течения в слабовозмущенном ядре в сжатом сечении, м/с.

Для определения величины $U_{яc}$ получена эмпирическая зависимость

$$U_{яc} = \left(\frac{1}{1-n}\right)^{2\xi} \cdot U_\delta, \quad (5)$$

где U_δ - скорость потока в бытовом состоянии, м/с;
 $\xi = \frac{y}{\ell_n + \ell_n}$ - относительное междамбовое расстояние;

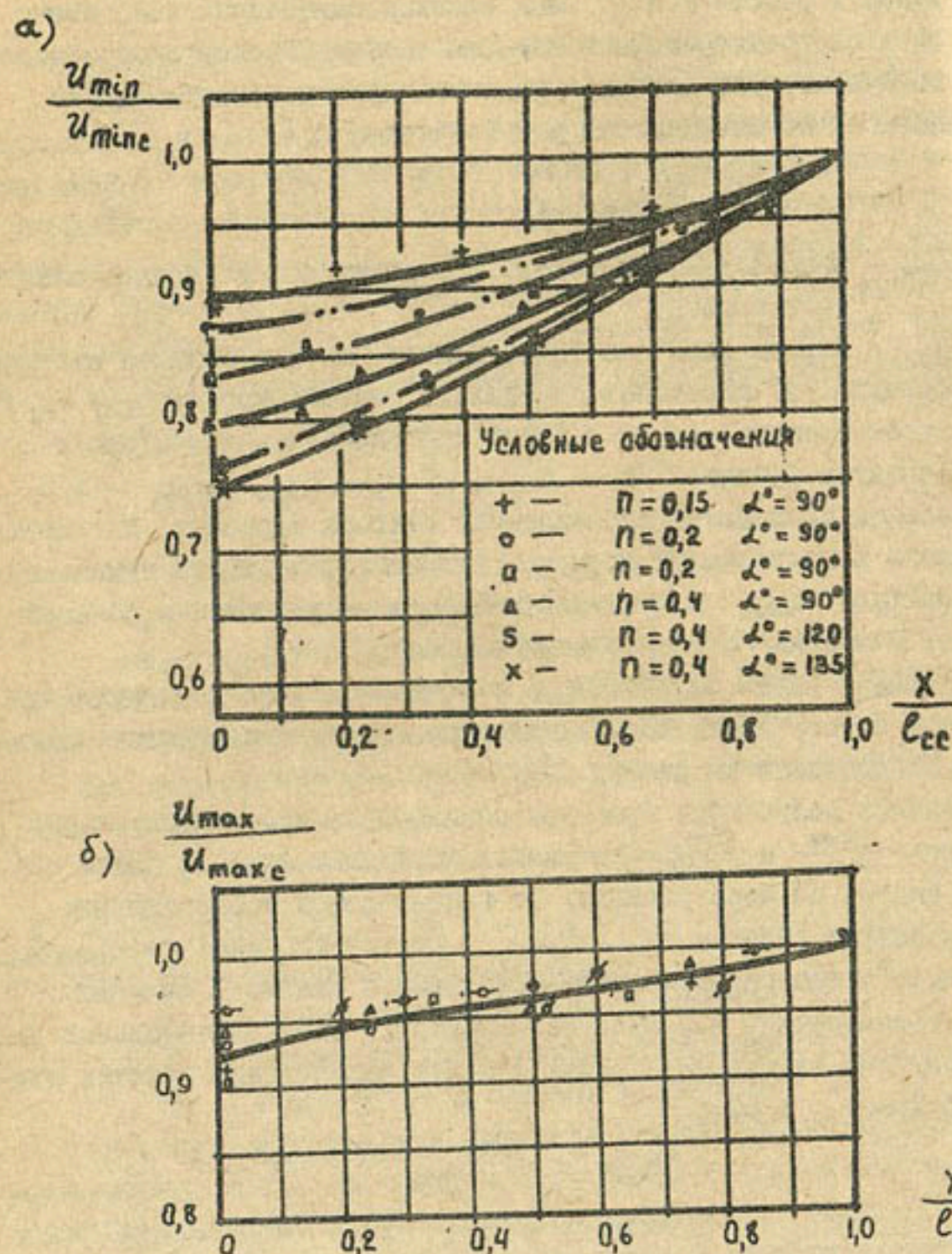


Рис.2 Графики изменения относительных скоростей в области сжатия.

l_n, l_n — длина верхового и низового водоворота для случая одиночных дамб.

уравнение (5) применяется для определения средней скорости в слабозамушенном ядре в створе максимального планового сжатия за первой дамбой; $U_{яс}$ за второй, третьей и т.д. дамбами вычисляются по зависимости

$$U_{яс_i} = \left(\frac{1 - K_p n}{1 - n} \right)^{2\frac{1}{3}} \cdot U_{ср_{i-1}}, \quad (6)$$

где $i \geq 2$ — порядковый номер дамбы;

$U_{ср_{i-1}}$ — средняя скорость потока в конце низового водоворота.

Величину $U_{ср_{i-1}}$ находим по зависимости

$$U_{ср_{i-1}} = \frac{Q}{B h_k^{i-1} \cdot (1 - n K_p^{i-1})}, \quad (7)$$

где Q — расчетный расход реки, м³/с;

B — ширина реки в бытовом состоянии, м;

h_k^{i-1} — глубина потока в конце низового водоворота, определяется по формуле (II).

Анализ опытов показал, что распределение продольной составляющей скорости течения по ширине зоны интенсивного турбулентного перемешивания (б) удовлетворительно подчиняется универсальной зависимости Шлихтинга-Абрамовича [3]

$$\frac{U_{max} - U}{U_{max} - U_n} = (1 - \eta^{3/2})^2, \quad (8)$$

где U — скорость в зоне интенсивного турбулентного перемешивания;

U_n — скорость в зоне обратных токов;

$\eta = \frac{y_2 - y}{b}$ — относительная ордината точки, в которой определяется U .

В условиях проведенных экспериментальных исследований относительная скорость обратного тока в сжатом сечении с увеличением коэффициента освоения увеличивается. Ее величина определяется с помощью уравнения

$$m_{нс} = \frac{U_{нс}}{U_{яс}} = \frac{\frac{Q}{U_{яс} \cdot b_0 \cdot h_c} - (\bar{b}_{яс} + 0,55 \bar{b}_c)}{\frac{1 - K_p n}{1 - n} - (\bar{b}_{яс} + 0,55 \bar{b}_c)}, \quad (9)$$

где b_0 — ширина русла в створе стеснения;

h_c — глубина потока в сжатом створе.

Глубина потока в сжатом сечении устанавливается по рекомендации И.В.Лебедева [5].

Построение скоростного поля в области растекания решалось на основе теоретических и экспериментальных исследований. При теоретическом исследовании использовались некоторые положения теории турбулентных струй, растекающихся в ограниченном пространстве [3].

Распределение скоростей в зоне интенсивного турбулентного перемещения принималось по зависимости (8), а распределение давления по глубине потока — в соответствии с гидростатическим законом.

Получен ряд зависимостей, характеризующих закон изменения параметров турбулентного потока в области растекания:

1. Длина водоворота за сжатым сечением определена из уравнения сохранения расхода

$$\ell_p = \frac{b_0}{0,55 C_1} \left(\frac{1}{\alpha^{0,33}} \cdot \frac{1 - K_0 n}{1 - n} - \varepsilon \right), \quad (10)$$

где C_1 — угловой коэффициент расширения зоны турбулентного перемешивания;

α — корректив кинетической энергии в конце водоворота.

Для потока, ограниченного в пространстве (рис.1), коэффициенты C_1 и α изменяются в зависимости от коэффициента освоения междоустьев пространства. С увеличением коэффициента освоения ширина русла уменьшается, за счет этого эпюра распределения средних скоростей по ширине русла выравнивается, что приводит к уменьшению значений C_1 и α .

2. Из совместного решения уравнений энергии и сохранения расхода получена зависимость для определения глубины воды в конце водоворота

$$h_k^4 - A h_k^3 + \frac{g^2 h_k}{2g(1 - K_0 n)^2} + \frac{\lambda \ell_p g^2}{4g(1 - K_0 n)^2} = 0, \quad (11)$$

где $A = h_c + \frac{\alpha_1 V_c^2}{2g} + \ell_p \left(i_A - \frac{\lambda V_c^2}{4g h_c} \right)$;

$g = \frac{Q}{B}$ — расход русла в бытовом состоянии, м³/с на 1 м;

λ — коэффициент сопротивления дна, определяется по формуле А.П.Зегжди [6];

α_1 — корректив кинетической энергии в сжатом створе;

V_c — средняя скорость транзитного потока в сжатом створе.

3. Пьезометрический уклон транзитного потока определен из дифференциального уравнения неравномерного движения, записанного для транзитного потока

$$J = \frac{0,5 \lambda F z_{cp} \left\{ 1 - \frac{2 \alpha_1 i_A}{\lambda} - \frac{2 \alpha_1 h_c}{\lambda B (1 - K_0 n)} \left[C_2 - \frac{0,024}{\alpha_1} (1 - m_{nc})^2 \right] \right\}}{1 - \alpha_1 F z_{cp}}, \quad (12)$$

где $F z_{cp} = \frac{V_c^2}{g h_c}$; $V_c = \frac{Q}{\varepsilon b_0 h_c}$; $C_2 = 0,55 C_1$.

i_A — уклон дна реки.

4. Изменение скоростей в зоне слабозамушенного ядра рассчитывалось по интегральному соотношению, характеризующему закон сохранения импульса в потоке

$$\left(\frac{U_{yx}}{U_{yc}} \right)^2 = \frac{1}{\bar{b}_{yx} + 0,416 \bar{b}_x} \left[\frac{B - P}{(1 + J \xi \eta)^{1/2} + 1} + P (1 + J \xi \eta) \right], \quad (13)$$

где $B = \bar{b}_{yc} + 0,416 \bar{b}_c$; $P = \frac{J (1 - K_0 n)}{F z_c (1 - n) (\lambda + 2J)}$;

$\bar{b}_x = \frac{b_x}{b_0}$; $\xi = \frac{x}{b_0}$; $\eta = \frac{b_0}{h_c}$; $F z_c = \frac{U_{yc}^2}{g h_c}$.

5. Совместным решением дифференциального уравнения неравномерного движения, записанного для ядра потока, и уравнения сохранения расхода получен закон изменения ширины ядра в зоне растекания

$$\bar{b}_{yx} = -0,55 (\bar{b}_c + C_1 \xi) + \frac{(1 + J \xi \eta)^{\frac{1}{2} - 1} (\bar{b}_{yc} + 0,55 \bar{b}_c)}{\sqrt{1 + \frac{2J}{\alpha_{cp} F z_c (\lambda + J)} [(1 + J \xi \eta)^{\frac{1}{2} + 1} - 1]}}, \quad (14)$$

где α_{cp} — средняя величина корректива кинетической энергии в области растекания.

6. Закон изменения относительной скорости обратного тока получен из уравнения сохранения расхода

$$\frac{U_{nx}}{U_{yx}} = \frac{\frac{U_{yc}}{U_{yx}} \cdot \frac{h_c}{h_c + J x} \Theta - (1 - n) \cdot (\bar{b}_{yx} + 0,55 \bar{b}_x)}{(1 - K_0 n) - (1 - n) \cdot (\bar{b}_{yx} + 0,55 \bar{b}_x)}, \quad (15)$$

где $\Theta = (1 - n) (1 - m_{nc}) (\bar{b}_{yc} + 0,55 \bar{b}_c) + (1 - K_0 n) m_{nc}$.

7. Расстояние между дамбами

$$\text{при } \alpha^\circ \leq 90^\circ \quad L = \ell_A \cos \alpha^\circ + K_p (\ell_n + \ell_{cc} + \ell_p), \quad (16)$$

при $\alpha^\circ > 90^\circ$ $Z = K_p (l_n + l_{cc} + l_p)$, (17)

где K_p — коэффициент размыва, учитывающий уменьшение длины водоворота за счет образования воронки размыва, для случая неразмываемого русла $K_p = 1,0$, а для размываемого русла K_p изменяется в пределах 0,40–0,50.

С помощью полученных зависимостей можно построить поле скоростей на участке расширения потока с учетом освоения междумбового пространства, что позволяет при проектировании дамбы (глухой шпоры) дать приближенную оценку возможных размывов русла, выделив область, внутри которой скорости превосходят размывающую.

Предложенная методика использована в институте "Узгипроводхоз" при составлении план-схемы регулирования р. Ахангаран. По предварительным расчетам, ожидаемый прирост площади освоения в пойменной части составит 7324 га. Экономический эффект от внедрения — 958,4 тыс.руб.

Список использованной литературы

1. Аврова Т.Ф. Гидравлический расчет речного потока, стесненного перемычкой: Автореф. дис... канд. техн. наук. — Л., 1969. — 18 с.
2. Бакиев М.Р. Закономерности растекания потока за глухой и сквозной шпорой: Автореф. дис... канд. техн. наук. — Ташкент, 1974. — 27 с.
3. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. — М.: Физматгиз. — 1960. — 716 с.
4. Ирмухамедов Х.А., Бакиев М.Р., Рахматов Н. Установление плановых размеров потока в области сжатия с учетом занесения междумбового пространства // Известия АН УзССР. — 1990. — № 5. — С. 49–52.
5. Лебедев И.В. Гидравлический расчет сжатия и растекания потока, стесненного перемычками ГЭС. — Куйбышев: Органергострой, 1967. — 66 с.
6. Зегжда А.П. Гидравлические потери на трение в каналах и трубопроводах. — М.: Госстройиздат, 1957. — 278 с.

Д.А. Мухамедов
(НПО САНИИРИ)

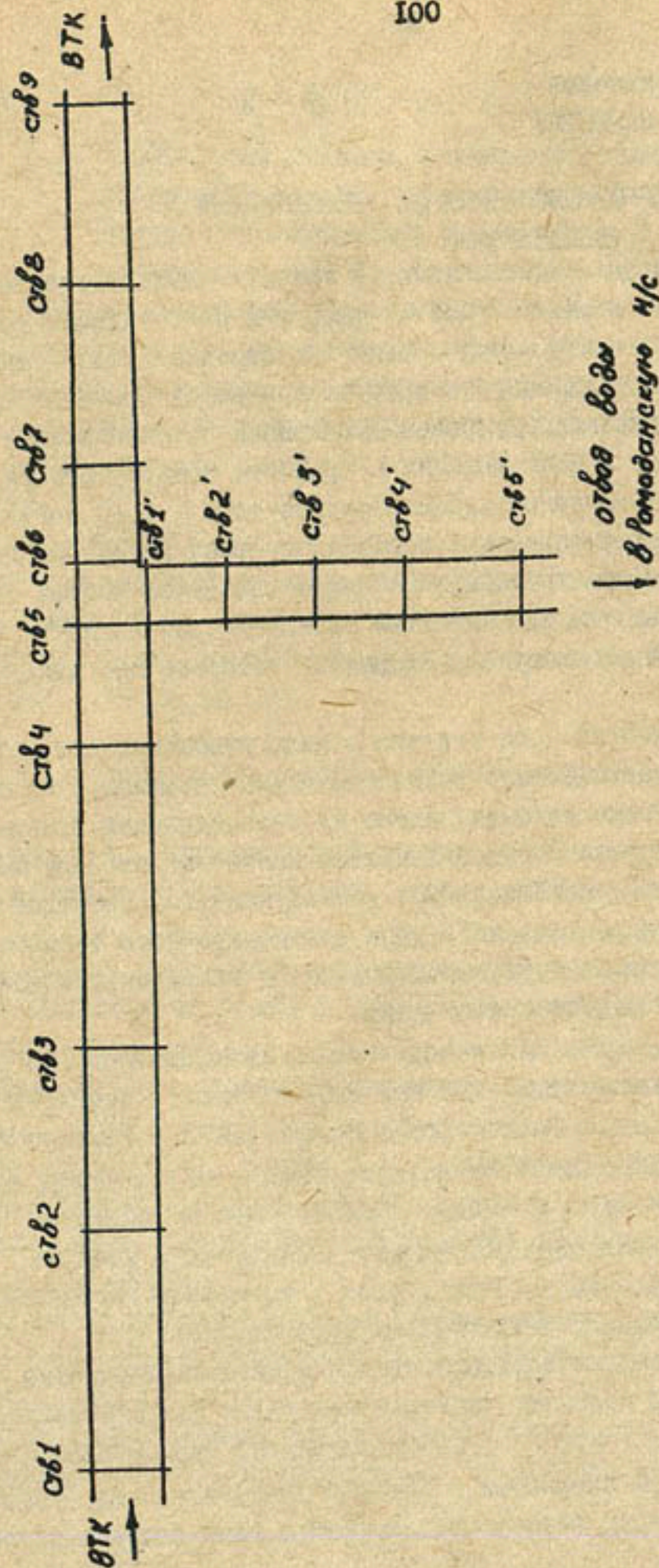
К ВОПРОСУ О РЫБОЗАЩИТЕ НА БЕСПЛОТИННЫХ ВОДОЗАБОРАХ

Изъятие воды из искусственных и естественных водотоков нарушает нормальную жизнедеятельность рыб, а в ряде случаев приводит к их массовой гибели. В связи с этим при строительстве и эксплуатации бесплотинных водозаборов предусматриваются соответствующие рыбозащитные сооружения. Наиболее эффективны с точки зрения рыбозащиты, надежности в эксплуатации и простоты конструкции рыбозащитные устройства эколого-гидравлического типа [1], когда вдоль водозаборного фронта создается такое скоростное поле, при котором плавательная способность рыбной молодежи оказывается меньше барьерной скорости. Одной из особенностей поведения рыб является восприятие так называемого барьера скорости, которого они стараются избежать.

Для строительства того или иного вида рыбозащитного устройства эколого-гидравлического типа необходимы сведения о виде рыб, обитающих в источнике питания, схемы их распределения и перемещения, гидрологические и гидравлические данные по исследуемому участку. Кроме того, рекомендуемая конструкция рыбозащитной установки эколого-гидравлического типа для конкретного бесплотинного водозабора должна быть апробирована на пространственной модели исследуемого водозаборного узла.

В качестве объекта для использования рыбозащитного устройства эколого-гидравлического типа был выбран участок бесплотинного водозабора из верхнего Ташкентского канала (ВТК) в Рамаданскую насосную станцию. Натурные исследования велись на 9 створах канала (на общей длине 225 м) и 5 створах отвода (~65 м). Комплекс натурных измерений включал плановую съемку исследуемого участка, наблюдения за уровнем воды, промер глубин и измерение скоростей течения воды по вертикали пятиточечным способом [2].

Натурные измерения показали, что на исследуемом участке (рисунки) наблюдается картина, типичная для узлов деления потока на открытых водотоках [3, 4], т.е. относительно равномерное распределение глубин и скоростей в верхнем участке канала (створы 1–4), сменяющееся перераспределением в узле деления потоков



План участка измерений на ВТК в районе отвода воды в Рамаданскую насосную станцию (М 1:1000).

(створы 5-6), затем их постепенная стабилизация в нижнем участке канала (створы 7-9). При этом скорости течения потока плавно увеличиваются от дна к поверхности, достигая у поверхности максимальной величины.

В отводе отмечаются водоворотная зона у его верхней грани (правого по течению берега) и зоны транзитного потока у противоположного берега (створы 1-2), при этом линия максимальных глубин наблюдается в зоне прохождения транзитного потока.

Основные параметры канала в период наших измерений на исследуемом участке составили: ширина по урезу воды $B = 9,5 - 12,0$ м; максимальная глубина $H_{\text{макс}} = 2,20 - 2,55$ м; средняя глубина $H_{\text{ср}} = 1,52 - 1,91$ м; гидравлический радиус $R = 1,35 - 1,63$ м; смоченный периметр $\chi = 11,1 - 13,9$ м; максимальный расход $Q_{\text{макс}} = 103$ м³/с.

Те же параметры в отводе: $B = 7,5 - 8,5$ м; $H_{\text{макс}} = 0,85 - 2,70$ м; $H_{\text{ср}} = 0,64 - 1,74$ м; $R = 0,61 - 1,40$ м; $\chi = 8,4 - 10,6$ м; $Q_{\text{макс}} = 3,2$ м³/с.

Полученные данные натурных измерений послужили исходными величинами для моделирования исследуемого участка водозабора по имеющимся в литературе методикам [5].

Кроме того, были учтены рекомендации по рыбозащите, сделанные на основе лабораторных исследований Р.В.Тимировой для участка бесплотинного водозабора из р.Оби.

Моделирование проводилось по методике, основанной на принципе гидравлического подобия (по числу Фруда), а также с учетом шероховатости русла.

Принято неискаженное моделирование с горизонтальным и вертикальным масштабами $\alpha_L = \alpha_H = 8$, а также масштабом скорости $\alpha_V = 1$.

Крупномасштабная модель участка водозабора из ВТК в Рамаданскую насосную станцию была построена на открытой площадке лаборатории водозаборов САНИИРИ. На участке размером 46 x 25 м построено русло модельного канала с отводом, на котором были воспроизведены в масштабе 1:8 все исследуемые створы ВТК и отвода. Комплекс лабораторных измерений включал измерение расходов воды, нивелировку уровней, измерение глубин и скоростей течения воды при помощи микровертушки и прибора ЦИСПВ-5 м, определение траектории поверхностных токов и др.

В качестве рыбозащитного устройства эколого-гидравлического типа использовалась металлическая пластина на сваях, перекрывающая

верхнюю часть потока, где, в основном, обитает рыбная молодь. В опытах варьировалось местоположение указанной пластины с тем, чтобы обеспечить смещение области повышенных скоростей за пределы полосы водозабора.

Как уже отмечалось, при назначении барьерной скорости, обеспечивающей отвод рыбной молоди от водозабора, необходимо учитывать разновидность рыб, обитающих в источнике питания. Для исследуемого узла указанная скорость составила около 0,5 м/с [6].

Перед рассмотрением различных вариантов рыбозащиты была подтверждена правильность выбранной методики моделирования путем воспроизведения на модели одного из характерных режимов канала и сопоставления соответствующих параметров потока в натуре и на модели.

Как показали лабораторные исследования, на участке водозабора наблюдается типичная картина деления потоков с образованием поперечного перегиба уровней свободной поверхности вблизи водозабора и водоворотной зоны у верхней грани отвода. В верхней части канала (до водозабора) на расстоянии порядка (1-3) $B_{отб}$ (где $B_{отб}$ - ширина отвода по урезу воды) поток разделяется. Величина отводимого в водозаборе расхода воды определяется размерами полосы поверхностного и донного водоотбора.

Увеличение головных расходов воды в канале ведет к увеличению полосы водоотбора и величины продольного уклона водной поверхности.

Опыты показали, что зона максимальных скоростей находится в зоне водозабора и это обуславливает попадание рыбной молоди в отвод. Установка пластины на верхнем участке канала позволяет противостоять этому. Гидравлический экран у водозаборного фронта сдерживает потенциальную способность рыбной молоди, которая оказывается меньше барьерной скорости. Для рыб исследуемого узла она составила 0,5 м/с.

При оптимальном размещении пластины зона максимальных скоростей, куда вовлекается рыбная молодь, смещается от фронта водозабора к оси основного канала и рыбная молодь, минуя водозабор, уносится на нижний участок канала.

Указанные гидравлические условия могут быть созданы при размещении пластины длиной $\sim B_{отб}$, перекрывающей верхнюю часть потока на верхнем участке канала на расстоянии от водозабора, равном $\sim B_{отб}$. Угол установки $\sim 45^\circ$ к оси канала. При размещении устройства полностью исключается водозабор с поверхностного и близлежащих слоев потока.

Пластина в натуральных условиях может быть изготовлена из металла, прорезиненных тканей или других водонепроницаемых материалов, способных противостоять давлению потока в канале.

Список использованной литературы

1. Гангардт Г.Г., Малеванчик Б.С., Успенский С.М., Исследования и разработки рыбохозяйственных комплексов // Сб. научн. трудов Гидропроекта. - Вып. 80. - М., 1982. - С. 3-13.
2. Методические указания по проведению натурных гидравлических исследований на действующих земляных каналах. - М., 1983. - 32 с.
3. Аверкиев А.Г., Макаров И.И., Синотин В.И. Бесплотинные водозаборные сооружения. - Л.: Энергия, 1969. - 164 с.
4. Офицеров А.С. Вопросы гидравлики водозабора. - М.-Л.: Госстройиздат, 1952. - 235 с.
5. Ляхтер В.М., Прудовский А.М. Гидравлическое моделирование. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 392 с.
6. Радаков Д.В., Протасов В.Р. Скорости движения и некоторые особенности зрения рыб. - М.: Наука, 1964. - 49 с.

И.С.Теплицкий, канд.техн.наук
(ТашИИТ)

РАСЧЕТ СТРУЙНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОДЪЕМА ВОДЫ ИЗ СКВАЖИНЫ

I. ВОЗМОЖНЫЕ ЗАДАЧИ РАСЧЕТА

Водоструйная установка для подъема воды из скважины включает погружной струйный насос (1); лопастной насос-нагнетатель рабочей жидкости (2), находящийся на поверхности; две колонны труб: нагнетательную (3) — для подачи рабочей жидкости и напорную (4) — для подъема смеси рабочей и всасываемой жидкости (рис.1). Роль насоса-нагнетателя может также исполнять водоем или другой источник высоконапорной жидкости — верхний бьеф.

Будем считать известными статический уровень подземных вод и удельный дебит скважины q ($\text{м}^2/\text{с}$) (дебит, приходящийся на 1 м понижения уровня воды в скважине при установившемся режиме работы). В этих условиях могут быть сформулированы следующие задачи.

Задача "А". По известным номинальным параметрам насоса-нагнетателя Q_n и H_n требуется рассчитать струйный насос, обеспечивающий наибольший отбор воды Q_c из водоносного пласта и подъем суммарного расхода $Q_c + Q_n$ на заданную высоту H_n , отсчитываемую от статического уровня подземных вод.

Задача "В". Среди нескольких имеющихся в распоряжении потребителя лопастных насосов, для которых известны номинальные параметры Q_n , H_n и η_n , требуется выбрать насос-нагнетатель и рассчитать струйный насос таким образом, чтобы полученная струйная установка, обеспечивая заданный отбор Q_c из водоносного пласта и подъем суммарного расхода $Q_c + Q_n$ на заданную высоту H_n , имела при этом наибольший КПД.

Задача "С". Требуется рассчитать струйный насос, который, обеспечивая заданный отбор Q_c из водоносного пласта и подъем суммарного расхода $Q_c + Q_n$ на заданную высоту H_n , использовал бы при этом минимальную подачу высоконапорной жидкости из верхнего бьефа, уровень свободной поверхности в котором находится на высоте H_0 над статическим уровнем подземных вод.

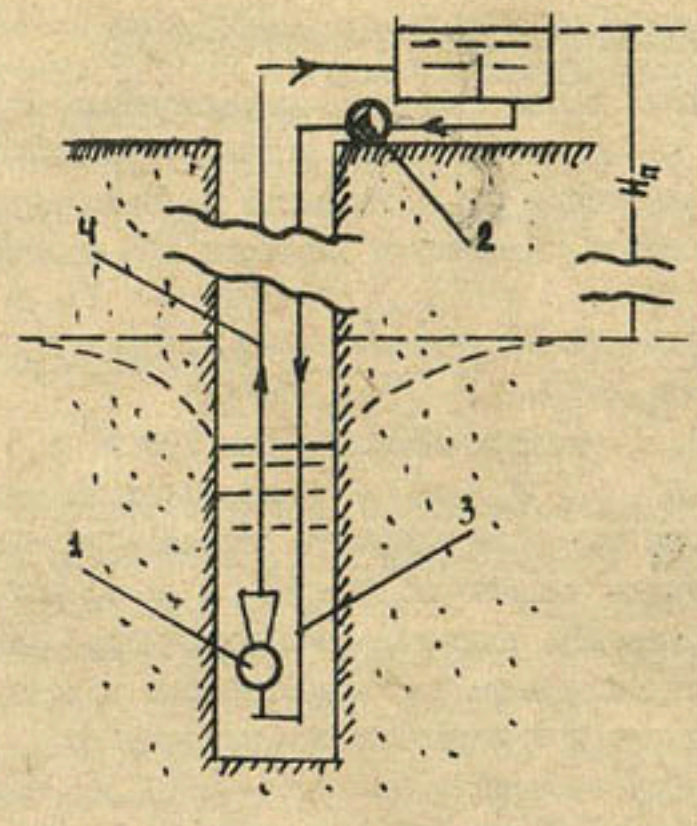


Рис.1. Схема водоструйной установки для подъема воды из скважины.

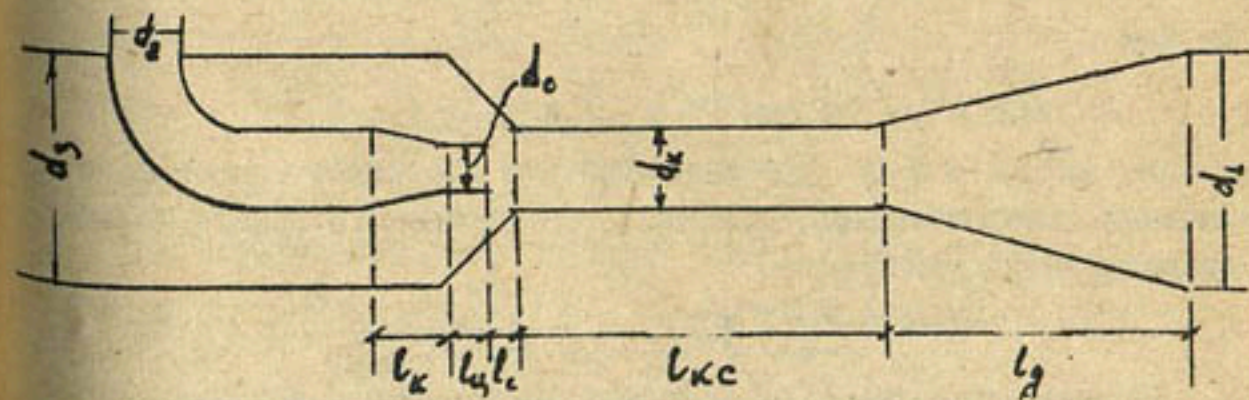


Рис.2. Схема струйного насоса.

2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ НАПОР СТРУЙНОГО НАСОСА

Водоструйный насос (эжектор) характеризуется относительным напором $h = H_2/H_p$ (отношение полных гидравлических напоров на выходе из диффузора H_2 и на входе в сопло рабочего потока H_p). По внутренним параметрам эжектора эта величина определяется из формулы [1]

$$h = \frac{2m(m-1)^2 + 2m(m-1)u^2 - (1+\xi_\delta)m^2u - (1+\xi_{\kappa.g.})(m-1)^2(1+u)^2}{(1+\xi_c)m^2(m-1)^2 - (1+\xi_\delta)m^2u^2}, \quad (I)$$

где $u = Q_c/Q_n$ — коэффициент подсоса; $u \geq 0$;

$m = d_k^2/d_c^2$, (d_k и d_c — диаметры входа в камеру смешения и выхода из сопла рабочего потока), $m > 1$; (в работе [1] используются параметры $k = 1/m$ и $q = u$); ξ_δ , ξ_κ , ξ_δ , ξ_c — коэффициенты сопротивления диффузора, камеры смешения, входа смесительной камеры для всасываемого потока (кольцевого сопла) и сопла рабочей жидкости соответственно; $\xi_{\kappa.g.} = \xi_\kappa + \xi_g$.

Оценим сверху возможные значения h . При фиксированных значениях геометрического параметра m зависимость $h(u)$ в реальной области ее существования должна быть убывающей. Поэтому

$$h(u; m) \leq h(0; m) = \frac{2m - (1 + \xi_{\kappa.g.})}{m^2(1 + \xi_c)}.$$

Так как

$$h'_m(0; 1 + \xi_{\kappa.g.}) = 0; \quad h''_{m^2}(0; 1 + \xi_{\kappa.g.}) < 0,$$

то при $m = 1 + \xi_{\kappa.g.}$ функция $h(0; m)$ достигает наибольшего значения. Следовательно, значения относительного напора должны удовлетворять ограничению

$$h \leq h(0; 1 + \xi_{\kappa.g.}) = \frac{1}{(1 + \xi_c)(1 + \xi_{\kappa.g.})}. \quad (2)$$

По внешним параметрам относительный напор может быть определен следующим образом. Пусть $S = Q_c/q$ — понижение уровня воды в скважине, обусловленное действием струйной установки;

$H = H_n + S$ — высота подъема воды, отсчитываемая от динамического уровня воды в скважине. Тогда $H_2 = H + h_1$, $H_p = H + H_n - h_2$,

$$h = \frac{H + h_1}{H + H_n - h_2}, \quad (3)$$

где h_1 — доля напора H_2 , состоящая из скоростного напора и потерь на сопротивлении в напорном тракте, h_2 — потери напора

на сопротивлении в нагнетательном тракте. Так как обычно $h_1 \ll H$ и $h_2 \ll H + H_n$, то в первом приближении относительный напор h можно считать равным величине

$$h_0 = H / (H + H_n), \quad (4)$$

причем, очевидно, что $h_0 < h$. Из соотношений (2) и (4) следует, что

$$H_n/H > (1 + \xi_c)(1 + \xi_{\kappa.g.}) - 1, \quad (5)$$

а поскольку $H_n < H$, то и

$$H_n/H_n > (1 + \xi_c)(1 + \xi_{\kappa.g.}) - 1. \quad (6)$$

Если условие (6) не выполняется, то лопастной насос не может быть использован в качестве нагнетателя рабочей жидкости.

При учете гидравлических потерь h_1 и h_2 можно принять во внимание следующие соображения. Полагая скорость движения воды в напорном и нагнетательном тракте равной $2m/s$ (такая скорость обычно обеспечивает оптимальные условия по затратам); найдём число Рейнольдса $Re = \frac{vd}{\nu} \approx 2d / (1,5 \cdot 10^{-6}) \approx 1,3 \cdot 10^6 d$, что при диаметрах порядка 0,1 м составляет величину порядка 130 000. Следовательно, течение происходит в режиме "вполне шероховатого трения" и линейные гидравлические потери в трубе можно определить по формулам

$$H_c = A(d) \cdot \ell \cdot Q^2, \\ A(d) = \frac{8\lambda}{\pi^2 g d^5}; \quad \lambda = \frac{8g}{c}; \quad c = \frac{1}{n} R^{1/6}; \quad R = \frac{d}{4};$$

то есть

$$A(d) = 10,29358 n^2 d^{-16/3},$$

где d — диаметр; ℓ — длина;

n — коэффициент шероховатости трубы. Таким образом,

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} + A(d_1) \cdot H \cdot (Q_c + Q_n)^2; \quad h_2 = A(d_2) \cdot H \cdot Q_n^2, \quad (7)$$

здесь

$$d_1 = 2 \sqrt{\frac{Q_c + Q_n}{\pi \cdot v}}; \quad d_2 = 2 \sqrt{\frac{Q_n}{\pi v}}. \quad (8)$$

Скорость v принимается равной $2m/s$, если сумма диаметров напорной и нагнетательной труб $d_1 + d_2$ совместима с проходным диаметром обсадной колонны скважины. В противном случае скорость движения воды в трубах должна быть увеличена.

3. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СТРУЙНОГО НАСОСА

При фиксированном значении относительного напора h коэф-

коэффициент подсоса u является функцией геометрического параметра m . Найдем оптимальное значение m , при котором величина u наибольшая. В этом случае наибольшим будет и КПД струйного насоса, определяемый по формуле

$$\eta = \frac{Q_c H_2}{Q_H (H_p - H_2)} = \frac{u h}{1 - h} \quad (9)$$

Перепишем соотношение (I) в виде уравнения

$$Au^2 + 2Bu + C = 0, \quad (10)$$

где

$$A = (\xi_b + \xi_{k.g} - h(1 + \xi_b))m^2 - 2\xi_{k.g}m + 1 + \xi_{k.g},$$

$$B = (1 + \xi_{k.g})(m - 1)^2,$$

$$C = (m - 1)^2((1 + \xi_c)hm^2 - 2m + 1 + \xi_{k.g}),$$

и полагая

$$B_0 = B/A; \quad C_0 = C/A,$$

найдем, что

$$u = F(m) \begin{cases} -C/(2B) & \text{при } A = 0, \\ \sqrt{B_0^2 - C_0} - B_0 & \text{при } A \neq 0 \text{ и } C_0 < 0, \\ -\sqrt{B_0^2 - C_0} - B_0 & \text{при } A < 0 \text{ и } C_0 > 0. \end{cases} \quad (11)$$

В последнем случае формулы (II), когда оба корня уравнения (10) положительны, большему корню $u = \sqrt{B_0^2 - C_0} - B_0$ соответствует неустойчивый режим и поэтому принимается во внимание только меньший корень $u = -\sqrt{B_0^2 - C_0} - B_0$. Функция $F(m)$ обращается в нуль в точках

$$m_1 = 1; \quad m_2 = \frac{1}{h(1 + \xi_c)} - \sqrt{\frac{1}{h^2(1 + \xi_c)^2} - \frac{1 + \xi_{k.g}}{h(1 + \xi_c)}}; \quad m_3 = \frac{2}{h(1 + \xi_c)} - m_2.$$

Положим $m_0 = \max\{m_1, m_2\}$. В промежутке $(m_0; m_3)$ функция $F(m)$ унимодальна и ее наибольшее значение здесь может быть найдено одним из численных методов, например, методом дихотомии; полагая $a = m_0$ и $b = m_3$, действуем далее по программе:

1. Если $|b - a| < 2\varepsilon$, то переходим к 5.
2. $c = (a + b - \varepsilon)/2$, $d = (a + b + \varepsilon)/2$
3. Если $F(c) > F(d)$, то полагаем $b = d$ и переходим к 1.
4. Полагаем $a = c$ и переходим к 1.
5. $m^* = (a + b)/2$, $u^* = F(m^*)$.

Значения величин m , u и η , найденные в результате максимизации $F(m)$ на (m_0, m_3) при фиксированном значении h , назовем оптимальными и обозначим символами $m^* = m^*(h)$, $u^* = u^*(h)$ и $\eta^* = \eta^*(h)$.

Е.Я.Соколов / 2 / на основании экспериментальных исследований рекомендует принимать коэффициенты скорости элементов эжектора равными следующим значениям:

$$\varphi_g = 0,9; \quad \varphi_k = 0,975; \quad \varphi_b = 0,925; \quad \varphi_c = 0,95.$$

Поскольку $\xi = 1/\varphi^2 - 1$, то коэффициенты сопротивления этих элементов могут быть приняты равными

$$\xi_g = 0,235; \quad \xi_k = 0,052; \quad \xi_b = 0,169; \quad \xi_c = 0,108; \quad \xi_{k.g} = \xi_k + \xi_g = 0,287$$

При таких значениях коэффициентов сопротивления ограничения (4), (5) и (6) принимают вид

$$h \leq 0,701; \quad H_H \geq 0,426 \cdot H_n; \quad H_H \geq 0,426 \cdot H, \quad (12)$$

Оптимальные значения параметров m , u и η , найденные при некоторых значениях h методом дихотомии с точностью $\varepsilon = 0,001$ по переменной m , приведены в таблице

Таблица

h	0,05	0,10	0,15	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
m^*	18,22	9,152	6,121	4,598	4,3791	4,1797	4,0036	3,8364	3,6825
u^*	3,972	2,269	1,544	1,125	1,0612	1,0020	0,9469	0,8956	0,8477
η^*	0,219	0,252	0,272	0,281	0,2821	0,2826	0,28284	0,28282	0,28257
h	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
m^*	3,073	2,634	2,30	2,04	1,835	1,662	1,52	1,392	1,29
u^*	0,648	0,498	0,379	0,284	0,206	0,141	0,086	0,0398	0,001
η^*	0,278	0,268	0,253	0,232	0,206	0,172	0,129	0,0174	0,002

Из таблицы видно, что величина η имеет абсолютный максимум; для его уточнения составим линейную интерполяцию зависимости $h(u^*)$ на отрезке $[0,23; 0,24]$

$$h = 0,41458 - 0,19493 \cdot u^*$$

и найдем, что функция

$$\eta^* = \frac{u^* h}{1 - h} = \frac{0,41458 \cdot u^* - 0,19493 \cdot u^{*2}}{0,58542 + 0,19493 \cdot u^*}$$

достигает максимума в точке $u^{**} = 0,922$. При этом абсолютно оптимальные параметры имеют значения

$$h^{**} = 0,235 ; m^{**} = 3,922 ; \eta^{**} = 0,283 .$$

Пренебрегая в первом приближении потерями h_1 и h_2 , можно заключить согласно (3) и (4), что насос-нагнетатель, обеспечивающий работу струйного насоса с абсолютно максимальным КПД, равным 0,283, должен иметь номинальные параметры $Q_H = 1,085 Q_c$ и $H_H = 3,255 H$. Трудно ожидать, что потребитель обладает лопастным насосом с такими параметрами при заданных значениях Q_c и $H = H_H + Q_c / q$. Поэтому режим работы с абсолютно максимальным КПД практически невозможен.

Для предварительных расчетов в задачах "А", "В" и "С" нам понадобятся некоторые аналитические соотношения между параметрами в относительно оптимальных режимах. Методом наименьших квадратов по данным полученной выше таблицы найдено квадратичное представление

$$W = 0,525 u^{*2} + 2,531 \cdot u^* + 0,426 \quad (I3)$$

для величины $W = 1/h - 1$. Погрешность формулы (I3) не превышает 2%. Из этой формулы следует, что

$$u^* = \sqrt{3,373 + \frac{1,905}{h}} - 2,468 \quad (I4)$$

4. ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ КАВИТАЦИИ

Другим препятствием для использования струйного насоса даже с относительно оптимальными параметрами m^* , u^* и η^* может оказаться возможность возникновения кавитации. Пусть H_0 — глубина погружения входного сечения смесительной камеры эжектора под динамический уровень воды в скважине. Для потока всасываемой жидкости может быть записано уравнение баланса энергии

$$\left(H_0 + \frac{P_{atm}}{\rho g} \right) - \left(\frac{P_6}{\rho g} + \frac{\alpha V_6^2}{2g} \right) = \xi_6 \cdot \frac{V_6^2}{2g}, \quad (I5)$$

в котором V_6 — скорость и P_6 — давление всасываемой жидкости во входном сечении смесительной камеры. Кавитация отсутствует, если давление P_6 больше давления насыщенных паров $P_{н.п.}$, которое, в запас расчета, будем считать равным 0,002 МПа — давлению насыщенных паров воды, соответствующему температуре 20°C. Так как

$$\alpha + \xi_6 \approx 1 + \xi_6 = \frac{1}{\varphi_6^2} ; \quad \frac{P_{atm}}{\rho g} \approx 10 \text{ м} ;$$

$$V_6 = \frac{Q_c}{0,25 \pi (d_k^2 - d_c^2)} = \frac{u Q_H}{0,25 \pi^2 d_c^2 (m-1)} \approx \frac{u}{m-1} \varphi_c \sqrt{2g(H+H_H)},$$

то из (I5) при $P_6 = P_{н.п.} = 0,002$ МПа следует, что максимально допустимое значение коэффициента подсоса равно

$$u_{кр}(m) = \mathcal{U}(m) = \frac{\varphi_6}{\varphi_c} \sqrt{\frac{H_0 + 9,8}{H + H_H}} \cdot (m-1) \quad (I6)$$

Если оптимальные значения u^* и m^* таковы, что $u^* < u_{кр}(m^*) = \mathcal{U}(m^*)$, то кавитация невозможна. При $u^* > \mathcal{U}(m^*)$ кавитация может возникнуть и для ее предотвращения нужно либо увеличить погружение H_0 , которое ограничено глубиной скважины, либо уменьшить коэффициент подсоса, отказавшись от работы в оптимальном режиме. В последнем случае нужно найти новое значение геометрического параметра $m = m_k$, при котором коэффициент подсоса $u_k = F(m_k)$ будет наибольшим из допустимых, то есть $u_k = \mathcal{U}(m_k)$. Рассмотрим функцию

$$\Phi(m) = F(m) - \mathcal{U}(m). \quad (I7)$$

Искомое значение m_k является корнем этой функции. Так как

$$\Phi(m^*) = F(m^*) - \mathcal{U}(m^*) = u^* - \mathcal{U}(m^*) > 0,$$

$$\Phi(m_3) = F(m_3) - \mathcal{U}(m_3) = 0 - \mathcal{U}(m_3) < 0,$$

то $m^* < m_k < m_3$ и значение m_k легко определяется, например, методом дихотомии.

5. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ "А"

Предполагаются известными следующие параметры: H_H , q , Q_H , H_H , n , H_0 и V (предварительно можно полагать $H_0 = 1$ м и $V = 2$ м/с).

I⁰. Первое приближение.

Пренебрегая гидравлическими потерями h_1 и h_2 , положим $h \approx h_0 = \frac{H}{H+H_H}$ и введем величину $h_{00} = \frac{H_H}{H_H+H_H}$. Тогда

$$u = \frac{Q_c}{Q_H} = \frac{q(H-H_H)}{Q_H} = \frac{q(H_H+H_H)}{Q_H} \frac{h-h_{00}}{1-h}. \quad (I8)$$

С помощью (I4) и (I8) построим функцию

$$T(h) = \frac{q(H_H+H_H)}{Q_H} \frac{h-h_{00}}{1-h} - \sqrt{3,373 + \frac{1,905}{h}} + 2,468. \quad (I9)$$

Если h является корнем этой функции, то $u = u^*$, то есть эжектор будет работать в относительно оптимальном режиме — с максимальным КПД, соответствующим этому значению h . Заметим, что

$$h_{00} < h_0 < h \leq 0,701,$$

$$T(h_{00}) = -\sqrt{3,373 + \frac{1,905}{h_{00}}} + 2,468 < 0,$$

$$T(0,701) = \frac{q(H_n + H_n)}{Q_n} \frac{0,701 - h_{00}}{1 - 0,701} > 0,$$

Поэтому искомый корень функции $T(h)$ лежит в интервале $(h_{00}; 0,701)$ и также легко определяется численным методом. Отыскав значение h , определим по нему по программе из п.4 оптимальные значения m^* и u^* , а затем $Q_c = u^* Q_n$, $H = H_n + \frac{Q_c}{q}$, h_1 и h_2 — по формулам (7) и (8).

2°. Последующие итерации.

Уточнение найденных значений — учет гидравлических потерь в подводящем и отводящем трактах — производится по следующей схеме. Вычисляем новое значение h по "точной" формуле (3), находим m^* и u^* по новому значению h , определяем Q_c , H , h_1 , h_2 и т.д. Процесс повторяется до тех пор, пока модуль очередного приращения h не окажется меньше величины $\varepsilon = 0,001$. Можно показать, что этот процесс итераций является сходящимся.

3°. Проверка на кавитацию.

На этом этапе по методике изложенной в п.4, производится проверка найденных значений m^* и u^* на возможность возникновения кавитации и, при необходимости, корректировка этих значений.

4°. Расчет конструктивных параметров.

Приведем для справки формулы, позволяющие определить конструктивные параметры струйного насоса (рис.2) по найденным значениям h , m и u в соответствии с рекомендациями в [1], [2], [3] и других работах:

$$d_c = 0,55 \sqrt{\frac{Q_n}{H + H_n - h_2}}; \quad d_k = \sqrt{m} \cdot d_c;$$

$$\ell_u = 0,85 d_c; \quad \ell_k = 1,866 (d_2 - d_c);$$

$$\ell_c = \begin{cases} 0,92 d_{cr} - 0,9 d_c & \text{при } d_{cr} < d_k, \\ 0,92 d_{cr} - 0,9 d_c + 0,5 (d_{cr} - d_k) & \text{при } d_{cr} \geq d_k, \end{cases}$$

где

$$\begin{cases} 3,4 d_{cr} \sqrt{0,083 + 0,76 u} & \text{при } u \leq 0,5 \\ 1,55 d_c (1 + u) & \text{при } u > 0,5 \end{cases}$$

$$d_3 = \max \{3d_k; d_k + 2\ell_c\}$$

$$\ell_{kc} = 8d_k; \quad \ell_g = 6(d_1 - d_k).$$

6. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ "В"

Заданы параметры H_n , q , Q_c , H_0 , n , V и список № I лопастных насосов, для которых известны номинальные параметры Q_n , H_n и η_n — подача, напор и КПД.

1°. Вычисляем высоту подъема воды $H = H_n + \frac{Q_c}{q}$ и величину $u = Q_c/Q_n$, $W' = H_n/H$ и $W'' = 0,525u^2 + 2,591u + 0,426$ для каждого насоса из списка № I.

2°. Так как $h_0 < h$, $h_0 = \frac{H}{H + H_n} = \frac{1}{1 + W'}$ и в оптимальном режиме $h = \frac{1}{1 + W''}$, то для подходящих насосов должно выполняться условие $W' > W''$. Составим список № 2 из тех насосов, для которых это условие выполнено, расположив их в этом списке в порядке убывания коэффициента подсоса u (то есть в порядке возрастания подач Q_n насосов). В тех случаях, когда коэффициенты u одинаковы для нескольких насосов, записываем их в порядке убывания значений $\frac{H}{H_n} \eta_n$. Если $u_1 = u_2$, то предпочтение отдается насосу, для которого большим является КПД всей установки:

$$\eta_{uc} = \frac{H Q_c}{H_n Q_n} \eta_n = u \frac{H}{H_n} \eta_n.$$

Если список № 2 пуст, то ни один из лопастных насосов из заданного списка не может удовлетворить условиям поставленной задачи.

Если список № 2 не пуст, то для I-го насоса из этого списка решаем задачу "А", затем сравниваем найденное по расчету значение $Q_c^{рас}$ с заданным Q_c и если $Q_c^{рас} \geq Q_c$, то решение окончено.

При $Q_c^{рас} < Q_c$ следует решить задачу "А" для 2-го насоса из списка № 2 и т.д.

7. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ "С"

Заданы параметры H_n , q , Q_c , H_0 , n , V , и H_0 .

1°. Первое приближение.

Принимаем $H_p \approx H_0 + \frac{Q_c}{q}$, $H_3 \approx H_n + \frac{Q_c}{q}$, $h = \frac{H_0}{H_p}$

и по найденной величине h вычисляем m^* , u^* (п.4) и расход рабочего потока $Q_p = Q_n = Q_c/u^*$ (так как $Q_c = const$, а u^* максимально при данном h , то Q_p будет наименьшим из возможных). Далее вычисляем по формулам (7) гидравлические потери h_1 и h_2 и уточняем h .

2°. Последующие итерации.

Уточненное значение h находим по формуле

$$h = \frac{H_n + \frac{Q_c}{q} + h_1}{H_n + \frac{Q_c}{q} - h_2},$$

по нему определяем m^* , u^* , $Q_p = \frac{Q_c}{u^*}$ и т.д. Процесс продолжается до тех пор, пока модуль очередного приращения h не окажется меньше $\epsilon = 0,001$.

Далее следует провести проверку на кавитацию и, при необходимости, корректировку найденных значений m и h (п.4), а затем расчет конструктивных параметров по формулам п.5,4° с одним изменением:

$$d_c = 0,55 \sqrt{\frac{Q_p}{H_n + \frac{Q_c}{q} - h_2}}.$$

В заключение отметим, что по разработанной методике А.П.Плыковым и автором составлена программа "Расчет струйной установки для подъема воды из скважины" (АРМ), которая является коммерческим продуктом МГП "ВОДИНФОРМ" (Ташкент, НПО САНИИРИ).

Список использованной литературы

1. Неминский М.Л. Применение эжекторов в гидротехнических сооружениях. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 95 с.
2. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. — М.: Энергия, 1970. — 287 с.
3. Лямая Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1968. — 278 с.

А.С.Касымбеков, канд.техн.наук,
Б.С.Джаббергенов
(НПО САНИИРИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ ПОТОКА В КРУПНЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ КАНАЛАХ С УЧЕТОМ ТРАНСПОРТА НАНОСОВ

Транспорт наносов и течение воды связаны друг с другом таким образом, что их полностью разделить невозможно. Существует достаточно формул, выражающих взаимосвязь этих явлений в неустановившихся условиях. В одномерном случае приемлемая математическая модель сводится к следующей системе уравнений /1/:

— уравнение неразрывности водного потока

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

— динамическое уравнение водного потока

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + g \frac{\partial h}{\partial x} + g \frac{\partial z}{\partial x} + g S(u, h) = 0, \quad (2)$$

+ уравнение неразрывности для расхода наносов

$$(1 - n_o) \bar{B} \frac{\partial z}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} = 0, \quad (3)$$

— совместно с формулой транспорта наносов

$$G = G(u, h), \quad (4)$$

где X — пространственная координата, измеряемая вдоль длины канала; t — время; h — уровень воды; Z — отметка дна над уровнем отсчета; u — средняя по сечению скорость;

S — гидравлический уклон при установившемся течении; G — расход транспортируемых наносов в единице объема за единицу времени; g — ускорение силы тяжести; B — ширина свободной поверхности; $\bar{B}$ — ширина сечения, охватываемая транспортом донных наносов; n_o — пористость материала русла.

Уравнение (4) представляет собой символическую запись расхода наносов. Оно может быть простым и выражать функцию

характеристик потока и материала русла канала или представлять собой систему уравнений.

Используя теорию движения взаимопроникающих многофазных сред / 2 / и предполагая, что движущаяся вода, идущая на орошение, по своему составу не всегда однородна и имеет в составе твердые частицы, определяли расход транспортируемых наносов / 3 /. Согласно этому водный поток рассматривался как смесь, состоящая из воды и твердых частиц.

Система дифференциальных уравнений (I) - (3) связывает три неизвестные функции $h(x, t)$, $u(x, t)$ и $z(x, t)$ с независимыми переменными x и t .

Для однозначности решения системы уравнений (I) - (4) необходимо задать начальные и граничные условия. Начальные условия имеют вид

$$u(x, t_0) = u_0(x), \quad h(x, t_0) = h_0(x), \quad z(x, t_0) = z_0(x), \quad (5)$$

где $u_0(x)$, $h_0(x)$, $z_0(x)$ - заданные функции от x .
Граничные условия

$$\left. \begin{aligned} F_1[u(0, t), z(0, t), u_1(t)] \\ F_2[u(0, t), z(0, t), z_1(t)] \\ F_3[h(0, t), h_1(t) = 0] \end{aligned} \right\} \text{ при } x=0 \quad (6)$$

где F_1 , u_1 , z_1 и h_1 - заданные функции собственных аргументов.

Расход смеси определяется по формуле / 4 /

$$Q_{см} = \iint_{\omega} (f_1 u_1 + f_2 u_2) d\omega, \quad (7)$$

где $u_{1,2}$, $f_{1,2}$ - скорость и концентрация соответствующей фазы (первой фазе соответствует жидкость, второй - твердые частицы);

ω - площадь живого сечения.

Согласно / 5 /, введем понятие объемного содержания фазы / 4 /

$$f_1 + f_2 = 1, \quad (8)$$

где f_1 , f_2 - концентрация первой и второй фазы (вода + твердая частица).

Согласно (7), расход второй фазы определим следующим образом:

$$G = \iint_{\omega} f_2 u_2 d\omega. \quad (9)$$

Из-за сложности определения скорости второй фазы (u_2) преобразуем ее через другие параметры потока.

Скорость осаждения частиц в воде определим по формуле В.Н.Гончарова / 6 /

$$u_k = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{2gd}{1,75} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right)}, \quad (10)$$

где u_k - гидравлическая крупность; A - параметр турбулентности; γ_1 - удельный вес первой фазы (жидкости); γ_2 - удельный вес второй фазы (твердой частицы); d - средний диаметр твердых частиц.

Отметим, что для каждой крупности параметр турбулентности (A) будет иметь определенное значение, зависящее лишь от температуры воды.

Относительную скорость локального обтекания влеконых зернистых материалов определим по формуле / 7 /

$$U = U_1 - U_2. \quad (11)$$

Связь между гидравлической крупностью u_k и скоростью U запишем в виде / 4 /

$$U = \varphi u_k, \quad (12)$$

где $\varphi = [1,75 \mu_r (\gamma_{см} - \gamma_1) / f_1 (\gamma_2 - \gamma_1) (\mu_r A_n + A_k)]^{1/2}$;

μ_r - коэффициент трения; A_n , A_k - коэффициенты лобовой и подъемной силы, определяемые экспериментально / 8-10 /;

$\gamma_{см} = f_1 \gamma_1 + f_2 \gamma_2$ - удельный вес смеси.

Приравняв правые части выражений (11) и (12), находим

$$u_2 = U_1 - \varphi u_k. \quad (13)$$

Подставив (13) в (9), получим

$$G = \iint_{\omega} f_2 (u_1 - \varphi u_k) d\omega. \quad (14)$$

Изменение концентрации второй фазы (f_2) для мелких илистых фракций описывается следующим образом / II /:

$$f_2 = f_{20} e^{-\beta(y-z)}, \quad (15)$$

где f_{20} - концентрация второй фазы у дна; Здесь $\beta = \frac{(2m_1 C_m u_k)}{g(N-z)\beta_0 u_{cp}}$; z - ордината профиля дна, рассчитываемая от плоскости сравнения; m_1 - коэффициент, равный по Буссинеску - 22,3; по Базену - 24 и по Караушеву - $0,35 C_m + 3$ при $10 \leq C_m \leq 60$; β_0 - коэффициент, определяемый экспериментально.

Средняя скорость потока (u_{cp}) в значении коэффициента вычисляется по формуле Шези

$$u_{cp} = C_m \sqrt{RI}, \quad (16)$$

где $I = i_0 - \partial h / \partial x$ - уклон свободной поверхности; i_0 - уклон дна канала.

Далее требуется определить предельную концентрацию второй фазы у дна (f_{20}), которая зависит от гидромеханических условий в придонном слое.

По формулам В.М.Маккавеева / I2 / после некоторых преобразований получено выражение

$$f_{20} = \xi \frac{u_k - v_*}{u_k + v_*} \frac{g u_{cp}}{H \gamma_2} e^{-\frac{d_r y}{2\ell}}, \quad (17)$$

где ξ , d_r - коэффициенты, определяемые опытным путем; $v_* = \sqrt{RgI}$ - динамическая скорость потока; $\ell = \left[\frac{C_m}{2m_1} - \frac{1}{3} \right]$ - длина пути перемешивания частиц.

Скорость течения первой фазы в произвольно выбранной точке на скоростной вертикали определим по степенному закону

$$u_1 = u_m \eta^{1/m_0}, \quad (18)$$

где u_m - максимальная скорость на вертикали; $\eta = \frac{y}{h}$ - относительная глубина, равная отношению расстояния от точки отсчета до дна потока к глубине воды на вертикали; m_0 - параметр,

зависящий от коэффициента гидравлического трения.

Если соотношения между средней (u_{cp}) и максимальной (u_m) скоростями на вертикали принять по Г.В.Железнякову / I3 /

$$u_{cp} = \frac{m_0}{m_0 + 1} u_m \quad (19)$$

и применить формулу Маннинга / I4 / для вертикали

$$u_{cp} = \frac{\sqrt{i}}{n} h^{2/3}, \quad (20)$$

то из (19) и (20) получим

$$u_m = \frac{m_0 + 1}{m_0} \frac{\sqrt{i}}{n} h^{2/3}. \quad (21)$$

Для определения (m_0) Г.В.Железняковым предложена зависимость

$$m_0 = K C_b^*, \quad (22)$$

где $K = 0,3 + 2/(1 + C_b^*)$; $C_b^* = C_b / \sqrt{g}$ - безразмерный коэффициент Шези на вертикали.

Коэффициент Шези на вертикали (C_b) примем по формуле Н.Н.Павловского / I3 /

$$C_b = \frac{1}{n} H^y, \quad (23)$$

где $y = 2,5 \sqrt{n} - 0,75 \sqrt{n} (\sqrt{n} - 0,10) - 0,13$;

$$n = \frac{\alpha + 1,0}{\alpha - 1,5} \frac{0,31089 d^{1/4}}{\sqrt{g} \ln \left(\frac{31y + 2d}{y + 2d} \right)} \quad \text{— коэффициент шероховатости /I4/;} \quad (24)$$

$$\alpha = 0,97281 \ln \frac{h}{d} - 0,03961 \left(\ln \frac{h}{d} \right)^2 + 2,2.$$

Таким образом, уравнение (4) сведено к виду (14). Используя зависимости (12) - (24), можно определить расход транспортируемых наносов в единице объема за единицу времени.

Уравнения (1) - (4) образуют нелинейную систему дифференциальных уравнений в частных производных, для решения которых применяются численные методы интегрирования с использованием ЭВМ.

Список использованной литературы

1. Кунж Ж.А., Холии Ф.М., Вербей А. Численные методы в задачах речной гидравлики. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 252 с.
2. Рахматуллин Х.А. Основы газодинамики взаимопроникающих движений. //ИЖ. - Т.20. - 1956. - № 22. - С.184-194.
3. Касимбеков А.С. Математические модели гидравлических режимов работы оросительных каналов с учетом движения твердых частиц. //Тезисы докл. Всесоюз. школы семина. "Автоматизация научных исследований и проектирования АСУТП в мелиорации" - Фрунзе, 1988. - С.97-98.
4. Шаусупов М. Движение многофазных потоков с переменным расходом в руслах. - Ташкент: Фан, 1981. - 161 с.
5. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т.1. - М.: Наука, 1976. - 530 с.
6. Гончаров В.Н. Основы динамики русловых потоков. - Л.: Гидрометеоиздат, 1954. - 451 с.
7. Леви И.И. Динамика русловых потоков. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1948. - 224 с.
8. Великанов М.А. Динамика русловых потоков. Ч.П. - М.: Гостехиздат, 1955. - 315 с.
9. Горенбейн В.Я. Расчет износа облицовок гидротехнических туннелей от истирания их донными наносами. //Изв. ТНСТЭН им.А.В.Винтера. - 1960. - Т.12. - С.178-188.
10. Нигматуллин Р.Н. Основы механики гетерогенных сред. - М.: Наука, 1978. - 336 с.
11. Карасев Н.Ф. Русловые процессы при переброске стока. - Л.: Гидрометеоиздат, 1976. - 288 с.
12. Печкуров А.Ф. Устойчивость русел рек и каналов. - Минск: Урожай, 1989. - 644 с.
13. Железняков Г.В. Гидрометрия. - М.: Колос, 1968. - 290 с.
14. Чертоусов М.Д. Гидравлика. Специальный курс. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. - 640 с.

Рефераты

УДК 626.83

Способ снижения энергозатрат на насосных станциях с длинными трубопроводами. Рахимов Ш.Х., Андаев Х.Ш., Хохлов А.В., Халматов В.А.

Приводятся данные о характеристиках и режимах работы НС в Узбекистане, особенности эксплуатации НС с длинными напорными трубопроводами. Рассматривается способ снижения потерь электроэнергии и повышения эффективности эксплуатации НС с использованием перепускного сооружения.

Библ.3, иллюстр.3, табл.3.

УДК 621.694.31/33

Влияние изменения рабочего напора на его механические параметрн. Хохлов А.В., Маннапов Н.Н.

Статья посвящена использованию струйных аппаратов для откачки воды из зданий насосных станций при их аварийном затоплении. Откачка воды с помощью струйных аппаратов, которые могут работать от потенциальной энергии потока, находящегося в напорном трубопроводе, значительно повышает надежность работы насосной станции.

Библ.4, иллюстр.2.

УДК 65.011.56:626.81

Информационное и программное обеспечение подсистемы "Водные ресурсы" АСУБ Сырдарьи. Соколов В.И.

В статье рассматривается структура информационной базы подсистемы "Водные ресурсы" АСУБ Сырдарьи и дается краткая характеристика ее программного обеспечения.

Библ.5, иллюстр.1.

УДК 537.811

Повышение линейности распределения магнитного поля в преобразователях с распределенными электромагнитными преобразователями. Амиров С.Ф., Баратов Р.Ж., Парманов А.Э.

Авторами предложено линейное преобразование выходного

сигнала в электромагнитных преобразователях. Для компенсации энергии используется дополнительное намагничивание обмотки на магнитных линиях.

Библ.3, иллюстр.3.

УДК 621.671

Исследование работы центробежного насоса в турбинном режиме. Хусанов М.А., Дам Ши Хуан

В статье приводится анализ работы центробежного насоса в турбинном режиме. Определяются энергетические показатели насоса в турбинном режиме с помощью уравнения Эйлера. Предлагается методика расчета коэффициента полезного действия насоса в турбинном режиме в зависимости от режима работы и герметических данных рабочего колеса насоса. Полученные расчетным путем по данной методике значения КПД сравниваются со значениями, полученными из круговой характеристики.

Библ.6, иллюстр.1, табл.2.

УДК 681.3.06:626.83.004

Расчет на ЭВМ режимов работы насосных станций с центробежными агрегатами. Бобров Ю.И., Давронов Ш.Р., Хохлов А.В., Халматов В.А.

Статья посвящена разработке математической модели и программы расчета на ЭВМ статических режимов работы группы разнотипных центробежных насосных агрегатов, работающих на общий напорный трубопровод, и анализу результатов расчетов, проведенных для Джизакских насосных станций. Модель, построенная в виде системы нелинейных уравнений, позволяет учитывать потери гидравлических сопротивлений, возникающих в местах слияния потоков.

Библ.5, иллюстр.2, табл.2.

УДК 627.534:621.332

Определение подачи удельной нормы расхода электрической энергии насосной установки. Хусанов М.А., Парманов А.Э.

В работе предлагается способ определения подачи насосной установки по мощности, потребляемой из сети во время работы. На основе рабочих характеристик насоса и характе-

ристики трубопровода определяется мощность на валу насоса. Для определения мощности на валу насоса по мощности, потребляемой из сети, предлагается методика расчета рабочих характеристик синхронного двигателя на ПЭВМ.

В зависимости от потребляемой активной мощности двигателя с использованием ПЭВМ на основе рабочих характеристик насоса и синхронного двигателя определяются подача и удельная норма расхода электроэнергии.

Библ.3, иллюстр.1.

УДК 574:001.891.573

Построение и идентификация математической модели экологического процесса. Рахимов Б.Х.

Предлагается один из возможных путей моделирования сложных экологических процессов, позволяющий унифицировать информационные массивы трудно формализуемых объектов с неоднородными характеристиками.

Библ.2, иллюстр.2.

УДК 626.366

Водосберегающая технология с замкнутым циклом водопотребления. Худайбердыев Х.

Дренажно-аккумуляционно-увлажнительная система (ДАУ) основана на возможности устранения глубинного сброса при бороздковом поливе, при котором во время вегетации теряется до 50% воды. Глубинный сброс устраняется путем его перехвата V-образной дренажной системой, охватывающей поле рядами, расстояние между которыми 2,4 м, глубина заложения - 1,23 м. Перехваченная вода с помощью закрытых трубопроводов направляется в специальный водоем или закрытый накопитель с целью повторного ее использования для полива.

Иллюстр.1.

УДК 631.675

Управление капельным поливом по капиллярно-сорбционному потенциалу. Стулина Г.В.

В статье приводятся результаты исследований работы израильской системы капельного орошения. Установлено,

что наблюдение за режимом капиллярно-сорбционного потенциала почвенной влаги позволяет оценить равномерность и качество увлажнения при различных режимах капельного орошения. Приводятся диапазоны значений капиллярно-сорбционного потенциала, характеризующие состояние почвы, на основании которых принимается решение и осуществляется управление режимом полива.

Иллюстр. 3.

УДК 001.8:556.537

Изучение руслового процесса на основе дистанционного измерения. Мирзиятов М.

В статье описывается метод определения элементов потока на основе использования космических съемок исследуемой территории (р. Амударья, водозабор в каналы "Искра" и им. Ленина). Предлагается методика определения глубины, ширины и мутности потока по картам космической съемки, принимая за основу тон изображения.

Библи. 2, иллюстр. 10, табл. 1.

УДК 532

Гидравлические характеристики потока, стесненного поперечными дамбами, с учетом частичного заиливания междамбового пространства. Ирмухамедов Х. А., Бакиев М. Р., Рахматов Н.

В работе приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований, проведенных для изучения влияния междамбового пространства на гидравлику растекающегося потока. Получены гидравлические и аналитические зависимости, позволяющие определить местоположение створа максимального подпора и сжатого сечения, границы между гидравлически однородными зонами, а также рассчитать скоростное поле потока с учетом заиливания междамбового пространства.

Библи. 6, иллюстр. 2.

УДК 626.882.2

К вопросу о рыбозащите на бесплотинных водозаборах. Мухамедов Д. А.

Приведены данные натурных и лабораторных исследований участка водозабора из верхнего Ташкентского канала в Рама-

данскую насосную станцию. Предложен вариант рыбозащитной установки эколого-гидравлического типа для данного узла.

Библи. 6, иллюстр. 1.

УДК 626.833

Расчет струйной установки для подъема воды из скважины.

Теплицкий И. С.

При известных статическом уровне подземных вод и удельном дебите скважины решаются задачи: расчет погружного эжектора наибольшей производительности для имеющегося лопастного насоса, который находится на поверхности; выбор среди нескольких лопастных насосов нагнетателя и расчет к нему погружного эжектора таким образом, чтобы установка осуществляла заданный отбор подземных вод с максимальным КПД; расчет погружного эжектора, осуществляющего заданный отбор подземных вод из скважины с использованием минимальной подачи рабочей жидкости из водоема.

Библи. 3, иллюстр. 2, табл. 1.

УДК 532.5:001.891.573

Математическая модель неустановившегося движения потока в крупных оросительных каналах с учетом транспорта наносов. Касымбеков А. С., Джаббергенов Б. С.

В статье обобщены результаты разработки математических моделей неустановившегося движения потока в крупных оросительных каналах с учетом транспорта наносов.

Библи. 14.

	Стр.
I. Рахимов Ш.Х., Андаев Х.Ш., Хохлов А.В., Халматов В.А. Способ снижения энергозатрат на насосных станциях с длинными трубопроводами	3
2. Хохлов А.В., Маннапов Н.Н. Влияние изменения рабочего напора струйного насоса на его технические параметры	16
3. Соколов В.И. Информационное и программное обеспечение подсистемы "Водные ресурсы" АСУБ Сырдарьи	22
4. Амиров С.Ф., Баратов Р.Ж., Парманов А.Э. Повышение линейности распределения магнитного поля в преобразователях с распределенными электромагнитными параметрами	32
5. Хусанов М.А., Дам Ши Хуан. Исследование работы центробежного насоса в турбинном режиме	35
6. Бобров Ю.И., Давронов Ш.Р., Хохлов А.В., Халматов В.А. Расчет на ЭВМ режимов работы насосных станций с центробежными агрегатами	41
7. Хусанов М.А., Парманов А.Э. Определение подачи и удельной нормы расхода электрической энергии насосной установки	54
8. Рахимов Б.Х. Построение и идентификация математической модели экологического процесса	61
9. Худайбердыев Х. Водосберегающая технология с замкнутым циклом водопотребления	65
10. Стулина Г.В. Управление капельным поливом по капиллярно-сорбционному потенциалу почвы	70
11. Мирзиятов М. Изучение руслового процесса на основе дистанционного измерения	77
12. Ирмухамедов Х.А., Бакиев М.Р., Рахматов Н. Гидравлические характеристики потока, стесненного поперечными дамбами, с учетом частичного заиления междамбового пространства	91

13. Мухамедов Д.А. К вопросу о рыбозащите на бесплодных водозаборах	99
14. Теплицкий И.С. Расчет струйной установки для подъема воды из скважины	104
15. Касымбеков А.С., Джаббергенов Б.С. Математическая модель неустановившегося движения потока в крупных оросительных каналах с учетом транспорта наносов	115
Рефераты	121