

ВОПРОСЫ ГИДРОТЕХНИКИ

ВЫПУСК

5

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УЗБЕКСКОЙ ССР

ЎЗБЕКИСТОН ССР ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ
СУВ ПРОБЛЕМАЛАРИ ВА ГИДРОТЕХНИКА ИНСТИТУТИ

ГИДРОТЕХНИКА МАСАЛАЛАРИ

5-КИТОБ

МАШИНА ЕРДАМИДА СУҒОРИШ ҲАМДА СУҒОРИШ
СИСТЕМАЛАРИ ҚУРИЛИШНИ МЕХАНИЗАЦИЯЛАШ

ЎЗБЕКИСТОН ССР ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ НАШРИЁТИ
ТОШКЕНТ-1962

АКАДЕМИЯ НАУК УЗБЕКСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ВОДНЫХ ПРОБЛЕМ И ГИДРОТЕХНИКИ

ВОПРОСЫ ГИДРОТЕХНИКИ

ВЫПУСК 5

МАШИННОЕ ОРОШЕНИЕ И МЕХАНИЗАЦИЯ
СТРОИТЕЛЬСТВА ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УЗБЕКСКОЙ ССР

ТАШКЕНТ-1962

В настоящем сборнике рассматриваются вопросы проектирования систем зонального машинного орошения, насосных станций и закрытой ирригационной сети.

Даются рекомендации по вопросам нормирования работы оросительных установок временного типа, сообщается о внедрении новой марки насосов для вертикального дренажа. Приводятся результаты производственных испытаний в строительстве лотковых ирригационных каналов, закрытых дрена и автоматизации учета работы экскаваторов.

Статьи предназначаются для научных работников, работников проектных и строительных организаций водного хозяйства и студентов гидротехнических вузов.

Ответственный редактор
З. Х. Хусан-Ходжаев

В. А. БАРАНОВ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЗОНАЛЬНОГО МАШИННОГО ОРОШЕНИЯ

В настоящей работе, предназначенной главным образом для инженеров-гидротехников, проектирующих ирригационные системы с машинным подъемом воды, рассматриваются с точки зрения энергетики два вопроса: о разбивке орошаемого массива на зоны водоподдачи и о схеме размещения насосных станций.

Подъем воды равнозначен увеличению запаса ее потенциальной энергии. Прирост энергии воды осуществляется на насосной станции путем преобразования подводимой со стороны электрической, тепловой или гидравлической энергии.

Преобразование энергии неизбежно сопровождается потерями ее. Поэтому все основные узлы оборудования и сооружений насосной станции наряду с требованиями экономичного решения в строительстве должны быть подчинены задаче снижения потерь энергии в процессе ее преобразования.

К числу основных узлов относятся: двигатель, трансмиссия, насос, трубопровод, водоподводящие и водовыпускные сооружения.

Потери энергии в гидротехнических сооружениях обычно выражаются в перепадах горизонтов протекающей через них воды и создают так называемые потери переподъема.

В табл. 1 приведены балансы энергии электрифицированных насосных агрегатов трех крупных оросительных станций современного типа. Из них видно, что наибольшие потери энергии (до 75%) наблюдаются в гидромеханических системах станций (насосах и трубопроводах). Это заставляет обращать внимание на подбор насосных агрегатов и трубопроводов, который неразрывно связан с выбором расчетных значений высоты подъема и производительности станции. Последние же выясняются в процессе разработки ирригационной части проекта орошения заданного массива.

Оросительная насосная станция должна удовлетворять следующим требованиям, необходимым и достаточным для обеспечения ее нормальной работы: станция должна обеспечивать подачу форсированных расходов по графику водопотребления; средняя за год стоимость полезной работы станции должна быть наименьшая; при колебаниях высоты подъема в насосах не должно возникать кавитационных или неустойчивых режимов, а двигатели не должны подвергаться опасной перегрузке; запас мощности двигателей должен быть по возможности минимальным. Если хотя бы одно из этих требований не

будет выполнено, в работе станции возникнут определенные недостатки.

Для выполнения требований в процессе проектирования станции существуют следующие возможности: выбирать число зон орошения, варьировать распределение орошаемых земель по зонам, рассматривать различные схемы размещения насосных установок по ступеням водоподачи, сообразуясь с рельефом местности; изменять число агре-

Таблица 1

Балансы энергии насосных агрегатов зональных оросительных станций в Ленинабадской области ТаджССР (по проектным данным)

Показатели	Насосная станция					
	„Дальвер- зин I“		„Дальвер- зин II“		„Самгар II“	
	квт	%	квт	%	квт	%
Электрическая подводимая мощность	1235	100	1285	100	908	100
Потери в электродвигателе	65	5,25	78	6,1	56	6,2
Потери в трансмиссии	Нет					
Потери в насосе	170	13,75	217	16,9	155	17,2
Потери в трубопроводе	64	5,2	105	8,2	12	1,3
Потери перепада	Почти нет					
Полезная мощность	936	75,8	885	68,8	685	75,3
Номинальная мощность двигателя на его валу	1500	100	1520	100	950	100
Эффективная мощность на валу двигателя	1170	78	1207	79	852	89,4
Недогрузка двигателя	330	22	325	21	98	10,6

гатов каждой ступени; подбирать насосы того или другого типа по быстроходности; использовать возможность подрезки рабочих колес насосов.

Кроме того, социалистическая система хозяйства дает возможность решать задачи машинного орошения в широком масштабе, не ограничивая их административным делением территории.

Таким образом, всегда существует возможность наметить несколько вариантов основного оборудования насосной станции и выбрать наиболее подходящий из них.

Выбор насосных агрегатов может быть разделен на три части.

I. Назначение вариантов числа зон орошения и ступеней подачи воды, определение расчетных величин высоты подъема и требуемой подачи воды для каждой ступени.

II. Назначение вариантов числа насосных агрегатов и их расчетной производительности по ступеням водоподачи. Предварительный или первичный подбор насосов и двигателей в нескольких вариантах. Отбор из них наиболее перспективных.

III. Выбор насосных агрегатов на основании сравнения технико-экономических показателей отобранных вариантов.

Ниже рассматриваются вопросы, относящиеся только к первой части выбора насосных агрегатов; решать их приходится в основном ирригаторам при подготовке задания на проектирование насосных станций.

СХЕМЫ СТУПЕНЧАТОГО ПОДЪЕМА ВОДЫ

Допустим, что машинное орошение проектируется на некотором оконтурированном земельном массиве с установленным для него планом хозяйственного освоения и режимом орошения запланированных культур.

Характеристиками зонального машинного орошения являются: число зон, их высотное размещение и схема водоподачи, определяющая особенности устройства насосных станций и трубопроводов.

Выбор числа зон водоподачи и их высотное размещение в системе машинного орошения представляют собой комплексную задачу, которую приходится решать на основании анализа рельефа орошаемого массива, организации территории хозяйств, расположенных на этом массиве, перспектив их развития и очередности освоения земель.

Основной экономический эффект, получаемый от разделения орошаемого массива на зоны водоподачи, заключается в снижении стоимости машинного орошения за счет уменьшения расхода энергии на подъем воды.

Известно, что стоимость горючего или электроэнергии — главная статья расходов при эксплуатации оросительных установок.

Примером может служить система электромашинного орошения в Ленинабадской области ТаджССР. В нее входят 12 крупных насосных станций современных типов, пущенных в эксплуатацию в период с 1953 по 1960 г. В табл. 2 приведены отчетные данные эксплуатации восьми из этих станций за 1959 г. Они показывают, что плата за

Таблица 2

Данные эксплуатации насосных установок Ленинабадской области за 1959 г

Показатели	Насосная станция							
	„Сам- гар I“	„Ходжа- Бакир- ган I“	„Ходжа- Бакир- ган II“	„Даль- верзин I“	„Унд- жи I“	„Унд- жи II“	„Нау I“	„Нау II“
Год пуска в эксплуата- цию	1958	1958	1959	1958	1953	1954	1956	1957
Число агрегатов	7	7	6	4	4	4	4	2
Общая установленная мощность, квт	8680	8680	9780	4750	1360	920	2280	950
Затраты на эксплуа- тацию за год, тыс. руб. ¹	2225,9	1879,0	984,8	1173,1	382,7	250,4	734,6	346,4
Составляющие затрат на эксплуатацию, %: содержание штата	6,95	8,24	10,80	11,65	19,3	31,3	11,0	21,2
оплата электро- энергии	90,2	88,4	87,20	77,9	70,0	55,3	84,7	71,6
ремонт двигателей	2,7	3,36	2,00	8,83	9,77	12,65	3,98	6,65
ремонт насосов	0,15	—	—	1,62	0,93	0,75	0,32	0,55
Всего, %	100	100	100	100	100	100	100	100

¹ Данные приведены в старом масштабе цен.

электроэнергию составляет в среднем 78% общей суммы прямых затрат. Однако следует иметь в виду, что в отчеты не включены косвенные расходы, чем несколько завышена относительная величина слагаемых стоимости эксплуатации.

Данные ГрузНИИГиМа [3], опубликованные в 1956 г., характеризуют эксплуатацию электрифицированных оросительных насосных станций небольшой мощности (табл. 3).

Благодаря зональной подаче воды может значительно снизиться стоимость орошения, особенно если высотное размещение зон удовлетворяет условию максимального снижения энергетических затрат.

Сложность выбора зон орошения заключается в том, что требует-

Таблица 3

Эксплуатационные показатели пяти оросительных насосных станций в Грузии

Показатели	Насосная станция				
	„Церо- ван-Геро- ванская“	„Грма- гельская I“	„Грма- гельская II“	„Дагом- ская“	„Соган- легская“
Орошаемая площадь, га	1100	1240	605	1000	967
Удельная мощность, квт/га	0,45	0,71	0,73	0,32	0,59
Полная стоимость эксплуатации, руб/год ¹	267 100	193 100	98 060	134 400	153 900
Составляющие стоимости, %:					
электроэнергия	66,3	72,5	48,1	50,2	50
содержание штата	23,9	18,9	37,3	30,0	24,4
очистка каналов и ремонт соору- жений	6,6	3,8	4,4	10,5	15,1
ремонт зданий, эксплуатационные материалы и технадзор	3,2	4,8	10,2	9,3	10,5
Всего, %	100	100	100	100	100

¹ Данные приведены в старом масштабе цен.

ся решать одновременно две задачи — удобно организовать террито-
рии хозяйств на орошаемом массиве и достигнуть наибольшего сни-
жения стоимости машинного орошения за счет экономии мощности
установок.

Просмотр проектных заданий насосных станций на массивах с
зональным орошением показал, что при выборе зон орошения и сту-
пеней подачи воды основное внимание уделяется соображениям чисто
иригационного характера. Такой подход к проектированию зониро-
ванных систем машинного орошения со стороны проектировщиков-
иригаторов нельзя считать правильным. При разбивке орошаемой
территории на зоны обязательно должны учитываться условия эконо-
мии электроэнергии наравне со всеми другими соображениями, влияю-
щими на выбор ступеней подачи воды.

Научно-исследовательские темы о зональной подаче воды при
машинном орошении прорабатывались в ГрузНИИГиМе Г. П. Войнич-
Сяноженцким [2, 3] и в Институте водных проблем и гидротехники
АН УзССР С. Ю. Юльчиевым [5, 6].

Результаты проработки вопроса о зонировании, проведенной
Г. П. Войнич-Сяноженцким для целого ряда объектов машинного
орошения в Грузинской ССР, позволили ему сделать следующие вы-
воды, которые могут быть положены в основу выбора ступеней во-
доподачи.

1. Зонирование на местности с рельефом, представляющим собой,
вогнутую поверхность, в энергетическом отношении более эффективно,
чем зонирование на местности с выпуклым рельефом.

2. Наибольшая экономия энергии получается при разбивке на две и три зоны водоподъема. Добавление четвертой и тем более пятой зоны дает очень малую дополнительную экономию энергии, измеряемую единицами процентов.

3. Полезная работа зонированного подъема воды не зависит от размещения водоподъемных установок по зонам. При любой схеме водоподдачи — параллельной, последовательной или смешанной — она остается одной и той же. Ниже показаны различные схемы водоподдачи при двух- и трехзональном орошении.

Общая потеря энергии во всех трубопроводах зональных насосных станций также практически почти не изменяется, если число зон остается постоянным. Это происходит потому, что скорости воды в трубопроводах всегда выбираются близкими к экономическому значению, лежащему в довольно узких пределах.

4. Общий объем земляных работ по магистральным каналам и распределителям первого порядка при разбивке на зоны не увеличивается по сравнению с однозональным вариантом, если рельеф орошаемой территории плоский или вогнутый. В случае выпуклого рельефа местности при разбивке на зоны несколько увеличивается объем земляных работ по каналам — преимущественно за счет влияния кособорности.

Зональное машинное орошение с числом ступеней водоподдачи свыше четырех применяется на практике, но это вызывается только необходимостью [1] — чаще всего соображениями проектирования ирригационной сети или условиями подбора насосов. Больше всего таких оросительных систем имеется в Таджикистане. Так, например, в проектном задании расширения машинного орошения Янтакского массива в Таджикской ССР (1960 г.) Средазгипроводхлопком приняты пять зон орошения, обслуживаемые четырьмя насосными станциями.

По проекту Таджикгипроводхоза в 1961 г. закончено строительство системы машинного орошения Ляурского массива с пятью зонами орошения. Они обслуживаются шестью последовательно работающими насосными станциями, из которых станция № 0 не имеет подвешенной площади: она только питает подводящий канал первой зональной станции.

По плану развития машинного орошения в ТаджССР, составленному при участии Гипроводхоза МСХ СССР, намечены объекты, имеющие 10 и даже 14 ступеней подъема воды.

С точки зрения строительства и организации эксплуатации лучше всего иметь одну насосную станцию с установленными на ней агрегатами различных ступеней подъема. Однако это осуществимо далеко не всегда. По условиям рельефа местности приходится проектировать установки, размещенные по ступеням водоподдачи [4, 8].

При двухзональной системе возможны четыре принципиальные схемы размещения насосных установок. Они показаны на рис. 1 б.

По схеме I все насосные агрегаты устанавливаются в одном здании и обслуживают отдельно каждую зону. Компоновка станции по такой схеме наиболее желательна.

По схеме II насосная станция первого подъема подает воду в канал первой зоны орошения, откуда часть воды перекачивают в канал второй зоны. Это наиболее распространенный вариант. По такой схеме действуют, например, насосные станции «Унджи I» и «Унджи II», а также и «Нау I» и «Нау II» в Ленинабадской области. Они построены по проектам Средазгипроводхлопка.

По схеме III одни и те же насосные агрегаты подают воду то на первую, то на вторую ступень, что снижает стоимость строительства. В этом случае насосные агрегаты должны иметь возможность изменять число оборотов насосов или переключать насосы с параллельной работы на последовательную в соответствии с требуемой подачей воды и напором в зависимости от режима работы трубопровода. Если такого

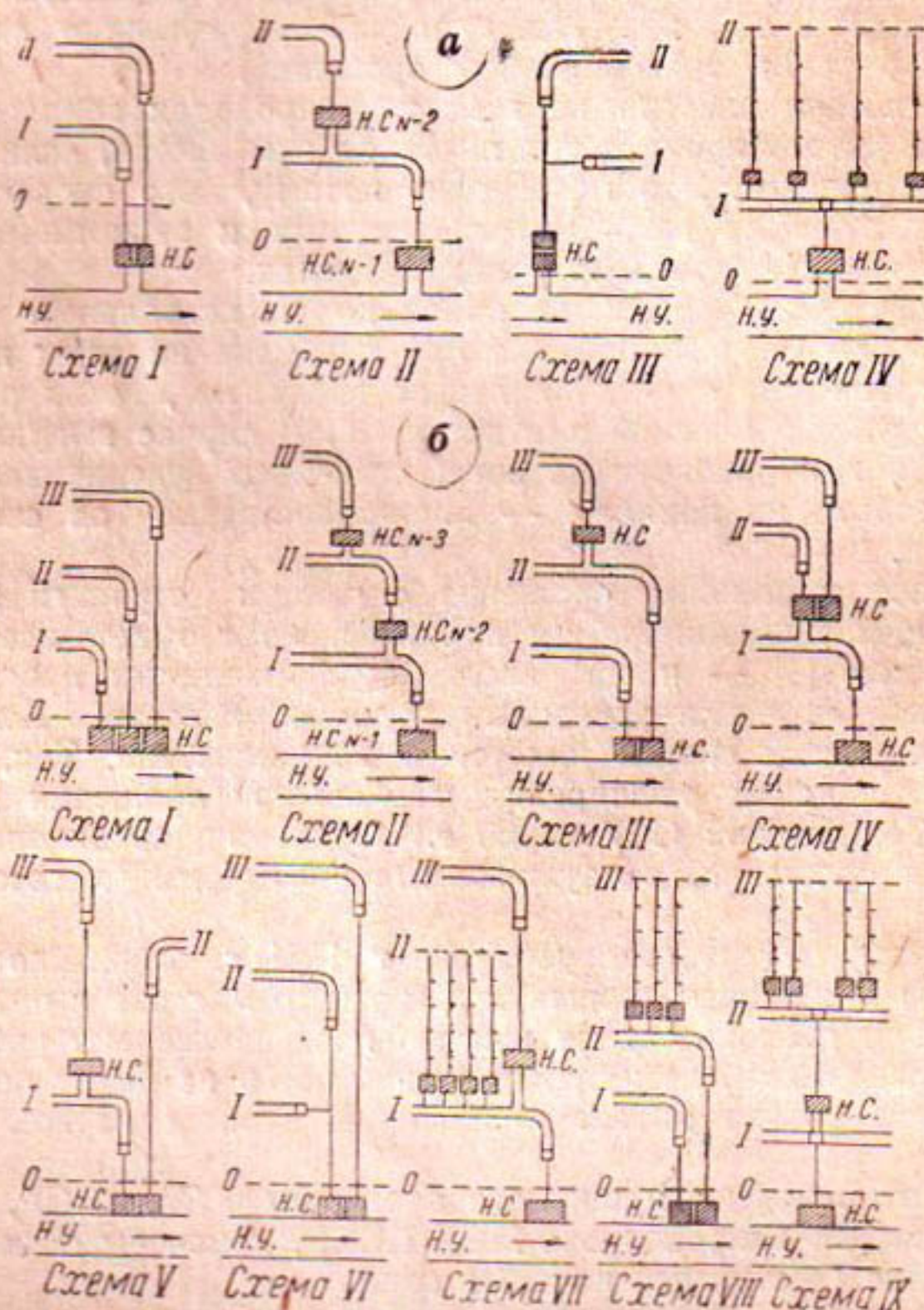


Рис. 1. Принципиальные схемы размещения насосных установок зонального машинного орошения:
а — двухзональная система; б — трехзональная.

регулирования насосов не производить, то при поливах нижней зоны будут существовать избыточные напоры насоса и значительная часть энергии агрегата будет расходоваться непроизводительно. В случае подачи воды одновременно в обе зоны режим работы насосной установки становится аналогичным режиму однозональной системы с подачей всего количества воды в высшую точку, но с уменьшенной потерей напора в верхнем участке трубопровода.

Режимы работы насосной установки по схеме III следующие:

$$1) Q = Q_1, H = H_1 + h_{w0-1},$$

$$2) Q = Q_2, H = H_2 + h_{w_{0-1}} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 + h_{w_{1-2}},$$

$$3) Q = Q_1 + Q_2, H = H_2 + h_{w_{0-1}} \cdot \left(\frac{Q_1 + Q_2}{Q_1}\right)^2 + h_{w_{1-2}}.$$

Такая схема удобна также и для установок временного типа.

По схеме IV верхняя зона орошается рассредоточенными небольшими насосными установками временного или постоянного типа. Применение рассредоточенных установок, подающих воду непосредственно в распределительную сеть, позволяет отказаться от строительства магистрального канала верхней зоны.

Кроме того, возможна экономия энергии за счет изменений высоты подъема при поливах верхних или нижних участков верхней зоны. Само собой понятно, что применение телемеханизации в этом случае особенно желательно.

При трехзональном орошении количество возможных схем размещения насосных агрегатов увеличивается более чем вдвое. Основные из них представлены на рис. 16. Наиболее распространенная из этих схем тоже вторая. По ней построены, например, каскады Самгарских и Ходжа-Бакирганских насосных станций в Ленинабадской области ТаджССР, запроектированных Гипроводхозом МСХ СССР.

По схеме III Таджикгипроводхозом составлено проектное задание второй очереди машинного орошения Урта-Бозского массива в долине реки Вахш.

По схеме VIII орошаются из Баяутского канала 10737 га в совхозе «Фархад» (Голодная степь). Из них 3740 га находятся в первой зоне с подъемом воды на 9 м и 3577 га — во второй с высотой подъема в 23,8 м. Остальные 3420 га в третьей зоне орошаются тринадцатью насосными установками, размещенными вдоль машинного канала второй зоны. Высоты подъема на этих установках лежат в пределах от 17 до 28 м. Эта система построена по проекту Узгипроводхоза. Нижняя насосная станция пущена в эксплуатацию в 1958 г., а насосные установки третьей зоны — в 1960.

Также Узгипроводхозом в 1958 г. составлено проектное задание Амукаракульского машинного канала с двумя насосными станциями трехзонального орошения по схеме IV. Из них нижняя, Алатская насосная станция, должна подавать 41,2 м³/сек на высоту 7,1 м, а верхняя, Каракульская, проектируется сдвоенной для подачи 19,5 м³/сек на высоту 5,4 м и 8 м³/сек на высоту 7,85 м. Общая орошаемая площадь превосходит 40 тыс. га.

Можно ожидать, что почти во всех случаях проектирования машинного орошения на крупных массивах представится возможность рассматривать, по крайней мере, два варианта зонирования водоподачи, включающих не менее четырех схем возможного размещения насосных установок по зонам. На установках, в свою очередь, могут быть рассмотрены варианты подбора насосов и двигателей не менее чем при двух значениях числа агрегатов.

Все вместе взятое позволяет подобрать по каталогам варианты насосно-силового оборудования в количестве, достаточном для того, чтобы найти экономически выгодные решения задачи.

При любой схеме зонированной водоподачи насосная станция первого подъема чаще всего находится в условиях наибольшего относительного колебания высоты подъема в течение оросительного перио-

да. Относительная величина колебания увеличивается с уменьшением высоты.

Чрезмерно большие относительные изменения высоты подъема приводят к снижению к. п. д. агрегатов станции и другим нежелательным явлениям вследствие искажений режима работы насосов. Поэтому проектная высота подъема воды для первой ступени должна быть согласована с допустимой величиной ее изменения в течение рабочего периода. Анализ рабочих характеристик насосов современных марок показывает, что нормальная работа насосов при постоянном числе оборотов может быть обеспечена, если колебания полного напора не превосходят следующих величин:

для центробежных насосов —

$$\frac{H_{\text{макс}}}{H_{\text{норм}}} < 1,1 \quad \text{и} \quad \frac{H_{\text{мин}}}{H_{\text{норм}}} > 0,8,$$

$$\frac{H_{\text{макс}}}{H_{\text{мин}}} < \frac{1,1}{0,8} = 1,4; \quad (1)$$

для осевых насосов —

$$\frac{H_{\text{макс}}}{H_{\text{мин}}} < \frac{1,25}{0,4} = 3,1. \quad (1a)$$

При чрезмерно больших относительных изменениях высоты подъема могут быть рассмотрены:

- 1) увеличение высоты первой ступени за счет расширения площади первой зоны;
- 2) регулирование насоса числом оборотов или разворотом лопастей рабочего колеса, если насос осевого типа;
- 3) применение напородобавочных агрегатов или переключение основных насосов с параллельной работы на последовательную;
- 4) применение двухскоростных электромоторов;
- 5) применение двух электромоторов с переключаемым редуктором на насосе.

В случае больших абсолютных колебаний нижнего уровня может быть применено водозаборное сооружение башенного типа или насосная станция, смонтированная на понтоне.

Разбивка орошаемой площади на зоны путем определения минимума стоимости орошения всего массива наиболее обоснована. Однако необходимые технико-экономические расчеты требуют довольно детальной проработки каждого варианта. Вместе с тем они показывают, что средневзвешенная для всей орошаемой площади стоимость кубометра воды зависит главным образом от общей затраты энергии на ее подъем. Кроме того, оказывается, что в зоне минимальных значений стоимостного показателя удельный расход энергии устойчив по отношению к небольшим изменениям в распределении общей высоты подъема по ступеням, если число их остается постоянным. Все это дает возможность уделить основное внимание энергетическим расчетам.

Ниже предлагается способ подбора ступеней подъема воды, основанный на подсчетах экономии, мощности. Его положительная особенность заключается в том, что он не связан с колеблющимися отметками уровня воды в источнике орошения.

Экономию мощности расходуемой на подъем воды без учета потерь энергии в насосной установке и трубопроводе можно определить

путем построения кривой, названной нами интегральной кривой водопотребления в зависимости от высот подъема по формуле

$$Q, \text{ м}^3/\text{сек} = \sum \frac{\Delta\omega \cdot q \cdot \alpha}{\eta_c \cdot 1000} = f(Z), \quad (2)$$

где $\Delta\omega$ — площадь полосы земли между горизонталями, га;
 q — расчетный гидромодуль орошаемых культур в пределах этой полосы, л/сек/га;
 α — коэффициент земельного использования полосы;
 η_c — к.п.д. ирригационной сети;
 Z — геодезическая отметка подъема воды.

На рис. 2а ломаной линией изображена интегральная кривая водопотребления. Она делит площадь координатного поля на верхнюю и нижнюю части. Часть площади, заключенная между интегральной кривой

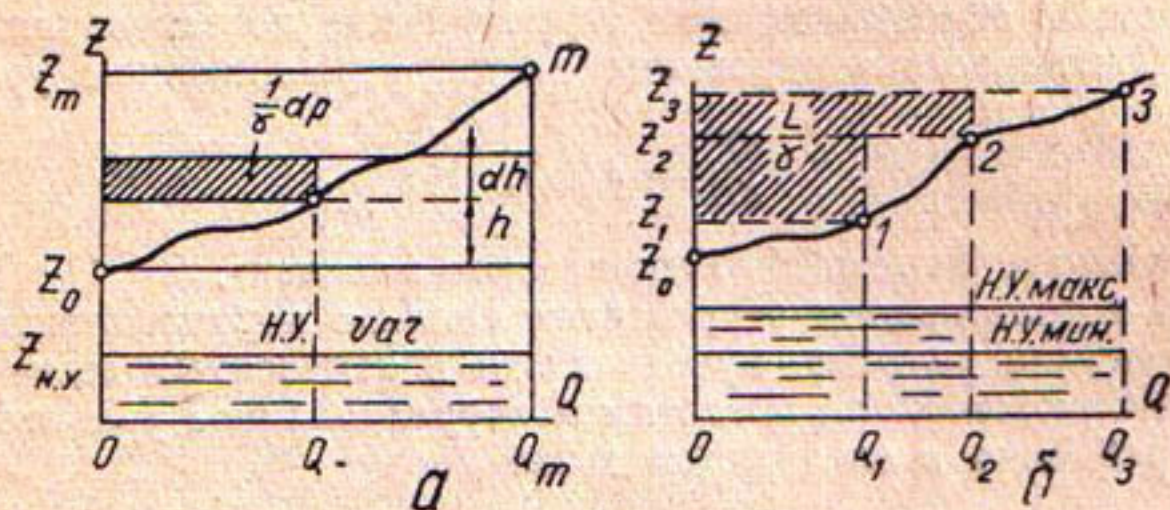


Рис. 2. Интегральная кривая водопотребления:
а — избыточная мощность при однозональном орошении; б — экономия мощности при трехступенчатой подаче воды.

вой и горизонталью уровня воды в источнике питания станции, эквивалентна полезной мощности подъема воды.

Верхняя часть площади, ограниченная сверху горизонталью высшей точки подъема воды, а снизу — интегральной кривой водопотребления, пропорциональна избыточной мощности, затрачиваемой на подъем воды при однозональном орошении.

В соответствии с обозначениями, принятыми на рис. 2а, эта избыточная мощность в общем виде равна

$$P = \gamma \cdot \int_{h=0}^{h=Z_m-Z_0} Q dh, \quad (3)$$

здесь h — переменная относительная отметка точек интегральной кривой.

На рис. 2б заштрихованная часть площади $\frac{L}{\gamma}$ определяет собой уменьшение избыточной мощности водоподъема при трехступенчатой подаче воды.

На объектах машинного орошения площади, подкомандные горизонтали местности, ограничиваются снизу источником питания насосных станций, а с боков — какими-либо водораздельными линиями.

Зависимость площади от геодезической отметки ее верхней гори-

горизонталю, представляющая собой так называемую характеристику рельефа, обычно изображается в виде ломаной кривой линии.

Интегральная кривая водопотребления в известной степени повторяет кривую характеристики рельефа. Различие в их форме согласно уравнению (1) создается в основном за счет гидромодулей орошаемых культур и коэффициентов земельного использования, которые могут иметь разные значения на отдельных участках подкомандной территории.

Для выбора энергетически выгодных ступеней подачи воды анализ интегральных кривых водопотребления можно производить на основе подбора корреляционных кривых и использования их уравнений.

В своих расчетах Г. П. Войнич-Сяноженцкий пользуется уравнением корреляционной кривой характеристики рельефа, представленным в виде.

$$\omega = A \cdot H^n + \omega_0,$$

а С. Ю. Юльчиев основывает свои теоретические исследования энергетической эффективности зонирования на дифференциальном уравнении

$$\frac{dF}{dH} = \omega(H),$$

которое он называет «плотностью орошаемого массива».

С целью использования результатов анализа корреляционных кривых характеристики рельефа, приведенного в отмеченных выше трудах Г. П. Войнич-Сяноженцкого, представим корреляционное уравнение кривой водопотребления в следующем виде:

$$Q = A \cdot h^n, \quad (4)$$

где Q — расход воды, требуемой для орошения площади, подкомандной данной верхней горизонталю, принятой за независимую переменную;

h — разность отметок верхней и нижней горизонталей площади;

A — эмпирический параметр;

n — эмпирический показатель степени¹.

Применение уравнения указанного вида без свободного члена допустимо в данном случае потому, что в расчетах экономии мощности мы не связаны с нижним бьефом (водоисточником) и можем выбирать начало координат в начале интегральной кривой (рис. 2а).

Определим избыточную мощность подъема воды при однозональном орошении, предполагая, что интегральная кривая водопотребления заменяется корреляционной кривой.

Тогда уравнение (3) примет вид

$$P = \gamma A \int_{h=0}^{h=Z_m-Z_0} h dh$$

или после интегрирования

¹ Эмпирические коэффициенты A и n определяются по двум точкам, взятым на интегральной кривой, через которые должна пройти заменяющая ее аналитическая кривая. Для лучшего совпадения кривых подбирать точки приходится несколько раз. В справочниках по математике даются указания по подбору эмпирических параметров в уравнениях рассматриваемого вида [9, стр. 578].

$$P = \frac{\gamma A}{n+1} (Z_m - Z_0)^{n+1}.$$

Поставив значение параметра A , полученное по высшей точке корреляционной кривой, найдем окончательно

$$P = \frac{\gamma Q_m}{n+1} (Z_m - Z_0). \quad (5)$$

Ступенчатая подача оросительной воды дает экономию мощности водоподъема и, следовательно, отношение экономии мощности к полной мощности однозонального варианта может служить коэффициентом энергетической эффективности данной зональной системы орошения.

Экономия мощности оросительных установок, создаваемая применением ступенчатой подачи воды, в общем виде согласно рис. 26 при m ступенях без учета потерь энергии равна

$$L = \gamma \sum_{i=2}^{i=m} Q_{i-1} (Z_i - Z_{i-1}). \quad (6)$$

При бесконечном увеличении числа ступеней ее величина в пределе будет стремиться к величине избыточной мощности водоподъема, определяемой уравнениями (3) или (5).

Таким образом, относительная величина избыточной мощности водоподъема при однозональном орошении может служить критерием предельной энергетической эффективности применения зональной системы на данном объекте.

В общем виде предельная величина коэффициента энергетической эффективности получается равной

$$E_0 = \frac{P}{\gamma Q_m (Z_m - Z_{н.у})}. \quad (7)$$

В частном случае после замены интегральной кривой водоподдачи ее корреляционной кривой и при условии

$$Z_0 - Z_{н.у} = 0,$$

что соответствует максимальному значению коэффициента энергетической эффективности, по уравнениям (5) и (7) находим

$$E_{0 \text{ макс}} = \frac{1}{n+1}. \quad (8)$$

Значения его получаются следующие:

$n = \frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	1	2	3
$E_{0 \text{ макс}} = 0,75$	0,667	0,5	0,333	0,25.

Теоретический коэффициент энергетической эффективности зональной системы при заданном числе ступеней в общем виде составляет

$$E = \frac{L}{\gamma Q_m (Z_m - Z_0)}. \quad (9)$$

Его действительное значение меньше теоретического вследствие влия-

ния разности отметок начала интегральной кривой и нижнего уровня системы. Согласно рис. 2, оно равно

$$E_x = E \frac{h_m}{Z_m - Z_{н.у.}} \quad (9a)$$

Энергетически выгодные высоты расположения точек ступенчатой подачи воды, по Г. П. Войнич-Сяноженцкому, определяются следующими уравнениями при условии, что одна из точек подачи воды известна:

для двух зон

$$H_1 = \frac{n}{n+1} H_2,$$

для трех —

$$H_2 = \frac{nH_3}{n+1 - \left(\frac{n}{n+1}\right)^n}, \quad H_1 = \frac{n}{n+1} H_2,$$

для четырех

$$H_3 = \frac{n \cdot H_4}{n+1 - \left[\frac{n}{n+1 - \left(\frac{n}{n+1}\right)^n} \right]^n},$$

$$H_2 = \frac{n \cdot H_3}{n+1 - \left(\frac{n}{n+1}\right)^n}, \quad H_1 = \frac{n}{n+1} \cdot H_2.$$

Величина показателя степени n в уравнении корреляционной кривой зависит в основном от характера рельефа местности. Для условий Грузинской ССР она была определена в пределах от 2,0 до 0,5. Нет оснований предполагать, что в условиях Узбекской республики, где рельефы более спокойные, она выйдет за эти пределы.

Вогнутый долинный рельеф с плавным переходом к предгорьям дает значения $n < 1$. Выпуклому рельефу в виде холма соответствует $n > 1$, а плоскости, наклоненной под некоторым углом к горизонту, — значение $n = 1$. Наклон ее определяет величину коэффициента A . Ниже приведены относительные величины наименьшей мощности водоподъемных установок, вычисленные по приведенным выше уравнениям без учета потерь энергии, в зависимости от числа зон и вида корреляционной кривой:

Минимальный расход энергии на подъем воды, %	Число зон				
	Значение показателя степени в уравнении				
(4)	1	2	3	4	5
2	100	85	80	77	75
1	100	75	67	62	60
0,5	100	61	50	45	42.

В табл. 4 даны координаты энергетически выгодных точек подачи воды по зонам в зависимости от вида корреляционной кривой.

Данные табл. 4 определяют собой линии, по которым перемещаются энергетически выгодные точки подачи воды в зависимости от формы интегральной кривой водопотребления. Эти линии построены на рис. 3 для двух- и трехзональной системы.

Энергетически выгодные ступени подъема воды взаимно связаны. Если в проекте зонального машинного орошения по каким-либо

Таблица 4

Показатель степени в уравнении (4)	Координаты точек, %				
	две зоны		три зоны		
	H_2/Q_2	H_1/Q_1	H_3/Q_3	H_2/Q_2	H_1/Q_1
1	100/56	67/44	100/39	78/34	52/27
2	100/50	50/50	100/33,3	67/33,3	33/33,3
0,5	100/42	33/58	100/26	54/31	18/43

причинам приходится отказаться от найденного энергетически выгодно-го размещения хотя бы одной из зон, расчеты по высотному размещению всех остальных надо произвести заново.

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОДБОРА СТУПЕНЕЙ ПОДАЧИ ВОДЫ

Для решения типовых задач нами принят графический метод, основанный на подсчетах площадей прямоугольников, пропорциональных экономии мощности, как показано на рис. 26.

В двухзональной системе возможны два случая.

1. Задан орошаемый массив и назначена верхняя точка (II) подачи воды. Требуется выбрать нижнюю зону, т. е. найти энергетически выгодную отметку точки I. Это наиболее простая задача; решение ее с помощью интегральной кривой водопотребления не представляет трудности.

В соответствии с обозначениями, принятыми на рис. 4а, искомая отметка точки I соответствует максимальной величине отношения

$$\frac{L_1}{\gamma F_{II}} = f_1(Z_1), \quad (10)$$

где

$$L_1 = \gamma \cdot Q_1 (Z_{II} - Z_1)$$

и

$$F_{II} = Q_{II} (Z_{II} - Z_0).$$

Римскими цифрами отмечены энергетически выгодные точки и относящиеся к ним параметры.

Само построение, показанное на рис. 4а, не требует пояснений.

2. Второй случай предусматривает расширение существующей однозональной системы путем дополнительного орошения вышерасположенных земель. Ищем энергетически выгодную верхнюю зону, пред-

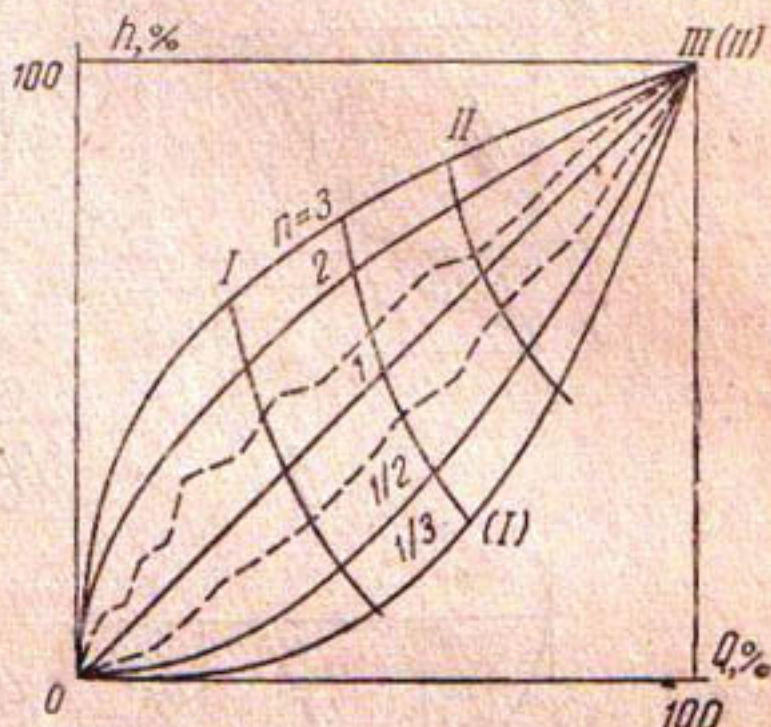


Рис. 3. Семейство корреляционных кривых водопотребления и линии возможных перемещений энергетически выгодных точек подачи воды при двух- и трехзональном орошении.

полагая, что размеры вновь осваиваемого земельного массива не ограничивают возможности выбора верхней зоны. В этом случае на интегральной кривой водопотребления (рис. 4б) точка I неподвижна, а точка 2 перемещается от точки I вверх по кривой. Такая задача также

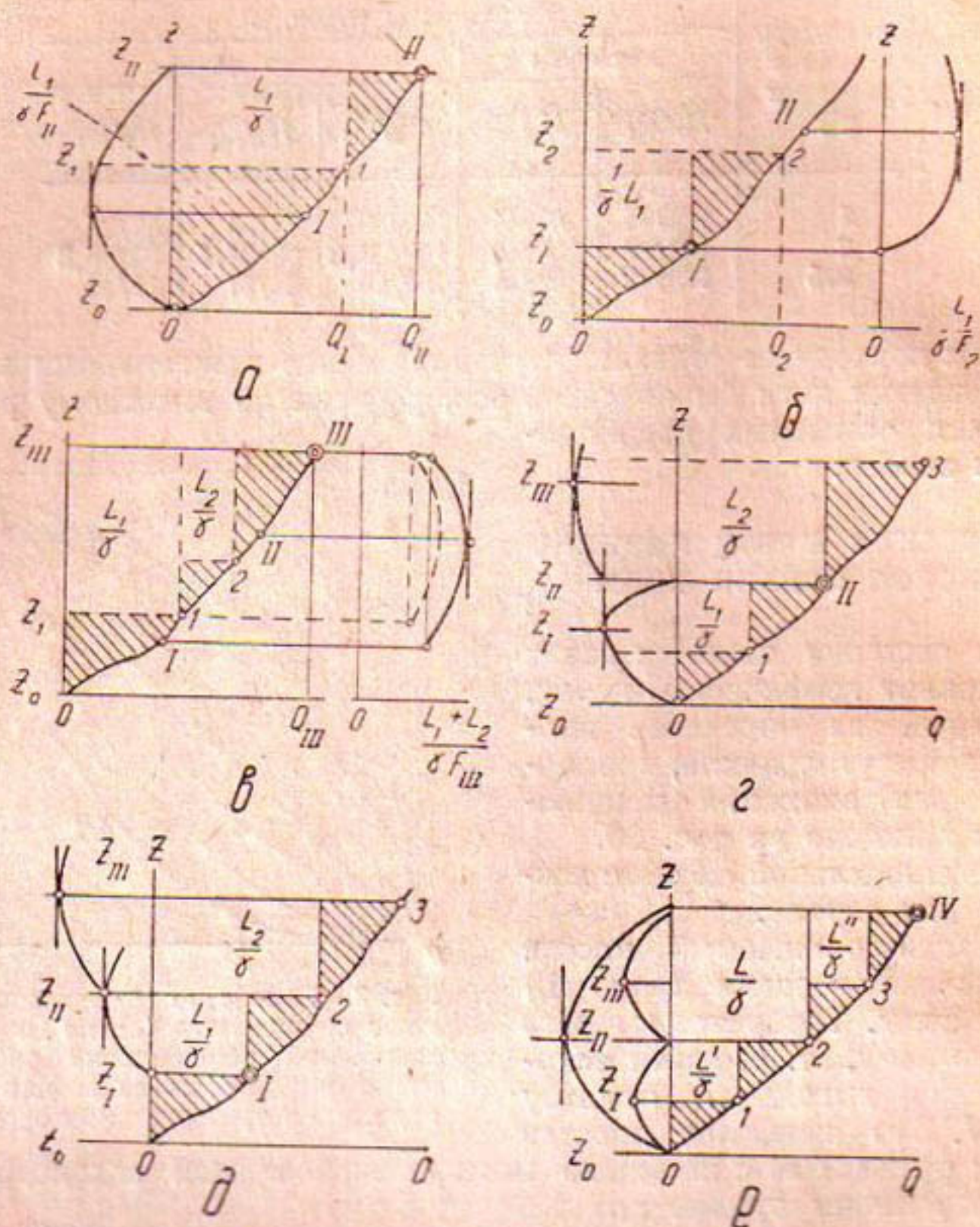


Рис. 4. Частные случаи подбора ступеней подачи воды; а—выбор отметки нижней ступени при двухзональном орошении; б—определение верхней ступени двухзональной системы; в—подбор промежуточных ступеней трехзонального орошения; г—выбор первой и третьей ступеней трехзональной оросительной системы; д—подбор вышерасположенных ступеней при заданной первой ступени; е—разбивка промежуточных ступеней четырехзональной системы.

легко решается путем построения кривой относительной экономии мощности

$$\frac{L_1}{\gamma \cdot F_2} = f_2(Z_2), \quad (11)$$

где

$$L_1 = \gamma \cdot Q_1 (Z_2 - Z_1)$$

и

$$F_2 = Q_2 (Z_2 - Z_0).$$

Искомая отметка верхней ступени соответствует максимуму этой функции. Значения последней при $Z_2 = Z_1$ и $Z_2 = \infty$ равны нулю. Гео-

метрическая интерпретация ее показывает, что в этих пределах с увеличением независимой переменной относительная экономия мощности сначала быстро возрастает от нуля до максимума, а затем медленно убывает, асимптотически приближаясь снова к нулю. В зоне максимума кривая имеет относительно большой радиус кривизны, что создает известную свободу выбора верхней ступени без понижения возможного эффекта ступенчатой водоподачи.

Для трехзональной системы типичны следующие три случая (3, 4, 5) подбора ступеней подачи воды.

3. На интегральной кривой водопотребления задана верхняя точка *III*; нужно найти две промежуточные. Эта задача в общем виде решается подбором. Так, например, можно произвольно задаться нижней точкой *I* и найти энергетически выгодное положение точки *2* простым методом, изложенным в п. 1. Задавшись другим положением точки *I*, снова найдем выгодную точку *2*.

Повторяя построения, показанные на рис. 4в, можно выбрать точки *I* и *II*, для которых общая относительная экономия энергии будет наибольшая. В этом случае расчетная формула имеет вид

$$\frac{L_1 + L_2}{\gamma \cdot F_{III}} = f_3(Z_1, Z_2), \quad (12)$$

где

$$L_1 = \gamma \cdot Q_1 (Z_{III} - Z_1),$$

$$L_2 = \gamma (Q_2 - Q_1) (Z_{III} - Z_2),$$

$$F_{III} = Q_{III} (Z_{III} - Z_0).$$

4. Случай, когда из трех ступеней водоподачи задана вторая, можно считать состоящим из первых двух случаев, рассмотренных в системе двухзонального орошения. Соответствующие ему графические построения даны на рис. 4г. Расчетные формулы следующие:

$$\frac{L_1}{\gamma F_{II}} = f_4(Z_1), \quad (13)$$

где

$$L_1 = \gamma \cdot Q_1 (Z_{II} - Z_1),$$

$$F_{II} = Q_{II} (Z_{II} - Z_0)$$

и

$$\frac{L_1 - L_2}{\gamma F_2} = f_5(Z_3), \quad (14)$$

где

$$L_1 = \gamma Q_1 (Z_{II} - Z_1),$$

$$L_2 = \gamma Q_{II} (Z_3 - Z_{II}),$$

$$F_3 = Q_3 (Z_3 - Z_0).$$

Формулы показывают, что расчеты надо начинать с первой ступени.

5. Третий случай подбора трехступенчатой системы орошения тот, когда задана отметка первой ступени и ищутся отметки второй и третьей.

Такая задача может возникнуть как при разработке проекта нового орошения, так и в случае расширения существующего орошаемого хозяйства. Принципиально эта задача не отличается от рассмотренной в п. 2 для двухступенчатой подачи воды. Рис. 4д показывает, что последовательными построениями определяются точка II, затем III, а если нужно, то и следующая по порядку.

Расчетные формулы для построения кривых в этом случае будут

$$\left. \begin{aligned} \frac{L_1}{\gamma F_2} &= f_6(Z_2) \\ \frac{L_1 + L_2}{\gamma F_3} &= f_7(Z_3) \\ \frac{L_1 + L_{II} + L_3}{\gamma F_4} &= f_8(Z_4) \\ &\dots \dots \dots \text{и т. д.} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

С дальнейшим увеличением числа ступеней подачи воды число возможных случаев расчета резко увеличивается.

В проектах четырехзональных систем орошения таких случаев может быть 10, но все они решаются с помощью рассмотренных выше простых приемов. Так, например, если задана отметка четвертой, высшей точки подъема воды, то промежуточные точки могут быть распределены по высоте трехкратным применением построения, описанного в п. 1.

Расчет начинается с определения второй ступени, как показано на рис. 4е. Расчетные формулы имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{L}{\gamma F_{IV}} &= \frac{Q_2 (Z_{IV} - Z_2)}{Q_{IV} (Z_{IV} - Z_0)} \\ \frac{L'}{\gamma F'} &= \frac{Q_1 (Z_{II} - Z_1)}{Q_{II} (Z_{II} - Z_0)} \\ \frac{L''}{\gamma F''} &= \frac{(Q_3 - Q_{II}) (Z_{IV} - Z_3)}{(Q_{IV} - Q_{II}) (Z_{IV} - Z_{II})} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Если же задана одна первая ступень, то остальные три легко находятся по способу, описанному в п. 5.

Ниже отмечены типичные случаи проектирования четырехзональной системы и указаны пути их решения:

№ п/п	Заданные отметки ступеней	Способ подбора остальных ступеней
1	IV	Уравнения (16) и рис. 4е П.3 и п.2 П.1 и п.5 П.5
2	III	
3	II	
4	I	
5	IV и III	П.3
6	III и II	П.3 и п.2
7	II и I	П.5
8	IV и I	П.3
9	IV и II	П.1 два раза
10	III и I	П.4.

Таким образом, применение изложенного выше метода дает возможность наивыгоднейшим образом распределить орошаемые площади по зонам водоподачи с учетом индивидуальных особенностей рельефа.

Не представляет труда распространить его и на любое большее число ступеней водоподачи.

Все приведенные выше расчетные формулы (10) — (16) определяют коэффициенты энергетической эффективности зонирования в каждом частном случае. Их можно заменить одной обобщающей формулой (9) при

$$Z_{н.у} = Z_0.$$

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ВЫБОРА СТУПЕНЕЙ ВОДОПОДАЧИ

Будем искать энергетически выгодные положения точек, определяющих соответствующие ступени водоподачи на рис. 5, последовательно снизу вверх, имея в виду, что каждый раз переменными являются только координаты определяемой точки, а корреляционная кривая, на которой все они расположены, подчиняется уравнению вида (4).

Точкой 1 необходимо задаться. Тогда каждую следующую точку можно будет определять путем последовательного вычисления максимумов функций

$$\frac{L_i}{\gamma Q_i h_i} = f(h_i), \quad (17)$$

где L_i — экономия мощности, пропорциональная сумме заштрихованных площадей на рис. 5.

Максимумы функций находят обычным путем — приравниванием нулю их производных. Так, для точки 2 на основании формул (17) и (4) имеем

$$\frac{d}{dh} \frac{Q(h_2 - h_1)}{Ah_2^{n+1}} = \frac{-nh_2 + (n+1)h_1}{Ah_2^{n+2}} Q.$$

Приравнивая производную нулю, после несложных преобразований с учетом уравнения (4) получаем координаты второй точки, равные

$$\left. \begin{aligned} h_2 &= \frac{n+1}{n} h_1 \\ Q_2 &= Ah_2^n \end{aligned} \right\}. \quad (18)$$

Точку 3 находят тем же способом в результате решения уравнения

$$\frac{d}{dh} \frac{F_2 + Q_2(h_3 - h_2)}{Ah_3^{n+1}} = \frac{h_3^{n+1} Q_2 - [F_2 + Q_2(h_3 - h_2)](n+1)h_3^n}{Ah_3^{2(n+1)}} = 0,$$

из которого после преобразований находим

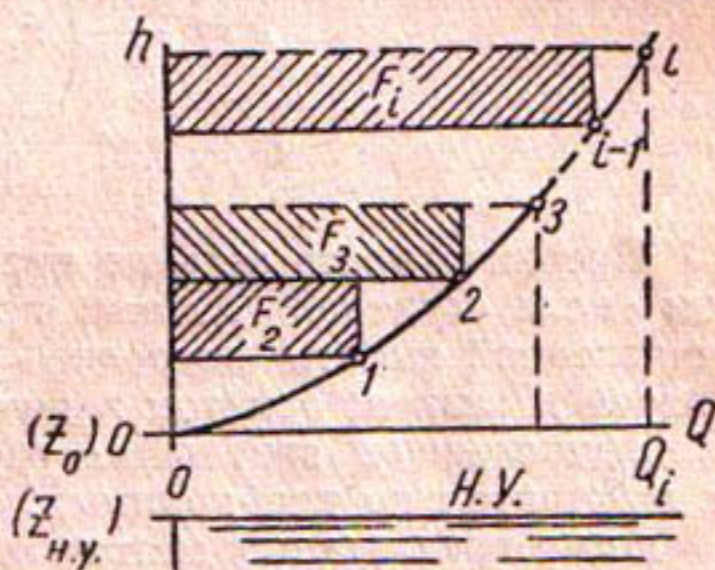


Рис. 5. Энергетически выгодное размещение ступеней водоподачи аналитическим методом:

Z_0 — низшая отметка орошаемой площади;

$Z_{н.у.}$ — расчетная отметка уровня воды в нижнем бьефе оросительной системы.

$$\left. \begin{aligned} h_3 &= \frac{n+1}{n} \left(h_2 - \frac{F_2}{Q_2} \right) \\ Q_3 &= Ah_3^n \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Наконец, для любой следующей точки, согласно рис. 5, можем написать

$$\frac{d}{dh} \frac{L_i}{\gamma Q_i h_i} = \frac{d}{dh} \frac{\sum_2^{i-1} F_i + Q_{i-1} (h_i - h_{i-1})}{Ah_i^{n+1}} = 0.$$

Решая это уравнение, получаем формулу для вычисления высоты расположения любой ступени водоподдачи над координатной плоскостью, лежащей на уровне низшей точки орошаемых площадей (точка Z_0 на рис. 2а).

Решая уравнение, находим

$$h_i Q_{i-1} - \left[Q_{i-1} (h_i - h_{i-1}) + \sum_2^{i-1} F_i \right] (n+1) = 0,$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} h_i &= \frac{n+1}{n} \left(h_{i-1} - \frac{1}{Q_{i-1}} \sum_2^{i-1} F_i \right) \\ Q_i &= Ah_i^n \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Произвольность задания первой ступени водоподъема при заданном числе ступеней должна привести к значительному отклонению вычисленной высоты последней ступени от действительной разности высшей и низшей отметок площади орошаемого массива.

Вычисленные зональные расходы воды также будут отличаться от действительно необходимых.

Ниже предлагается метод приведения теоретических расчетов в соответствие с действительностью без повторных громоздких пересчетов.

Весь расчет разделяется на две части. Первая часть выполняется в относительных величинах при условии

$$h_{II} = 1 \text{ и } A_I = 1$$

при заданном числе ступеней водоподдачи.

Последовательными расчетами по уравнениям (18), (19) и (20) определяется относительная высота последней ступени h_{mI} в предположении отсутствия холостого подъема ($Z_0 - Z_{н.у} = 0$). Она дает возможность вычислить масштабы для перехода от относительных величин к действительным.

Масштаб высот будет равен

$$m_h = \frac{Z_m - Z_0}{h_{mI}} \quad (21)$$

и действительные высоты подъема воды, считая от уровня воды в источнике, питающем всю зональную систему, примут следующий вид:

$$h_i = m_h h_{II}$$

и

$$H_{ri} = h_i + Z_0 - Z_{н.у}. \quad (22)$$

Масштаб расходов получается равным

$$m_Q = \frac{Q_i}{Q_n} = A \cdot m_h^n. \quad (23)$$

Вторая часть расчетов заключается в определении действительных координат искомых точек на интегральной кривой водопотребления с учетом особенностей рельефа местности, условий проектирования ирригационной сети, организации территории и т. д.

Учет рельефа начинается с переноса точек ступеней водоподачи с корреляционной кривой, на которой они были найдены, на интегральную кривую водопотребления. Перенос точек может быть произведен приближенно, на глаз, так как небольшие изменения их координат мало влияют на относительную эффективность зонирования. Нужно только стараться по возможности не уменьшать площадей F на графике.

Теоретически обоснованным, по нашему мнению, является перенос точек по линиям равнозначной эффективности, но возможен и перенос по горизонталям подобно тому, как это делается в случае деления на ступени с одинаковой разностью высот.

Линией равнозначной эффективности данной ступени водоподачи мы называем геометрическое место точек данной ступени в координатной системе $Q-h$ при изменении показателя степени в уравнении корреляционной кривой, т. е. при переходе с одной корреляционной кривой на другую того же семейства, как показано на рис. 3.

В случае необходимости построение коротких отрезков таких линий по трем точкам может быть выполнено с помощью тех же уравнений (18), (19) и (20). Для этого надо будет принять действительное значение высоты первой ступени, считая от нуля корреляционной кривой, и изменить величину параметра n , приняв его увеличенное или уменьшенное значение.

Интегральная кривая водопотребления с перенесенными на нее теоретическими точками ступеней водоподачи послужит основой для решения практической задачи о выборе ступеней системы зонального машинного орошения при заданном их числе.

ДЕЛЕНИЕ НА ЗОНЫ С ОДИНАКОВЫМИ РАЗНОСТЯМИ КОМАНДНЫХ ВЫСОТ

Если при заданном числе зон орошения m принять ступени водоподачи с одинаковыми разностями высот, равными

$$\Delta Z = \frac{Z_m - Z_0}{m}, \quad (24)$$

то экономия полезной мощности каскада станций составит

$$\Delta = \gamma \Delta Z \sum_{i=1}^{i=m-1} Q_i. \quad (25)$$

Для объекта, к которому можно подобрать корреляционную кривую водопотребления в виде прямой наклонной линии ($n=1$), такое распределение водоподачи будет одновременно и энергетически выгодным.

Размещение зональных насосных станций по схемам II в рассматриваемом случае позволит легче всего осуществить унификацию их машинного оборудования и машинных помещений.

Теоретический коэффициент энергетической эффективности такой зональной системы, согласно уравнениям (4), (9), (24) и (25), отнесенный к отметке Z_0 , будет равен

$$E = \frac{\sum_1^{m-1} Q_i}{m Q_m} = \frac{\sum_1^{m-1} \left(h_m \frac{i}{m} \right)^n}{m h_m^n},$$

откуда

$$E = m^{-(n+1)} \cdot \sum_1^{m-1} i^n \quad (26)$$

или

$$E = \frac{1 + 2^n + \dots + (m-1)^n}{m^{n+1}}. \quad (26a)$$

Для сравнения определим коэффициент энергетической эффективности зональной системы на том же объекте и с тем же числом ступеней, но распределенных энергетически выгодно. При этом в соответствии с рис. 5 и уравнениями (4) и (9) получим

$$E = \frac{\sum_2^m F_i}{Q_m h_m} = \frac{\sum_2^m Q_{i-1} (h_i - h_{i-1})}{Q_m h_m},$$

откуда

$$E = h_m^{-(n+1)} \sum_2^m h_{i-1}^n (h_i - h_{i-1}) \quad (27)$$

или

$$E = \frac{h_1^n (h_2 - h_1) + \dots + h_{m-1}^n (h_m - h_{m-1})}{h_m^{n+1}}. \quad (27a)$$

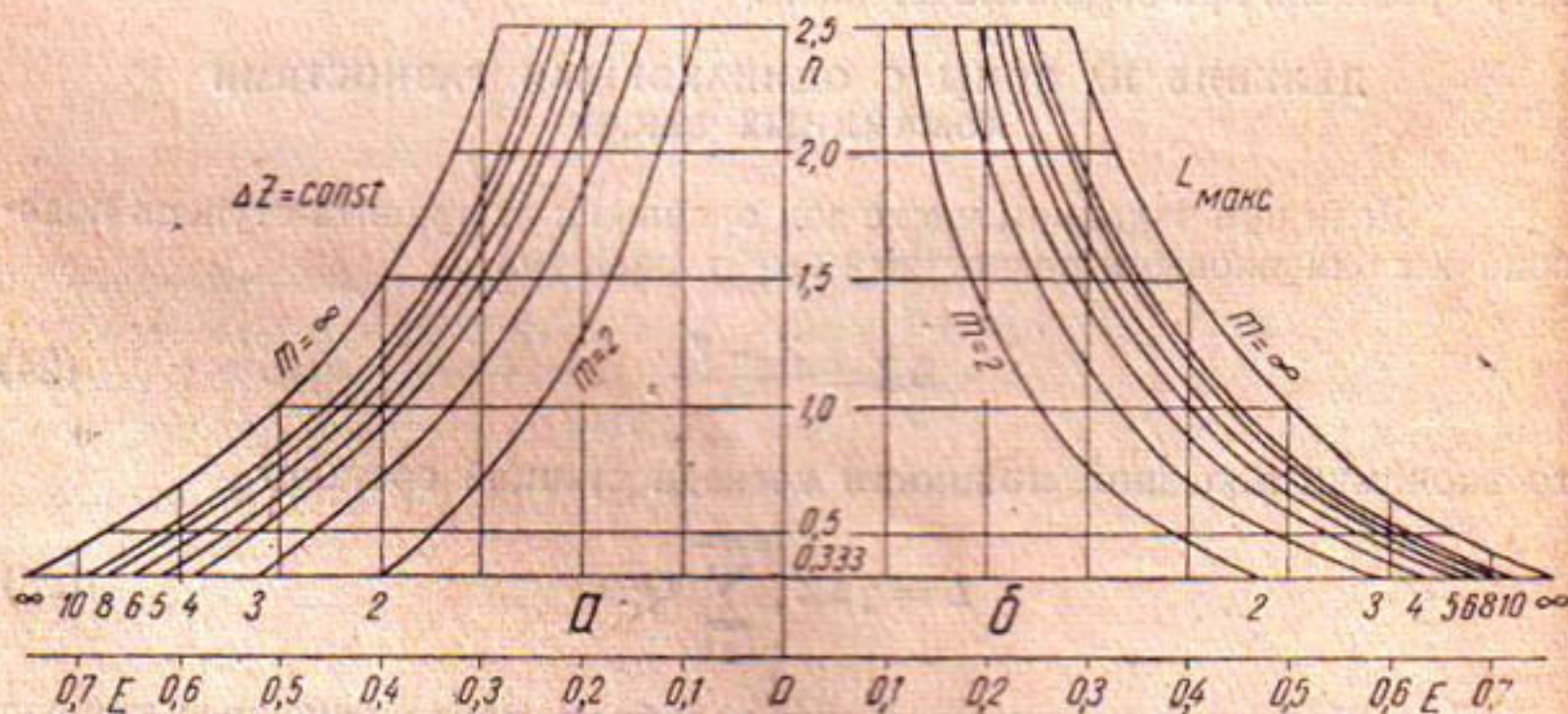


рис. 6. Сравнительный график энергетической экономичности зональных систем: а—равномерное по высоте размещение ступеней водопада; б—энергетически выгодное распределение ступеней.

По уравнениям (26) и (27) составлены таблицы 5, 6 и 7 и на рис. 6 построены совмещенные графики коэффициентов

$$E = f(m, n).$$

Они дают возможность ориентироваться в выборе системы зонирования и числа зон, если для данного объекта известны показатель степени n в уравнении корреляционной кривой водопотребления и проектные параметры: Q_m , Z_m , Z_0 и $Z_{н.у.}$.

Таблица 5

Коэффициенты энергетической эффективности E разбивки на зоны, равномерно распределенные по высоте [по уравнению (26а)]

n	i									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,333	0	0,397	0,523	0,585	0,619	0,643	0,657	0,672	0,682	0,690
0,5	0	0,357	0,47	0,522	0,551	0,584	0,596	0,599	0,606	0,620
1,0	0	0,250	0,333	0,375	0,400	0,418	0,428	0,438	0,445	0,450
1,5	0	0,177	0,245	0,286	0,305	0,322	0,331	0,339	0,347	0,353
2,0	0	0,125	0,185	0,218	0,239	0,254	0,265	0,273	0,279	0,285
2,5	0	0,089	0,142	0,174	0,194	0,209	0,219	0,226	0,233	0,238

Таблица 6

Относительные высоты h_{ii} размещения зон орошения i с наибольшей экономией энергии в зависимости от величины показателя степени n в уравнении корреляционной кривой [по уравнениям (18), (19) и (20)]

n	i									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,333	1	4	8,45	14,0	20,55	27,8	36,0	44,8	54,4	64,8
0,5	1	3	5,52	8,45	11,69	15,2	18,9	22,8	27,0	31,2
1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1,5	1	1,67	2,19	2,73	3,25	3,76	4,26	4,73	5,16	5,63
2	1	1,5	1,92	2,3	2,66	3,0	3,36	3,68	3,98	4,26
2,5	1	1,4	1,72	2,0	2,25	2,481	2,7	2,9	3,1	3,29

Таблица 7

Коэффициенты энергетической эффективности E разбивки на зоны, выгодные в энергетическом отношении [по уравнению (27а) и табл. 6]

n	i									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,333	0	0,472	0,586	0,633	0,661	0,678	0,690	0,696	0,702	0,711
0,5	0	0,386	0,488	0,538	0,568	0,590	0,598	0,606	0,614	0,621
1	0	0,250	0,333	0,375	0,400	0,418	0,428	0,438	0,445	0,450
1,5	0	0,186	0,253	0,288	0,309	0,323	0,335	0,346	0,348	0,354
2	0	0,148	0,204	0,223	0,245	0,260	0,270	0,280	0,285	0,289
2,5	0	0,123	0,171	0,197	0,212	0,222	0,233	0,236	0,241	0,246

Графики показывают, что с увеличением числа ступеней преимущества энергетически выгодного размещения их теряются довольно

быстро и во многих случаях появляется возможность переходить на равномерное распределение точек водоподдачи по высоте.

Перспективная максимальная энергетическая эффективность выбранной по графику зональной системы определится уравнением (9а).

Зональные системы с одинаковыми высотами последовательной перекачки воды, а также многоступенчатые системы смешанного типа, в которых две-три нижние ступени размещены по принципу максимальной эффективности, а остальные распределены по высоте равномерно или в соответствии с условиями достижения максимальных к. п. д. насосных агрегатов, представляют особый интерес в условиях Таджикистана, где, по данным Таджикгипроводхоза [8], имеются в перспективе такие объекты, как Дангаринская долина площадью 90 тыс. га с высотами подъема воды до 160 м, Яванская и Оби-Киинская долины общей площадью пригодных земель 57,5 тыс. га, требующих подъема воды на высоту до 260 м, Самгаро-Мирзорватский массив в 33 тыс. га с высотами подъема до 490 м и Аштский, в котором насчитывается до 47 тыс. га, требующих подъема воды на высоты до 580 м.

Отметим в заключение, что в ряде случаев может оказаться более правильно отойти от энергетически выгодного размещения отдельных ступеней водоподдачи с целью достижения максимального полного к. п. д. зональной насосной станции. Это выясняется в процессе первичного подбора насосных агрегатов путем построения так называемых кривых относительной экономичности, о чем мы уже сообщали [10].

НУЛЕВЫЕ СТАНЦИИ

Нулевой станцией мы называем транзитную насосную установку, которая не имеет своей орошаемой площади, а только питает подводящий канал следующей насосной станции.

Примером зональной системы машинного орошения с нулевой станцией является упомянутый выше каскад насосных станций Ляурского массива в ТаджССР.

Необходимость строительства нулевой насосной станции в системе зонального машинного орошения скорее всего может возникнуть в самом начале каскада станций, в зависимости от условий подвода воды к первой насосной станции (рис. 1). Условия определяются в основном рельефом местности и разностью отметок

$$Z_0 - Z_{н.у}.$$

В нормальных условиях разность этих отметок включается как составная часть в высоту подъема для насосных агрегатов станции № 1. Она не учитывается в расчетах энергетически выгодного размещения зон, но во всех случаях понижает коэффициент энергетической эффективности зонирования, что видно из уравнения (9а).

Производительность нулевой станции теоретически равна производительности следующей за ней станции, а практически она должна быть немного больше для того, чтобы покрыть собственные нужды и путевые потери воды, в число которых входят и мелкие водопуски.

Общая геометрическая высота подъема воды насосными агрегатами нулевой и первой станций в оросительных системах по схемам II, IV, VII и IX равна

$$H_{г_0} + H_{г_1} = Z_0 - Z_{н.у} + h_1 + i_{к_0} \cdot l_{к_0} + \Delta Z_{п_0} + i_{к_1} \cdot l_{к_1} + \Delta Z_{п_1}, \quad (28)$$

где i_k и L_k — гидравлический уклон и длина подводящего канала соответственно станции № 0 и № 1;

$Z\Delta_n$ — суммы перепадов свободной поверхности воды в створах насосных станций.

Машинное оборудование этих двух станций и даже их здания могут быть совершенно одинаковыми, если колебания отметки нижнего уровня нулевой станции незначительны и если станции удастся расположить так, чтобы геометрическая высота подъема нулевой станции была меньше высоты подъема станции № 1 на величину, соответствующую необходимой разности их производительностей по напорным характеристикам насосов. С учетом возможности подрезки рабочих колес насосов эти геометрические высоты могут быть приняты одинаковыми.

В случае распределения водоподдачи по ступеням с одинаковыми разностями высот, как показано на рис. 7, также необходимо иметь в виду, что все расчеты экономии энергии производятся в диапазоне высотных отметок от Z_0 и выше. При этом расчетное значение высоты первой ступени без учета потерь в пределах орошаемой зоны может оказаться уменьшенным до величины

$$h'_1 = Z_1 - Z_0 = 2\Delta Z - (Z_0 - Z_{н.у.}), \quad (29)$$

где

$$\Delta Z = \frac{Z_m - Z_{н.у.}}{m+1},$$

что соответствует одной нулевой станции.

В связи с этим расчетные значения остальных высот окажутся равными

$$h_i = h'_1 + (i - 1) \cdot \Delta Z \quad (30)$$

и расчеты энергетической эффективности придется производить, пользуясь общими формулами (4), (6) и (9).

В отдельных случаях при очень беспокойном рельефе или больших размерах объекта может потребоваться устройство промежуточной нулевой станции где-либо на трассе водоподъема там, где на интегральной кривой водопотребления окажется вертикальный участок. Это может встретиться, например, при орошении массива, расположенного террасами, или горных плато. Такая станция в расчетах экономии энергии должна будет рассматриваться как одно целое с питаемой ею очередной зональной станцией, для которой она служит лишь напородобавочной установкой. Высота подъема такой станции войдет составной частью в высоту данной ступени водоподъема.

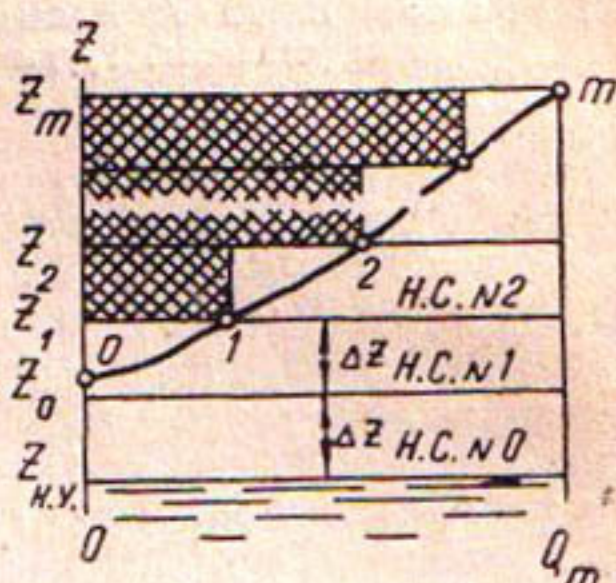


Рис. 7. Многоступенчатая система по схеме II, разделенная на m ступеней одинаковой высоты и имеющая одну нулевую насосную станцию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сидин П. И. «Вестник ирригации», 1926, № 12.
2. Войнич-Сяноженцкий Г. П. Кривые характеристики рельефа и их применение при решении некоторых задач орошения с машинным водоподъемом, Труды ГрузНИИГиМ, вып. 3 (16), Тбилиси, 1956.
3. Войнич-Сяноженцкий Г. П. О некоторых вопросах методики проектирования машинного орошения в условиях Грузинской ССР, Труды ГрузНИИГиМ, вып. 4 (17), Тбилиси, 1956.
4. Флоринский М. М. Насосы и насосные станции, М., Сельхозгиз, 1959.
5. Юльчиев С. «Изв. АН УзССР», серия техн. наук, 1959, № 5.
6. Юльчиев С. «Изв. АН УзССР», серия техн. наук, 1959, № 6.
7. Материалы к ТУ и Н проектирования оросительных систем (насосные станции), М., Гипроводхоз МСХ СССР, 1959.
8. Джураев С. «Сельское хозяйство Таджикистана», 1961, № 6.
9. Бронштейн И. Н. и Семендяев К. А. Справочник по математике, М., ГИТТЛ, 1953.
10. Баранов В. А. Определение экономических режимов мелноративных насосных установок, Труды САНИИРИ, вып. 93, Ташкент, 1958.

В. А. БАРАНОВ

О ВЫБОРЕ ЧИСЛА АГРЕГАТОВ ОРОСИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Рассматриваемый вопрос приобретает особое значение в связи с ростом мощности агрегатов и развитием систем зонального машинного орошения, включающих каскады насосных станций.

В настоящее время площади массивов уже осуществленного и проектируемого машинного орошения в республиках Средней Азии измеряются десятками тысяч гектаров, высоты подъема воды составляют десятки и даже сотни метров, а насосные станции во многих случаях оборудуют агрегатами мощностью свыше тысячи киловатт.

По перспективным планам предусматривается дальнейший рост производительности и мощности оросительных установок.

Параллельно с крупными системами машинного орошения в республиках Средней Азии существует и развивается система временного машинного орошения, обслуживаемая многочисленными насосными установками малой мощности, многие из которых часто демонтируют и переносят с места на место.

ОДНОАГРЕГАТНЫЕ УСТАНОВКИ

Как известно, стоимость строительства насосной станции заданной производительности с одним агрегатом получается наименьшая и возрастает с увеличением числа агрегатов. Однако разница в стоимости станции с одним и двумя агрегатами сравнительно невелика, к тому же двухагрегатная насосная станция имеет 50% запаса надежности. Основываясь на этом, М. М. Флоринский [1] и М. Я. Чернышев [2] считают, что насосная станция с двумя агрегатами может быть принята как основной вариант.

Однако в республиках Средней Азии среди многочисленных оросительных установок малой мощности (до 100 л.с. в агрегате) преобладали и преобладают установки с одним агрегатом. Так, например, по рр. Сыр-Дарье, Мургабу и Теджену в 1916 г. насчитывалось 96 оросительных насосных станций [9]. К 1925 г. из них сохранилось и действовало 56, в числе которых было 43 одноагрегатных и 16 двухагрегатных. В большинстве своем эти станции были оборудованы нефтедвигателями мощностью 50—80 л.с. и центробежными насосами с диаметром всасывающего патрубка 12—14 дюймов. Они обеспечивали поливы подвешенных к ним площадей при условии бесперебойного снабжения горючим.

Из 45 стационарных насосных станций в Хорезмской области, обследованных при участии автора в 1935 г., 23 станции были одноагрегатные и 13 двухагрегатные. Из 87 установленных на них насосных агрегатов 60 были оборудованы центробежными насосами диаметром 250 мм и нефтяными двигателями мощностью 18 л. с.

На рис. 1а представлен действительный график водоподачи одной из одноагрегатных установок с нефтяным двигателем мощностью в 18 л. с.

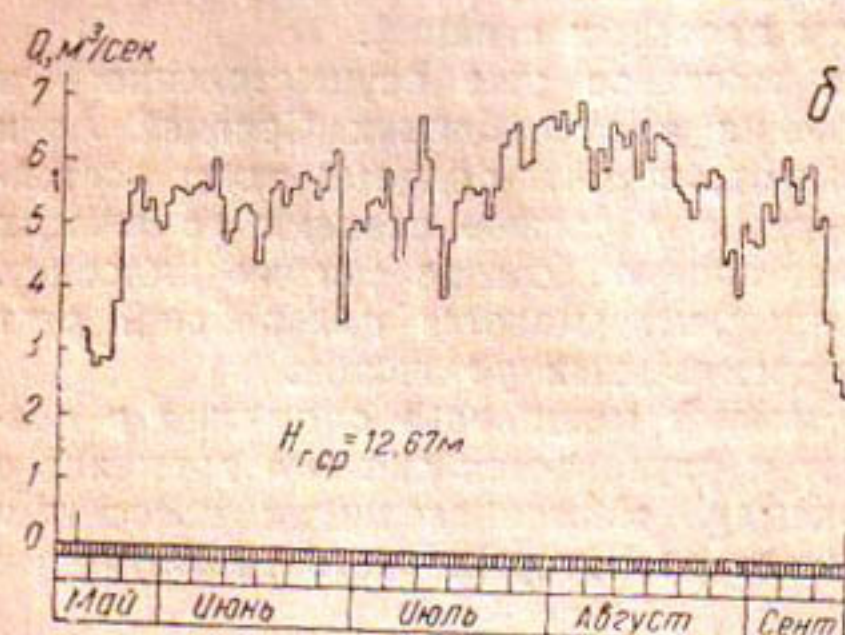
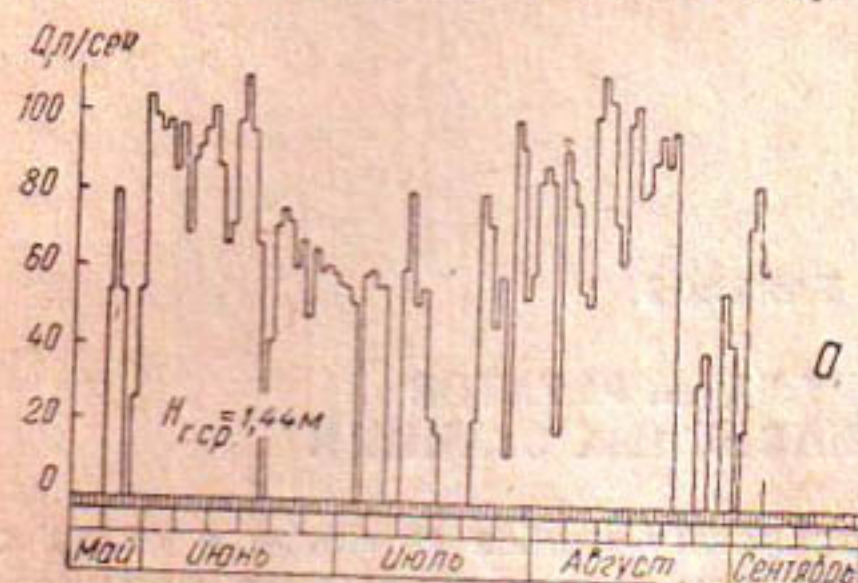


Рис. 1. Действительные графики водоподачи оросительных насосных станций с двигателями внутреннего сгорания:

а — одноагрегатная станция с нефтяным двигателем мощностью 18 л. с. в одном из колхозов Хорезмской области УзССР (водоподача приведена к условной суточной двадцатичасовой работе); б — восьмиагрегатная дизельная насосная станция мощностью 2900 л. с. в совхозе „Баяут“ (водоподача приведена к суточной двадцатичетырехчасовой работе).

характеру несмотря на максимальную разницу в числе агрегатов и мощности станций.

Подавляющее большинство насосных установок временного типа монтируется одноагрегатными, без машинных зданий и гидротехнических сооружений, хотя среди них имеются двух- и даже десятиагрегатные.

Многие из них оборудованы горизонтальными пропеллерными насосами различных марок, созданными под руководством автора в лаборатории гидравлических машин Института водных проблем и гидротехники АН УзССР.

¹ Наблюдения произведены автором. В настоящее время станция закрыта и демонтирована.

в Хорезмской области, по ежедневным наблюдениям за период с 26 мая по 5 сентября. Станция орошала посевы хлопчатника. Расходы воды измеряли с помощью водослива.

Отмеченные на графике перерывы водоподачи происходили вследствие перебоев в подвозе нефти, которую доставляли и хранили в бочках по 200—250 кг. С 18 по 21 июля станция не работала из-за неисправности двигателя.

На рис. 1б для сравнения показан действительный эксплуатационный график восьмиагрегатной насосной станции мощностью 2900 л. с. за период с 18 мая по 15 сентября, орошавшей хлопковые плантации совхоза „Баяут № 4“¹.

Расходы воды измеряли с помощью вертушек на специальном гидрометрическом посту в голове машинного канала.

Эксплуатация станции проходила в условиях непрерывной потребности в воде, чем объясняется напряженность графика.

При сравнении графиков видно, что они не сильно отличаются один от другого по

В табл. 1 приведены основные технические параметры насосных установок указанных и некоторых других распространенных типов.

Одно из достоинств установок такого рода — возможность быстрой замены двигателя или насоса в случае необходимости сложного ремонта.

Всего по Узбекистану на январь 1957 г. в ведении Управления механизации МСХ УзССР на временных оросительных установках малой мощности числилось 2362 насоса и в том числе 2109 насосов

Таблица 1

Распространенные в республиках Средней Азии
мелиоративные насосные установки малой мощности

Марка насоса	Тип двигателя	Параметры насоса			
		n , об/мин	Q , л/сек	H , м	η , %
Пропеллерные горизонтальные (ИБПиГ АН УзССР)					
ПГ-35 М	Трактор ДТ-54	960	320	4,8	76
ПГ-35 МА	Дизель Д-48Л	1000/1200	250/290	7	75
ПГ-35×2	Дизель Д-100	800/1000	250/290	9—10	70
10 Пр	Трактор ДТ-20	1450	165	4,5	77
Вертикальные пропеллерные для буровых скважин (ИБПиГ АН УзССР)					
ВП-24 М	Электродвигатель вертикальный—55 квт	1450	130/200	24,5/12,5	68,5
ВП-8	Электродвигатель вертикальный—14 квт	2920	35	23	67
С насосами центробежного типа					
НМ 200/40	Электродвигатель гори- зонтальный—35 квт	1450	55	40	67
С-245	Дизель Т-62 (*Анди- жанец 13*)	1500	8/30	20/14	—
12 НДс	Электродвигатель— 65 квт	960	200	25	87
14 НДс	Электродвигатель— 100 квт	960	250	32	86

конструкции ИБПиГ. Из общего числа насосов в Хорезмской области находилось 898.

Кроме того, большое количество таких установок имеется в ведении Управления совхозов и Министерства водного хозяйства республики. Они распространены также в Туркмении, Киргизии, Таджикистане и Казахской республике.

Одноагрегатные установки временного типа малой мощности успешно служат водному хозяйству хлопкосеющих районов.

Многолетний опыт эксплуатации большого числа оросительных установок временного типа еще раз убеждает в том, что при налаженном снабжении горючим одноагрегатная установка обеспечивает нормальную, бесперебойную подачу воды на поля. Однако сказанное

относится только к установкам с малой производительностью — в пределах от 25 до 350 л/сек.

Иначе обстоит дело с одноагрегатными установками большой производительности. В УзССР имеется одна такая установка. Нижняя зона машинного орошения в совхозе «Фархад» обслуживается одним насосным агрегатом производительностью 3,65 м³/сек, установленным на Баяутской насосной станции. Станция действует с 1959 г. Первые два года ее эксплуатации показали, что емкость машинного канала и распределительной сети недостаточна для того, чтобы сглаживать временные несоответствия между постоянной подачей воды и изменяющимся потреблением ее на полях.

Регулирование работы агрегата временем создавало толчки водоподачи и нарушало ритм поливов хлопчатника. Этот опыт показывает, что без наличия достаточно большой аккумулялирующей емкости станция с одним и, вероятно, двумя агрегатами большой производительности неудобна в эксплуатации.

Таким образом, можно предположить, что предел применения одноагрегатных оросительных установок в значительной степени зависит от их производительности и наличия аккумулялирующей емкости в верхнем бьефе. Без нее он измеряется, по-видимому, сотнями литров в секунду, а не кубометрами.

Одноагрегатные насосные установки малой мощности эффективны во временных системах машинного орошения при наличии у эксплуатирующей организации запасных насосов и двигателей. Они удобны также для орошения сельскохозяйственных культур, допускающих длительные интервалы между поливами, и в районах, где возможна аварийная подача воды из другого источника. Важную роль играет организация их эксплуатации.

О ВЫБОРЕ ЧИСЛА АГРЕГАТОВ

Ниже рассмотрим станции средней и большой мощности. Выбор числа агрегатов станции начинается всегда после того, как на карте местности намечены точки забора и выпуска воды и построен график водопотребления.

Обычно в проекте оросительной станции насосные агрегаты выбирают, основываясь на графике продолжительности расходов водопотребления, с учетом оптимального числа агрегатов, необходимых для удовлетворения потребности хозяйства в воде, и нередко прибавляют еще один агрегат в качестве резервного. М. М. Флоринский [1] отмечает возможность применения резервных агрегатов половинной мощности по сравнению с основными. Они предназначаются, в частности, и для снятия пиков нагрузки станции.

На основании анализа выполненных проектов насосных станций кафедра использования водной энергии и насосных установок Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства рекомендует «...выбор числа насосных агрегатов производить по сводному графику, составленному из условий нормальной работы насосной станции при выходе из строя 1 агрегата» [5]. Такая формулировка нам кажется не совсем удачной: она не выявляет отличия предлагаемого метода от общепринятого, основанного на построении графика продолжительности расходов водопотребления.

Гипроводхоз МСХ СССР в изданных им материалах к техническим условиям и нормам проектирования оросительных систем [4] рекомендует за расчетную производительность станции принимать

максимальный расход по графику водопотребления, умноженный на коэффициент форсирования¹, число агрегатов, равное четырем, считать оптимальным, а резервные агрегаты вообще не предусматривать. Регулирование подачи воды производить только временем работы агрегатов. Рекомендуется также устраивать бассейны суточного регулирования водоподдачи на поля.

Среднеазиатские системы машинного орошения обслуживают в основном посевы хлопчатника. Их графики водопотребления довольно однообразны. Повсюду поливы начинаются с апреля, достигают максимума летом и прекращаются на зимние месяцы. На засоленных землях в Голодной степи, Ферганской долине, в низовьях Аму-Дарьи и некоторых других районах, помимо предпосевных и вегетационных поливов, производятся еще и промывочные (в осенне-зимний период).

На рис. 2 изображены построенные по проектным данным подекадные графики поливов хлопчатника и подачи воды насосными агрегатами двух электрифицированных насосных станций в Ферганской долине. Первая из них имеет четыре агрегата, подключенных попарно к двум ниткам напорного трубопровода, чем и вызвана разница в проектных производительностях насосов при их раздельной и совместной работе. Вторая станция оборудована шестью насосными агрегатами с отдельными напорными трубопроводами. Высоты подъема воды у обеих станций практически постоянные, так как станции расположены на зарегулированных каналах.

Сравнение проектных графиков работы этих станций и целого ряда других им подобных, составленных для различных хлопкосеющих районов УзССР и ТаджССР, показывает, что четыре насосных агрегата одинаковой мощности на станции вполне могут обеспечить выполнение поливного графика. Это подтверждается также опытом

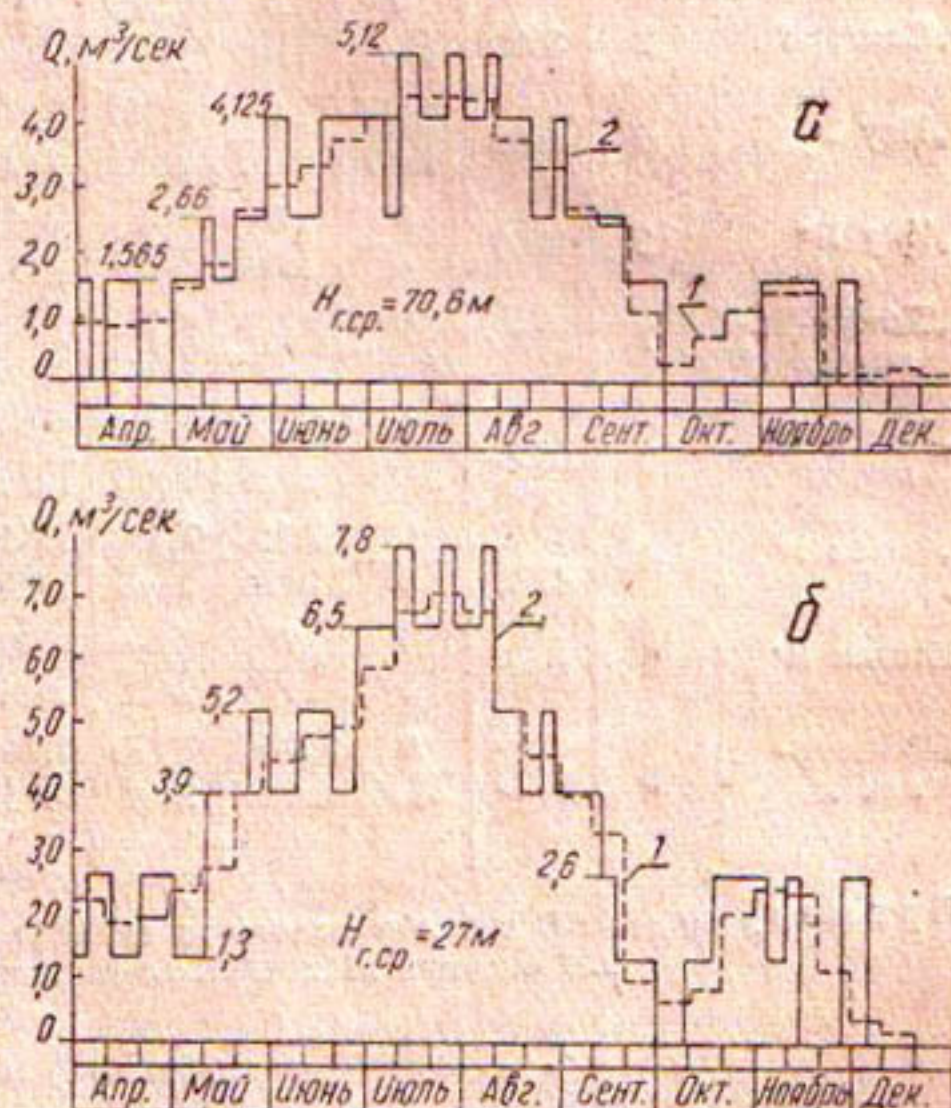


Рис. 2. Типичные графики водопотребления (1) и водоподдачи (2) для оросительных насосных станций:

а—четыреагрегатная станция с двумя нитками трубопровода; б—шестиагрегатная станция с индивидуальными трубопроводами.

эксплуатации первых относительно крупных четырехагрегатных электрифицированных насосных станций, построенных в ТаджССР в период с 1953 по 1956 г.: «Унджи I» с общей производительностью четырех агрегатов $11200 \text{ м}^3/\text{час}$, «Унджи II» производительностью $8600 \text{ м}^3/\text{час}$ и «Нау I» — 14400 .

В табл. 2 и 3 приведены некоторые данные, характеризующие дей-

¹ Форсированные расходы обычно принимаются на 15% больше нормальных.

ствительную работу десяти электрифицированных насосных станций в Ленинабадской области.

Таблица 2

Коэффициенты выполнения плана водоподачи по месяцам насосными станциями Ленинабадской области (числители) и план в тысячах кубометров воды на 1960 г. (знаменатели)

Насосная станция	Число агрегатов	Q_p м ³ /час	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь
„Самгар I“	7	6500	$\frac{0,0914}{4836}$	$\frac{0,569}{9360}$	$\frac{1,002}{19349}$	$\frac{1,135}{23400}$	$\frac{0,93}{29016}$	$\frac{0,959}{29016}$	$\frac{0,907}{23400}$	$\frac{0,442}{19349}$	$\frac{0,582}{4680}$
„Самгар II“	4	5940	$\frac{0}{4554}$	$\frac{0,1983}{4278}$	$\frac{0,942}{11049}$	$\frac{1,075}{14970}$	$\frac{0,937}{17677}$	$\frac{0,924}{17677}$	$\frac{1,012}{12822}$	$\frac{0,412}{8839}$	—
„Самгар III“	2	3600	$\frac{0}{1339}$	$\frac{0}{1296}$	$\frac{0,448}{2678}$	$\frac{0,967}{5184}$	$\frac{0,961}{5357}$	$\frac{0,527}{5357}$	$\frac{1,565}{2592}$	$\frac{0,304}{2477}$	—
„Нау I“	4	3600	$\frac{0,256}{1339}$	$\frac{0}{2592}$	$\frac{0,137}{5357}$	$\frac{0,805}{7776}$	$\frac{0,894}{10714}$	$\frac{0,934}{10714}$	$\frac{2,352}{5184}$	$\frac{1,540}{2592}$	$\frac{0}{0}$
„Нау II“	2	3600	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{1296}$	$\frac{0}{2678}$	$\frac{0,47}{5184}$	$\frac{0,683}{5357}$	$\frac{0,771}{5357}$	$\frac{1,255}{2592}$	$\frac{3,46}{936}$	$\frac{0}{0}$
„Ходжа-Бакирган I“	7	6500	$\frac{0}{4836}$	$\frac{0,858}{14040}$	$\frac{0,767}{14478}$	$\frac{0,982}{28080}$	$\frac{0,96}{29016}$	$\frac{1,189}{28080}$	$\frac{1,06}{28080}$	$\frac{0,777}{19360}$	$\frac{0,806}{6000}$
„Ходжа-Бакирган II“	5	6500	$\frac{0}{2418}$	$\frac{0,996}{9360}$	$\frac{0,87}{9360}$	$\frac{0,983}{18720}$	$\frac{0,944}{19344}$	$\frac{1,097}{19344}$	$\frac{1,512}{14040}$	$\frac{0,655}{11752}$	$\frac{0}{0}$
„Янтak I“	4	4700	$\frac{0}{0}$	$\frac{0,104}{3384}$	$\frac{0,193}{5245}$	$\frac{0,443}{16920}$	$\frac{0,483}{17484}$	$\frac{0,782}{17484}$	$\frac{1,067}{10152}$	$\frac{0,599}{6993}$	$\frac{0,615}{1795}$
„Янтak II“	2	3000	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{1118}$	$\frac{0}{2351}$	$\frac{0,569}{4550}$	$\frac{0,92}{4576}$	$\frac{0,848}{4576}$	$\frac{1,159}{2275}$	$\frac{0,43}{2351}$	$\frac{0,564}{619}$
„Дальверзин I“	5	6500	$\frac{0}{4836}$	$\frac{0,0047}{9360}$	$\frac{0,175}{9360}$	$\frac{0,705}{18720}$	$\frac{0,682}{29016}$	$\frac{1,24}{19349}$	$\frac{1,32}{14014}$	$\frac{0,906}{7280}$	$\frac{0,487}{2032}$

Примечания. 1. В таблицу не вошли станции „Унджи I“ и II.
2. Сведения за ноябрь по станциям „Самгар II“ и III отсутствуют.

Таблица 3

Коэффициенты фактического использования по времени агрегатов насосных станций за июль и август 1960 г.

Насосная станция	Номер агрегата						
	1	2	3	4	5	6	7
„Самгар I“	0,966	0,980	0,420	0,972	0,930	0,957	0,490
„Ходжа-Бакирган I“	0,952	0,971	0,992	0,980	0,990	0,995	0,455
„Ходжа-Бакирган II“	0,982	0,987	0,683	0,786	0,455	—	—
„Дальверзин I“	0,920	0,983	0,960	0,986	0,684	—	—
„Нау I“	0,911	0,900	0,928	0,926	—	—	—
„Янтak I“	0,934	0,952	0,951	0,831	—	—	—
„Самгар II“	0,903	0,943	0,916	0,965	—	—	—
„Самгар III“	0,956	0,532	—	—	—	—	—
„Янтak II“	0,896	0,917	—	—	—	—	—
„Нау II“	0,668	0,787	—	—	—	—	—

Следует заметить, что ни на одной из этих станций нет действующих водомерных устройств. В эксплуатационных журналах ведутся записи только времени пуска и остановки насосных агрегатов.

В отчетах по эксплуатации системы машинного орошения производительности насосных агрегатов каждой станции принимаются постоянными, равными величинам (Q_p), указанным в табл. 2. Фактически поданный каждой станцией за месяц объем воды вычисляется по формуле

$$W_{\text{факт}} = \frac{Q_p \sum t_{\text{агр}}}{1000} \text{ тыс. м}^3/\text{мес},$$

где $\sum t_{\text{агр}}$ — сумма часов работы всех агрегатов станции за месяц;

Q_p — расчетная производительность одного агрегата.

Коэффициент выполнения плана водоподачи равен

$$a = \frac{W_{\text{факт}}}{W_{\text{план}}},$$

где $W_{\text{план}}$ — запланированная месячная подача воды станцией, тыс. м³/мес.

Обследование показало, что станции, имеющие четыре агрегата, подавали воду не менее устойчиво, чем пяти- и семиагрегатные. Станции с двумя агрегатами в меньшей степени обеспечивали подачу воды.

Наиболее напряженными по водопотреблению для всех станций были июль и август.

В табл. 3 даны фактические коэффициенты использования каждого из агрегатов этих станций за два наиболее напряженных месяца эксплуатации.

Коэффициенты подсчитывали по формуле

$$a_i = \frac{t_{\text{агр}}}{1488},$$

где 1488 — общее число часов в июле и августе. Они показывают, что станции с числом агрегатов 5 и 7 имели в этот период по одному, а «Самгар I» — два мало загруженных агрегата; четырехагрегатные наиболее полно и равномерно использовали установленную мощность, а двухагрегатные работали несколько менее устойчиво.

Сопоставление данных табл. 2 и 3 приводит к заключению, что малое использование по времени отдельных агрегатов станций было вызвано не отсутствием потребности в воде, а другими причинами, по-видимому, технического характера, которые препятствовали их работе.

Показанные в табл. 2 расчетные производительности представляют собой проектные производительности установленных на станциях насосов. Поэтому значения коэффициентов (a_i) в табл. 3 выше 0,9, по-видимому, надо считать нормальными, учитывая необходимость кратковременных остановок насосных агрегатов для профилактических уходов и текущего ремонта.

В итоге данные эксплуатации не выявляют явных преимуществ многоагрегатных станций в отношении обеспечения плана водоподачи.

В упомянутом выше совхозе «Фархад» верхний орошаемый массив обслуживается только тремя крупными насосными агрегатами производительностью по 3,05 м³/сек каждый, установленными на той же Баяутской насосной станции. По проекту один из них считается резерв-

ным как для верхней, так и для нижней зоны. Однако уже во втором году эксплуатации станции площадь орошаемых земель верхней зоны была увеличена за счет освоения целины и все агрегаты станции фактически стали рабочими.

Накопленный за последнее время опыт проектирования оросительных насосных станций большой производительности показывает, что допустимое минимальное число агрегатов связано также с типом насосов и системой регулирования подачи воды.

На оросительных насосных станциях регулирование подачи воды можно осуществлять различными способами, но чаще всего применяется регулирование временем работы насосных агрегатов.

Дросселирование трубопровода ввиду неэкономичности используется кратковременно — в периоды пуска и остановки агрегатов с центробежными насосами. Для регулирования осевых насосов оно не применяется.

Регулирование только временем работы осевых насосов большой производительности (свыше $10 \text{ м}^3/\text{сек}$) может вызывать толчки в системе водоводов [6, 7] и размывы берегов и дамб каналов волнами попусков. В таком случае может оказаться целесообразной установка дорогостоящих крупных насосов с регулируемыми лопастями рабочего колеса или увеличенного числа агрегатов меньшей производительности вместо облицовки каналов на большом протяжении. Подобный случай отмечен при разработке Узгипроводхозом первого варианта проектного задания Амукаракульского машинного оросительного канала в 1958 г.

Все рассмотренные выше примеры из практики дают возможность заключить, что минимальное число агрегатов крупной оросительной насосной станции, помимо необходимости обеспечения графика водопотребления, зависит от общей ее производительности, аккумулирующей емкости верхнего бьефа, конструкции и длины отводящего и подводящего каналов и от системы регулирования производительности насосных агрегатов.

Если трасса напорного трубопровода станции длинная, то удобно иметь четное число агрегатов, объединяемых двумя нитками напорного трубопровода.

В заключение остается добавить, что М. Я. Чернышев [2] рекомендует пользоваться графиком совместной параллельной работы насосов с целью подбора насосных агрегатов. Однако, по нашему мнению, такой график более полезен в качестве диспетчерского графика на действующей станции. Он наглядно показывает возможные режимы работы станции, что позволяет лучше организовать ее эксплуатацию в соответствии с поступающими заявками на воду.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД

Предлагаемый ниже метод выбора числа агрегатов оросительных насосных станций основан на анализе технических характеристик насосов современных марок. В этом методе график продолжительности расходов водопотребления не нужен, а график водопотребления используется только для определения расчетной производительности станций.

Метод основан на следующих положениях, подтверждаемых изложенными выше соображениями для хлопкосеющих районов Средней Азии.

1. Установки малой мощности с одним агрегатом производительностью до 500 л/сек в состоянии обеспечить выполнение плана поливов

ных услови бесперебойного снабжения их горючим или электроэнергией.

2. На мощных насосных станциях четыре агрегата обладают маневренностью, достаточной для обеспечения поливного графика даже при регулировании подачи воды только временем работы агрегатов.

3. Число агрегатов нужно не искать, а назначать, исходя из соображений экономии капиталовложений и обеспечения маневренности станций. Искать же надо насосы, наиболее соответствующие намеченному числу агрегатов по размерам и быстроходности.

Сравнение технико-экономических показателей насосных агрегатов, соответствующих разным числам агрегатов, позволит найти правильное решение.

В любое время насосная станция должна обеспечивать потребность орошаемого хозяйства в воде, но при этом не следует допускать избытка водоподдачи. Необходимо стремиться к соблюдению равенства водоподдачи и водопотребления за каждый расчетный интервал времени (рис. 2)

$$T_a \left(c \sum_{i=1}^{i=Z-1} Q_i + c_1 Q_Z \right) = Q_T \Delta T, \quad (1)$$

где $T_a = 24 - T_{п.у}$ нормальное число часов работы насосного агрегата в сутки с учетом времени профилактических уходов ($T_{п.у}$), час/сутки;

$\Delta T = 24c$ — расчетный интервал времени, в течение которого водопотребление и высота подъема воды считаются постоянными, час;

c — число суток в расчетном интервале времени [обычно 10 (11) или 5 (6)];

Z — число агрегатов, находящихся в действии;

Q_Z — производительность пикового агрегата;

$c_1 \leq c$ — число суток работы пикового агрегата (может быть не равным целому числу);

Q_i — производительности базисных агрегатов;

Q_T — расход, требуемый по графику водопотребления.

В случае больших относительных изменений высоты подъема в течение поливного периода связанные с ними изменения производительности насосов, при постоянном числе оборотов, становятся настолько большими, что появляется необходимость учитывать их в расчетах. Это можно осуществить путем приведения графика водопотребления к средневзвешенной высоте подъема

$$H_{г. ср} = \frac{\sum H_g Q_T \Delta T}{\sum Q_T \Delta T}; \quad (2)$$

здесь Q_T — расходы по графику водопотребления;

H_g — соответствующие им геометрические высоты подъема;

ΔT — расчетные интервалы времени.

На рис. 3 показаны в безразмерной системе координат совмещенные напорные характеристики насосов типа НДс и Оп. Такие же семейства кривых были построены для насосов типа Д,В и НДн, применяемых в ирригации.

В результате сравнения кривых получены обобщенные напорные характеристики насосов центробежного и осевого типов, представленные ниже (%):

H	$Q_{\text{центр}}$	$Q_{\text{осев}}$	H	$Q_{\text{центр}}$	$Q_{\text{осев}}$
130	—	75	95	105	102
125	—	82	90	109	104
120	60	88	85	112	106
115	70	92	80	115	108
110	80	95	75	118	110
105	90	98	70	120	112
100	100	100	65	—	114
—	—	—	60	—	116
—	—	—	50	—	118
—	—	—	40	—	120

Они представляют собой нижние огибающие нескольких совмещенных характеристик группы близких по быстроходности насосов [10] разных размеров (рис. 3). Таким образом, эти характеристики определяют ми-

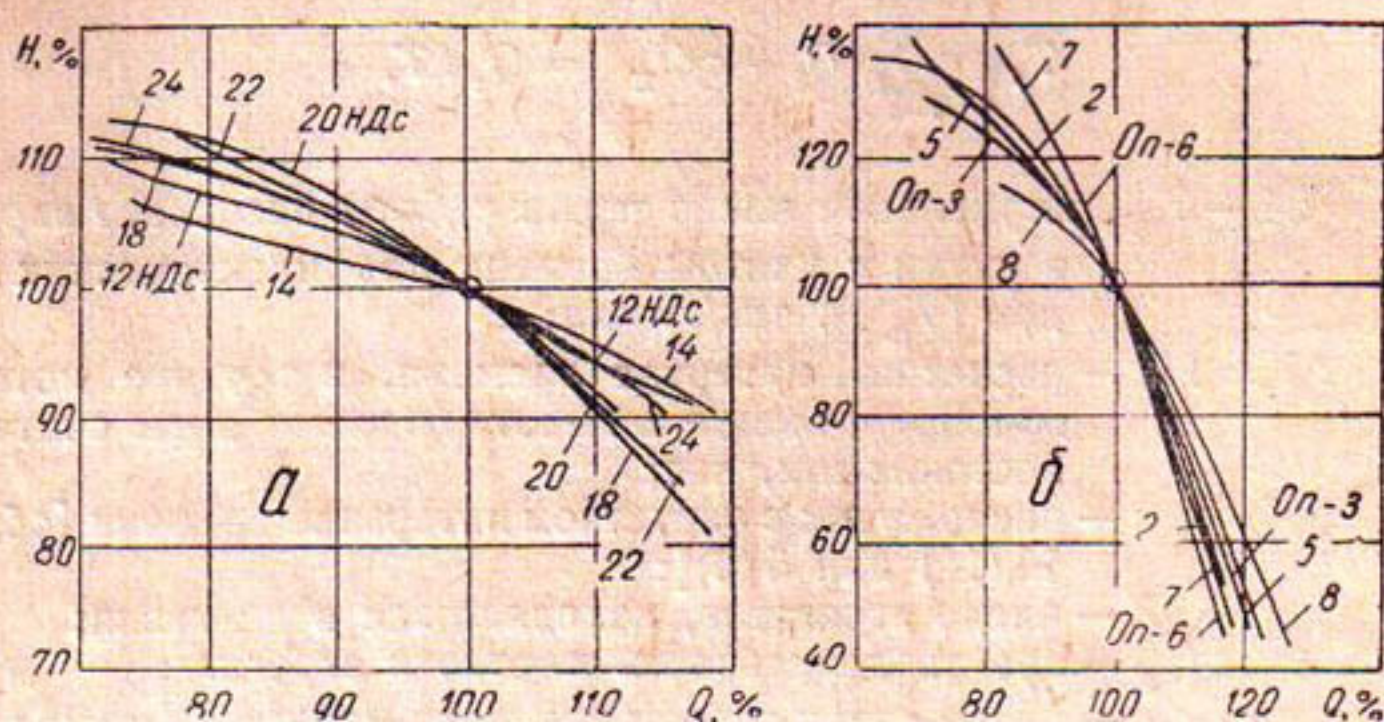


Рис. 3. Безразмерные напорные характеристики насосов, применяемых в ирригации:

насосы: а—центробежные типа НДс; б—осевые типа Оп.

нимальное увеличение или максимальное уменьшение производительности насосных агрегатов вследствие колебаний высоты подъема.

Для каждого из интервалов времени по графикам высот подъема и водопотребления относительная высота подъема воды составляет

$$H_r, \% = \frac{H_r}{H_{r, \text{ср}}} \cdot 100.$$

Соответствующая ей относительная производительность агрегатов станции ($Q, \%$) определяется по вышеприведенным цифровым данным в предположении, что манометрический напор насосов (в процентном выражении) изменяется так же, как высота подъема

$$H, \% \approx H_r, \%. \quad (3)$$

Расход водопотребления, приведенный к средней высоте подъема, для данного интервала времени будет равен

$$Q_{\text{пр}} = \frac{Q_r}{Q, \%} \cdot 100. \quad (4)$$

Всего несколькими подсчетами по уравнениям (3) и (4) находят максимальную величину приведенного расхода водопотребления.

Расчетную производительность определяют как произведение максимального приведенного расхода водопотребления на коэффициент форсирования поливов. Она будет

$$Q_{\text{ст}} = 1,15 Q_{\text{пр. макс.}} \quad (5)$$

Ей соответствует постоянная геометрическая высота подъема, определяемая по уравнению (2).

При изменении числа агрегатов высота подъема воды остается без изменения. Манометрический напор тоже можно считать постоянным. Изменяется производительность насоса и мощность двигателя. Этим создается разнообразие вариантов подбора основного оборудования станции.

Напорные трубопроводы современных оросительных насосных станций часто имеют длину, измеряемую сотнями метров, и выполняются в две нитки. Во многих случаях их делают стальными.

К моменту выбора числа насосных агрегатов трасса трубопровода, а следовательно и его ориентировочная длина, бывают известны. Это дает возможность приблизительно определить высоту потери напора в трубопроводе, исходя из средних величин экономически выгодной скорости воды. В пределах значений расхода воды, приходящегося на одну нитку трубопровода, от 1,0 до 10,0 м³/сек она составляет в среднем от 2,0 до 3,0 м³/сек, возрастая с увеличением расхода воды.

Удельная потеря напора в трубопроводе из новых стальных труб, по формуле Ф. А. Шевелева, составляет

$$\frac{h_w}{l} = 0,00107 \frac{v^2}{d^{1,3}}.$$

Выразив диаметр через расход и скорость, получим

$$i = \frac{h_w}{l} = 0,00107 \left(\frac{\pi}{4} \right)^{0,65} \frac{v^{2,65}}{Q^{0,65}}, \quad (6)$$

где Q — расход, приходящийся на одну нитку трубопровода. На рис. 4 дан график, служащий для определения удельной потери напора на основании этой формулы.

Ориентировочная величина требуемого манометрического напора будет определяться по уравнению

$$H = H_{\text{г. ср}} + il + h'_w, \quad (7)$$

в котором l — длина одной нитки трубопровода;

h'_w — 0,2 — 0,5 м — местные потери напора и перепады свободной поверхности воды на решетках в аванкамере и в водовыпускном сооружении.

В каталогах характеристики насосов даются при различных числах оборотов и в режиме максимального к. п. д. имеют разные манометрические напоры, не совпадающие с требуемым напором для данной станции. Поэтому мы рекомендуем пользоваться удельными показателями, приведенными к напору в один метр.

По формуле изогональных режимов приведенная расчетная производительность всей станции будет

$$q_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{\sqrt{H}}; \quad (8)$$

где $Q_{\text{ст}}$ — расчетная производительность станции по уравнению (5);
 H — ориентировочное значение расчетного манометрического напора по уравнению (7).

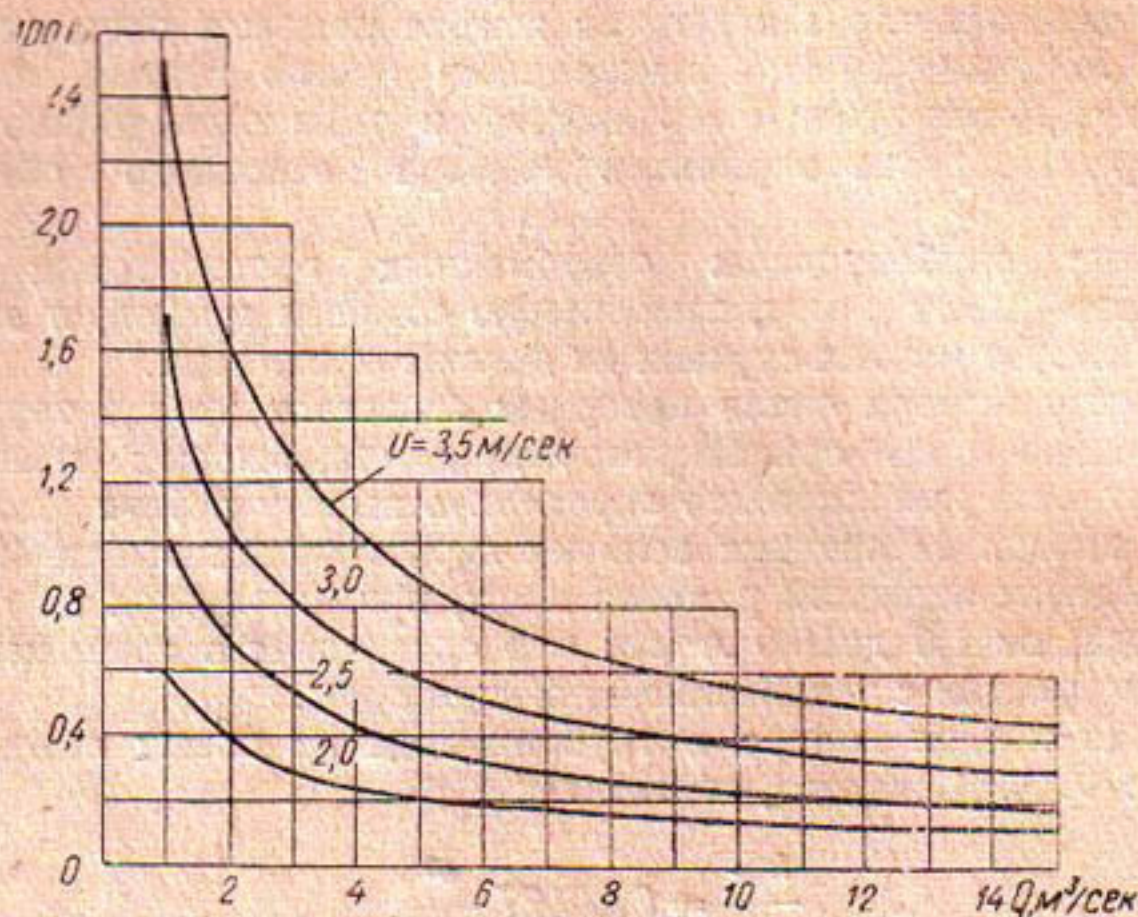


Рис. 4. График для определения удельной потери напора в стальном трубопроводе по формуле Ф. А. Шевелева.

Приведенная подача каждого из намечаемых насосных агрегатов при максимальном значении к.п.д. насоса равна

$$q = \frac{Q_{\text{н}}}{\sqrt{H_{\text{н}}}}; \quad (9)$$

здесь индекс н обозначает насос, выбранный по каталогу.

Необходимое число агрегатов (Z_0) должно быть таким, чтобы соблюдать условие

$$q_{\text{ст}} < \sum_{i=1}^{i=Z_0} q_{\text{н}i}. \quad (10)$$

Если все насосные агрегаты выбираются одинаковыми, что наиболее желательно, то их число должно быть

$$Z_0 \geq \frac{q_{\text{ст}}}{q_{\text{н}}}. \quad (11)$$

На рис. 5 точками отмечены приведенные производительности и максимальные напоры большинства центробежных насосов, применяемых в ирригации. Вышли за пределы графика и не показаны насосы

14 D-6 с $q_n = 0,0309$ и $H_{\text{макс}} = 125$ м и насос 70 В-36 с $q_n = 0,19$ и $H_{\text{макс}} = 23$ м.

Подобный график может быть составлен и для осевых насосов.

Задаваясь различным числом агрегатов, по формулам (8) — (11) и рис. 5 можно быстро наметить несколько приемлемых вариантов числа агрегатов и марок насосов.

Пользоваться графиком 5 надо так. Задав число агрегатов, из уравнения (11) находят желаемую величину приведенной произво-

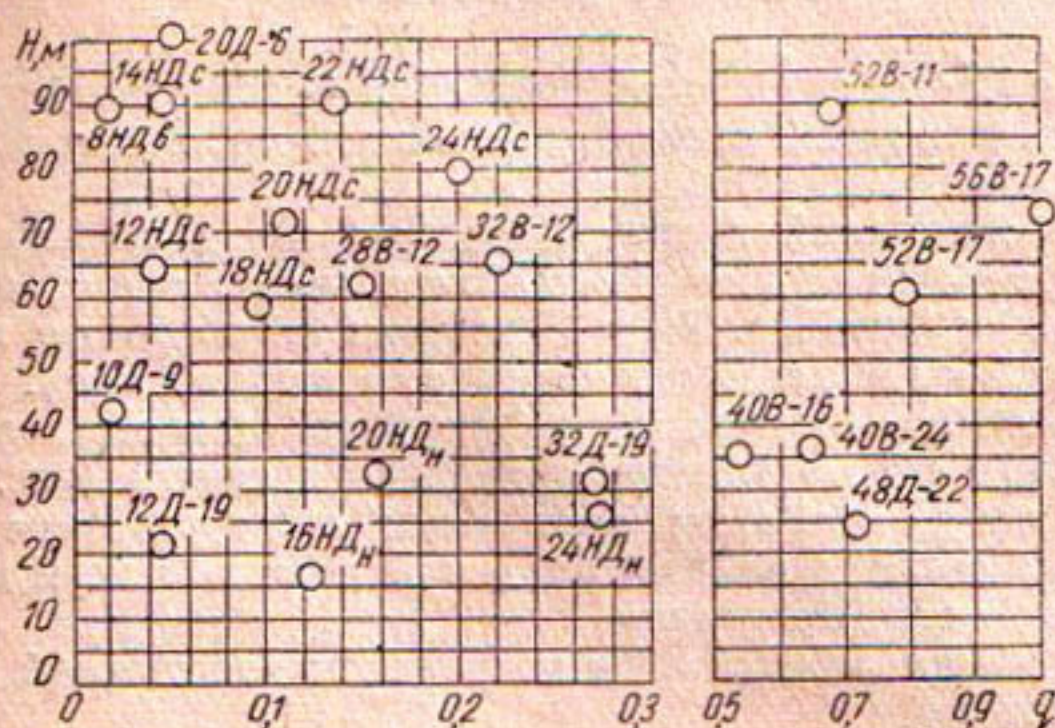


Рис. 5. Приведенные производительности q_n и нормальные напоры H_n центробежных насосов, применяемых в ирригации (график служит для выбора числа агрегатов оросительных станций).

дательности насоса. На рис. 5 отмечают вертикаль, соответствующую этой приведенной производительности, на вертикали — высоту расчетного манометрического напора. И, наконец, выписывают марки насосов, близко расположенных к вертикали и находящихся выше или на уровне отмеченной высоты напора. В результате можно получить одну-две перспективных марки насосов при данном числе агрегатов. Изменив число агрегатов еще два-три раза, можно подобрать для сравнения от трех до восьми вариантов насосного оборудования станции.

Если станция входит в систему зонального машинного орошения, то, кроме того, в случае надобности, открываются две возможности продолжения подбора агрегатов.

Одна из них — изменение схемы водоподачи без затрагивания зон орошения. При двухзональном орошении возможны четыре принципиальных схемы водоподачи, а при трехзональном — девять. Конечно, выбор схем водоподачи диктуется в основном рельефом орошаемого массива и расположением его по отношению к водоему. Но при многозональном орошении число возможных схем так велико, что всегда можно наметить два-три и больше вариантов. Изменение схемы водоподачи отражается на схеме электроснабжения объекта и на зональных машинных каналах, не затрагивая ирригационной сети и орошаемых площадей.

Вторая возможность заключается в перераспределении орошаемых площадей по зонам без заметного уменьшения экономии электроэнергии

или в изменении числа зон, если объект имеет больше шести зон орошения.

Конечно, то и другое повлечет за собой необходимость перепроектирования части ирригационной сети, что не желательно.

Окончательный выбор числа насосных агрегатов и их оборудования должен производиться на основании сравнения технико-экономических показателей наиболее перспективных вариантов из числа отобранных рекомендованным выше способом.

О РЕЗЕРВНЫХ АГРЕГАТАХ

Если сравнивать условия эксплуатации оросительной, водопроводной и гидроэлектрической станций одинаковой мощности, то можно отметить следующее.

Работа оросительной насосной станции носит сезонный характер с довольно продолжительным перерывом в зимнее время, достаточным для ремонта оборудования. Этим качеством не обладают ни водопроводная станция, ни ГЭС, если она не входит в энергосистему.

График работы оросительной насосной станции составляется заранее и в процессе его выполнения допускаются сдвиги (рис. 2), не отражающиеся на урожайности орошаемых культур. Даже аварийная остановка всей станции на два-три дня в поливной период не грозит посевам тяжелыми последствиями.

Подобный режим эксплуатации неприемлем для станций других рассматриваемых видов.

Магистральная линия водопроводной насосной станции, как и линия электропередачи ГЭС, в состоянии передать потребителю полную отдачу станции, включая резервную мощность. Перегрузка магистралей в том и другом случае сопровождается лишь увеличением потерь энергии в них.

В системах же машинного орошения стоимость каналов часто бывает настолько велика по сравнению со стоимостью насосной станции, что оказывается экономически не целесообразным строить их для расходов воды, превышающих форсированные по графикам водоподачи, а это ограничивает возможность использования всей установленной мощности станции, имеющей специальные резервные агрегаты.

Все вышеизложенное не оправдывает установки дополнительных резервных агрегатов на оросительных насосных станциях сверх необходимых по графику форсированного водопотребления.

Вместе с тем, необходимо предусматривать возможность расширения станции и установки дополнительных агрегатов, если в районе расположения станции имеются земли, для которых может потребоваться машинное орошение в будущем в связи с развитием орошаемых хозяйств.

Опыт эксплуатации целого ряда крупных оросительных насосных станций в УзССР и ТаджССР уже не раз подтверждал возникновение необходимости дополнительно увеличить подачу воды в связи с ростом орошаемого объекта по мере его освоения.

Возможность расширения станции без остановки ее на длительный период определяется в значительной степени расположением обслуживающих сооружений (распределительное, трансформаторная подстанция, мастерская и т. п.) по отношению к машинному зданию, конструкцией аванкамеры и водовыпускного сооружения. Аванкамера, машинное здание и водовыпускное сооружение должны проектироваться

с перспективой второй очереди строительства — расширения их в одну и ту же сторону.

На рис. 6 схематически представлен план станции № 1 Янтакского массива, построенной по проекту Средазгипроводхлопка. Пунктирными линиями показано запроектированное увеличение числа агрегатов станции в связи с освоением новых земель.

В табл. 4 помещены проектные данные о средних числах работающих агрегатов по декадам за весь поливной сезон на станции № 2 зонального машинного орошения Дальверзинского массива. Данные этой

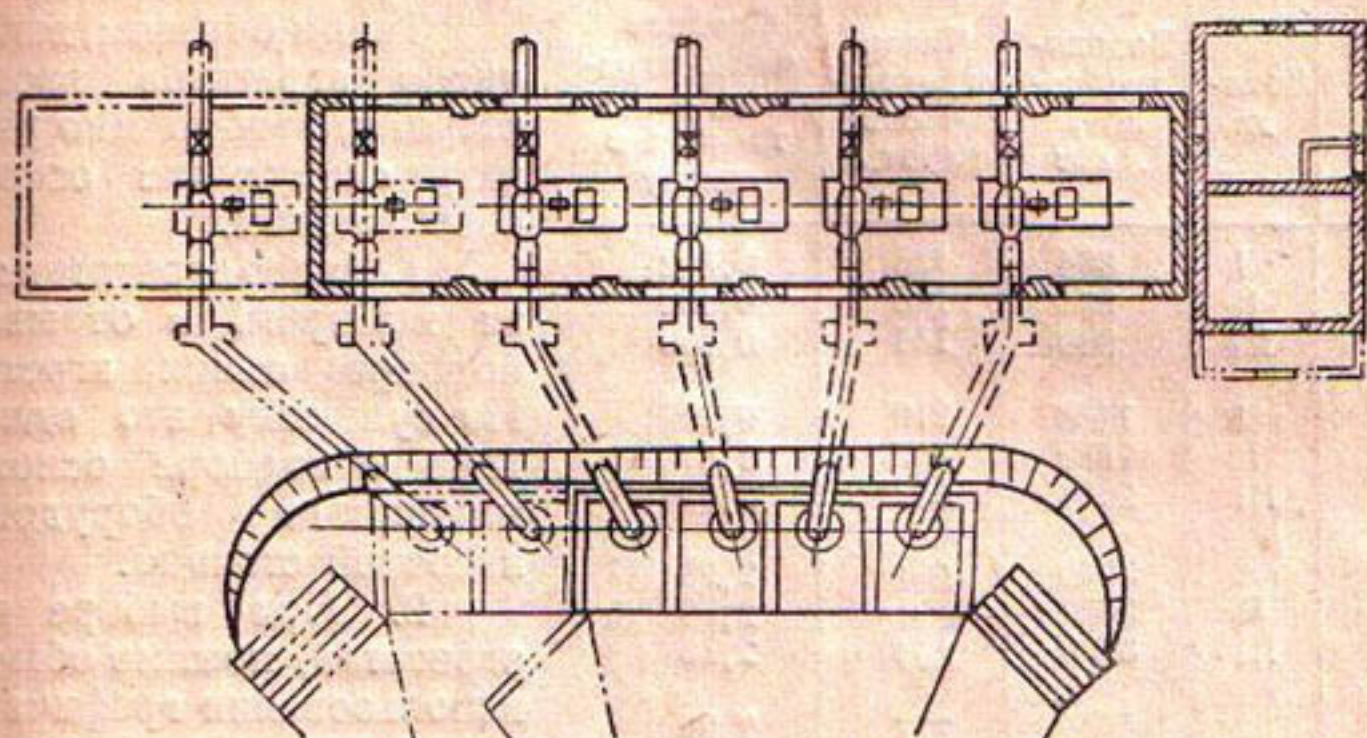


Рис. 6. Схематический план оросительной насосной станции № 1 Янтакского массива (пунктиром показано расширение станции на два агрегата).

таблицы типичны для многих насосных станций, орошающих хлопковые плантации в республиках Средней Азии. Они показывают, что станция должна подавать воду круглосуточно, непрерывно с начала апреля до декабря, т. е. в течение 27 декад. Однако все четыре агрегата будут использоваться в короткие промежутки времени летом в течение только трех декад. В течение шести декад на станции в резерве будет один агрегат. Все остальное время (18 декад) в резерве будут находиться два и три агрегата.

Коэффициент использования рабочего времени установленной мощности станции, вообще низкий для оросительных насосных станций, в данном случае равен

$$\alpha = \frac{\sum Z_{cp} \Delta t}{Z_0 8760} = 0,336, \quad (12)$$

что близко к его обычному значению.

Низкие значения этого коэффициента также подтверждают возможность обходиться без специального резервного агрегата сверх выбранных по потребности в воде.

В системе зонального машинного орошения существует возможность гарантировать подачу воды во все зоны, за исключением верхней, путем переброски воды по каналам из одной зоны в другую. Однако этим нарушается принцип зонального орошения и увеличивается себестоимость полива. В отдельных случаях представляется возможность сделать водовыпуск из напорного трубопровода данной зоны в зону, расположенную на одну ступень ниже. Такое предложение было сде-

лено в Узгипроводхозе (инженером П. Е. Плесовских) для нижней зоны машинного орошения в совхозе «Фархад» в 1954 г., но от него отказались и запроектировали переброску воды из второго машинного канала в первый, вместо установки резервного агрегата для нижней зоны. Из контрольных расчетов видно, что устройство водовыпуска на

Таблица 4

Проектные режимы работы насосной станции
„Дальверзин II“ (4 агрегата)

Месяц	Дека- да	Водопо- требле- ние, л/сек	Число агрегато- часов работы	Среднее число агре- гатов, рабо- тающих в декаду
Апрель	I	884	135	0,562
	II	834	135	0,562
	III	940	144	0,660
Май	I	1430	219	0,91
	II	1880	352	1,47
	III	2664	552	2,09
Июнь	I	3040	531	2,21
	II	3390	491	2,04
	III	3750	654	2,73
Июль	I	4130	717	2,99
	II	4485	844	3,52
	III	4485	928	3,51
Август	I	4420	829	3,46
	II	3730	680	2,83
	III	3310	633	2,40
Сентябрь	I	2700	506	2,10
	II	2465	464	1,24
	III	1025	298	0,0615
Октябрь	I	233	35,7	0,144
	II	630	96,7	0,408
	III	1068	180	0,76
Ноябрь	I	1357	208	0,487
	II	1357	208	0,487
	III	67	10,3	0,028
Декабрь	I	67	10,3	0,0418
	II	137	21,0	0,87
	III	98	10,1	0,038
Всего			11082,1	

трубопроводе верхней зоны дает некоторую экономию энергии по сравнению с переброской воды из верхнего машинного канала.

Таким образом, выбирая число агрегатов насосной станции, необходимо учитывать следующие основные соображения.

1. Число агрегатов нельзя выбирать в отрыве от подбора самих агрегатов. По существу это одна задача о подборе основного машинного оборудования насосной станции.

2. При выборе числа агрегатов, помимо обычного использования графика расходов водопотребления, рекомендуется применять более точный аналитический метод приведенных производительностей, изложенный в настоящей работе. В отношении станций большой производительности следует иметь в виду, что станция с четырьмя одинаковыми агрегатами обладает маневренностью, вполне достаточной для обеспечения любого графика полива.

3. Если высота подъема воды на станции в течение поливного сезона подвержена значительным колебаниям, то при выборе числа агрегатов график водопотребления надо привести к

средневзвешенной высоте подъема.

4. Наличие большой аккумулирующей воду емкости в верхнем бьефе дает возможность значительно, чуть ли не вдвое, понизить мощность станции за счет увеличения времени работы насосных агрегатов и сократить до предела их число.

5. Для насосных агрегатов большой производительности необходимо предусматривать ее регулирование в периоды их пуска и остановки с целью выравнивания режимов подводящих и отводящих водоводов.

6. Вышеприведенные расчеты, а также практика эксплуатации показывают, что без резервных агрегатов можно обойтись. Вместе с тем, имеется ряд примеров возникновения необходимости в установке дополнительных насосных агрегатов в связи с развитием орошаемого хозяйства. Поэтому должна быть обеспечена возможность расширения насосных станций на тех объектах, где имеются свободные площади, пригодные для машинного орошения в будущем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Флоринский М. М. Насосы и насосные станции, М., Сельхозгиз, 1959.
 2. Чернышев М. Я. Мелиоративные насосные станции, М., Сельхозгиз, 1933.
 3. Баранов В. А. О выборе вариантов при подборе насосных агрегатов крупных оросительных насосных станций, Тезисы XIX научно-технической конференции ТИИИМСХ, Ташкент, ТИИИМСХ, 1960.
 4. Материалы к ТУ и Н проектирования оросительных систем (насосные станции), М., Гипроводхоз МСХ СССР, 1959.
 5. Колпакова Т. А. Выбор числа насосных агрегатов мелиоративных насосных станций, Тезисы XX научно-технической конференции ТИИИМСХ, Ташкент, ТИИИМСХ, 1961.
 6. Флоринский М. М. Совместные режимы работы осушительных насосных станций и подводящих каналов, Автореферат канд. дисс., М., 1953.
 7. Семенидова В. И. Гидроаккумулирующие электростанции для суточного регулирования каскада ГЭС, Автореферат канд. дисс., Ташкент, САзПИ, 1954.
 8. Турк В. Н. Насосы и насосные станции, М., ГИЗ по строительству и архитектуре, 1953.
 9. Бельков Н. И. «Вестник ирригации», 1926, № 12.
 10. Насосы, каталог-справочник, М., Машгиз, 1960.
-

В. А. БАРАНОВ

ПЕРВИЧНЫЙ ПОДБОР НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Первичный подбор насосных агрегатов производят с целью возможного выявления всех перспективных вариантов основного оборудования оросительной насосной станции. Окончательно выбирать агрегаты нужно на основе сравнения их технико-экономических показателей.

Предлагаемый ниже метод первичного подбора насосных агрегатов включает в себя построение кривых относительной экономичности, которые позволяют быстро определить энергетическое соответствие каждого из намеченных вариантов машинного оборудования станции.

Просмотренные нами проектные задания и технические проекты тридцати электрифицированных насосных станций из числа разработанных Средазгипроводхозом, Узгипроводхозом, Таджикгипроводхозом и гипроводхозом МСХ СССР за период с 1953 по 1960 г., позволяют сделать следующие выводы о подборе насосных агрегатов в этих проектах.

1. В записках не только отсутствует детальное сравнение, но нет даже простого перечня рассмотренных вариантов основного оборудования. При утверждении проекта в Научно-техническом совете это лишает возможности убедиться в том, что учтены все перспективные варианты подбора оборудования и найдено действительно наилучшее решение. Таким недостатком страдают все без исключения рассмотренные проекты.

2. Имеющиеся типовые проекты насосных станций недостаточно используются в практике проектирования. Значительно чаще применяются аналоги, т. е. выполненные ранее проекты станций с более или менее близкими параметрами. По отзывам проектировщиков, это происходит главным образом потому, что в типовых проектах недостаточно учитываются особенности рельефа и геологии местности. Наиболее полезными оказываются типовые конструкции отдельных узлов и деталей установок.

3. В результате роста мощности ирригационных насосных станций схемы их компоновки приобретают сходство со схемами ГЭС, имеющих аналогичные гидравлические параметры. Это позволяет в проектах насосных станций частично использовать опыт проектирования ГЭС.

В руководствах по проектированию гидроэлектростанций много внимания уделяется подбору гидроагрегатов, что вполне оправдывает себя на практике [2]. К сожалению, этого нельзя сказать о существую-

ших руководствах по проектированию мелиоративных насосных станций [6]. В современной технической литературе как отечественной, так и иностранной, мы не встречали опубликованного метода или схемы подбора насосно-силового оборудования мелиоративных насосных станций за исключением работы [3]. Нет их и в нормативных указаниях, изданных Гипроводхозом МСХ СССР в 1959 г. Существующие типовые проекты также не дают ответа на этот вопрос.

4. Мощность многих из современных мелиоративных насосных станций настолько велика, что приходится учитывать единицы процентов к.п.д. их агрегатов. Вместе с тем технико-экономические расчеты, производимые при сравнении вариантов проекта, в большинстве случаев сводятся к определению только удельной стоимости капитальных затрат, что ни в какой мере нельзя признать достаточным.

5. Для сокращения сроков строительства и пуска станции в эксплуатацию проектное задание должно содержать все необходимые данные для заказа насосов, двигателей и важнейшего вспомогательного оборудования. В нем должны быть полностью решены вопросы о выборе насосных агрегатов. Однако это полезное правило не всегда соблюдается. Имеются случаи, когда в процессе строительства станции пришлось изменить состав основного оборудования из-за отказа завода-поставщика выполнить заказ (два случая в числе рассмотренных). В другой раз предложенное при рассмотрении в НТС улучшение в оборудовании станции оказалось невозможно осуществить, так как насосы были уже заказаны и получены (Баяутская насосная станция в УзССР).

Тип и размеры выбранных насосов в значительной степени определяют тип и размеры машинного здания и оказывают решающее влияние на технико-экономические показатели станции. В качестве примера на рис. 1 представлен баланс энергии одного из агрегатов современной электрифицированной оросительной установки. Из рисунка видно, что двигатель не используется на полную мощность и больше всего энергии теряется в насосе.

Таким образом, все вышеприведенное подтверждает необходимость развития и систематизации подбора насосных агрегатов в проектах насосных станций машинного орошения.

Подбор насосных агрегатов начинается после того, как выявлены расчетные значения высоты подъема воды и производительности станции, назначены варианты числа агрегатов и определены манометрические напоры насосов на основании технико-экономических расчетов трубопроводов.

В современных каталогах насосов имеются сводные графики полей $Q-H$, по которым легко можно наметить несколько типов и размеров насосов для различных вариантов расчетных значений производительности и напора в зависимости от числа агрегатов на станции и схемы подачи воды [12, 13].

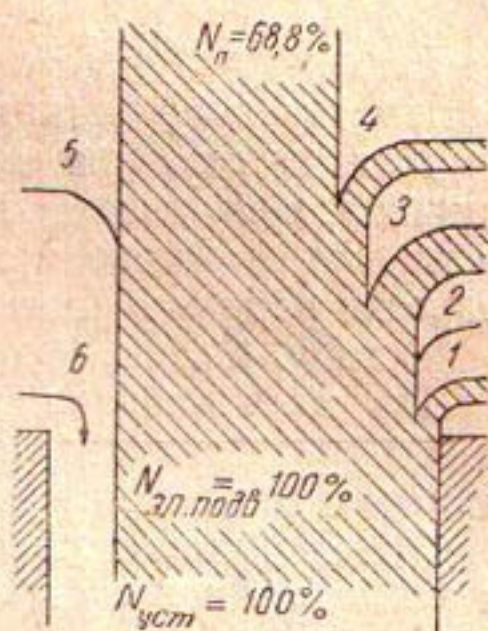


Рис. 1. Баланс энергии насосного агрегата станции «Дальверзин II»:

Потери мощности, %: 1—в двигателе—6,1; 2—в трансмиссии—0; 3—в насосе—16,9; 4—в трубопроводе—8,2; 5—бесполезная мощность (переподъем воды)—0; 6—недогрузка двигателя—21%; $N_{уст}$ — установленная мощность двигателя; $N_{эл. подв}$ — электрическая подводимая мощность; N_n — полезная мощность.

Для оценки степени соответствия намеченных насосов условиям проекта и отбора наиболее перспективных вариантов мы неоднократно использовали во время экспертиз и консультаций следующий простой метод, основанный на законе подобия [4].

Производительность насоса, приведенная к напору в 1 м,

$$q = \frac{Q}{\sqrt{H}}. \quad (1)$$

На основании закона подобия размер намеченного по каталогу насоса будет соответствовать требованиям проекта в том случае, если масштабный коэффициент окажется близким к единице. Последний определяется по формуле

$$m = \frac{D_n}{D} = \sqrt{\frac{q_n}{q}}, \quad (2)$$

где индекс n относится к данным каталога, а величины без индекса соответствуют проектному заданию.

Для вычисления масштабного коэффициента необходимо, чтобы величина приведенной подачи насоса (q_n) соответствовала максимальному значению его к. п. д. при любом числе оборотов без учета подрезки рабочего колеса.

В табл. 1 даны основные технические параметры насосов.

По величине отклонения масштабного коэффициента от единицы можно сразу определить, в какой степени тот или иной насос по своим размерам соответствует проектным условиям.

Необходимое число оборотов насоса для заданных значений Q и H на основании закона пропорциональности будет

$$n = n_0 \frac{Q}{Q_0}, \quad (3)$$

где n_0 — число оборотов насоса по его рабочей характеристике;
 Q — заданная производительность агрегата;

$Q_0 = f(q)$ — производительность насоса по его рабочей характеристике, соответствующая режиму работы, изогональному с заданным в проекте. Изогональность режимов определяется равенством

$$q_0 = q.$$

В целях определения величины Q_0 на характеристике насоса по уравнению (1) строят кривую параметров линий пропорциональности (q_0), как показано на рис. 2.

Возможность наиболее простой компоновки насосного агрегата выясняется сравнением найденного по уравнению (3) числа оборотов насоса с числом оборотов двигателя подходящей мощности.

Для выбора двигателя по каталогу, учитывая, что двигатель всегда выбирается с запасом мощности, к. п. д. насоса можно принять тот (η_0), который на рис. 2 соответствует вспомогательной величине расхода (Q_0) в уравнении (3).

При расчетных значениях напора и производительности агрегата паспортная мощность электродвигателя должна быть

$$N_{\text{дв. уст}} > \frac{\gamma Q H}{102 \cdot \eta_0} \text{ кВт}. \quad (4)$$

Номер по порядку	Марка насоса	Диаметр напорного патрубка, мм	Q , л/сек	H , м	n , об/мин	N , кВт		η , %	$H_{\text{вкл}}^{\text{норм}}$, м	D_0 , мм	$q_{\text{н}}$, м ³ /сек $\pm$ м ^{0,5}	u , м/сек	n_s
						на валу насоса	электро-двигателя						
1	8НДв	200	200	89	1450	216	240	81	1,4	525	0,02125	40,25	55,2
2	12НДс	300	350	64	1450	250	270	88	3,6	460	0,0438	34,9	82,8
3	14НДс	350	450	90	1450	447	500	89	2	540	0,0476	40,9	86
4	18НДс	450	750	58	960	470	520	91	1,3	700	0,0985	35,19	102,5
5	20НДс	500	950	71	960	725	800	91	1,3	765	0,1125	38,4	99,5
6	22НДс	500	1300	90	960	1250	1350	92	1,0	860	0,137	43,2	94,5
7	24НДс	600	1800	79	750	1500	1600	92	2,0	990	0,2025	38,8	98,6
8	16НДн	400	500	16	960	89,1	100	88	5,5	410	0,125	20,50	219,0
9	20НДн	500	900	32	960	308	350	89	2,9	550	0,159	27,6	176,5
10	24НДн	600	1400	26	730	398	450	90	3,0	690	0,274	26,35	193,2
11	10Д-9	200	133	41,5	1450	66,6	75	81	7,5	366	0,0207	27,75	83,3
12	12Д-19	250	217	21,3	1450	55,2	75	85,5	5,1	300	0,047	22,7	175,6
13	14Д-6	200	347	125	1450	566	650	76	4,6	660	0,0309	50,0	53,6
14	20Д-6	300	542	100	970	710	840—950	77,5	4	855	0,0542	43,3	58,2
15	32Д-19	600	1500	30,5	730	556	590	81	5,6	740	0,271	28,25	177,5
16	48Д-22	900	3472	23,6	485	914	1100	88	3,2	985	0,715	37,5	218
17	28В-12	500	1195	61	600	800	1000	88,5	5,2	1100	0,153	34,5	109,5
18	32В-12	700	1807	65	500	1310	1700	88	4,4	1360	0,224	35,6	106,9
19	40В-16	800	3058	34,4	368	1160	1300	88	3,9	1450	0,532	27,9	165,2
20	40В-24	—	3900	35,9	500	1580	1600	87	—1,4	1185	0,65	31,0	244,0
21	52В-11	—	6394	88	375	6300	7500	88	—1,3	2200	0,682	43,2	120,0
22	52В-17	—	6116	60	375	4100	5000	88,5	—1,4	1800	0,798	35,3	156,8
23	56В-17	—	8500	72	375	6700	7500	90,5	—2,5—3,5	1990	1,002	39,1	161
24	70В-36	—	15300	23	250	4050	4400	85,5	—1	2200	3,19	28,8	339
25*	НМ200/40	150	55	40	1450	32,2	35	67,0	4,0	—	0,0087	—	—
26	ПГ-35М	450	320	4,8	960	19,8	22	76,0	2,5	350	0,146	17,6	—
27	ПГ-35×2	450	295	9,0	960	37,2	42	70,0	2,5	350	0,0985	17,6	—
28	10Пр	250	165	4,5	1450	9,45	14	77,0	2,0	240	0,078	18,2	—
29*	ВП-24×5М	300	165	25,0	1450	59	75	68,5	2,0	240	0,033	18,2	—

Примечание. Марки насосов, отмеченные звездочкой, в каталог не вошли;
 $q_{\text{н}}$ — приведенная производительность, D_0 — диаметр рабочего колеса (нормальный), u — окружная скорость.

Соединение центробежного насоса напрямую с валом двигателя при использовании подрезки рабочего колеса с целью подгонки оборотов насоса под обороты двигателя возможно в том случае, если найденное по уравнению (3) число оборотов насоса не выходит за пределы

$$1 \geq \frac{n}{n_{\text{дв}}} \geq 0,8. \quad (5)$$

Это неравенство составлено в предположении, что подрезка допустима в пределах 20% диаметра колеса.

Само собой понятно, что число оборотов насоса не должно превосходить максимального допустимого значения. Иными словами, напор насоса по каталогу должен быть не ниже требуемого по проекту.

Превышать указанное в каталоге максимальное число оборотов насоса можно только с разрешения завода-поставщика. Перед тем, как запрашивать завод, рекомендуем сделать следующие контрольные расчеты при повышенных оборотах.

1. Проверить допустимую высоту всасывания.

2. Проверить максимальную окружную скорость вращения рабочего колеса. Она существует при разгонных числах оборотов насосного агрегата, находящегося в тур-

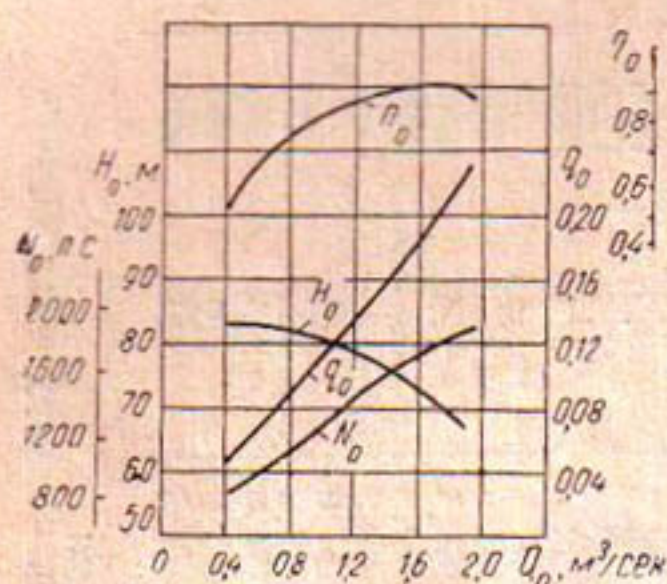


Рис. 2. Кривая параметров линий пропорциональности (q), построенная на рабочей характеристике насоса 24 НДс при $n_0=750$ об/мин и $D=940$ мм.

бинном режиме. Для чугунных рабочих колес предельная окружная скорость составляет 45—50 м/сек [7, 8].

3. Подсчитать увеличение вращающего момента и скручивающих напряжений вала. Кроме того, для вертикального насоса, имеющего удлиненный вал, может потребоваться подсчет критического числа оборотов.

Следующее необходимое условие нормальной работы насоса — отсутствие кавитации. Оно заключается в соблюдении неравенства

$$H_{\text{вс}} + H_{\text{вс}} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} < H_{\text{вак1}}^{\text{доп}} - \frac{Z_a}{900}, \quad (6)$$

где слагаемые левой части представляют собой геометрическую высоту всасывания, сумму потерь напора во всасывающей трубе и скоростной напор при входе в насос.

В правой части неравенства (6) —

Z_a — абсолютная отметка местности;

$H_{\text{вак1}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса в данном режиме.

Последняя для центробежных насосов определяется по формуле [14]

$$H_{\text{вак1}}^{\text{доп}} = 10 - \left(10 - H_{\text{вак}}^{\text{доп}}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^2, \quad (7)$$

где n — число оборотов насоса, принятое после подбора двигателя;
 n_0 — число оборотов насоса по каталожной характеристике (рис. 2) без подрезки рабочего колеса;
 $H_{\text{взк}}^{\text{доп}}$ — берется по каталожной характеристике насоса для фиктивного расхода (Q_0), определяемого по уравнению

$$Q_0 = Q \frac{n_0}{n},$$

в котором Q — производительность насоса в данном режиме, например, при максимальной или минимальной высоте подъема.

Для вертикальных насосов осевого типа допустимая высота всасывания, или необходимое затопление рабочего колеса, вычисляется по формуле

$$H_{\text{вс}} = 10 - \Delta h_1 - \frac{Z_a}{900}; \quad (8)$$

здесь Δh_1 — кавитационный запас.

Величина последнего зависит от типа насоса, диаметра рабочего колеса, угла установки лопастей, числа оборотов и месторасположения рабочей точки на напорной характеристике насоса

$$\Delta h_1 = K_{\Delta h_1} n^2 D^2,$$

где $K_{\Delta h_1}$ — коэффициент кавитационного запаса.

На универсальных характеристиках современных осевых насосов нанесены изолинии кавитационных запасов или соответствующих им коэффициентов.

Насосные агрегаты, наиболее соответствующие проектным условиям по размерам насоса, числу оборотов и допустимой высоте всасывания или необходимой глубине затопления, могут быть приняты для последующего технико-экономического сравнения вариантов.

Когда двигатель уже выбран и установлено число оборотов насоса, появляется возможность подобрать степень подрезки рабочего колеса насоса в соответствии с мощностью двигателя или проектной производительностью агрегата. Подрезку желательно подобрать так, чтобы использовать двигатель на полную мощность, но не допустить опасной перегрузки его при сезонных изменениях высоты подъема.

По кривой мощности при постоянном числе оборотов насоса можно качественно определить, в каких условиях нагрузка двигателя будет наибольшей.

Рассмотрим случай, когда загрузку двигателя надо проверять по минимальной высоте подъема, т. е. по максимальной подаче воды насосом. Такую характеристику имеет большинство центробежных насосов.

Если насосы подключаются к общему напорному трубопроводу, то максимальная подача воды насосом будет существовать тогда, когда в работе находится только один из них.

Уравнение линии минимальных манометрических напоров имеет вид

$$H = H_{\text{г. мин}} + KQ^2, \quad (9)$$

где K — общий коэффициент сопротивления трубопровода.

Задав произвольно величиной $Q_{\text{макс}}$ манометрический напор вычисляем по уравнению (9) и максимальную приведенную подачу

воды (q) — по уравнению (3). По рис. 2 определяем вспомогательную величину (Q_0) и находим число оборотов насоса по уравнению (3), а также к. п. д. насоса (η_0) по его рабочей характеристике в зависимости от Q_0 .

К. п. д. насоса в данном режиме определяется с поправкой на число оборотов [5] по формуле

$$\eta = \eta_0 - \Delta\eta. \quad (10)$$

Ниже даны значения поправок:

Ориентировочные значения снижения к. п. д. насосов с уменьшением числа оборотов

$\frac{n}{n_0} = 1$	0,87	0,76	0,66	0,57	0,52	0,45	0,40	0,36	0,3
$\Delta\eta = 0$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10

Максимальная мощность на валу насоса в рассматриваемом случае равна

$$N_{\max} = 9,8 \frac{Q_{\max} H}{\eta}. \quad (11)$$

Задавшись двумя-тремя значениями $Q_{\max}$, можно подобрать оптимальное число оборотов насоса ($n_{\text{опт}}$), соответствующее наилучшему использованию мощности двигателя. Таким же способом можно произвести расчеты, если максимальная мощность на валу насоса будет существовать при минимальной подаче воды (осевые насосы) или при каком-либо промежуточном ее значении.

Для агрегатов мощностью в сотни киловатт запас мощности 2—5% считается нормальным [9, 11].

В условиях жаркого климата Средней Азии надо иметь в виду снижение допустимой нагрузки электродвигателей в зависимости от температуры окружающего воздуха: 35°C—0; 40°C—5; 45°C—12,5; 50°C—25% (по данным каталога электродвигателей серии ФАМСО).

Необходимый диаметр подрезанного рабочего колеса центробежного насоса (D) для непосредственного соединения вала насоса с валом двигателя при выбранном значении оптимального числа оборотов насоса определяется по формуле

$$D = D_0 \frac{n_{\text{опт}}}{n}, \quad (12)$$

где $n = n_{\text{дв}}$ — число оборотов насоса после соединения напрямую с двигателем.

В отечественной литературе [9] рекомендуются следующие оптимальные пределы обточки рабочего колеса в зависимости от его коэффициента быстроходности:

$n_s = 60 - 120$	$\left(1 - \frac{D}{D_0}\right)_{\text{опт}} = \text{до } 20\%$
120 — 200	до 15 — 10%
200 — 300	до 10 — 7%.

Можно считать, что при этом снижение к. п. д. насоса не будет превосходить 2%.

Пересчет рабочей характеристики насоса на выбранные значения числа оборотов и диаметра рабочего колеса производится по формулам

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_0 \frac{nD}{n_0 D_0} \\ H &= H_0 \left(\frac{nD}{n_0 D_0} \right)^2 \\ \eta &= \eta_0 - \Delta\eta \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

где $\Delta\eta$ — понижение к. п. д. насоса.

В насосах осевого типа изменение рабочей характеристики при заданном числе оборотов достигается выбором угла установки лопастей рабочего колеса. Однако произведенные нами опыты [10] показали, что в некоторых случаях может быть применена и обточка колеса по диаметру при одновременной смене втулки колесной камеры для восстановления нормальной ширины радиального зазора.

Помещенные в каталогах [14] характеристики центробежных насосов с подрезанными рабочими колесами соответствуют пересчетам по формулам (13). Однако К. Пфлейдерер [7] рекомендует иметь в виду, что высота напора уменьшается несколько больше чем пропорционально квадрату диаметра. Поэтому если вести расчеты по формулам (13), то действительную подрезку колеса следует принимать равной

$$\Delta D = k(D_0 - D),$$

где в среднем $k = 0,75$.

М. Д. Айзенштейн [8] отмечает, что обточка колес насосов с $n_s = 200 - 280$ до $0,9 D_0$ соответствует теоретической обточке до $0,86 D_0$, а обточка до $0,85 D_0$ — теоретической до $0,79 D_0$, где $D_0 = \frac{1}{2}(D' + D'')$ — средний выходной диаметр колеса с косым выходом. Для колес с $n_s = 60 - 100$ при обточке до $0,9 D_0$ кривая напоров совпадает с расчетной.

Обточка рабочего колеса по выходному диаметру не отражается на пересчетах допустимой высоты всасывания. На основании формулы (6) строят кривую предельно допустимых геометрических высот всасывания насоса ($H_{вс}$) в зависимости от секундной подачи воды (Q). Она потребуется в дальнейшем для определения допустимых наивысших отметок расположения насосов и пола машинного помещения, что, в свою очередь, позволит обосновать выбор типа стационарного здания в зависимости от колебаний отметки горизонта воды в нижнем бьефе станции в течение поливного периода и года.

Приведенная подача насоса и масштабный коэффициент, определяемые уравнениями (1) и (2), после обточки рабочего колеса не изменяются. Остается постоянной также и вспомогательная кривая (q_0), показанная на рис. 2.

Технико-экономические расчеты не входят в задачу первичного подбора насосных агрегатов. Ниже приводятся некоторые соображения, позволяющие получить представление об относительной экономичности выбранного агрегата без проведения расчетов стоимости строительства и эксплуатации станции.

Для действующей оросительной насосной станции главными показателями ее эксплуатации являются стоимость кубометра поднятой воды и общая производительность станции [6]. При проектировании же станции основными показателями ее технического совершенства следует считать полные к. п. д. насосных агрегатов, включая трубопроводы, и стоимость одного тонно-метра полезной работы, отнесенные к средне-

взвешенной высоте подъема, равной

$$H_{г. ср} = \frac{\sum H_r Q \Delta T}{\sum Q \Delta T}, \quad (14)$$

где ΔT — расчетные интервалы времени;

Q — расходы по графику водопотребления;

H_r — соответствующие им геометрические высоты подъема воды по графику горизонтов воды в источнике питания станции и кривой наполнения машинного канала.

Для рассматриваемого насосного агрегата стоимость 1 м³ поднятой воды может быть представлена в следующем виде:

$$s_v = \frac{s}{3600 Q}; \quad (15)$$

здесь Q — производительность насосного агрегата;

s — средняя за год стоимость одного часа работы одного насосного агрегата.

Полный к.п.д. насосного агрегата, отнесенный к геометрической высоте подъема воды насосом, может быть представлен в виде

$$\eta_a = 9,8 \frac{QH_r}{N_{эф}} \cdot \eta_{дв}, \quad (16)$$

где $N_{эф}$ — эффективная мощность на валу электродвигателя;

$\eta_{дв}$ — к.п.д. электродвигателя при данной нагрузке.

Эффективная мощность на валу двигателя, в свою очередь, равна

$$N_{эф} = 9,8 \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot \eta_{пер}} \quad (17)$$

или

$$N_{эф} = \eta_{дв} \cdot N_{эл. подв}, \quad (18)$$

где $N_{эл. подв}$ — мощность электрического тока, подводимого к электродвигателю;

η — к.п.д. насоса;

$\eta_{пер}$ — к.п.д. трансмиссии (если она имеется);

H — манометрический напор.

В другом виде полный к.п.д. агрегата представляет собой произведение к.п.д. двигателя, трансмиссии, насоса и трубопровода

$$\eta_a = \eta_{дв} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta \cdot \eta_{тр}, \quad (19)$$

в котором к.п.д. трубопровода равен отношению геометрической высоты подъема воды насосом к манометрическому напору при данном расходе

$$\eta_{тр} = \frac{H_r}{H_r + KQ^2}. \quad (20)$$

Стоимость одного тонно-метра полезной работы агрегата составляет в общем виде

$$s_p = \frac{s_v}{\eta H_r}. \quad (21)$$

С учетом уравнений (15), (16) и (19) уравнение (21) преобразуется в уравнение следующего вида:

$$s_p = \frac{0,00503}{\eta_{пер}} \cdot \frac{s}{N_{эф}} \cdot \frac{1}{\eta \cdot \eta_{пер}}. \quad (22)$$

Из уравнения (22) видно, что стоимость единицы полезной работы насосного агрегата изменяется прямо пропорционально удельной стоимости его эксплуатации и обратно пропорционально общему к.п.д. гидромеханической части агрегата.

Если в формуле (21) геометрическую высоту подъема принять за независимую переменную, то стоимость одного тонно-метра полезной работы агрегата будет изменяться по кривой, уходящей в бесконечность, при высоте подъема, равной нулю, и при подаче воды, равной нулю.

При постоянном числе оборотов насоса изменение высоты подъема отражается на нагрузке двигателя и его к. п. д., что влечет за собой изменение расхода электроэнергии и часовой стоимости эксплуатации, которая может увеличиваться (для центробежных насосов) или уменьшаться в зависимости от направления кривой мощности на рабочей ха-

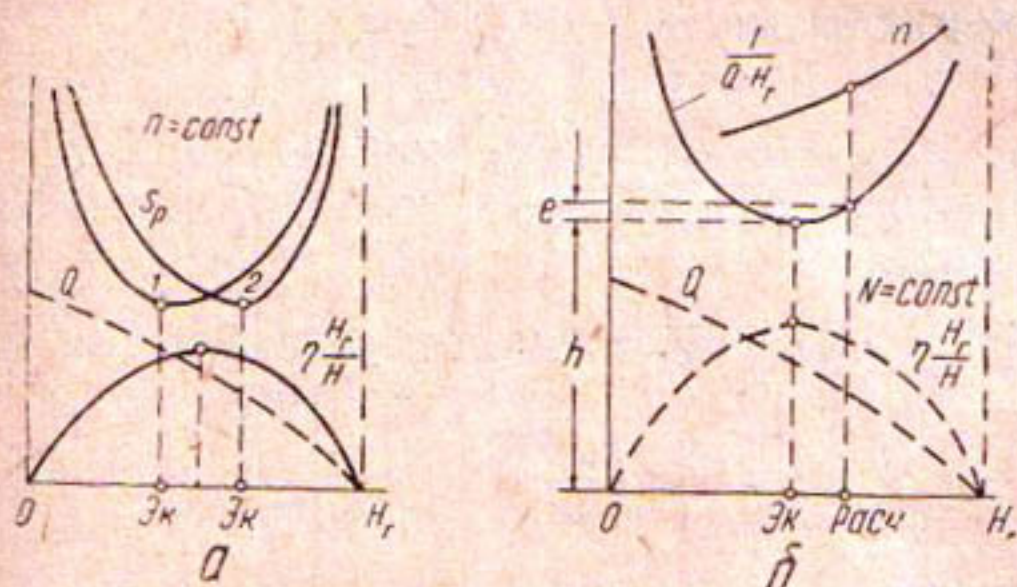


Рис. 3. Техничко-экономические характеристики насосных установок:

a—при постоянном числе оборотов с осевыми (1) и центробежными (2) насосами; *б*—при постоянной нагрузке двигателя и переменном числе оборотов насоса.

рактеристике насоса. Вследствие этого минимум стоимости полезной работы агрегата оказывается смещенным вправо или влево от точки максимального значения его полного к. п. д., как показано на рис. 3 *a*.

Смещения не произойдет, если нагрузка двигателя будет оставаться постоянной, причем число оборотов насоса может быть переменным.

Допустим, что с изменением высоты подъема число оборотов насоса плавно изменяется с сохранением постоянной нагрузки двигателя и число часов работы агрегатов станции в течение года остается постоянным. Тогда среднегодовая стоимость одного часа эксплуатации насосного агрегата будет оставаться постоянной, а выработка станции по воде за год будет переменная. В этом случае при изменении высоты подъема в уравнении (22) второй множитель остается постоянным и стоимость одного тонно-метра полезной работы зависит только от произведения к. п. д. насоса на к. п. д. трубопровода

$$s_p = A \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_{тр}}.$$

Подставив значения этих к.п.д., получим

$$s_p = A \frac{N}{9,8 Q \cdot H_r} = C \frac{1}{Q \cdot H_r}, \quad (23)$$

где C — постоянная величина;

N — мощность на валу насоса, *квт.*

Таким образом, при постоянной нагрузке двигателя и переменном числе оборотов насоса изменение подачи воды в зависимости от геометрической высоты подъема позволяет определить относительную величину стоимости единицы полезной работы насосной установки без проведения экономических вычислений.

Для определения этой зависимости надо пересчитать рабочую характеристику насоса с постоянного числа оборотов (n) на постоянную мощность (N'), соответствующую мощности выбранного двигателя.

Необходимые формулы пересчета получаются на основании уравнений мощности

$$N = 9,8 \frac{Q \cdot H}{\eta}, \text{ квт} \quad (24)$$

и линии пропорциональности

$$Q = q \sqrt{H}, \quad (25)$$

совместное решение которых дает

$$\left. \begin{aligned} Q &= 0,467 (N' \eta' q^2)^{\frac{1}{3}} \\ H' &= \left(\frac{Q'}{q} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Соответствующее число оборотов насоса будет равно

$$n' = n \frac{Q'}{Q}. \quad (27)$$

Рекомендуемая схема расчета следующая: задаются произвольным значением приведенной подачи (q) и по рабочей характеристике насоса (рис. 2) находят соответствующие значения манометрического напора и к.п.д. Затем вычисляют вспомогательные величины по уравнениям (24), (25) и

$$\frac{n'}{n} \approx \sqrt[3]{\frac{N'}{N}},$$

находят поправку к.п.д. насоса $\Delta \eta = f\left(\frac{n}{n_0}\right)$ и определяют его расчетное значение (η'). Наконец, по уравнениям (26) и (27) получают расчетные параметры, приведенные к постоянной мощности.

Соответствующая геометрическая высота подъема вычисляется на основании уравнения линии манометрических напоров

$$H'_r = H' - K_{np} Q'^2, \quad (28)$$

где $K_{\text{пр}}$ — коэффициент характеристики трубопровода приведенный к одному из насосных агрегатов, объединяемых данной ниткой напорного трубопровода.

Этот коэффициент определяется уравнением:

$$K_{\text{пр}} = \frac{H - H_r}{Q_{\text{труб}}^2} \cdot m^2, \quad (29)$$

в котором $Q_{\text{труб}}$ — расход в данной нитке напорного трубопровода (назначается произвольно);
 m — число насосов, питающих данную нитку (имеется в виду, что насосы одинаковые);
 H_r — расчетная геометрическая высота подъема;
 H — соответствующий расходу манометрический напор (включая отвод напорной трубы и всасывающую линию одного из насосов).

Пересчет ведется по точкам, в табличной форме, и в результате пересчета строятся кривые, изображенные на рис. 3б. Они определяют собой экономически выгодную геометрическую высоту подъема для данного комплекта оборудования агрегата, и, кроме того, значение числа оборотов насоса, создающее нормальную загрузку двигателя при колебаниях высоты подъема.

Сравнивая экономически выгодную геометрическую высоту подъема с ее средневзвешенным проектным значением, можно судить, насколько удачно в экономическом отношении в данном агрегате подобраны насос и двигатель.

Критерием оценки может служить предлагаемый нами коэффициент относительной экономичности

$$\beta = 1 - \frac{e}{h}, \quad (30)$$

где значения множителей берутся по кривой, как показано на рис. 3б

Число оборотов насоса, соответствующее проектной высоте подъема, полученное по кривой на рис. 3б, должно совпадать с числом оборотов его, принятым по проекту. Это служит контролем правильности приведенных расчетов.

В табл. 2 дан пример расчета относительной экономичности работы одного из трех насосных агрегатов второй ступени водоподачи насосной станции на Баяутском канале в Голодной степи, пущенной в эксплуатацию летом 1959 г. На рис. 4а приведены кривые, построенные по данным табл. 2. Из них видно, что величина экономически выгодной геометрической высоты подъема хорошо совпадает с ее проектной величиной. На рис. 4б представлена кривая относительной экономичности насосной станции «Самгар II» второй ступени машинного орошения Самарского массива (ТаджССР), которая иллюстрирует некоторое расхождение между проектной высотой подъема воды и ее экономически выгодным значением для выбранного комплекта оборудования. Коэффициент относительной экономичности этой станции получен равным 0,88.

Таким образом, рассмотренный метод первичного подбора насосных агрегатов дает возможность достаточного просто и обоснованно по-

добрать для последующего сравнения варианты машинного оборудования станции, гарантирующего ее нормальное и эффективное действие в эксплуатации.

Таблица 2

Проверка относительной экономичности работы насосной станции „Баяут“ (верхней зоны полива)

3 агрегата на 3 нитки трубопровода;
насосы 48 Д-22, $n=485$ об/мин; колеса $D=985$ мм;
проектный режим: $Q=3,05$ м³/сек, $H=26,0$ м, $\eta=0,875$, $N=890$ кВт;
высоты подъема воды: расчетная — 24,2 м, максимальная — 25,25 м,
минимальная — 22,25 м; $K_{пр}=0,409$

Данные при $n=485$ об/мин					Пересчет на $N'=890$ кВт						H'_r	$\frac{1000}{Q'H'_r}$
Q	H	η	N	q	$\sim \frac{n'}{n}$	$\Delta\eta$	η'	Q'	H'	n'		
4,0	20	0,82	958	0,895	0,975	0,003	0,817	3,91	19,1	474	12,84	19,9
3,8	21	0,845	929	0,829	0,985	0,0025	0,842	3,74	20,6	478	14,82	17,9
3,4	24	0,89	902	0,695	0,990	0,002	0,888	3,39	24	483	19,24	15,22
3,2	25	0,88	893	0,640	0,997	0,0015	0,878	3,20	25,1	485	20,91	14,95
2,8	27	0,845	880	0,540	1,009	0,001	0,844	2,84	27,3	489	24,05	14,75
2,4	28	0,79	836	0,454	1,025	0,0015	0,788	2,46	29,4	496	26,92	15,09
2,0	30	0,71	830	0,365	1,028	0,0015	0,708	2,05	31,6	498	29,88	16,50
1,6	31	0,63	774	0,288	1,050	0,0015	0,629	1,66	34,4	512	33,23	17,80
1,0	33	0,45	705	0,172	1,085	0,0015	0,459	1,075	39,0	522	38,53	24,10
0,8	34	0,39	684	0,137	1,093	0,002	0,388	0,872	40,5	529	40,19	28,50

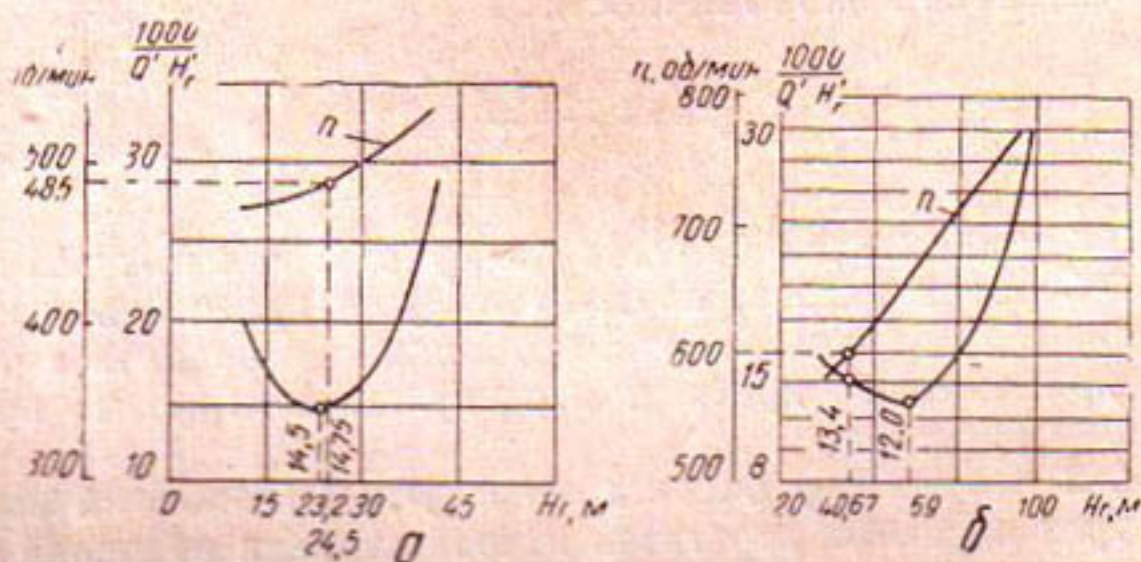


Рис. 4. Кривые относительной экономичности и контрольных чисел оборотов:

а—вторая ступень насосной станции „Баяут“; б—насосная станция „Самгар II“ второй ступени орошения Самгарского массива (ТаджССР).

ЛИТЕРАТУРА

1. Баумгольц А. И., Гордеев А. «Москва — Волгострой», 1937, № 3—4, (28—29).
2. Шапов Н. М. Подбор водяных турбин для гидроэлектростанций, М., Госэнергоиздат, 1949.
3. Прегер Е. А. Подбор лопастных насосов по уравнениям их характеристик, Информационно-технический листок, № 23 (46), Л., 1954.
4. Баранов В. А. Расчет работы ирригационных насосных станций, Ташкент, САНИИРИ, 1941.

- 5 Баранов В. А. Определение экономических режимов мелиоративных насосных установок, Труды САНИИРИ, вып. 93, Ташкент, 1958.
 - 6 Флоринский М. М. Насосы и насосные станции, М., Сельхозгиз, 1959.
 - 7 Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов, М., Машгиз, 1960.
 - 8 Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности, М., Гостоптехиздат, 1957.
 - 9 Турк В. И. Насосы и насосные станции, М., ГСИ, 1953.
 - 10 Баранов В. А., Омелин Н. Н. О подрезке рабочих колес пропеллерных насосов, Труды САНИИРИ, вып. 106, Ташкент, 1960.
 - 11 Материалы к ТУ и Н проектирования оросительных систем (насосные станции), М., Гипроводхоз МСХ СССР, 1959.
 - 12 Баранов В. А. Некоторые вопросы проектирования систем зонального машинного орошения (публикуется в настоящем сборнике).
 - 13 Баранов В. А. О выборе числа агрегатов оросительных насосных станций (публикуется в настоящем сборнике).
 - 14 «Насосы», каталог-справочник, М., Машгиз, 1959.
-

В. А. БАРАНОВ

ВЫРАВНИВАНИЕ ДАВЛЕНИЙ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ИРРИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ С ПОМОЩЬЮ ВОЗДУШНЫХ КОЛПАКОВ

На опытных участках совхоза № 4, организованного на целинных землях в Голодной степи, построена оросительная система с напорными асбоцементными трубопроводами, заменяющими водоподводящие каналы к орошаемым картам. Трубопроводы длиной от 2 до 5 км каждый получают воду из отвода от магистрального Южного Голодностепского канала независимо один от другого. Они снабжены гидрантами, расположенными через каждые 100 м, для подключения

переносных оросительных трубопроводов или дождевальных аппаратов.

Гидранты армированы стандартными задвижками или винтовыми клапанами конструкции Средазгипроводхлопка. На рис. 1 представлен схематический план размещения напорных трубопроводов на землях указанного совхоза.

Трубопроводы уложены на глубине 0,7 м от поверхности земли. Профиль трассы трубопроводов, пересекающих горизонтали, в значительной степени зависит от рельефа местности.

Применение трубопроводов вместо распределительных

ирригационных каналов в условиях Голодной степи представляет собой новое, перспективное мероприятие, позволяющее резко сократить транспортные потери воды. Это увеличивает водообеспеченность орошаемого района, препятствует развитию солончаков и, кроме того, несколько сокращает работы по планировке земель.

Отмеченные достоинства нового способа орошения послужили основанием для разработки типового проекта закрытой ирригационной сети, армированной гидрантами и воздушными колпаками.

Отсутствие литературных данных по гидродинамическому расчету

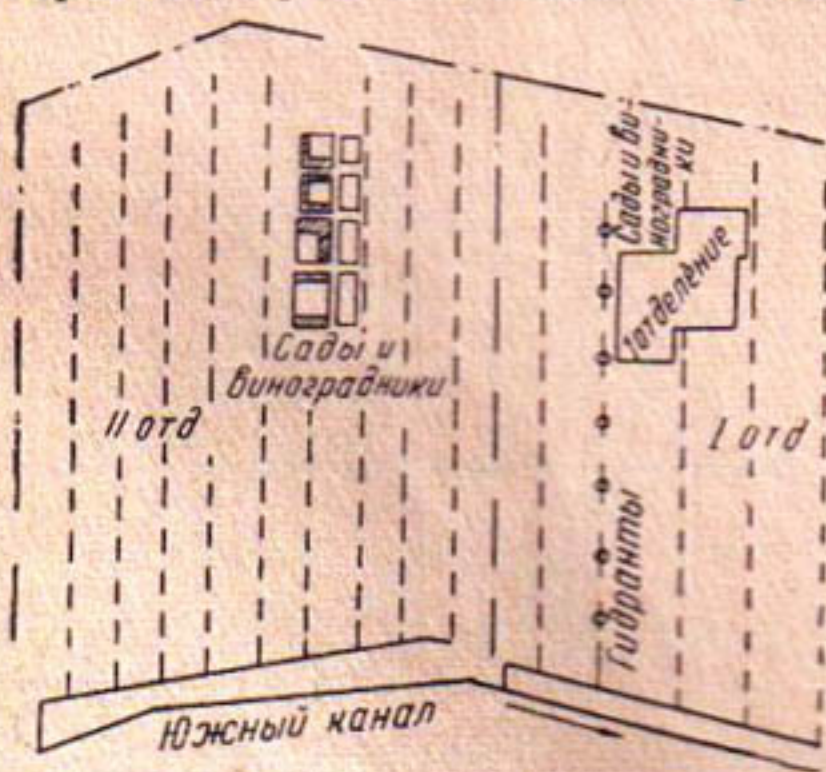


Рис. 1. Схема напорных оросительных трубопроводов на землях совхоза № 4 в Голодной степи.

таких объектов заставило заняться разработкой методики проектирования воздушных колпаков на закрытой ирригационной сети*.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

По проекту предусмотрена одновременная работа только двух гидрантов на каждом из трубопроводов и наличие свободного напора в конце трубопровода при максимальном проектном расходе. Свободный напор необходим для обеспечения нормальной работы оросительных устройств. Воздушные колпаки должны смягчать и ограничивать скачки давления, возникающие при закрытии гидрантов.

Одновременное закрытие двух гидрантов, обслуживаемых одной и той же бригадой поливальщиков, маловероятно. Кроме того, оно может быть запрещено правилами эксплуатации. В расчетах следует

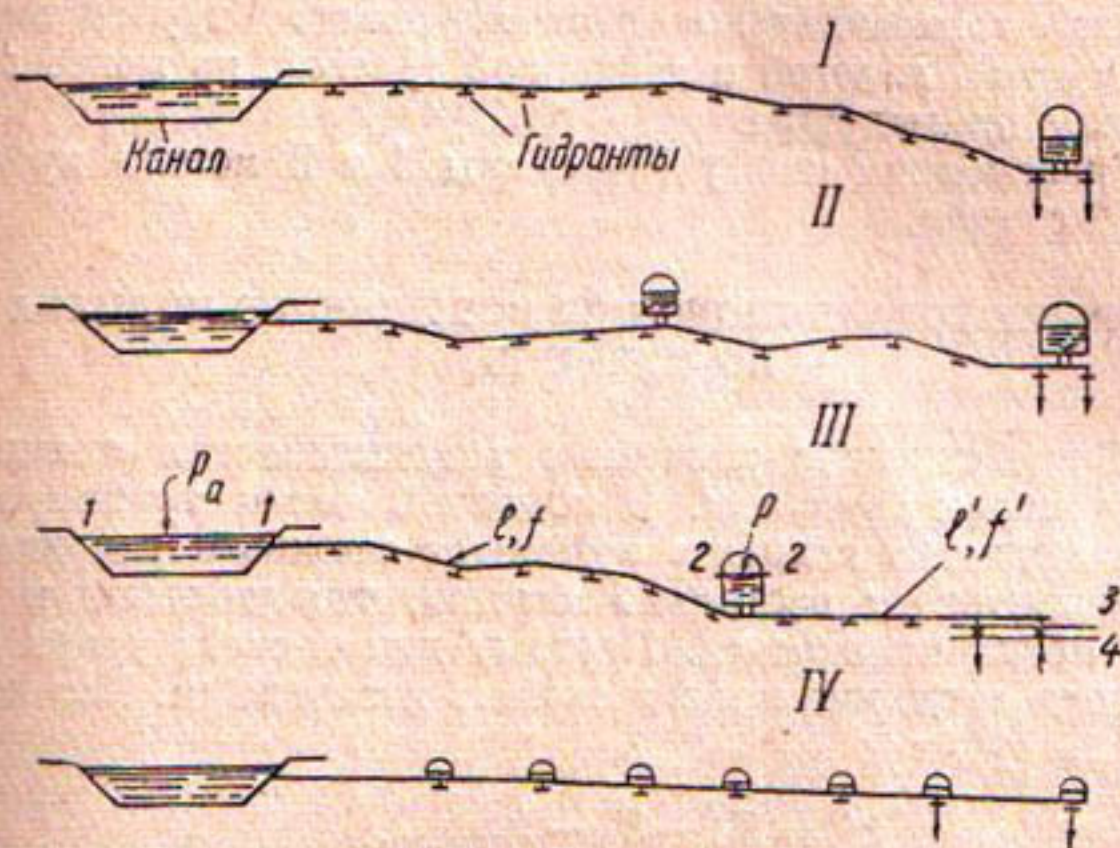


Рис. 2. Принципиальные схемы размещения воздушных колпаков на напорных трубопроводах оросительных систем.

учитывать закрытие только одного гидранта. При этом должны быть рассмотрены следующие три случая:

- 1) работает один концевой гидрант и его полностью закрывают;
- 2) работают два соседних концевых гидранта с одинаковыми расходами. Один из них полностью закрывают, а второй в это время прикрывают настолько, чтобы в новом стабильном режиме расход через него остался прежним;

- 3) при закрытии одного из двух одинаково работающих гидрантов второй не регулируют, и в итоге расход через него оказывается увеличенным в соответствии с возросшим давлением в трубопроводе с одним действующим гидрантом.

Возможны следующие четыре принципиальные схемы размещения воздушных колпаков на трубопроводах [рис. 2].

Схема I — один колпак в конце трубопровода. Это самая простая схема. Ее можно рекомендовать для недлинных трубопроводов,

* В работе принимала участие инженер З. А. Кутузова, которая производила расчеты и строила графики, а также участвовала в разработке типовой конструкции колпака.

имеющих профиль трассы с большим общим уклоном и особенно с большим уклоном в конце.

Схема II — концевой и промежуточный колпаки; предназначена для трубопроводов очень большой длины или с резкими переломами профиля трассы.

Схема III — один колпак на линии (схема, аналогичная схеме ГЭС с уравнильной башней). Длину концевой участка трубы за колпаком определяют на основании расчетов гидравлического удара. Эта схема представляет наибольший интерес, так как дает возможность сократить необходимый объем воздушного колпака. По существу она является универсальной, особенно при больших уклонах в начале трассы и пологом концевом участке.

Схема IV — маленькие колпаки на всех гидрантах (схема, аналогичная схеме трубопровода с очень упругими стенками). Она хороша только для горизонтально расположенного трубопровода или трубопровода с очень пологой и спокойной трассой, но менее пригодна на практике, чем предыдущие.

Детально рассмотрим схему III; схемы I и II можно представить как ее частные случаи.

ВЫБОР МЕСТОРАСПОЛОЖЕНИЯ ВОЗДУШНОГО КОЛПАКА ПО СХЕМЕ III

На рис. 2 представлена расчетная гидравлическая схема трубопровода с воздушным колпаком. В концевой части трубопровода, за колпаком, при закрытии гидранта возникает сложный гидравлический удар, который протекает настолько быстро, что давление в колпаке не успевает заметно измениться. Поэтому для расчета удара статический напор перед затвором можно считать постоянным. Его величина, согласно рис. 2, будет

$$H_0 = Z_1 - Z_3 - h_{w(1-3)}.$$

В установившемся режиме —

$$Z_1 - Z_4 - h_{\text{своб}} = h_{w(1-3)}. \quad (1)$$

Считая потери напора равномерно распределенными по всей длине трубопровода, находим средний гидравлический уклон

$$i = \frac{h_{w(1-3)}}{l_{(1-3)}} \quad (2)$$

и

$$h_{w(1-2)} = i \cdot [l_{(1-3)} - l_{(2-3)}].$$

Колпак надо установить на линии в таком месте, чтобы максимальное давление перед затвором при гидравлическом ударе не превышало заданной допустимой величины.

Эту задачу будем решать, предположив, что работает один концевой гидрант.

Известная простая формула Мишб, в которую входит длина трубы, действительна при условии прямолинейного закона изменения скорости в трубопроводе, что не соблюдается в данном случае. Используя все же эту формулу для грубого, предварительного определения допустимой длины концевой участка трубопровода, будем

считать, что количество движения водяной массы равномерно распределяется по всей длине трубопровода. Тогда начальная приведенная скорость в трубопроводе будет равна

$$v_0 = \frac{\sum |l \cdot v|_{(1-3)}}{l_{(1-3)}}.$$

Формула Мишо в этом случае принимает вид

$$H_{\text{макс}} - H_0 \approx \frac{2 \cdot l_{(2-3)} \cdot v_0}{g \cdot T}.$$

Подставляя значение H_0 и решая уравнение, находим

$$l_{(2-3)} \approx \frac{H_{\text{макс}} - h_{\text{своб}}}{\frac{2v_0}{gT} + i}, \quad (3)$$

$H_{\text{макс}}$ — максимальное допустимое давление в конце трубопровода, *м вод. ст.*;

v_0 — начальная приведенная скорость в трубопроводе при одном открытом гидранте;

$h_{\text{своб}}$ — свободный напор в конце трубопровода при одном работающем гидранте [этот свободный напор больше свободного напора, существующего при двух работающих гидрантах, вследствие различия в скоростях по трубопроводу согласно уравнению (1)];

$T = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{4} \right) \cdot T_0$ — время закрытия затвора в последней трети его хода.

В данном случае время закрытия затвора берем сокращенным в три-четыре раза потому, что влияние затвора на гидравлический удар больше всего сказывается всегда в последней трети его хода и, кроме того, этим несколько компенсируется ошибка расчета от нелинейности изменения скорости.

Приводим характеристики закрывания вручную задвижек на гидрантах закрытой ирригационной сети по данным САНИИРИ:

Диаметр задвижки, мм	250	300	350	400
Число движений руками	60—100	30—120	100—150	120—180
Время закрытия T_0 , сек.	40—100	60—120	70—140	90—170.

После предварительного определения длины концевой участка трубопровода необходима проверка максимального ударного давления перед затвором с учетом действительного процесса его закрытия. Эта задача рассмотрена нами отдельно [4].

Формула (3) и последующий контрольный расчет служат также критерием необходимости установки воздушного колпака в каждом частном случае. Устанавливать колпак не требуется, если получено

$$l_{(2-3)} > l_{(1-3)}.$$

УСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ В СИСТЕМЕ ДО И ПОСЛЕ ЗАКРЫТИЯ ГИДРАНТА

Начальный и конечный установившиеся режимы трубопровода по любой из трех схем определяют обычным способом на основании уравнения Д. Бернулли.

В соответствии с гидравлической схемой на рис. 2 баланс удельной энергии потока на участке 1—2 до закрытия гидранта будет

$$Z_1 + \frac{p_a}{\gamma} = Z_{2(0)} + \frac{p}{\gamma} + h_{w(1-2)},$$

откуда начальное абсолютное давление воздуха в колпаке равно

$$p \text{ (кг/м}^2\text{)} = \gamma \cdot [Z_1 - Z_{2(0)}] + p_a - \gamma \cdot h_{w(1-2)}. \quad (4)$$

Для составления баланса удельной энергии потока на участке за колпаком предположим, что весь свободный напор системы, предназначенный для оросительного устройства, гасится в затворе гидранта, т. е.

$$\frac{v_4^2}{2g} + h_{w(3-4)} = h_{\text{своб}}.$$

Тогда для участка 2—4 получим

$$Z_{2(0)} + \frac{p}{\gamma} = Z_4 + \frac{p_a}{\gamma} + h_{w(2-3)} + h_{\text{своб}}.$$

отсюда

$$h_{\text{своб}} = Z_{2(0)} - Z_4 + \frac{p - p_a}{\gamma} - h_{w(2-3)}.$$

После закрытия гидранта в первом расчетном случае движение воды прекращается и в воздушном колпаке устанавливается статическое давление

$$p_{\text{ст}} = \gamma \cdot [Z_1 - Z_{2(\text{ст})}] + p_a. \quad (5)$$

Во втором расчетном случае установившийся конечный расход в трубопроводе равен половине начального. В воздушном колпаке устанавливается конечное постоянное давление

$$p = \gamma \cdot \left[Z_1 - Z_{2(\kappa)} \right] + p_a - \frac{1}{4} \cdot \gamma \cdot h_{w(1-2)} \quad (6)$$

В третьем расчетном случае необходимо выяснить расход в трубопроводе, который установится после закрытия гидранта. Для этого допустим, что гидрант имеет два одинаковых отверстия и одно из них закрывается.

Потеря напора во всем трубопроводе до закрытия отверстия при расходе Q_0 по рис. 2 будет равна

$$h_{w(1-4)} = h_{w(1-3)} + h_{w(3-4)},$$

где

$$h_{w(1-4)} = Z_1 - Z_4 - \frac{v_4^2}{2g}$$

и, следовательно,

$$h_{w(1-3)} = Z_1 - Z_4 - h_{\text{своб}}.$$

Изменение суммы потерь напора во всем трубопроводе после закрытия отверстия при новом установившемся расходе Q составит

$$h_{w(1-3)} \cdot \left(\frac{Q}{Q_0} \right) = Z_1 - Z_4 - h_{своб} \cdot \left(\frac{2Q}{Q_0} \right)^2,$$

откуда

$$\left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2 = \frac{Z_1 - Z_4}{h_{w(1-3)} + 4h_{своб}}. \quad (7)$$

В итоге установившееся конечное давление воздуха в колпаке после закрытия гидранта в третьем расчетном случае будет

$$p = \gamma \cdot [Z_1 - Z_{2(к)}] + p_a - \gamma \cdot h_{w(1-2)} \cdot \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2. \quad (8)$$

Встречающиеся в уравнениях (4) — (8) величины Z_2 с различными индексами в скобках зависят от объема и формы воздушного колпака. Ими сначала надо задаться, сообразуясь с профилем трассы трубопровода, а затем их проверить расчетом по принятым размерам колпака. В соответствии со схемой воздушного колпака, показанной на рис. 3, высота уровня воды в колпаке в любой момент равна

$$Z_2 = Z_4 + c + \Delta c, \quad (9)$$

где

$$\Delta c = \frac{W_k - W}{F},$$

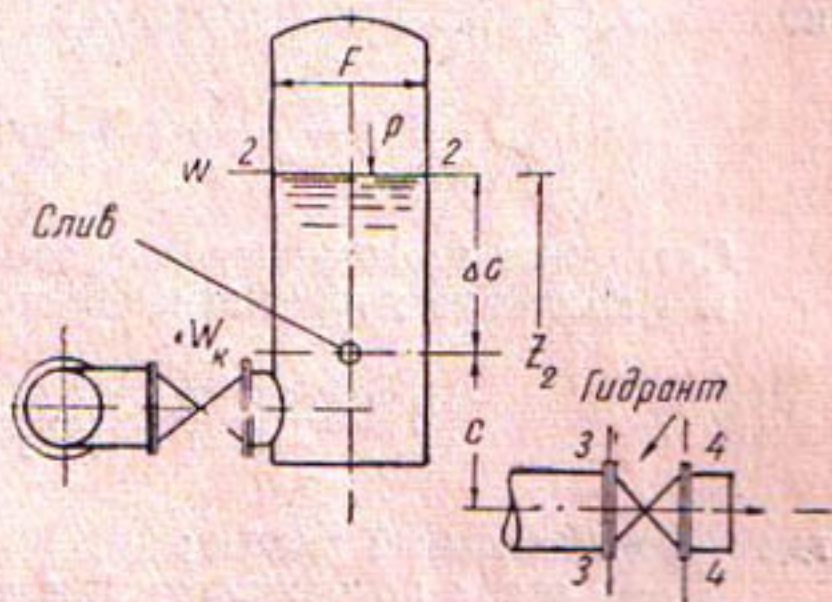


Рис. 3. Схема воздушного колпака.

но так как объем сжатого воздуха будет

$$W = W_k \cdot \frac{p_a}{p},$$

то

$$\Delta c = \frac{W_k}{F} \cdot \left(1 - \frac{p_a}{p} \right) \quad (10)$$

без учета нагрева воздуха при сжатии.

Эти два уравнения служат для проверки значений Z_2 в различных режимах.

Для расчетов в неустановившемся режиме приведение диаметров состоящего из нескольких участков трубопровода к средней эквивалентной площади поперечного сечения (f) производится по общеизвестным формулам в начальном установившемся режиме

$$v_0 = \frac{\sum (l_i \cdot v_i)}{l},$$

$$f = \frac{Q_0}{v_0}, \quad D = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}},$$

где l — длина трубопровода от канала до воздушного колпака или от колпака до последнего гидранта.

РАСЧЕТ ОБЪЕМА ВОЗДУШНОГО КОЛПАКА

При наличии воздушного колпака гидравлический удар в трубопроводе на участке между каналом и колпаком вырождается в замедленные колебания давления. В этом случае переходные процессы в системе протекают без заметного влияния на них упругости воды и стенок трубопровода.

Объем воздушного колпака рассчитывается при допущении мгновенного закрытия затвора. Это возможно, во-первых, потому, что в большинстве случаев время закрытия затвора во второй половине его хода укладывается в продолжительность фазы колебания давления или лишь немного превосходит ее, во-вторых, потому, что такое допущение дает некоторое увеличение объема колпака, создавая запас, необходимый ввиду постепенного растворения сжатого воздуха в воде.

Уравнение живых сил для участка водовода 1—2 с воздушным колпаком по рис. 2 и 3 имеет вид

$$\Delta \frac{mv^2}{2} + \Delta W \cdot (r - r_{\text{тр}}) = W_1 \cdot L.$$

Слагаемые этого уравнения следующие.

1. Изменение живой силы массы воды в трубопроводе —

$$\Delta \frac{mv^2}{2} = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{l}{f} \cdot (\dot{Q}_0^2 - Q_2^2), \quad (11)$$

где Q_0 — начальный расход;

Q_2 — расход по трубопроводу в конце процесса сжатия воздуха;

f — приведенная площадь поперечного сечения трубопровода на участке 1—2.

Если в действии был только один гидрант, то $Q_2 = 0$. Если работало два гидранта, то после закрытия одного из них этот расход можно определить, исходя из условия равенства притока и оттока из колпака в момент прекращения процесса сжатия воздуха.

Искомый расход будет меньше начального установившегося притока в колпак (Q_0) и больше мгновенного сокращенного оттока из колпака ($\dot{Q}_1$), существовавшего в первый момент после закрытия гидранта,

$$Q_0 > Q_2 > \dot{Q}_1$$

или

$$Q_2 = \dot{Q}_1 + (Q_0 - \dot{Q}_1) \cdot \frac{\alpha}{1 + \alpha}, \quad (12)$$

где $\dot{Q}_1 = 0,5 \cdot Q_0$ — для второго расчетного случая или определяется по уравнению (24) — для третьего.

Коэффициент притока (α) зависит от размеров участков трубопровода до колпака и за колпаком, их сопротивлений и геометрических высот напора. Приближенное значение этого коэффициента представим в виде

$$\alpha = \frac{Q_2 - \dot{Q}_1}{Q_0 - Q_2} = \frac{f'}{f} \cdot \sqrt{\frac{[Z_{2(0)} - Z_d] \cdot l \cdot K}{[Z_1 - Z_{2(0)}] \cdot l' \cdot K'}}$$

Здесь

$$K = \frac{h_{W(1-2)0}}{Q_0^2},$$

$$K' = \frac{Z_1 - Z_2 - h_{W(1-2)0}}{Q_1'^2}.$$

Из рассмотренных второго и третьего случаев закрытия гидрантов невыгодным является второй случай ($Q_1' = 0,5 Q_0$), так как он дает большую величину изменения живой силы потока.

2. Работа, совершенная водой, поступившей из канала в колпак в процессе сжатия воздуха, за вычетом работы сил гидравлических сопротивлений равна

$$\Delta W \cdot (r - r_{\text{тр}}).$$

Здесь объем воды, заполнившей колпак, составит

$$\Delta W = W_1 - W_2,$$

а совершенная одним кубическим метром воды работа будет

$$r \text{ (кг} \cdot \text{м/м}^3\text{)} = \gamma \cdot \left[Z_1 - \frac{Z_{2(1)} + Z_{2(2)}}{2} \right]. \quad (13)$$

Работу сил гидравлических сопротивлений, приходящуюся на 1 м³ воды, на основании рис. 4 запишем в виде

$$r_{\text{тр}} \text{ (кг} \cdot \text{м/м}^3\text{)} = \gamma \cdot h_{W(\text{ср})}, \quad (14)$$

где

$$h_{W(\text{ср})} = \frac{1}{2} [h_{W(0)} + h_{W(2)}]$$

или

$$h_{W(\text{ср})} = \frac{1}{3} h_{W(0)}.$$

3. Правая часть уравнения живых сил представляет собой работу сжатия воздуха в колпаке от объема W_1 до объема W_2 .

Работа политропического сжатия одного кубического метра воздуха, находящегося под давлением p_1 , определяется выражением

$$L \text{ (кг} \cdot \text{м/м}^3\text{)} = \frac{1}{m-1} \cdot p_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (15)$$

где показатель степени политропы $1 < m < 1,41$.

Изменение объема воздуха в колпаке при политропическом сжатии равно

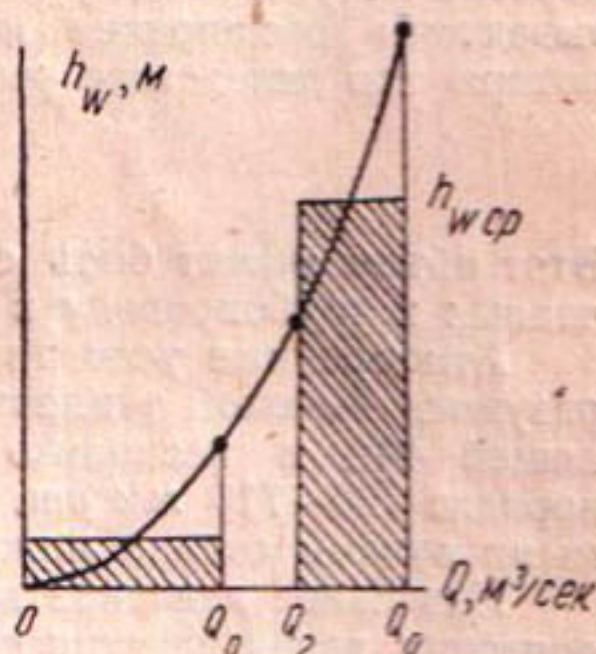


Рис. 4. Средние высоты гидравлических сопротивлений при равномерно убывающем расходе.

$$W_1 - W_2 = W_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m}} \right] = W_1 \cdot s. \quad (16)$$

При $m = 1,3$ получены следующие значения последнего множителя:

$\frac{p_1}{p_2} = 1/4$	1/5	1/6	1/7	1/8
$s = 0,656$	0,710	0,748	0,775	0,798.

О выборе величины показателя степени (m) и учете летних атмосферных условий местности говорится ниже.

В итоге на основании закона живых сил с учетом уравнений (11) — (16) объем воздуха в колпаке при начальном давлении $p_1 = p$ по уравнению (4) будет

$$W_1 = \frac{\Delta \frac{mv^2}{2}}{L - s \cdot (r - r_{tp})}. \quad (17)$$

Объем воздуха в колпаке при атмосферном давлении и постоянной температуре равен

$$W_a = W_1 \cdot \frac{p_1}{p_2}. \quad (18)$$

Рабочий объем колпака, т. е. объем его до уровня сливного отверстия на рис. 3 должен быть выбран с запасом не менее 10%, учитывающим расширение нагретого солнцем воздуха и неизбежную потерю его вследствие растворения в воде

$$W_k \geq 1,1 \cdot W_a.$$

Этот объем может быть составлен из отдельных колпаков, подключенных к трубопроводу в намеченном районе.

Атмосферные условия Голодной степи в летний период характеризуются высокой температурой воздуха, в отдельные дни превосходящей 40° , и несколько пониженным барометрическим давлением порядка 720—710 мм рт. ст. Поверхность воздушного колпака прямыми лучами солнца может нагреваться до $60-70^\circ$.

Начальное давление воздуха в колпаке зависит только от гидравлических характеристик системы, а не от температуры воздуха.

Изменение барометрического давления в пределах 20—30 мм рт. ст. (давление 10 м вод. ст. = 740 мм рт. ст.) мало влияет на режим в колпаке, поэтому мы его не учитываем.

Работа, которую должен аккумулировать колпак в пределах допустимого повышения давления, также полностью определяется гидравлическими расчетами, не связанными с температурой воздуха.

Работа политропического сжатия 1 м³ воздуха, находящегося под начальным давлением p_1 и имеющего повышенную температуру T_1 , может быть представлена в следующем виде:

$$L (\text{кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3) = \frac{\gamma_1 \cdot R \cdot T_1}{m - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

В последней формуле величина удельного веса воздуха зависит от начального давления и температуры. Согласно уравнению Клапейрона, эта зависимость выражается так:

$$\frac{p_1}{\gamma_1} = R \cdot T_1;$$

здесь $R = 29,27$ — газовая постоянная воздуха.

Т. е. при любой начальной температуре воздуха работа сжатия 1 м^3 воздуха от давления p_1 до давления p_2 остается без изменения.

Таким образом, местные атмосферные условия не снижают работоспособности воздушного колпака данных размеров, если не считать трудно поддающегося учету изменения показателя степени политропы, зависящего от теплоотдачи.

Повышение начальной температуры воздуха отражается на его температуре в конце процесса сжатия согласно уравнению

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{L \cdot (m - 1)}{\gamma_1 \cdot R \cdot T_1}. \quad (19)$$

Из уравнения (19) видно, что, поскольку произведение удельного веса воздуха на его температуру в данном случае — величина постоянная, то и степень нагревания не меняется, а это означает, что температура сжатого воздуха и нагревание его в процессе сжатия возрастают с увеличением начальной температуры. Так, например, степень нагревания воздуха для колпака работоспособностью $50\,000 \text{ кгм}$ при начальном объеме воздуха $2,5 \text{ м}^3$, давлении $12\,900 \text{ кг/м}^2$ и адиабатическом сжатии равна

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{20\,000 \cdot (1,41 - 1)}{12\,900} = 1,62.$$

При начальной температуре воздуха в колпаке $273^\circ + 40^\circ$ нагревание его в процессе сжатия будет составлять

$$T_2 - T_1 = 194^\circ$$

и количество выделенного при этом тепла будет

$$q = W_1 \cdot L \cdot A = \frac{50\,000}{427} = 117 \text{ кал.}$$

При этом изменение удельного объема воздуха составит

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{m-1}} = 1,62^{\frac{1}{0,41}} = 3,35 \quad (20)$$

и объем воды, поступившей в колпак в процессе сжатия, окажется равным

$$W_1 - W_2 = W_1 \cdot \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right) = 2,5 \cdot \left(1 - \frac{1}{3,35} \right) = 1,75 \text{ м}^3.$$

Если поступившая в колпак вода полностью воспримет все ко-

личество выделившегося тепла, нагревание воды должно составить только

$$\Delta T = \frac{q}{c_v \cdot \Delta W} = \frac{117}{1.1750} = 0,067^\circ$$

и осуществиться в течение ~ 20 сек.

Таким образом, в воздушном колпаке рассматриваемого типа для отвода тепла существуют более благоприятные условия, чем в компрессорных установках. Это дает основание принять показатель степени политропы не выше рекомендуемого для расчета компрессоров $m = 1,3$.

Изменение статического уровня воды в колпаке, связанное с колебаниями температуры воздуха при пто тоянном давлении, составляет

$$-\Delta Z = \frac{W_k}{F} \cdot \frac{p_a}{p_{ст}} \cdot \left(\frac{T'}{T} - 1 \right),$$

где T — абсолютная начальная температура воздуха во время зарядки колпака;

T' — абсолютная температура воздуха в колпаке в данный момент.

При разности температур в 20° эта величина достигает 6% высоты воздушного пространства колпака.

Растворение сжатого воздуха в воде, протекающей через колпак —

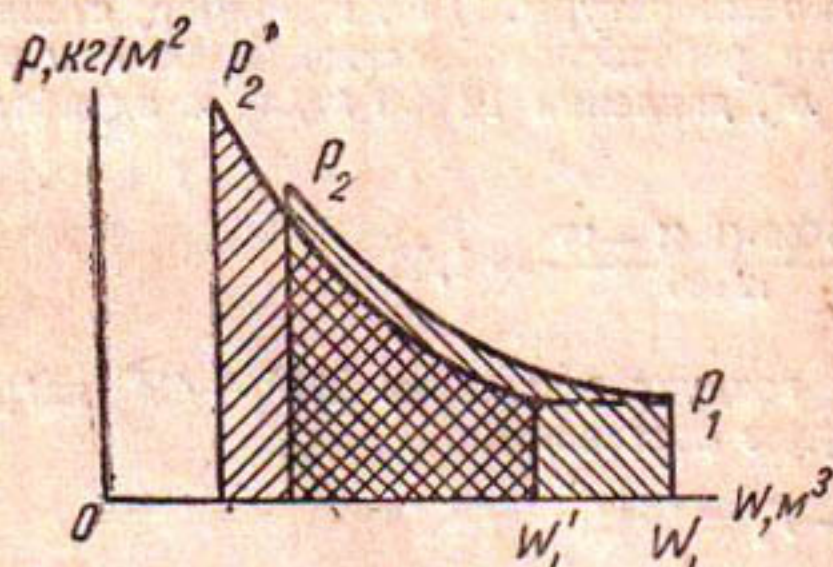


Рис. 5. Влияние растворения воздуха на повышение давления в колпаке.

неизбежное и наиболее неприятное явление в эксплуатации воздушного колпака. По мере уменьшения воздушного заряда колпака возрастает величина максимального давления воздуха при данной величине работы сжатия (рис. 5), поэтому колпак должен иметь запас рабочего объема.

В отношении потери воздуха установка колпака по проточной схеме менее благоприятна, чем на отводе.

Существуют следующие способы восстановления объема воздуха в колпаке:

- 1) подкачка воздуха компрессором;
- 2) добавление воздуха с помощью перепускного баллона на основании закона сообщающихся сосудов;
- 3) отключение и опорожнение колпака.

Для замедления процесса растворения воздуха применяется изоляция его от воды различными способами: а) заливкой машинного масла в колпак; б) устройством поплавка или поршня; в) заключением воздуха в эластичный водонепроницаемый баллон или применение эластичной диафрагмы между водой и воздухом.

В данном случае, по-видимому, придется ограничиться только периодическим добавлением воздуха в колпаки. Самый простой из способов зарядки колпака — отключение его и опорожнение.

Для наблюдения за уровнем воды в колпаке можно применить водомерное стекло, но оно требует тщательного выполнения монтаж-

ных работ во избежание утечки воздуха. Наиболее простые способы контроля заполнения колпака — на ощупь по нагреву стенок и постукиванием. Они могут оказаться полезными в полевой обстановке.

Водомерные стекла и манометры должны быть установлены на первых пущенных в эксплуатацию колпаках для выяснения действительного режима их работы. После этого в инструкцию по эксплуатации трубопроводов могут быть введены сроки перезарядки воздушных колпаков.

КОНТРОЛЬНЫЙ РАСЧЕТ РАБОТЫ ВОЗДУШНОГО КОЛПАКА ВЫБРАННОГО РАЗМЕРА

Для исследования переходного процесса, происходящего в трубопроводе с воздушным колпаком после закрытия гидранта, составим уравнение Д'Аламбера для отрезка трубы Δl в проекциях сил на ось трубы S

$$G_s + P_s + T_s + I_s = 0. \quad (21)$$

Согласно рис. 6, проекция силы веса воды равняется

$$G_s = G \cdot \sin \alpha = \gamma \cdot f \cdot \Delta l \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta l} = \gamma \cdot f \cdot \Delta Z,$$

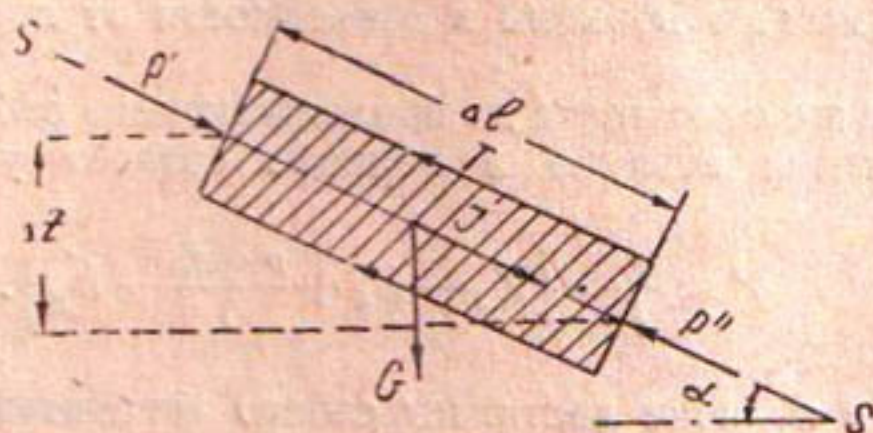


Рис. 6. Схема сил, действующих на элементарный объем воды в трубе при неустановившемся режиме.

сумма проекций сил гидравлического давления на торцевые площадки выделенного элемента жидкости —

$$P_s = P' - P'' = f \cdot (p' - p''),$$

проекция силы трения воды о стенки трубы —

$$T_s = -\tau \cdot u \cdot \Delta l,$$

где τ — напряжение трения, кг/м^2 ;

u — смоченный периметр трубы, м.

Имея в виду, что потеря напора равна

$$h_{\text{тр}} = \frac{\tau \cdot u \cdot \Delta l}{\gamma \cdot f},$$

находим

$$T_s = -\gamma f \cdot h_{\text{тр}}.$$

Проекция силы инерции будет

$$I_s = m \cdot j = \frac{\gamma}{g} \cdot f \cdot \Delta l \cdot j.$$

(При закрытии гидранта сила инерции направлена в сторону движения воды).

Таким образом, уравнение Д'Аламбера для элемента жидкости в трубе имеет вид

$$\gamma \cdot f \cdot \Delta Z + f \cdot (p' - p'') - \gamma \cdot f \cdot h_{\text{тр}} + \frac{\gamma}{g} \cdot f \cdot \Delta l \cdot j = 0$$

или после сокращения

$$\Delta Z + \frac{p' - p''}{\gamma} - h_{\text{тр}} + \Delta l \cdot \frac{j}{g} = 0.$$

Для всей трубы между каналом и воздушным колпаком уравнение Д'Аламбера будет

$$-j = \frac{g}{l} \cdot \left(Z_1 - Z_2 - \frac{p - p_a}{\gamma} - h_{\text{в}} \right). \quad (22)$$

Это уравнение позволяет определить замедление потока на участке 1—2 в любой момент времени в зависимости от повышения давления в колпаке.

На участке же от колпака до продолжающего работать гидранта повышение давления воздуха в колпаке создает ускорение потока, равное

$$j' = \frac{g}{l'} \cdot \left(Z_2 - Z_4 + \frac{p - p_a}{\gamma} - h_{\text{в}} \right). \quad (23)$$

Давление в колпаке достигнет своего максимального значения в тот момент, когда приток воды в колпак сравняется с ее оттоком из него и уровень в колпаке перестанет повышаться.

Для решения задачи методом конечных разностей допустим, что скорость воды в течение каждого малого интервала времени остается постоянной и сразу изменяется в конце интервала. На рис. 7 дан примерный график изменения режима.

Произведенные расчеты показывают, что в данном случае интервал времени может быть принят равным 1—2 сек.

Составляя систему последовательно решаемых уравнений, будем рассматривать только период нарастания давления в колпаке до максимума, второй гидрант будем считать открытым, а первый — закрывшимся мгновенно.

После закрытия гидранта отток воды из колпака изменяется немедленно, а приток в течение первого интервала времени остается без изменения. Измененный отток из колпака в первом интервале (Q'_1) в соответствии с изменившимся сопротивлением трубопровода может быть определен на основании уравнения Д. Бернулли с учетом того, что в начале первого интервала давление в колпаке остается равным начальному давлению по уравнению (4)

$$Z_{2(0)} - Z_4 + \frac{p - p_a}{\gamma} = h_{w(2-3)} \cdot \left(\frac{Q'_1}{Q_0} \right)^2 + h_{\text{своб}} \cdot \left(\frac{2Q'_1}{Q_0} \right)^2.$$

откуда после подстановки значения p находим

$$Q'_1 = Q_0 \cdot \sqrt{\frac{Z_1 - Z_4 - h_{w(1-2)}}{h_{w(2-3)} + 4h_{своб}}}. \quad (24)$$

Если с закрытием первого гидранта регулируют открытие второго, то

$$Q'_1 = 0,5 \cdot Q_0.$$

Объем воздуха в колпаке в начале первого интервала равен

$$W_0 = W_k \cdot \frac{p_a}{p_0}, \quad (24a)$$

где $p_0 = p$ по уравнению (4).

Все дальнейшие расчеты могут быть сведены в таблицу и выполняются в следующем порядке.

Уменьшение воздушного объема колпака вследствие превышения притока воды над оттоком в течение любого интервала времени равно

$$\Delta W_n = (Q_{n-1} - Q'_n) \cdot \Delta t_n, \quad (25)$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$ порядковый номер интервала;
объем воздуха в колпаке в конце данного интервала времени —

$$W_n = W_{n-1} - \Delta W_n; \quad (26)$$

абсолютное давление воздуха при политропическом сжатии —

$$p_n = p_0 \cdot \left(\frac{W_0}{W_n} \right)^m; \quad (27)$$

замедление притока в колпак, вызванное повышением давления в нем, —

$$-j_n = \frac{g}{l} \cdot \left[Z_1 - Z_{2(n)} - \frac{p_n - p_a}{\gamma} - (h_w)_{n-1} \right]; \quad (28)$$

величина притока в колпак в конце данного интервала времени —

$$Q_n = Q_{n-1} - f \cdot j_n \cdot \Delta t_n; \quad (29)$$

сумма потерь напора в подводящей линии —

$$(h_w)_n = h_{w(1-2)} \cdot \left(\frac{Q_n}{Q_0} \right)^2; \quad (30)$$

сумма потерь напора в отводящей линии —

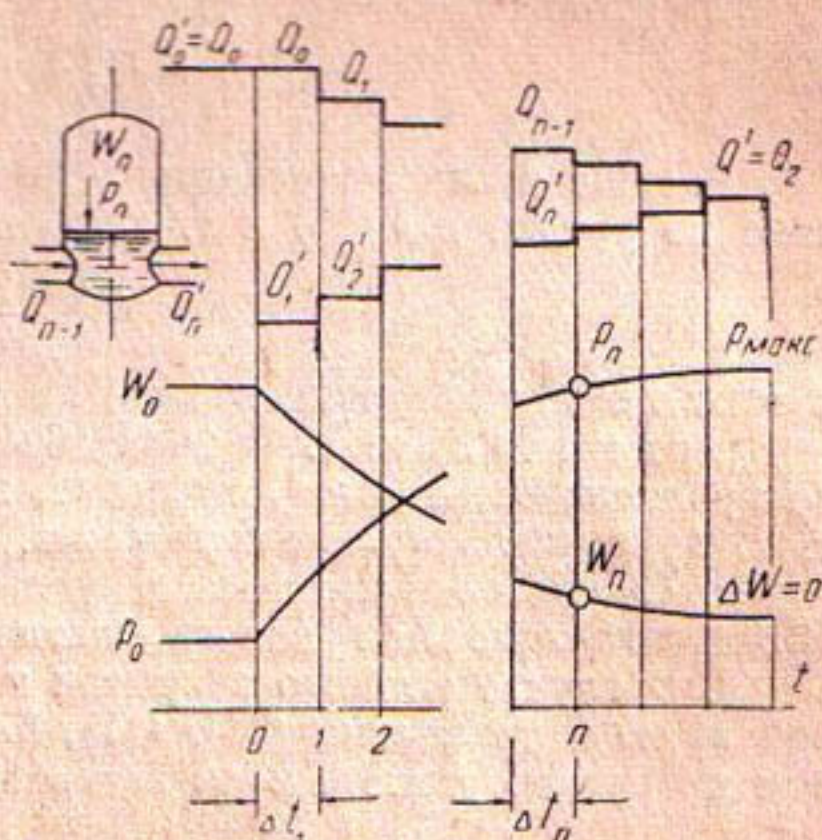


Рис. 7. Расчетная схема неустойчивого режима в колпаке.

$$(h'_w)_n = [Z_1 - Z_4 - h_{w(1-2)}] \cdot \left(\frac{Q'_n}{Q_1} \right)^2; \quad (31)$$

ускорение оттока из колпака —

$$j'_n = \frac{g}{l} \cdot \left[Z_{2(n)} - Z_3 + \frac{p_n - p_a}{\gamma} - (h'_w)_n \right]; \quad (32)$$

величина оттока в течение последующего интервала времени —

$$Q'_{n+1} = Q'_n + f' \cdot j'_n \cdot \Delta t_n. \quad (33)$$

Дальше снова вычисляется уменьшение воздушного объема колпака по уравнению (25) и т. д. до получения

$$\Delta W = 0.$$

В этот момент давление в колпаке будет наибольшее.

Примечания. 1. В последнем интервале расчета надо задаться не продолжительностью интервала, а равенством притока и оттока, т. е. приравнять нулю их разность.

2. Сумма всех интервалов времени дает приближенное значение продолжительности процесса сжатия воздуха.

3. В случае полного закрытия трубопровода отток из колпака равен нулю и уравнения (24), (31), (32) и (33) исключаются. В последнем интервале расчета надо задаваться притоком, равным нулю.

КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА КОЛПАКА И ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Воздушный колпак представляет собой аккумулятор определенного заряда энергии, поэтому в его конструкции и правилах эксплуатации должны быть соблюдены соответствующие требования техники безопасности. Стенки и днище колпака рассчитываются по "котельным" формулам. Смонтированный колпак должен быть доступен осмотру и ревизии стенок как внутри, так и снаружи со всех сторон. Патрубок, соединяющий колпак с трубопроводом, можно использовать в качестве люка для ревизии колпака внутри. При этом диаметр патрубка должен быть не меньше 400 мм.

Колпак может быть расположен вертикально и горизонтально, но первое удобнее в конструктивном отношении. На рис. 8 показана конструктивная схема вертикального колпака, принятого в типовом проекте Средазгипроводхлопка. Арматура колпака состоит из главной задвижки, отключающей колпак от трубопровода, вентиля диаметром не меньше 50 мм для спуска воды и трех резьбовых пробок для подключения водомерного стекла и манометра. Пробки располагаются на одной вертикали и на одинаковых расстояниях от средней пробки для того, чтобы водомерное стекло можно было присоединить к верхней или нижней паре ниппелей — в зависимости от величины статического давления.

Нормальный статический уровень воды в стекле отмечают на стенке колпака при пуске его в эксплуатацию. Предельное повышение статического уровня определяют расчетом и также отмечают на

стенке колпака. Заряжать колпак воздухом нужно всякий раз, когда статический уровень воды подойдет к своему верхнему пределу. Для расчета необходимо знать действительный рабочий объем колпака (W_k) и площадь его горизонтального сечения.

Приводим отношение объемов воздуха при различных степенях

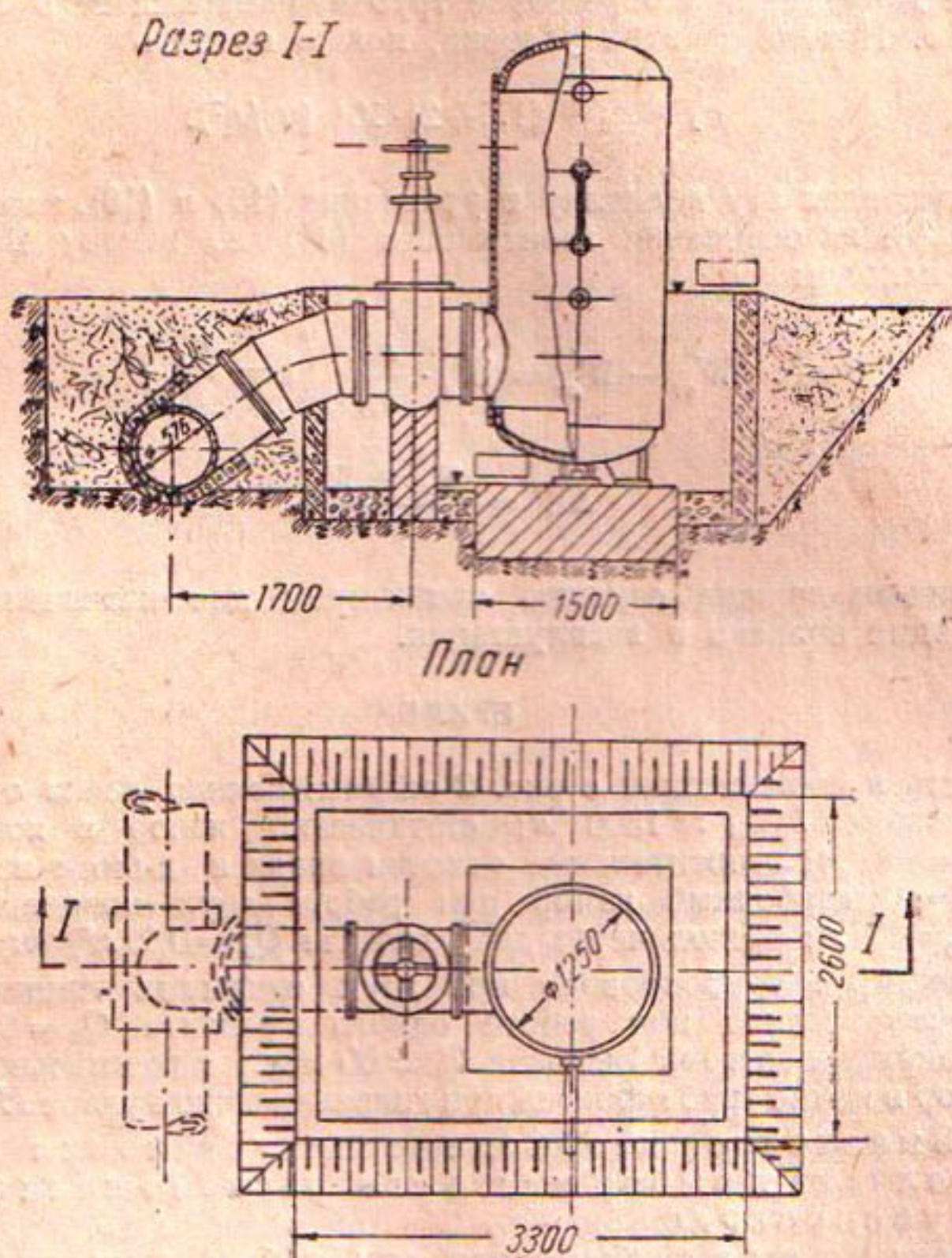


Рис. 8. Конструктивная схема воздушного колпака.

сжатия, соответствующее нормальному рабочему объему колпака и объему, уменьшенному вследствие потери воздуха

$$\frac{W'_k}{W_k} = \frac{W'_{ст}}{W_{ст}} = \frac{W'_1}{W_1}. \quad (34)$$

На основании уравнения (17) и относящихся к нему других уравнений будем иметь

$$\frac{W'_1}{W_1} = \frac{L - s \cdot (r - r_{тр})}{L' - s' \cdot (r - r_{тр})}, \quad (35)$$

где L' и s' — величины по уравнениям (15) и (16), относящиеся к

предельному значению абсолютного давления в колпаке (p_2').

Для асбоцементных трубопроводов, состоящих из труб марки ВНД-5, рабочее избыточное давление составляет 5 атм и испытательное давление при опрессовке труб принимается на 5 атм выше рабочего. Исходя из этих условий, можно принять

$$p_2' = p_2 + (1,5 \div 2) \cdot 10^4 \text{ (кг/м}^2\text{)}.$$

Подставляя эту величину в уравнения (15) и (16), а затем в уравнение (35), на основании зависимости (34) по закону Бойля — Мариотта находим

$$W_{\text{ст}} - W'_{\text{ст}} = W_{\text{к}} \cdot \frac{p_a}{p_{\text{ст}}} \cdot \left(1 - \frac{W'_1}{W_1}\right) \quad (36)$$

и

$$\Delta Z' = \frac{W_{\text{ст}} - W'_{\text{ст}}}{F}. \quad (37)$$

Эта величина должна служить ориентиром для назначения сроков перезарядки колпака в эксплуатации.

ПРИМЕР

Пусть в соответствии с рис. 2 заданы: полная длина одной нитки трубопровода $l_{(1-3)} = 1500 \text{ м}$; статический напор в конце трубы $Z_1 - Z_4 = 30 \text{ м}$; относительные отметки входа и выхода из гидранта $Z_4 = Z_3 = 0$; свободный напор при работе двух концевых гидрантов $h_{\text{своб}} = 2 \text{ м}$; расход через два гидранта $Q_0 = 0,2 \text{ м}^3/\text{сек}$; приведенная скорость в трубопроводе при двух открытых гидрантах $v_0 = 2,0 \text{ м/сек}$; расход при работе одного гидранта $Q_0 = 0,1 \text{ м}^3/\text{сек}$; время закрытия затвора гидранта $T_0 = 60 \text{ сек.}$; максимально допустимый напор в конце трубопровода при гидравлическом ударе $H_{\text{макс}} = 50 \text{ м}$.

1. Выяснение необходимости установки воздушного колпака и выбор места его расположения на линии трубопровода.

Потеря напора в трубопроводе при работе двух гидрантов по уравнению (1) — $h_{w(1-3)} = 28 \text{ м}$.

Потеря напора в трубопроводе при работе одного гидранта — $h_{w(1-3)} = 7 \text{ м}$.

Свободный напор при работе одного гидранта по уравнению (1) — $h_{\text{своб}} = 30 - 7 = 23 \text{ м}$.

Средний гидравлический уклон в трубопроводе по уравнению (2) — $i = 0,0014$.

Расчетное время закрытия затвора — $T = \frac{60}{4} = 15 \text{ сек}$.

Скорость в трубопроводе при одном работающем гидранте — $v_0 = 1,0 \text{ м/сек}$.

Допустимая длина трубопровода без воздушного колпака по уравнению (3) — $l_{(2-3)} = 1800 \text{ м}$.

Выбираем место для установки воздушного колпака на расстоянии от конца трубопровода $l_{(2-3)} = 1500 \text{ м}$.

Относительная отметка поверхности земли на месте установки воздушного колпака (рис. 3 и 8) по профилю трассы трубопровода — $c = 6$ м.

2. Определение объема воздушного колпака в случае работы одного гидранта (первый расчетный случай).

Длина участка трубопровода от оголовка до воздушного колпака — $l_{(1-2)} = 3500$ м.

Потеря напора на этом участке при одном работающем гидранте — $h_{w(1-2)} = 7 \cdot \frac{3500}{5000} = 4,9$ м.

Приведенная площадь живого сечения трубопровода — $f = 0,1$ м².

Средняя высота уровня воды в колпаке по уравнению (9) — $Z_2 \approx 6 + 1 = 7$ м.

Начальное абсолютное давление воздуха в колпаке по уравнению (4) — $p_1 = 1000(30 - 7) + 10000 - 1000 \cdot 4,9 = 28100$ кг/м².

Конечное абсолютное давление воздуха по уравнению (5) — $p_{ст} = 1000(30 - 7) + 10000 = 33000$ кг/м².

Максимальное абсолютное давление воздуха в колпаке (задается) — $p_2 = 60000$ кг/м².

Расход по трубопроводу в момент достижения максимального давления в колпаке $Q_2 = 0$.

Изменение живой силы массы воды на участке 1—2 трубопровода после закрытия гидранта по уравнению (11) — $\Delta \frac{mv^2}{2} = 17850$ кгм.

Работа, совершаемая одним кубическим метром воды при заполнении воздушного колпака, по уравнению (13) — $r = 23000$ кгм/м³.

Удельная работа гидравлических сопротивлений в трубопроводе, по уравнению (14) — $r_{тр} = 1635$ кгм/м³.

Работа политропического сжатия одного кубического метра воздуха, находящегося под начальным давлением $p_1 = 28100$ кг/м², по уравнению (15) — $L = 18700$ кгм/м³.

Величина коэффициента сжатия воздуха по уравнению (16) — $s = 0,44$.

Объем воздуха в колпаке под начальным давлением p_1 по уравнению (17) — $W_1 = 1,92$ м³.

Объем воздуха в колпаке при атмосферном давлении, по уравнению (18) — $W_a = 5,4$ м³.

3. Определение объема воздушного колпака при работе двух гидрантов по второму расчетному случаю.

Ниже приводятся только те величины, которые изменяются по сравнению с предыдущим расчетом.

Потеря напора на участке 1—2 трубопровода при двух работающих гидрантах — $h_{w(1-2)} = 19,6$ м.

Начальное абсолютное давление воздуха в колпаке — $p_1 = 1000 \times (30 - 7) + 10000 - 1000 \cdot 19,6 = 13400$ кг/м².

Конечное абсолютное давление воздуха в колпаке, по уравнению (6), — $p = 1000 \cdot (30 - 7) + 10000 - 250 \cdot 19,6 = 28100$ кг/м².

Отток из колпака в первый момент после закрытия одного из гидрантов, по второму расчетному случаю — $Q'_1 = 0,1$ м³/сек.

Коэффициенты сопротивления верхнего и нижнего участков трубопровода для уравнения (12) —

$$K = \frac{19,6}{0,2^2} = 490, \quad K' = \frac{30-19,6}{0,1^2} = 1040.$$

Коэффициент притока — $\alpha = 0,58$.

Расход по трубопроводу в момент достижения максимального давления в колпаке, по уравнению (12) — $Q_2 = 0,137 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Изменение живой силы массы воды на участке 1—2 трубопровода — $\Delta \frac{mv^2}{2} = 37800 \text{ кгм}$.

Удельная работа гидравлических сопротивлений, по уравнению (14) — $r_{\text{тр}} = 14400 \text{ кгм/м}^3$.

Работа политропического сжатия одного кубического метра воздуха, находящегося под начальным давлением $p_1 = 13400 \text{ кг/м}^2$, — $L = 18500 \text{ кгм/м}^3$.

Величина коэффициента сжатия воздуха по уравнению (16) — $s = 0,675$.

Объем воздуха в колпаке под начальным давлением — $W_1 = 2,81 \text{ м}^3$.

Объем воздуха в колпаке при атмосферном давлении — $W_a = 3,78 \text{ м}^3$.

Таким образом, невыгодным оказался первый рассмотренный вариант работы трубопровода. Рабочий объем колпака следует принять не меньше $W_k = 1,1 \cdot 5,4 \approx 6 \text{ м}^3$.

4. Контрольный расчет работы воздушного колпака выбранного размера.

В данном случае исходными величинами для контрольного расчета являются:

$$\begin{aligned} Q_0 &= 0,1 \text{ м}^3/\text{сек} & l &= 3500 \text{ м} \\ Q_n = Q_1 &= 0 & f &= 0,1 \text{ м}^2 \\ W_k &= 6 \text{ м}^3 & Z_1 &= 30 \text{ м} \\ p_0 &= 28100 \text{ кг/м}^2 & Z_2 &= 7 \text{ м} \\ (h_w)_0 &= 4,6 \text{ м} & m &= 1,3. \end{aligned}$$

Уравнения (24), (31), (32) и (33) исключаются, ввиду полного закрытия трубопровода. Расчет производим по уравнениям (25)—(30) в табличной форме, задаваясь значениями интервалов времени в 2 сек.:

Контрольный расчет работы воздушного колпака

n	Δt , сек.	ΔW , м^3	W , м^3	p , кг/м^2	$-j$, м/сек^2	Q , $\text{м}^3/\text{сек}$	h_w , м
0	0	0	2,14	28100	0	0,1	4,9
1	2	0,2	1,940	32000	0,01095	0,097810	4,7
2	2	0,19562	1,744	36600	0,02385	0,093040	4,25
3	2	0,18608	1,558	42500	0,03860	0,085320	3,58
4	2	0,17064	1,387	49500	0,05640	0,074040	2,69
5	2	0,14808	1,239	57200	0,07550	0,058940	1,69
6	2	0,11788	1,121	65000	0,09450	0,040040	0,785
7	2	0,08008	1,04092	71300	0,1096	0,018120	0,162
8	1	0,01812	1,02280	73500	0,1140	-0,00458	—

Объем воздуха в колпаке в установившемся режиме, по уравнению (24а), под начальным давлением (p_0) $W_0 = 2,14 \text{ м}^3$.

Учитывая, что расчет сделан в предположении мгновенного закрытия затвора, рабочий объем воздушного колпака примем без пересчета немного больше вычисленного.

Средазгипроводхлопком запроектированы типовые колпаки с рабочими объемами в 2,25 и 3,37 м³ для трубопроводов диаметром от 200 до 400 мм и емкостью в 2,0 и 3,5 м³ для трубопроводов диаметром от 400 до 800 мм.

Принимаем окончательно три типовых колпака емкостью по 2,25 м³.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аронов С. Н. Проектирование водоводов, ГИЗ по строительству и архитектуре, М., 1953.
2. Цикерман Л. Я. Защита напорных трубопроводов, М., МКХ РСФСР, 1954.
3. Картвелишвили Н. А. Гидравлический расчет пневматических уравнильных резервуаров, В сб. „Известия ВНИИГ“, № 50, Л., ВНИИГ, 1953.
4. Баранов В. А. Об уточненном расчете гидравлического удара в напорных трубопроводах, Труды САНИИРИ, вып. 102, Ташкент, 1959.
5. Базилевич А. И., Подласов А. В. Проектирование и расчет напорных трубопроводов мелиоративных насосных станций, Львов, Львовский политехнический институт, 1958.

В. А. БАРАНОВ, С. К. ПЕРЕВЕРЗЕВ

О НОРМИРОВАНИИ РАБОТЫ ОРОСИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

В отличие от крупных оросительных насосных станций, работа которых нормируется индивидуально, для однотипных установок малой мощности, применяемых сотнями в орошаемом сельском хозяйстве, необходимо установление осредненных норм. До настоящего времени в технической литературе этому вопросу уделялось мало внимания.

Начиная с 1948 г. в Узбекской ССР получили широкое распространение горизонтальные пропеллерные насосные агрегаты марок ПГ-35, ПГ-35М, ПГ-35МА, ПГ-35 × 2 и 10-Пр конструкции авторов данной статьи, предназначенные для оросительных и водоотливных установок с высотами подъема воды в пределах от 1 до 15 м.

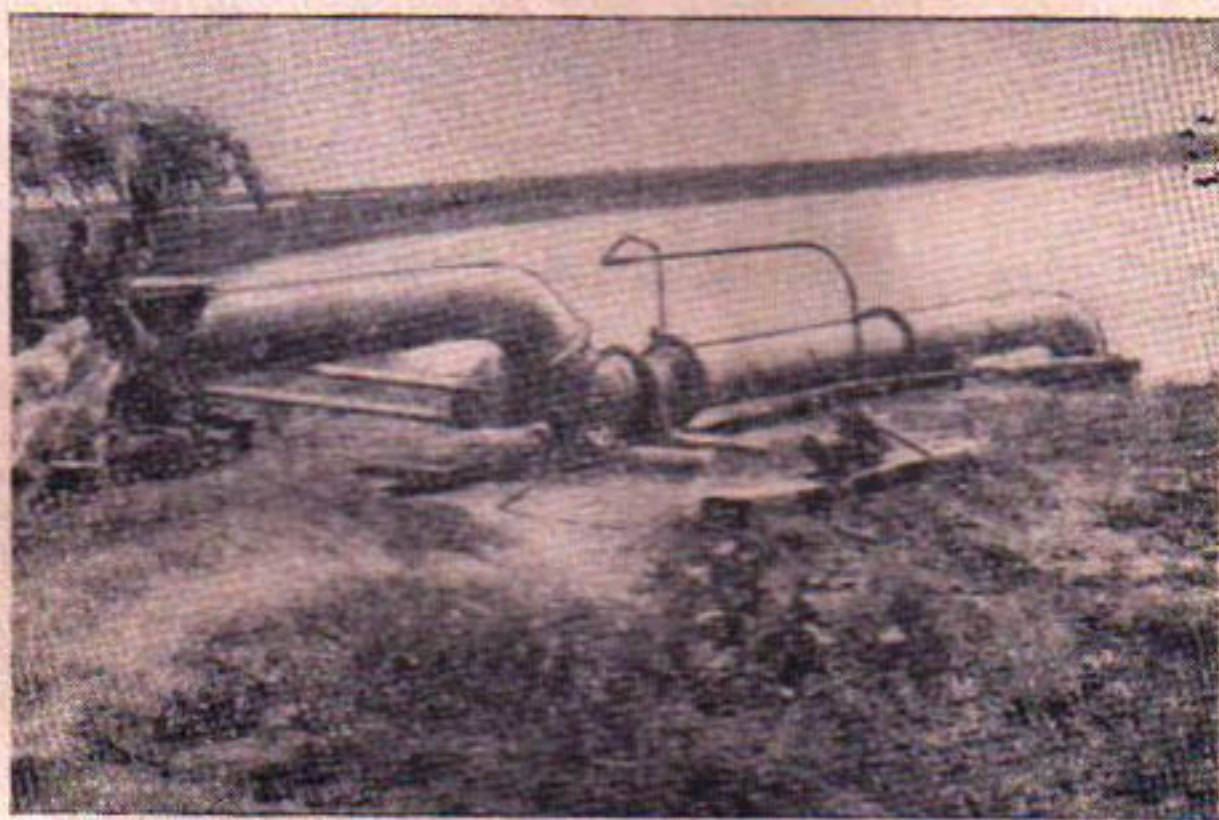


Рис. 1. Насосная установка ПГ-35 на канале Палван.

На рис. 1 представлен общий вид открытой оросительной насосной установки ПГ-35 временного типа, легко перемещаемой с места на место.

Заводами УзССР все насосные агрегаты указанных марок выпускались с полным комплектом трубопроводов и пусковых устройств.

С 1958 г. большинство агрегатов укомплектовывается также двигателями внутреннего сгорания (дизелями марок Д-38, Д-48Л, Д-54, Д-75) и в небольшом количестве электромоторами.

Трубопроводы насосных агрегатов имеют малую длину, относительно большой диаметр и обладают очень небольшим общим коэффициентом сопротивления. Все они монтируются по типовым схемам. На рис. 2 показаны возможные варианты монтажа трубопровода насосной установки ПГ-35М. Перестановка отдельных звеньев трубопровода из всасывающей линии в напорную, а также включение допол-

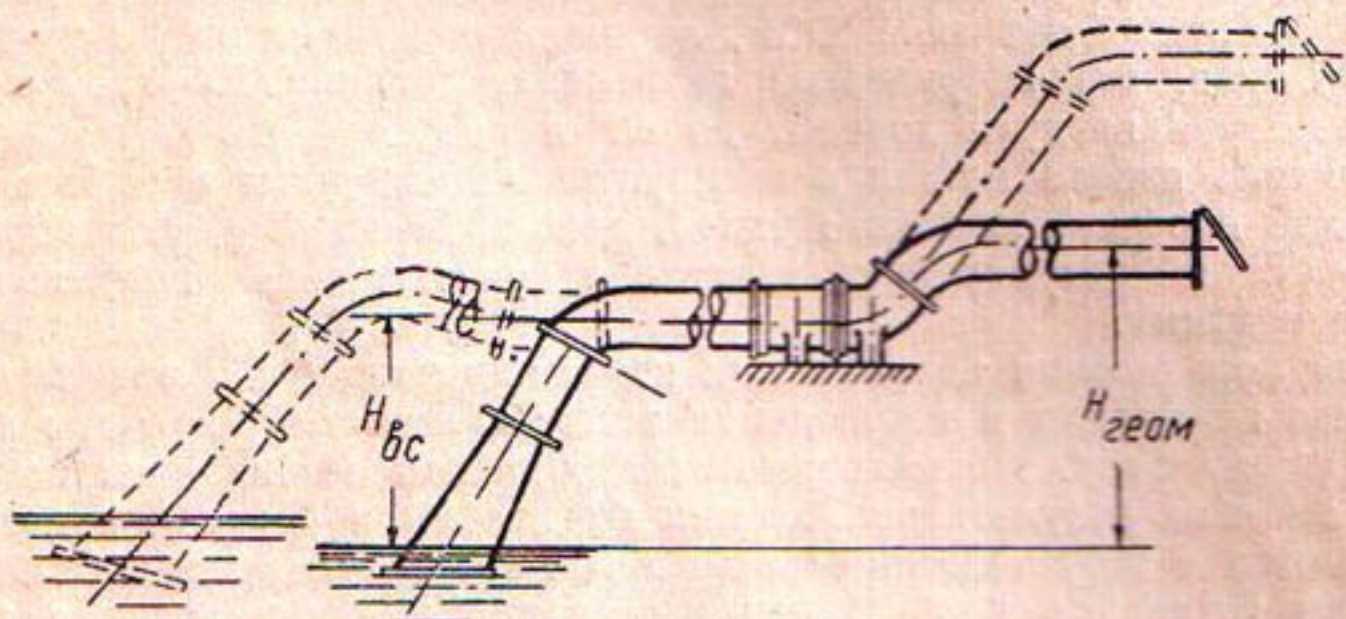


Рис. 2. Типовые схемы насосной установки ПГ-35 М.

нительных коротких прямых участков практически не отражается на общем сопротивлении трубопровода движению воды.

В большинстве случаев насосы приводятся в действие тракторами разных типов или тракторными двигателями, установленными на общей раме с насосом, а также нефтяными двигателями низкого сжатия. Стационарные дизели и электромоторы применяются на этих установках сравнительно редко.

Для каждого типа двигателя выбрано постоянное передаточное отношение трансмиссии, определяемое диаметрами приводных шкивов. Часть агрегатов имеет прямое соединение валов насоса и двигателя.

Работа этих насосных установок имеет установившийся характер в течение длительного периода времени. На нормально работающей насосной установке подача воды изменяется медленно в связи с колебаниями уровня воды в источнике питания. Кроме того, с течением времени она постепенно уменьшается вследствие неизбежного износа машин. От персонала, обслуживающего установки машинного орошения, требуется лишь правильный уход за машинами, выполнение профилактических операций и своевременные ремонты машин в соответствии с инструкциями по эксплуатации.

Такая определенность условий работы рассматриваемых насосных установок дает возможность шире использовать теоретические расчеты в процессе нормирования, значительно сократив дорогостоящие и громоздкие натурные испытания и наблюдения эксплуатации. Последние необходимы в этом случае лишь для того, чтобы определить некоторые поправочные коэффициенты к вычисленным величинам.

В свое время нам было поручено составить осредненные нормы выработки и расходы горючего для насосных установок ПГ-35, эксплуатируемых в системе Министерства сельского хозяйства Узбекской ССР. Это и послужило основанием к разработке предлагаемого ниже метода нормирования.

Расчеты по нормированию работы оросительных насосных установок с двигателями внутреннего сгорания заключались в определении подачи воды и расхода горючего при данной высоте подъема и производились по нормальным техническим характеристикам насоса и двигателя при условии их полной исправности и правильной эксплуатации. В расчеты внесены только поправки, учитывающие влияние атмосферных условий на работу двигателей внутреннего сгорания. Такие поправки необходимы ввиду того, что барометрическое давление и особенно летняя температура воздуха в республиках Средней Азии значительно отличаются от стандартной атмосферы, к которой обычно бывают приведены результаты заводских испытаний двигателей. В районах Узбекской ССР, орошаемых водами рек Аму-Дарьи и Сыр-Дарьи, барометрическое давление составляет 710—730 мм рт.ст., а температура воздуха доходит до 40° и выше.

Влияние износа машин в эксплуатации, перерывы в работе установки для профилактического ухода, дополнительный расход горючего на пуски и регулировку двигателя учитывались поправочными коэффициентами.

Для определения поправочных коэффициентов были организованы натурные испытания и наблюдения эксплуатации действующих оросительных установок. Поправочные коэффициенты выбирались на основании анализа результатов полевых испытаний и сравнения полученных данных с теоретическими расчетами. Перед испытанием каждая насосная установка подвергалась ревизии и регулировке с целью обеспечения нормальных показателей ее работы. Так как поставленная задача в данном случае преследовала узкие конкретные цели, испытания выполнялись по сокращенной программе [1, 2].

При составлении норм, отнесенных к единице площади посевов, учтены гидромодуль орошаемых сельскохозяйственных культур и потери воды в машинном канале и распределительной ирригационной сети.

По нашему мнению, описываемый метод может также послужить основой для нормирования работы электрифицированных насосных установок подобных типов и установок вертикального дренажа, которые с 1960 г. все шире используются в водном хозяйстве республики.

НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Испытания действующих насосных установок проводились на лучших типичных объектах. Для различных высот подъема было подобрано по три однотипные станции с почти одинаковыми высотами подъема.

Перед испытаниями агрегаты тщательно проверяли и регулировали, чтобы обеспечить нормальную работу насоса и двигателя, контролировалась измерительная аппаратура, была организована тренировка участников испытаний.

Измерению подлежали следующие основные и контрольные величины:

1) секундное количество подаваемой воды — гидрометрической вертушкой в напорном трубопроводе или водосливом в машинном канале;

2) геометрическая высота подъема воды — нивелиром;

3) число оборотов насоса и двигателя — тахометром или счетчиком оборотов;

4) расход топлива за время испытаний — весовым способом;

- 5) продолжительность пуска и прогрева двигателя, пуска в ход насоса и всего периода испытаний в целом — секундомером и часами;
- 6) температура воздуха в тени;
- 7) температура воды, охлаждающей двигатель;
- 8) барометрическое давление;
- 9) высота всасывания.

Измерения производились в течение 3—4 часов непрерывной нормальной работы установки. По окончании испытаний в полевых условиях вычислялись средние арифметические значения определяемых величин с учетом соответствующих поправочных коэффициентов измерительных приборов. Явно ошибочные записи исключались.

Часовой расход топлива вычисляли как частное от деления суммарного веса залитых порций его на продолжительность замера в часах, а среднее за время испытания число оборотов насоса и двигателя — как среднее арифметическое из числа замеров, признанных годными, так как эти измерения производились через одинаковые промежутки времени.

В случаях, когда наблюдались значительные изменения производительности, испытание прекращалось и выяснялась причина неполадок. Каждое успешно проведенное испытание оформлялось актом.

После проведения испытаний всех намеченных насосных установок была произведена обработка полученных результатов, предварительно сгруппированных по типам насосных установок и по высотам подъема. Для каждой группы составлялась ведомость, по которой затем вычисляли осредненные значения показателей работы однотипных установок по форме, приведенной в табл. 1.

Таблица 1

Сводная ведомость результатов испытаний
группы однотипных насосных установок
с высотами подъема от 1 до 2 м (от 2 до 3 м и т. д.)

Состав агрегата:
насос —
двигатель —
тип передачи —

Измеренные величины	№ установки по акту испытания				Осредненные ве- личины
	1	2	3	4	
H_r (м)					$H_{r. ср} = \text{м}$
n (об/мин)					$n_{ср} = \text{об/мин}$
Q (л/сек)					$Q_{ср} = \text{л/сек}$
G (кг/час)					$G_{ср} = \text{кг/час}$

В каждой из ведомостей средневзвешенная геометрическая высота подъема $H_{г.ср}$, среднее арифметическое число оборотов насосов $n_{ср}$, средневзвешенные производительность $Q_{ср}$ и часовой расход горючего $G_{ср}$ — вычислялись по формулам:

$$H_{г.ср} = \frac{\sum (Q \cdot H_r)}{\sum Q}; \quad (1)$$

$$n_{ср} = \frac{\sum (n)}{z}, \quad (2)$$

где z — число установок (в табл. 1 $z = 4$);

$$Q_{ср} = \frac{\sum (Q \cdot H_r)}{\sum (H_r)}; \quad (3)$$

$$G_{ср} = \frac{\sum (G \cdot Q \cdot H_r)}{\sum (Q \cdot H_r)}. \quad (4)$$

Такие ведомости составлялись для каждой группы однотипных установок, различающихся по высотам не более чем на 0,5—1,0 м.

Материалы полевой и камеральной обработок результатов испытаний явились исходными данными для перехода от теоретических норм к практическим.

По изложенной выше методике было испытано 27 находящихся в эксплуатации оросительных насосных установок ПГ-35 с тракторами СХТЗ и нефтедвигателями „Кировец“ (22 л. с.) и „Красный прогресс“ (18 л. с.) при высотах подъема от 1 до 5 м.

Испытаниями установлено, что на однотипных оросительных насосных установках с двигателями внутреннего сгорания, не говоря уже об электрифицированных, числа оборотов насосов почти одинаковы. Различаются они лишь на величину скольжения приводных ремней и влияния степени износа двигателя, который в любом случае должен быть отрегулирован на полное сгорание топлива.

На установках типа ПГ-35 скольжение приводных ремней измерено в пределах от 0,5 до 3,8% (в среднем 3%), что мало отличается от нормального значения. Числа оборотов двигателей лежат в пределах 1,0—0,85 от нормальных величин.

На основании хронометража, проведенного при наблюдении эксплуатации установок, собраны данные по затрате времени на выполнение отдельных операций (табл. 2).

Таблица 2

Затраты времени за смену на выполнение отдельных операций по эксплуатации насосной установки ПГ-35

Элементы рабочего времени	Продолжительность операции		Примечание
	мину- ты	% от рабо- чего време- ни за смену	
Чистая работа насоса	521	86,8	—
Пуск и регулировка двигателя	9	1,5	
Работа двигателя с вакуумнасосом по откачке воздуха и заправке насоса ПГ-35 водой	10	1,7	
Осмотр, крепежный ремонт, заправка и смазка двигателя, насоса и вакуумнасоса	60	10	По данным длительных наблюдений за двигателями и насосами
Всего	600	100	

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ИСПЫТАНИИ

Ввиду того что все измерительные приборы перед испытаниями проходили проверку и тарировку, а замеры производились с учетом поправок на показания приборов, неточности, зависящие от несовершенства аппаратуры, в дальнейшем не рассматриваются.

Исключаются также грубые погрешности, т. е. замеры, резко отличающиеся в ту или другую сторону от предыдущих или повторных. Определению подлежат лишь случайные ошибки, вызывающие небольшие отклонения в результатах измерений.

Измерение геометрической высоты подъема воды нивелиром или по водомерным рейкам производилось два раза, в начале и в конце испытаний. Обычная ошибка отсчета по рейке в потоке $\Delta H = \pm 0,02$ м.

Средняя геометрическая высота подъема воды по двум измерениям равна

$$H_r = \frac{H_1 + H_2}{2}.$$

Относительная ошибка измерения высоты подъема определялась по формуле

$$\sigma_H \% = \frac{\Delta H}{H_r} \cdot 100. \quad (5)$$

Число оборотов насоса и двигателя замерялось через каждые 20 минут, т. е. 10—12 раз за время испытания. Среднее арифметическое значение числа оборотов имеет величину

$$n = \frac{\sum n_i}{i},$$

где i — число замеров.

Отклонение каждого отдельного замера от средней величины составит

$$\Delta n_1 = n_1 - n; \quad \Delta n_2 = n_2 - n,$$

а средняя квадратичная ошибка каждого замера

$$\Delta n = \pm \sqrt{\frac{\Delta n_1^2 + \Delta n_2^2 + \dots + \Delta n_i^2}{i - 1}}.$$

Предельная ошибка по замеру числа оборотов вычислялась по выражению [3]

$$\Delta n_{пр} = 3 \Delta n.$$

Если какое-либо из полученных значений $\Delta n_1; \Delta n_2; \Delta n_3 \dots \Delta n_i$ превышало $\Delta n_{пр}$, эти замеры числа оборотов считались недостоверными.

Относительная ошибка измерения числа оборотов определялась как частное от деления среднеквадратичной ошибки на среднеарифметическое значение числа оборотов

$$\sigma_n \% = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100. \quad (6)$$

Количество подаваемой воды, измеренное с помощью вертушки, установленной на оси трубы, равно произведению площади попереч-

ного сечения трубопровода на среднюю скорость в нем

$$Q = 1000 \cdot F \cdot v \cdot \alpha \text{ л/сек},$$

где $\alpha < 1$ — коэффициент средней скорости. Для насосных агрегатов ПГ-35, ПГ-35М, ПГ-35МА и ПГ-35×2, по данным сравнительных испытаний с вертушкой и водосливом, $\alpha = 0,98$.

Для вычисления площади диаметр трубы измерялся в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Средний диаметр имеет размеры

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

Диаметр трубы может быть измерен с точностью до $\Delta D = \pm 0,001 \text{ м}$. Относительная ошибка измерения диаметра трубы равна

$$\sigma_D \% = \frac{\Delta D}{D} \cdot 100.$$

Скорость воды в трубопроводе измерялась по десяти сигналам гидрометрической вертушки. Число оборотов вертушки в секунду определялось уравнением

$$n_v = 10 \cdot \frac{z}{t},$$

где z — число оборотов вертушки между сигналами;

t — продолжительность замера десяти сигналов вертушки.

Отсюда следует, что погрешность в измерении скорости обусловлена погрешностью измерения времени.

Среднее арифметическое значение времени замера воды вычисляется по формуле

$$t = \frac{\sum t_i}{i} \text{ сек},$$

где i — число замеров (не менее трех с близкими показаниями).

Отклонение каждого замера от среднего значения равно

$$\Delta t_i = t_i - t.$$

Средняя квадратичная ошибка составляет

$$\Delta t = \pm \sqrt{\frac{\Delta t_1^2 + \Delta t_2^2 + \dots + \Delta t_i^2}{i-1}},$$

а относительная ошибка измерения времени (т. е. скорости) —

$$\sigma_t \% = \sigma_v \% = \frac{\Delta t}{t} \cdot 100.$$

Средняя квадратичная ошибка измерения расхода воды выражается уравнением

$$\sigma_Q \% = \pm \sqrt{\sigma_v^2 + 2\sigma_D^2}. \quad (7)$$

Расход топлива определялся взвешиванием отдельных порций, заливаемых в топливный бак. При взвешивании каждой порции на технических весах возможна ошибка $\Delta P = \pm 20$ г.

При числе залитых порций x относительная ошибка во взвешивании топлива получится равной

$$\sigma_P \% = \frac{x \cdot \Delta P}{\sum P},$$

где $\sum P$ — общий вес всех залитых порций топлива.

Отсчет времени расхода топлива начинался с момента отрыва понижающегося уровня топлива в расходном баке от контрольной иглы, перед заливкой первой взвешенной порции топлива. После заливки последней порции, в момент отрыва уровня топлива от иглы, отмечался конец испытания.

Время определялось по часам с точностью до 1 минуты в начале и в конце испытания. Ошибка измерения равнялась $\Delta T = \pm 2$ минуты за 3—4 часа испытания.

Относительная ошибка в измерении времени определяется из уравнения

$$\sigma_t \% = \frac{\Delta t}{T \cdot 60} \cdot 100.$$

Средняя квадратичная ошибка в определении расхода топлива составит

$$\sigma_G \% = \pm \sqrt{\sigma_P^2 + \sigma_t^2}. \quad (8)$$

Вычисление ошибок измерений дает возможность судить о степени надежности результатов натурных испытаний насосных установок.

РАСЧЕТЫ ПОДАЧИ ВОДЫ И РАСХОДА ТОПЛИВА ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ НАСОСА И ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета подачи воды и расхода топлива при различных значениях геометрической высоты подъема воды и числа оборотов насоса необходимо иметь универсальную характеристику насоса и эксплуатационную (регуляторную) характеристику двигателя. Представленные на рис. 3 универсальные характеристики получены пересчетом рабочих показателей насосов [4] на разные числа оборотов обычным способом. Величины к. п. д. насоса, связанные с изменением числа оборотов, учитывались формулой

$$\eta' = \eta - \Delta\eta, \quad (9)$$

где η' и η — к. п. д. насоса при пониженном и нормальном числе оборотов соответственно;

$\Delta\eta$ — поправка к. п. д.

Поправки определялись по кривой, изображенной на рис. 4, в зависимости от отношения чисел оборотов.

Для перевода характеристик насоса с полных напоров на геометрические высоты подъема, на рис. 3 от начала координат построены кривые потерь напора в трубах, определяемые по формуле

$$H_w = k \cdot Q^2, \quad (10)$$

где k — общий коэффициент сопротивления трубопровода для насосных агрегатов ПГ-35 и ПГ-35М равен 4,5, ПГ-35×2 — 8,75 и для 10 Пр — 54,3. Указанные значения коэффициентов получены в результате испытаний насосных агрегатов на заводских стендах.

В дальнейшем при использовании универсальной характеристики геометрические высоты подъема воды измерялись от кривой потерь

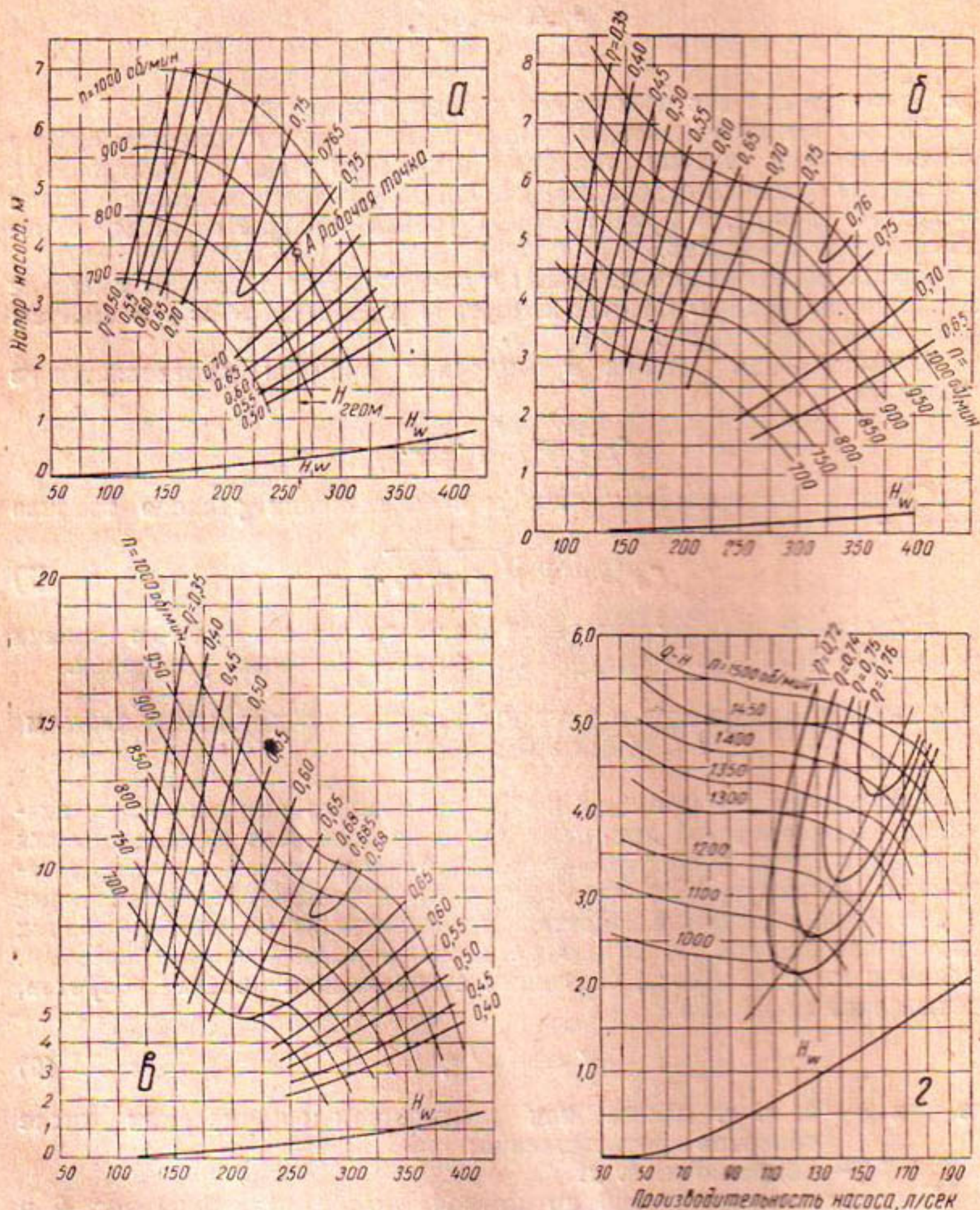


Рис. 3. Универсальная характеристика насоса:

а—ПГ-35; б—ПГ-35М; в—ПГ-35×2; г—10 Пр.

напора до напорной кривой насоса при соответствующем числе оборотов (см. рис. 3а). По заданным или принятым значениям геометрической высоты подъема и числа оборотов непосредственно по характеристике, определялось количество подаваемой воды, полный напор

и к. п. д. насоса. Для насосных агрегатов ПГ-35 задавались геометрические высоты подъема в пределах от 1 до 4,5 м с интервалами в 0,5 м и значения числа оборотов насоса в пределах от 850 до 1000 об/мин, что соответствует данным натурных испытаний и наблюдений эксплуатации.

Полученные гидравлические показатели заносились в соответствующую ведомость (табл. 3), по которой производился расчет расхода топлива.

Мощность на валу двигателя с учетом к. п. д. передачи вычислялась по уравнению

$$N_{\text{дв}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot (H_r + H_w)}{75 \cdot \eta \cdot \eta_{\text{пер}}} \text{ л. с.}, \quad (11)$$

где $\gamma = 1$ для подачи насоса, выраженной в литрах в секунду;

$\eta_{\text{пер}} = 0,95 \div 0,97$ — к. п. д. ременной передачи.

При определении мощности на валу двигателя, приведенной к стандартной атмосфере¹, для карбюраторных двигателей [5] пользовались формулой

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{дв}} \frac{760}{B} \cdot \frac{520 + t^0}{545}, \quad (12)$$

где B — барометрическое давление, мм рт. ст.,

t^0 — температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$,

и для нефтедвигателей [6] — формулой

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{дв}} \frac{100}{100 - \frac{4}{25} (760 - B)} \cdot \frac{100}{100 - \frac{4}{25} (t^0 - 20^0)}. \quad (13)$$

Приведенная мощность определяет нормальный часовой расход топлива двигателя (G) по его регуляторной характеристике² (рис. 5—6).

По данным табл. 3 для одинаковых геометрических высот подъема находились осредненные значения производительности установки и часового расхода топлива, соответствующие среднему значению числа оборотов насоса, выбранному с учетом результатов натурных испытаний.

Среднее значение числа оборотов определяется по уравнению

$$n_{\text{ср}} = \frac{\sum (n_{\text{ср}})}{z},$$

¹ Стандартными атмосферными условиями считаются барометрическое давление $B_0 = 760$ мм рт. ст. и температура воздуха $t_0^0 = 20^{\circ}$ при относительной влажности 50%. Иногда все данные расчетов и испытаний приводят к барометрическому давлению 10000 кг/см² и температуре воздуха 15 $^{\circ}$ при относительной влажности, равной нулю.

² Регуляторную, или эксплуатационную, характеристику двигателя внутреннего сгорания получают испытанием его при включенном регуляторе числа оборотов.

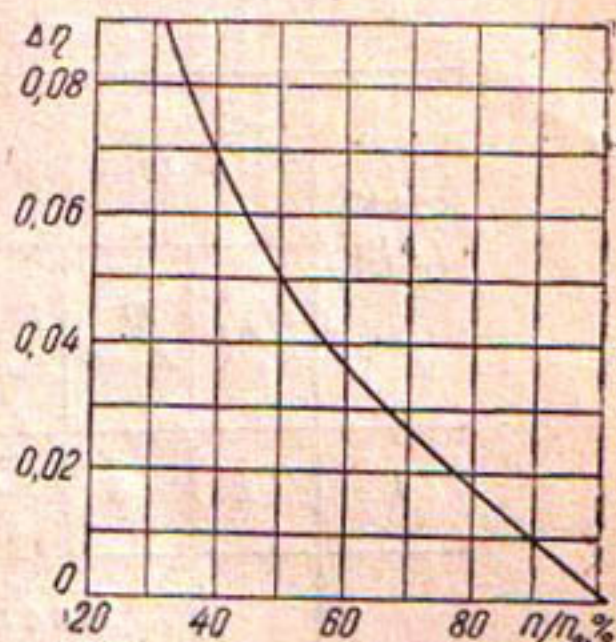


Рис. 4. Снижение максимального к. п. д. насоса с уменьшением числа оборотов в изогональном режиме.

где $\sum (n_{cp})$ — для каждой группы находится по табл. 1;
 z — число групп однотипных установок.
 При испытаниях получено значение $n_{cp} = 925 \text{ об/мин.}$

Таблица 3

Расчет подачи воды и расхода топлива насосным агрегатом

Насос марки —

Двигатель —

№№ п/п	По характеристике насоса					По харак- теристике двигателя		Примечания
	H_r , м	Q , л/сек	H_w , м	η	$N_{дв}$, л. с.	$N_{пр}$, л. с.	G , кг/час	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Число оборотов насоса $n=850$ об/мин						
1	1,0							
2	1,5							
3	2,0							
4	2,5							
		Число оборотов насоса $n=900$ об/мин						
	1,0							Среднее число оборотов насоса $n_{cp}=925$ об/мин
	1,5							
	2,0							
		Число оборотов насоса $n=950$ об/мин						
	1,0							
	1,5							
		Число оборотов насоса $n=1000$ об/мин						
	1,0							
	1,5							

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОПРАВОЧНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОДАЧИ ВОДЫ И РАСХОДА ТОПЛИВА

Поправочные коэффициенты подачи воды и расхода топлива вводятся с целью учета нормального снижения производительности насоса и увеличения удельного расхода топлива двигателем вследствие расстройств уплотнений в их рабочих органах от износа в процессе эксплуатации. Определение коэффициентов основано на сравнении результатов натурных испытаний с расчетами по рабочим характеристикам двигателя и насоса.

Результаты натурных испытаний насосных установок можно сравнивать с расчетными показателями только при одинаковых значениях числа оборотов насоса. При этом расчетные показатели надо приводить

к числу оборотов, измеренному при испытании, а не наоборот. Такое условие вызывается тем, что натурные испытания, проводимые по

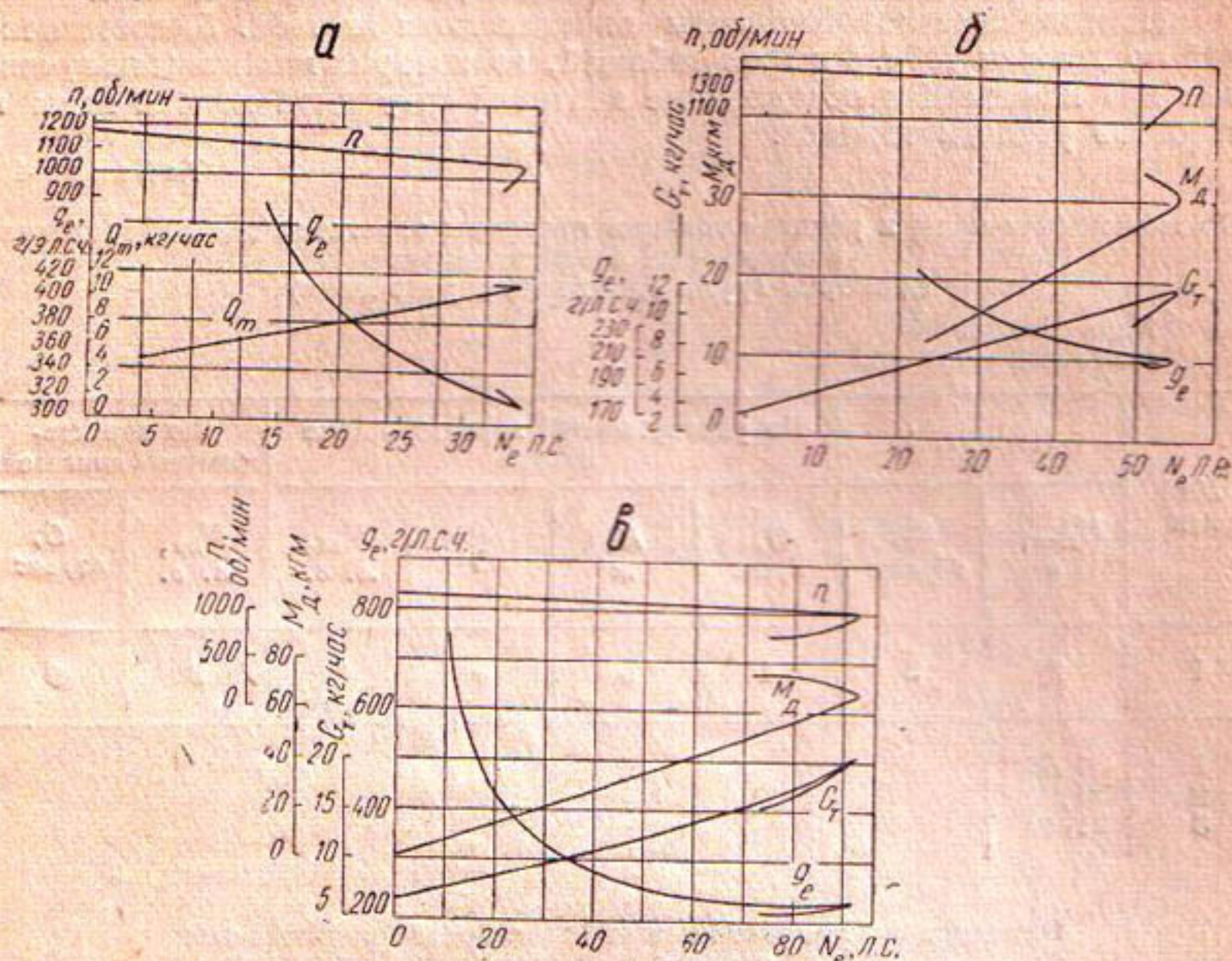


Рис. 5. Регуляторная характеристика двигателя:
а—СТЗ-ХТЗ (топливо керосин); б—трактора ДТ-54; в—трактор С-80.

сокращенной программе, не дают значений полных напоров установок, ограничиваясь геометрическими высотами подъема. Последние же не поддаются пересчету по формулам изогональных режимов, если не известна характеристика трубопровода.

Для решения задачи нужна рабочая характеристика насоса, пересчитанная на среднее число оборотов ($n_{ср}$) для данной группы установок (см. табл. 1). Соответствующая этому числу оборотов напорная линия насоса строится путем пересчета одной из напорных кривых универсальной характеристики. Ее можно построить и с помощью интерполяции, что проще.

Для каждой группы насосных установок ПГ-35 по полученным значениям $n_{ср}$ и $H_{г.ср}$ (табл. 1) из характеристик графически определялись подача воды, полный напор и к. п. д. насоса, затем по уравнениям (11) и (12)—мощность на валу насоса и приведенная мощность двигателя, а по регуляторной характеристике двигателя — часовой расход топлива.

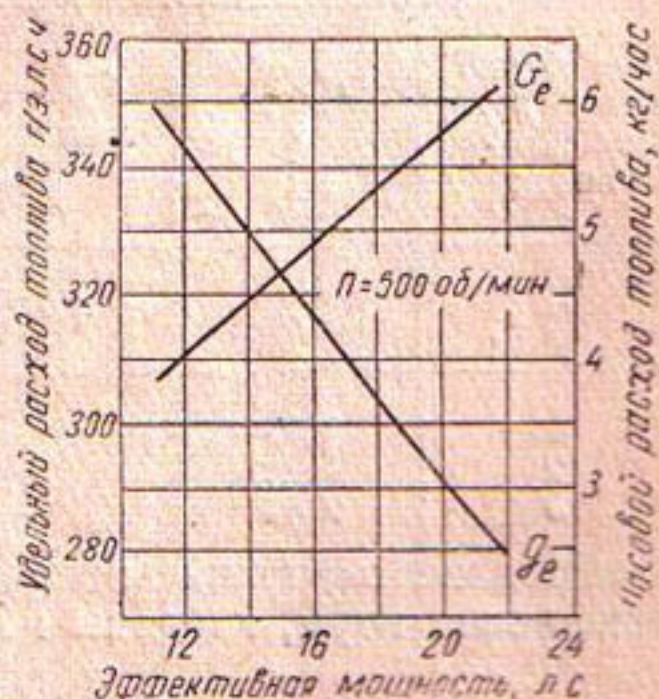


Рис. 6. Эксплуатационная характеристика двигателя „Кировец“, 22 л.с.

Результаты расчетов, произведенных для всех групп однотипных установок с различными высотами подъема, заносятся в табл. 4.

Поправочные коэффициенты определяются из табл. 5, составленной по данным табл. 4 и трех таблиц 1, из которых выписаны полученные при испытаниях осредненные значения секундной подачи воды и часового расхода топлива.

Таблица 4

Расчет подачи воды и расхода топлива насосным агрегатом для определения поправочных коэффициентов
(для трех групп однотипных установок)

Марка насоса —
Двигатель —

№№ п/п	По табл. 1		По универсальной характеристике насоса				По характеристике двигателя	
	$H_{г.ср},$ м	$n_{ср},$ об/мин	$Q,$ л/сек	$H,$ м	η	$N_{дв},$ л. с.	$N_{пр},$ л. с.	$G,$ кг/час
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1,36							
2	1,92							
3	2,44							

Таблица 5

Определение поправочных коэффициентов подачи воды и расхода топлива

Насос марки —
Двигатель —

Опытные данные (из табл. 1)				Результаты расчетов из табл. 5		Поправочные коэффициенты	
порядковый номер группы установок	$H_{г.ср},$ м	$Q_{ср},$ л/сек	$G_{ср},$ кг/час	$Q,$ л/сек	$G,$ кг/час	$a = \frac{G_{ср}}{G}$	$b = \frac{Q_{ср}}{Q}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,36						
2	1,92						
3	2,44						

Средние значения поправочных коэффициентов, принятые для составления норм, найдены по уравнениям:

$$a_{ср} = \frac{\sum a}{m}; \quad (14)$$

$$b_{ср} = \frac{\sum b}{m}, \quad (15)$$

где $a_{ср}$ — коэффициент подачи воды,
 $b_{ср}$ — коэффициент расхода топлива,

m — число групп испытанных насосных установок по табл. 5 (в данном случае три группы).

Найденные коэффициенты учитывают действительное техническое состояние всего насосного агрегата, которое можно считать нормальным для условий эксплуатации в данной местности.

СОСТАВЛЕНИЕ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА И ВЫРАБОТКИ НАСОСНЫМ АГРЕГАТОМ

Нормы расхода топлива и выработки насосным агрегатом на поливах хлопчатника составлялись для всех геометрических высот подъема воды, занесенных в табл. 3 при среднем числе оборотов, наблюдавшихся при испытаниях. Для этого значения подачи насоса и часового расхода топлива, соответствующие среднему значению числа оборотов, взятые из табл. 3, были занесены в табл. 6.

Таблица 6

Определение норм расхода топлива и выработки насосным агрегатом на поливах хлопчатника

Насос марки —
Двигатель —

№№ п/п	Гео- метри- ческая высота подъе- ма H_r , м	Расчетные значения*		Действительные зна- чения		Поливная норма $W = \dots \text{м}^3/\text{га}$		
		Q , л/сек	G , кг/час	подача воды $Q \cdot b_{\text{ср}}$, л/сек	часовой рас- ход топлива $G \cdot a_{\text{ср}}$, кг/час	время, требую- щееся для по- лива 1 га. T , час	норма рас- хода топли- ва на полив 1 га посевов $G_{\text{нор}}$, кг/га	норма выра- ботки насос- ным агре- гатом за 10-часовую смену $S_{\text{нор}}$, га/смена
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1,0	Из гра- фы 3 табл. 3	Из гра- фы 8 табл. 3					
2	1,5							
3	2,0							
4	2,5							
5	3,0							
6	3,5							
7	4,0							
8	4,5							

* При 925 об/мин.

Умножением на поправочные коэффициенты определяются действительные подачи воды и часовые расходы топлива, соответствующие высотам подъема в пределах от 1,0 до 4,5 м.

Время, необходимое для полива 1 га посевов, вычисляется из уравнения

$$T \left(\frac{\text{час}}{\text{га}} \right) = \frac{W}{3,6 \cdot Q \cdot b_{\text{ср}} \cdot C \cdot \eta_k}, \quad (16)$$

где W — поливная норма, $\text{м}^3/\text{га}$,

C — коэффициент использования насоса по времени, равный отно-

шению длительности чистой работы насоса за смену к продолжительности смены. По данным табл. 2,

$$C = \frac{521}{600} = 0,862;$$

η_k — к. п. д. машинного канала и распределителей, учитывающий потери воды на пути от насосной станции до поля (для Хорезма и ККАССР равен 0,85).

Расход топлива на полив 1 га посевов определяется по уравнению

$$G_{\text{нор}} = \frac{G \cdot a_{\text{ср}} \cdot T}{d} \text{ кг/га}, \quad (17)$$

где d — коэффициент использования двигателя насосного агрегата по времени, равный отношению чистой работы насоса к продолжительности работы двигателя за смену.

Таблица 7

Нормы расхода топлива (керосина) на полив 1 га хлопка пропеллерным насосным агрегатом ПГ-35 с двигателем-трактором СХТЗ

Геометрическая высота подъема воды, м	Расход топлива (кг) на полив 1 га при поливной норме				Примечания
	600	800	1000	1200	
	м³/га				
1,0	4,24	5,65	7,06	8,47	850—1000 об/мин вала насоса
1,5	4,47	5,96	7,45	8,95	
2,0	4,72	6,28	7,85	9,43	
2,5	5,02	6,69	8,40	10,05	
3,0	5,36	7,12	8,94	10,72	
3,5	5,75	7,67	9,58	11,50	
4,0	6,34	8,45	10,58	12,65	
4,5	7,15	9,50	11,88	14,25	

Из табл. 2 известно, что

$$d = \frac{521}{600 - 60} = 0,965.$$

Выработка (количество политых гектаров посева) агрегата за десятичасовую смену равна

$$S_{\text{нор}} = \frac{10}{T} \text{ га/смену}. \quad (18)$$

В табл. 7 и 8 и на рис. 7 приведены нормы расхода топлива и выработки, вычисленные для указанных выше геометрических высот подъема при поливных нормах 600, 800, 1000 и 1200 м³/га.

Расход смазочных материалов и пускового горючего (бензина) принимается в процентах от основного топлива согласно действующим нормам в системе Министерства сельского хозяйства СССР.

Таблица 8

Нормы выработки на поливе насосным агрегатом ПГ-35 с трактором СХТЗ

Геометрическая высота подъема воды, м	Норма выработки за 10 часов работы (га) при поливной норме			
	600	800	1000	1200
	$\text{м}^3/\text{га}$			
1,0	16,8	12,6	10,0	8,4
1,5	16,4	12,3	9,9	8,3
2,0	16,0	12,0	9,6	8,0
2,5	15,4	11,6	9,3	7,8
3,0	15,0	11,2	8,9	7,5
3,5	14,3	10,8	8,6	7,2
4,0	13,5	10,0	8,1	6,8
4,5	12,5	9,4	7,5	6,3

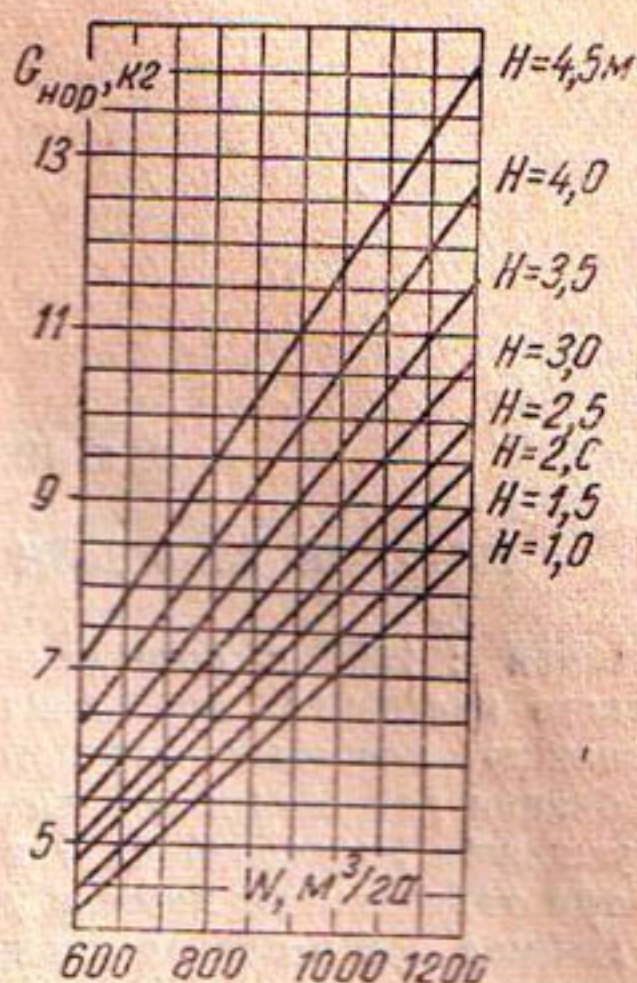


Рис. 7. Нормы расхода топлива (керосина) на полив 1 га хлопчатника насосом ПГ-35 с трактором СХТЗ. Обороты вала насоса $n=850-1000$ об/мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баранов В. А., Бучный И. Т. Метод приближенного измерения нагрузки двигателей насосных станций в эксплуатации, „Изв. АН УзССР“, 1947, № 6.
2. Баранов В. А. Методика натурных испытаний мелиоративных насосных установок временного типа, Труды САНИИРИ, вып. 92, Ташкент, 1958.
3. Щапов Н. М. Нормы по испытанию водяных турбин и их регулирование на гидроэлектрических станциях СССР (IV. Учет ошибок измерений), ОРГРЭС, 1938.
4. Переверзев С. К. Горизонтальный пропеллерный насосный агрегат ПГ-35, „Гидротехника и мелиорация“, 1949, № 2.
5. Свирщевский Б. С. Эксплуатация машинно-тракторного парка, М., Сельхозгиз, 1950.
6. Кузнецов Б. В. Эксплуатация двигателей внутреннего сгорания, М.—Л., Изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1949.

С. К. ПЕРЕВЕРЗЕВ

НАСОСЫ ВП-8 ДЛЯ БУРОВЫХ СКВАЖИН

Начиная с 1957 г. сотрудники Среднеазиатского научно-исследовательского института ирригации приступили к проектированию и исследованию насосных агрегатов для вертикального дренажа и использования подземных вод на орошение.

В условиях Узбекской ССР в первую очередь необходимо разработать три типоразмера насосов для буровых скважин диаметром 16, 12 и 8 дюймов при необходимом напоре в пределах 10—30 м и производительности:

для 16-дюймовых скважин	—100—200 л/сек
• 12 • •	—100— 50 •
• 8 • •	—до 50 • .

На основании этих данных была намечена конструкция глубинных насосов марок ВП-24 × 5, ВП-12 и ВП-8 в вертикальном исполнении. Одновременно московское ОКБ по бесштанговым насосам запланировало разработку и изготовление опытных экземпляров погружных насосов для 12-дюймовых буровых скважин.

В 1957 г. была выпущена первая опытная партия насосов ВП-24 × 5, а в 1959—1960 гг. проведены их длительные полевые испытания на установках вертикального дренажа в Бухарской и Ташкентской областях УзССР.

Испытаниями установлено соответствие параметров насосов и существующих скважин в Голодной степи, определена возможность широкого диапазона регулирования подачи насоса за счет установки различных двигателей и передач, а также значительная экономическая эффективность применения насосов ВП-24 × 5 на скважинах вертикального дренажа с дебитом до 200 л/сек.

Некоторые конструктивные и эксплуатационные недостатки этого насоса послужили основой для модернизации его конструкции. В 1962 г. намечено изготовить первую партию модернизированных насосов ВП-24 × 5М (ВП-16) и провести их полевые испытания.

Конструкция насоса ВП-12 разработана в 1961 г. В 1962 г. предполагается изготовление и испытания экспериментальных образцов.

Ввиду наличия большого количества пробуренных и неиспользованных восьмидюймовых буровых скважин на территории Узбекской ССР по требованию Пастбищно-мелиоративного строительного треста МВХ УзССР в 1959 г. был спроектирован насос ВП-8 и построено четыре экспериментальных его экземпляра с исполнением в двух

вариантах. В двух насосах рабочие колеса были распределены по системе трансмиссии на расстоянии 2 м одно от другого (I вариант);

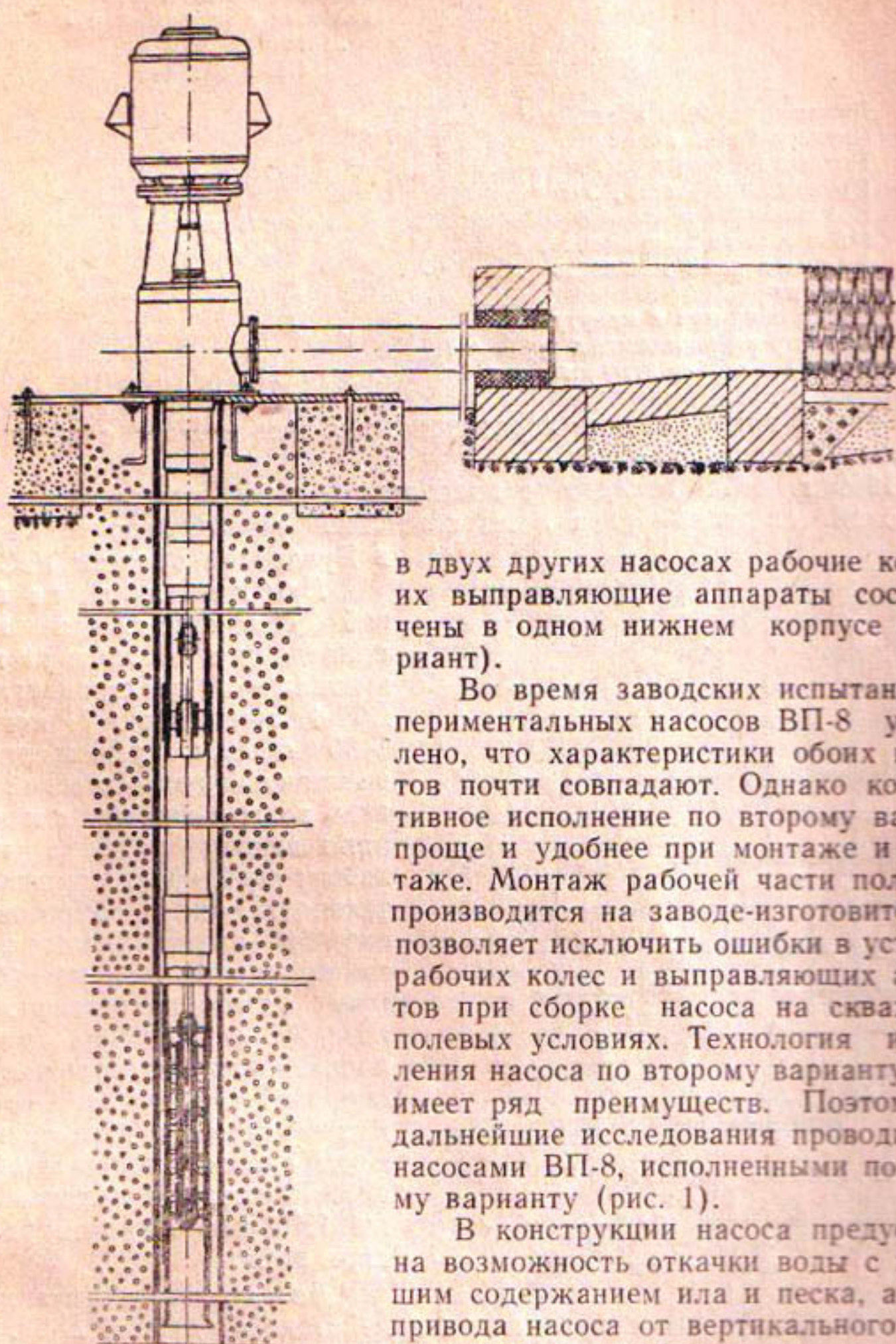


Рис. 1. Общий вид глубинного пропеллерного насоса ВП-8 с вертикальным электродвигателем А063-2.

в двух других насосах рабочие колеса и их выправляющие аппараты сосредоточены в одном нижнем корпусе (II вариант).

Во время заводских испытаний экспериментальных насосов ВП-8 установлено, что характеристики обоих вариантов почти совпадают. Однако конструктивное исполнение по второму варианту проще и удобнее при монтаже и демонтаже. Монтаж рабочей части полностью производится на заводе-изготовителе, что позволяет исключить ошибки в установке рабочих колес и выправляющих аппаратов при сборке насоса на скважине в полевых условиях. Технология изготовления насоса по второму варианту также имеет ряд преимуществ. Поэтому все дальнейшие исследования проводились с насосами ВП-8, выполненными по второму варианту (рис. 1).

В конструкции насоса предусмотрена возможность откачки воды с небольшим содержанием ила и песка, а также привода насоса от вертикального электродвигателя напрямую или от любого типа горизонтального двигателя посредством полуперекрестной плоскоременной передачи. С этой целью в рабочей и трансмиссионной частях насоса установлены резино-металлические подшипники,

между рабочими колесами помещены защитные калиброванные по длине втулки, а в приводной части насоса установлен шкив-полумуфта, позволяющий осуществлять универсальность привода.

Ниже приводятся технические данные насоса ВП-8:

Тип насоса

пропеллерный, вертикальный с рабочими колесами по профилю ОП-2 ВИГМ

Диаметр рабочих колес, мм

115

Число рабочих колес

4

Полный напор насоса, м

23,7—11,8

Производительность, л/сек

28,0—40,6

Коэффициент полезного действия, %

не ниже 60

Мощность на валу насоса, кВт

10,8—8,0

Рекомендуемая мощность двигателя, кВт

14

Число оборотов в минуту

2920

Диаметр водоподъемных труб, мм

130

Высота шкива-полумуфты, мм

145

На рис. 2 даны рабочие характеристики насоса ВП-8 с указанием оптимальных его параметров.

В 1960 г. были проведены производственные испытания насоса на буровой скважине-стенде и на скважине вертикального дренажа в Бухарской области УзССР.

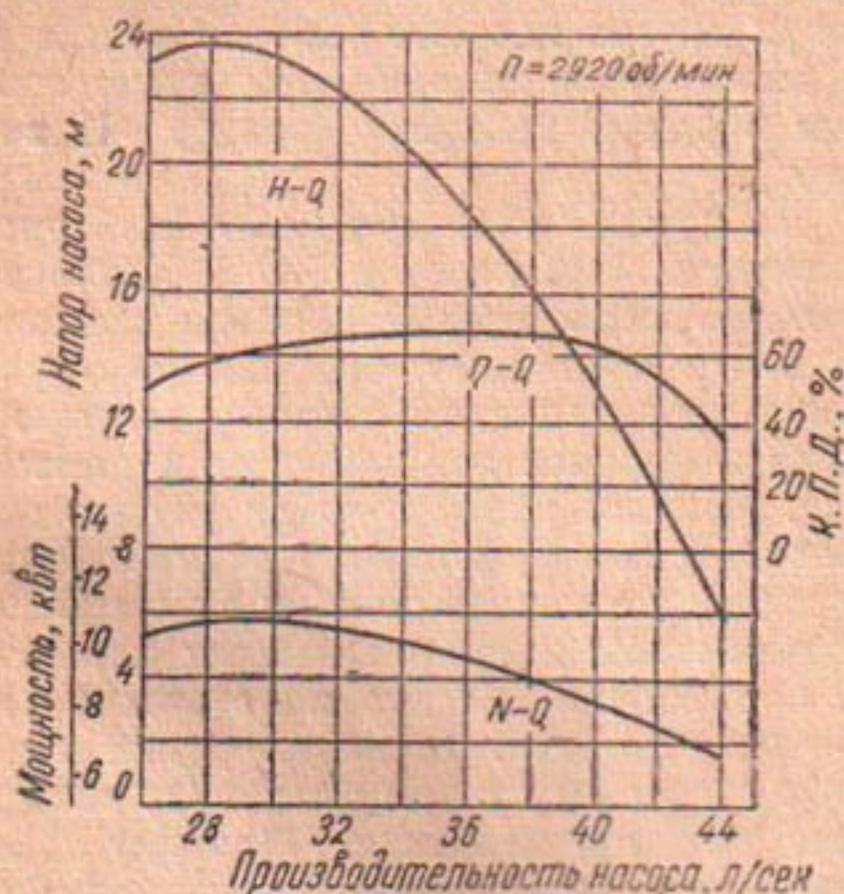


Рис. 2. Рабочие характеристики насоса ВП-8:

Оптимальные параметры: $Q=28-35-40,6$ л/сек;
 $H=23,7-19,5-11,8$ м; $\eta=60-67-60\%$; $N_{рек}=14$ кВт;
 $n=2920$ об/мин.

При испытаниях на буровой скважине-стенде насос приводили в действие от горизонтального электродвигателя А62-4 мощностью 14 кВт при 1450 об/мин, устанавливали постоянный динамический уровень воды в скважине и измеряли высоту подъема воды, избыточный напор, производительность, число оборотов насоса и электродвигателя, а также мощность, потребляемую электродвигателем. Через 200—250 часов работы производили контрольные разборки насоса, осмотр состояния его узлов и деталей и замеры износа подшипниковых пар. Испытания длились свыше 1000 часов чистой работы агрегата.

Во время испытаний в Бухарской области насос приводился в действие от дизеля Д-38. При этом осуществлялись периодические замеры производительности насоса, ориентировочного содержания взвесей в откачиваемой воде и визуальные наблюдения за работой агрегата.

Проведенные исследования позволили выявить отдельные конструктивные и эксплуатационные недочеты насоса и на основе этого внести уточнения в рабочие чертежи и технические условия.

Первую опытную партию насосов ВП-8 в количестве 40 штук было намечено изготовить в 1961 г. В начале 1962 г. будут проведены их полевые испытания.

У. Ю. ПУЛАТОВ, Ю. В. ПУЗЫРЕВ, С. А. ИВАНОВ, А. АБРАРХОДЖАЕВ

СТРОИТЕЛЬСТВО ЛОТКОВЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ КАНАЛОВ ИЗ СБОРНОГО ЖЕЛЕЗОБЕТОНА В ГОЛОДНОЙ СТЕПИ

Январский пленум ЦК КПСС счел необходимым значительно увеличить капиталовложения в сельское хозяйство, предназначенные для проведения в широких масштабах работ по орошению и обводнению миллионов гектаров земель Средней Азии, юга Российской Федерации, республик Закавказья и других районов нашей страны.

В связи с этим ежегодный объем водохозяйственного строительства только в Узбекистане возрастает с 50—60 млн. до двухсот с лишним миллионов рублей. Такое увеличение капиталовложений потребует всемерного развития технического прогресса в ирригации, возможно более полного освоения современных прогрессивных методов ирригационного строительства, постановки водного хозяйства на индустриальную основу.

Одним из важнейших условий технического прогресса в ирригационном строительстве является широкое внедрение сборного железобетона с тем, чтобы превратить строительные площадки в монтажные.

На подавляющей площади целинной части Голодной степи (более 200 тыс. га) намечается строительство распределительной сети преимущественно из сборных железобетонных лотков. К 1965 г. предстоит построить свыше 4 тыс. км лотковой сети.

Масштабы работ, просадочность грунтов и малые запасы в стенках лотков над горизонтом воды (10 см) вызывают необходимость так устроить основания под опоры лотков, чтобы не допустить их осадки. Поэтому опыт строительства лотковой оросительной сети из сборного железобетона, начатый в конце 1960 г. в новых совхозах Голодной степи, представляет практический интерес тем более, что в Средней Азии устройство подобных каналов производится впервые.

Рассматриваемые оросительные каналы представляют собой железобетонные лотки, установленные на опорах над поверхностью земли. В поперечном сечении лотки имеют параболическую форму со строительной высотой 0,6; 0,8 и 1,0 м при толщине стенок 5,0—5,4 см. Длина одного лотка 6,0 м (рис. 1).

Опоры лотков состоят из двух элементов — стойки с седлом и фундамента стаканного типа. Техническая характеристика применяемых лотков приведена в табл. 1, а опор лотков — в табл. 2.

Одной из основных работ по строительству лотковой сети в грунтах Голодной степи является разработка такого способа подготовки оснований под опоры, при котором осадка сооружений будет минимальной и в пределах допустимой величины (не более 4—5 см). Решение

этого вопроса было поручено отделу механизации водохозяйственных работ Института водных проблем и гидротехники Академии наук УзССР. Сотрудники этого отдела исследовали в производственных

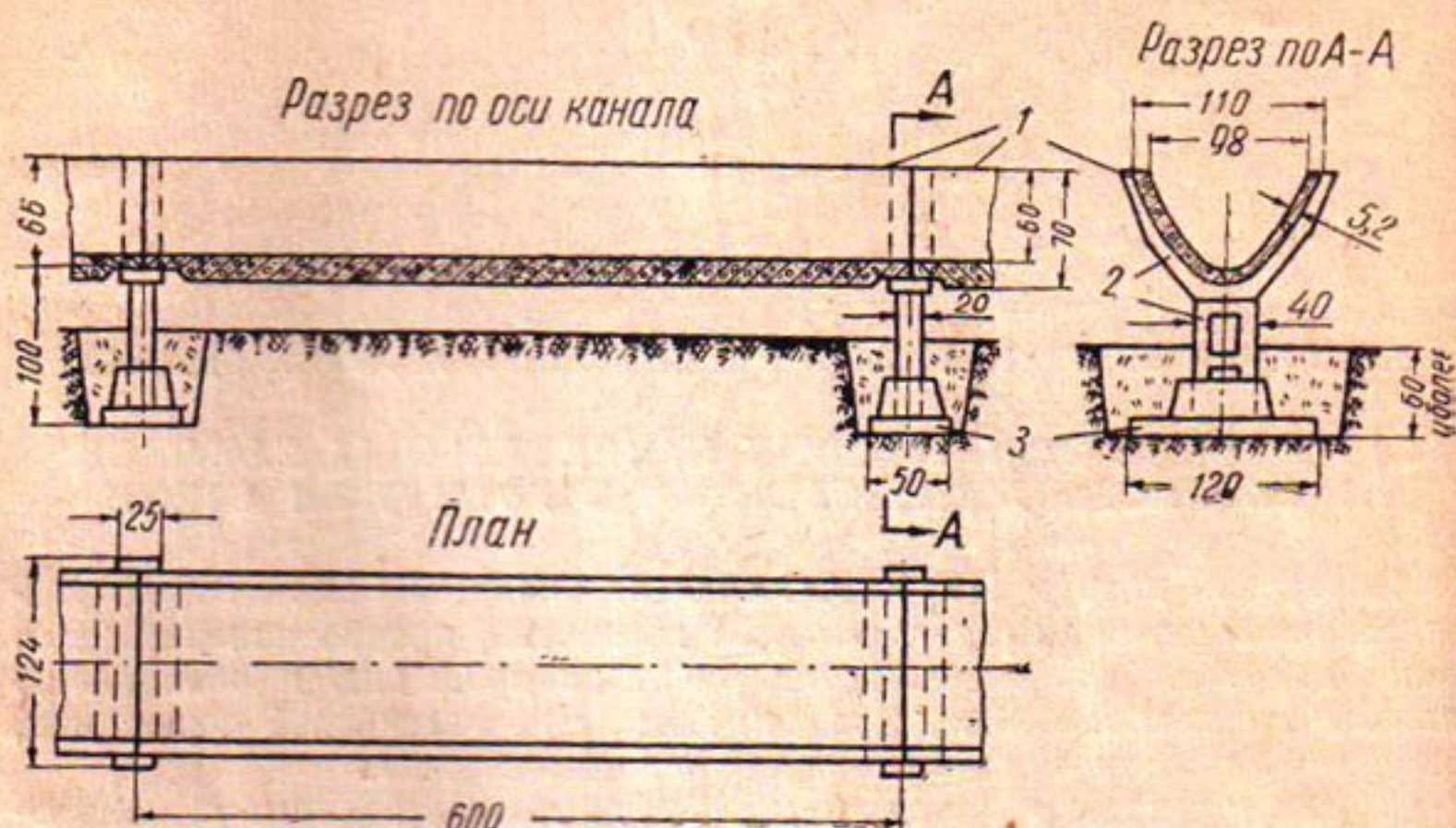


Рис. 1. Конструкция лотковой сети:

1—лоток Лс-60; 2—стойка Р-1-а с седлом С-60; 3—фундамент стаканного типа Фс-1.

условиях способ выштамповывания котлованов под опоры лотков ударным уплотнением.

Известно, что трамбование позволяет уплотнять грунты на глубину до 1,5—2,0 м, после чего верхний, наиболее слабый слой теряет свои просадочные свойства, за счет чего соответственно уменьшается общая величина возможной осадки.

Таблица 1

Техническая характеристика лотков из бетона марки БГТ-200

Лоток	Строительная высота, см	Площадь сечения, м ²	Уклон	Расход воды, м ³ /сек	Объем бетона в блоке, м ³	Вес, кг		
						блока	арматуры	лотка
Лс-60	60	0,392	0,0005	0,2	0,54	1350	22,2	1372
Лс-80	80	0,604	0,00053	0,4	0,66	1650	31,0	1681
Лс-100	100	1,116	0,00037	0,8	0,97	2430	86,4	2516

Для проведения опыта была специально изготовлена железобетонная трамбовка весом 4,7 т. Размеры трамбовки, подобранные с учетом возможности выштамповывания котлована под фундаменты типа Фс-1 (см. табл. 2), составляли $0,7 \times 1,5$ м при высоте трамбовки 1,7 м.

Работа по уплотнению осуществлялась экскаватором Э-801 со стрелой драглайна длиной 11 м. Исследование способа устройства основания ударным уплотнением проводилось на трассе лотковой сети, где котлованы под фундаменты были отрыты экскаватором Э-153, а также выштампованы как с замочкой грунта до оптимальной влажно-

сти, так и без замочки. Отрытие и выштамповывание котлованов производилось до глубины заложения фундамента, который с учетом условий промерзания грунта был принят равным 0,7 м. После подготовки котлованов под опоры на опытном участке были смонтированы

Т а б л и ц а 2

Техническая характеристика опор лотков из бетона марки БГТ-200

Деталь	Обозначение	Размеры, м		Объем бетона в блоке, м ³	Вес, кг		
		ширина на длину	высота или глубина		блока	арматуры	общий
Стойка	P-1-а	—	80	0,025	62	4,0	66
	H-130	—	130	0,028	70	4,6	74,6
	(опытная)	—	180	0,060	150	5,8	155,8
Седло	C- 60	—	66	0,048	120	3,5	123,5
	C- 80	—	86	0,054	135	6,2	141,2
	C-100	—	106	0,270	675	8,7	183,7
Фундамент стаканного типа	Фс-1	0,5×1,2	—	0,108	270	4,5	274,5
	Фс-2	1,0×1,5	—	0,299	747,5	9,0	756,5

три нитки лотков (по два лотка в каждой нитке), расположенные взаимно параллельно.

С целью увеличения давления, передаваемого на основание опорами, лотки загружались грунтом с уплотнением, вследствие чего удельное давление под подошвами фундаментов увеличивалось с 0,8 кг/см² по проекту до 1,1 кг/см².

Для провокации осадок замочка грунта вокруг лотков производилась до смыкания поверхностной воды с грунтовой, находящейся на глубине 7—8 м. Для этого на участок площадью 600 м² потребовалось в течение девяти суток подать 1650 м³ воды. Обвалование вокруг участка, устроенное при помощи бульдозера Д-271 на высоту 0,8 м, позволило в период замочки поддерживать слой воды толщиной 0,4—0,5 м.

С момента монтажа лотков и их загрузки за осадкой опор лотков велось постоянное наблюдение путем нивелирования в течение года. Результаты наблюдения представлены графически на рис. 2.

Как видно из графика, в первые сутки осадка составила 0,5—1,9 см, что объясняется неплотностью прилегания соприкасающихся поверхностей дна котлована и подошвы фундамента (возможна также погрешность при взятии отсчета). В дальнейшем, в течение 18 суток до начала замочки осадки грунта под опорами лотков почти не наблюдалось.

Замочка грунта вызвала резкое возрастание осадки оснований, подготовленных простым отрытием, без уплотнения. Основания же под опорами, выштампованные с предварительным увлажнением грунта до оптимальной влажности, не дали заметной для глаза осадки. С течением времени осадка грунта под опорами быстро стабилизировалась, и повторная замочка через 15 дней после первой не оказала существенного влияния на общий процесс осадки.

Проведенные работы позволили рекомендовать производству способ подготовки оснований под опоры лотковой сети путем выштамповывания котлованов трамбованием с предварительной замочкой грунта до оптимальной влажности.



Рис. 2. График осадки опор лотков во времени. Котлованы, выштампованные в грунте оптимальной влажности, $\omega=18\%$ (1), естественной влажности, $\omega=8\%$ (2) и отрытые в грунте естественной влажности, $\omega=8\%$ (3).

Грунты района строительства относятся к легким и средним суглинкам с прослойками супеси и характеризуются данными табл. 3.

На рис. 3 представлены кривые, характеризующие изменения показателей грунта до и после уплотнения.

Таблица 3

Характеристика грунтов района строительства

Глубина отбора проб, м	Влажность, вес. %	Объемный вес скелета грунта, г/см ³	Удельный вес	Пористость, %	Классификация, по Охотину
0,25	6,5	1,18	2,65	56,2	Средние и легкие суглинки с прослойками супеси и некоторым содержанием гипса
0,50	7,50	1,20	2,66	54,8	
1,00	10,0	1,29	2,69	52,0	
1,50	10,5	1,38	2,70	48,8	
2,00	11,5	1,36	2,70	50,0	
2,50	12,0	1,38	2,71	49,0	

Технологический процесс подготовки основания под опоры лотков складывается из следующих операций:

- 1) снятие растительного слоя грунта;
- 2) доувлажнение грунта до оптимальной влажности (в необходимых случаях);
- 3) выштамповывание котлована трамбованием;
- 4) окончательная отделка котлована.

1. Растительный слой снимается на глубину 20—30 см. Размеры лунок, образованные после его снятия, должны быть не менее $0,9 \times 1,7$ м. Для этих работ может быть использован экскаватор Э-153 на базе трактора «Беларусь», снабженный отвалом бульдозера с шириной захвата 1,8 м. Необходимо, чтобы центр лунки совпадал с осью стойки лотка и вытянутая сторона лунки была перпендикулярна продольной оси канала, а также чтобы поверхность дна лунки была горизонтальной. Разница отметок дна не должна превышать 5 см.

2. Доувлажнение грунта до оптимальной влажности ($w = 18\%$) производится в тех случаях, когда естественная его влажность меньше 15% . Для этой цели лунки заполняют водой из автоцистерн. При естественной влажности грунта, равной $6-8\%$ в толще $0,9-1,0$ м, необходимо $350-400$ л воды на 1 м^2 поверхности лунки.

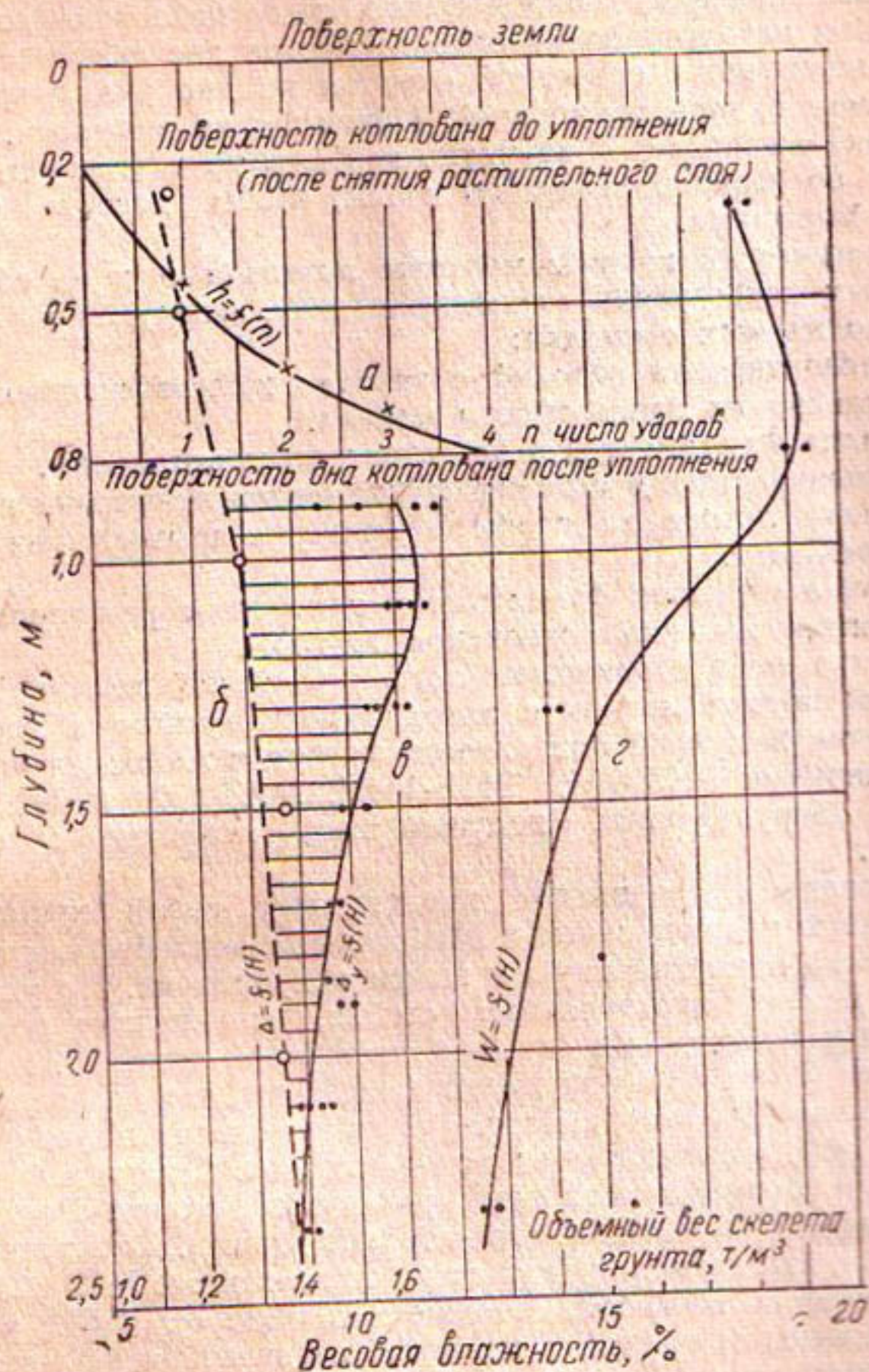


Рис. 3. Кривые изменения показателей грунта до и после уплотнения:

а — величина осадки грунта в зависимости от числа ударов трамбовки с высоты $4-5$ м; б — объемные веса скелета грунта в его естественном залегании; в — степень и глубина распространения уплотнения после трамбования; г — весовая влажность замоченного грунта перед уплотнением.

Для определения необходимого количества доувлажнения влажность грунта по трассе определяется путем взятия проб ручным буром через каждые $0,5$ м с глубины $0,9-1,0$ м.

3. Выштамповывание котлована в зависимости от температуры воздуха и количества влитой воды производится на вторые или третьи сутки после замочки грунта. При уплотнении трамбовкой

весом 4,7—5,0 т с высоты 4—5 м после 3—4 ударов можно осадить грунт на глубину 0,4—0,5 м. Этого вполне достаточно для получения проектной глубины заложения опор лотков, равной 0,6—0,7 м с учетом предварительно снятого растительного слоя грунта.

4. Окончательная отделка котлована включает работы по выравниванию и доведению дна котлована до проектной глубины. При недоуглублении слой грунта на дне снимается вручную; при углублении ниже проектной отметки на дно укладывается грунт с уплотнением ручной трамбовкой. Принимая во внимание, что отделка котлована выполняется вручную, необходимо тщательное производство работ по выштамповыванию с тем, чтобы довести отделочные работы до минимума.

Технологический процесс монтажа лотковой сети из сборных железобетонных конструкций складывается из следующих последовательно выполняемых операций:

1. Транспортировка изделий с завода железобетонных конструкций и раскладка их вдоль трассы канала.
2. Укладка фундаментов в подготовленные котлованы.
3. Установка стоек в стаканы фундаментов и выверка их отметок.
4. Укладка лотков на опоры и проверка соответствия высотных отметок проектным.
5. Заливка стаканов фундаментов цементным раствором.
6. Обратная засыпка котлованов грунтом.
7. Заделка мест сопряжений лотков битумной мастикой.

Транспортировка лотков с заводов производится в горизонтальном положении выпуклой поверхностью вверх в штабелях по 4—5 рядов автомашинами ЗИЛ-150, ЗИЛ-150Н, МАЗ-200 и МАЗ-200В на специально оборудованных полуприцепах, снабженных седельным устройством.

Оборудование полуприцепов представляет собой прямоугольную раму, сваренную из продольных и поперечных швеллеров или спаренных уголков, жестко прикрепленную к шасси полуприцепа. По углам рамы закреплены четыре вертикальные стойки, снабженные подвижными горизонтальными консолями (по 3—4 на каждой стойке). На консоли укладываются лотки. Консоли имеют фиксаторы, что позволяет перевозить лотки различных типоразмеров без изменения размеров рамы.

За один рейс машина перевозит 4—5 лотков. Стойки и фундаменты перевозятся на бортовых машинах различных марок. Разгружаются изделия кранами с раскладкой вдоль трассы канала. Длинногабаритные изделия, такие, как лотки, разгружаются автокранами ЛАЗ-690 и АК-5Г на базе автомобиля ЗИЛ-150, а также экскаватором Э-352; указанные машины снабжены траверсой с канатной подвеской и двумя крюками. Расстояние между крюками равно расстоянию между монтажными петлями лотков.

При монтаже лотковой сети наиболее трудоемкой операцией является установка опор, связанная с выдержкой высотных отметок и расстояний между опорами при заданном уклоне и направлении канала. Высота расположения стойки в необходимых случаях регулируется путем подсыпки песка или мелкого гравия в стаканы фундаментов; при перемещении опор пользуются специальным рычагом.

Для того чтобы избежать неувязки в проектной длине, к укладке лотков приступают только после установки не менее 10—15 опор.

При разгрузке лотки укладываются выпуклой поверхностью вверх, поэтому перед установкой на опоры необходимо переворачивать их в рабочее положение. Переворачивание и установка на подготовленные

опоры производятся автокраном ЛАЗ-690 или АК-5Г с помощью приспособления, схема которого приведена на рис. 4. Эти операции осуществляются в следующем порядке.

Посредством неподвижных тросов 3 лоток приподнимается на 20—30 см, и подвижные тросы 2, перекинутые через блоки 4, пропускаются под ним и крюками соединяются с монтажными петлями. Затем

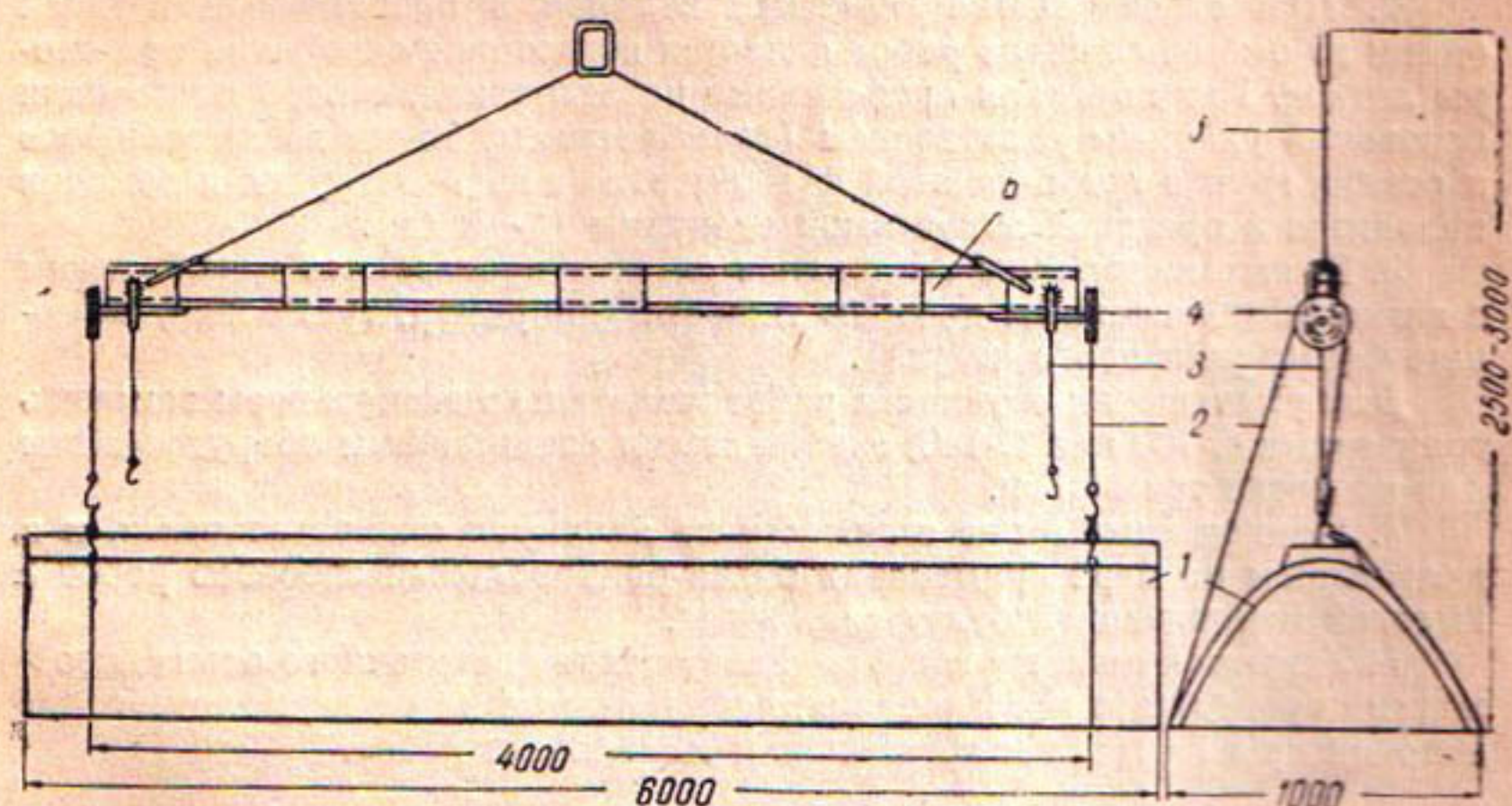


Рис. 4. Приспособление для переворачивания и монтажа лотков:

1—лоток; 2—трос подвижный; 3—трос неподвижный; 4—блоки; 5—трос стальной; 6—швеллер.

лоток опускается на поверхность земли, и крюки неподвижного троса 3 снимаются с петель. При последующем подъеме лоток за счет смещения центра тяжести под собственным весом поворачивается вокруг горизонтальной оси и занимает рабочее положение.

Благодаря применению описанного приспособления укладка лотка на подготовленные опоры не вызывает затруднений и легко осуществляется звеном, состоящим из 3—4 человек (включая крановщика). За семичасовую смену звено укладывает около 50 лотков.

Сметная стоимость 1 пог. м лотковой сети с расходом воды 0,2 м³/сек, согласно данным Института Средазгипроводхлопок, составляет 12 руб. 67 коп. Фактическая же стоимость 1 пог. м лотковой сети поднимается до 14 руб. 54 коп. Выражение фактической стоимости, отнесенной к 1 пог. м лотковой сети и распределенной по элементам работ, приводим ниже:

	руб.— коп.	%
Лотки типа Лс-60 (с транспортировкой)	7—32	50,3
Фундаменты стаканного типа, стойки с седлами	2—58	17,7
Подготовка оснований	0—16	1,1
Монтаж опор и лотко	0—54	3,8
Прочие работы (в том числе заделка швов)	0—70	4,8
Стоимость сооружений	0—77	5,3
Накладные расходы	2—17	14,9
Плановые накопления	0—30	2,1
Итого	14—54	100

ВЫВОДЫ

1. Применение лотковой оросительной сети из сборного железобетона позволяет вести строительство индустриальными методами в любых природных условиях, исключить полностью потери воды на фильтрацию, автоматизировать процесс полива и облегчить труд поливальщика.

2. При строительстве лотковых каналов в просадочных грунтах одним из основных видов работ является подготовка оснований под опоры лотков. Как показали проведенные исследования, способ подготовки оснований ударным уплотнением (трамбованием) прост по выполнению и осадка грунта под подошвой фундамента после загрузки и замочки находится в пределах допустимой величины (3—5 см).

3. Выштамповывание котлованов следует производить трамбовками с низко расположенным центром тяжести (например, трамбовки, имеющие форму усеченного конуса).

Для уменьшения стоимости работ желательно экскаваторы заменить тракторами С-100 или С-140, снабженными специальным оборудованием для подвески трамбовки.

4. Приведенные выше стоимости не являются окончательными, и в дальнейшем по мере применения более рациональных способов работ с высокой механизацией будут снижаться.

5. Учитывая новизну вопроса и отсутствие достаточного опыта, необходимо продолжить исследования, направленные на усовершенствование методов производства и организации монтажных работ.

А. Н. МИРСАГАТОВ

МЕХАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА ЗАКРЫТОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ДРЕНАЖА

В постановлениях январского Пленума ЦК КПСС отмечалось большое значение и широкие перспективы орошения и обводнения миллионов гектаров земель в Средней Азии, на юге Российской Федерации, в Поволжье, на юге Украины, в республиках Закавказья для повышения производства хлопка, риса, кукурузы и других ценных сельскохозяйственных продуктов. В связи с этим сильно увеличен ежегодный объем водохозяйственного строительства в Узбекистане, а следовательно, и рост капиталовложений (с 50—60 млн. до двухсот с лишним миллионов рублей).

Наряду с крупными ирригационными работами необходимо проводить комплекс мелиоративных мероприятий для предотвращения засоления и заболачивания орошаемых земель. Одной из составных частей этого комплекса является отвод грунтовых вод устройством коллекторно-дренажной сети [4].

До настоящего времени для этой цели применяются преимущественно открытые горизонтальные дрены, коллекторы и отвалы которых занимают значительную часть полезной площади, дороги в эксплуатации, затрудняют работу сельскохозяйственных машин и орудий.

Опыт эксплуатации и результаты изучения работы закрытых горизонтальных дрен глубиной 2,5 м и более на орошаемых землях опытных станций: Федченковской — в Ферганской долине, Муганской — в Азербайджане, Чарджоуской — в Туркмении, Центральной опытно-мелиоративной — в Золотой Орде, а также исследования за рубежом, доказывают эффективность применения таких дрен для рассоления почв и понижения уровня грунтовых вод [3]. Однако устройство глубоких закрытых дрен на орошаемых землях, несмотря на их преимущества перед открытыми дренами, до сих пор не получило широкого распространения. Основной причиной, препятствующей внедрению этого прогрессивного способа улучшения мелиоративного состояния орошаемых и освоения новых земель, является отсутствие специальных машин для механизации основных операций технологического процесса строительства и большая стоимость строительства их вручную.

К настоящему времени в Советском Союзе и за рубежом накоплен достаточный опыт по строительству мелких закрытых горизонтальных дрен глубиной от 0,6 до 1,7 м преимущественно с целью осушения переувлажненных и заболоченных земель. В этой области значительных успехов добились Прибалтийские, Белорусская, Украинская республики и Российская Федерация, но и там механизация строительства не подня-

та на должную высоту. Достаточно сказать, что из восьми основных операций по существующей технологии устройства закрытых дрен механизировано только две — рытье и засыпка траншей. Остальные работы выполняются вручную.

Для рытья траншей под дренаж применяются главным образом многоковшовые траншейные экскаваторы (марки и технические характеристики которых даны в приведенной таблице), реже — канавокопатели и одноковшовые экскаваторы. Обратная засыпка траншей производится универсальными бульдозерами и редко грейдерами.

В последнее время работы над созданием специальных машин для механизации строительства закрытого горизонтального дренажа ведутся многими научно-исследовательскими и проектными организациями, конструкторскими бюро и заводами Советского Союза. Так, например, Таллинским заводом создан более совершенный вид траншейного экскаватора ЭТН-171, разрабатывающий траншею глубиной до 1,7 и шириной 0,5 м [1]. Экскаватор снабжен трубоукладчиком в виде ящика, между боковыми стенками которого имеется наклонный желоб для спуска дренажных труб на дно траншей, а также сиденье для рабочего. Требуемый уклон дна траншей регулируется автоматически специальным прибором. Окончательная укладка дренажных труб на дно траншей и заделка стыков производится вручную.

Для работы в более легких условиях тем же заводом изготовлен траншейный экскаватор ЭТ-151, разрабатывающий траншею глубиной до 1,5 м с заданным уклоном дна. Экскаватор снабжен ящиком-трубоукладчиком. Укладка дренажных труб производится так же, как и экскаватором ЭТН-171.

Научно-исследовательским институтом механизации и электрификации сельского хозяйства Академии сельскохозяйственных наук Белорусской ССР сконструирован бестраншейный дреноукладчик [2]. Прицепное оборудование дреноукладчика состоит из вертикального пустотелого щелереза с ножом и спускного лотка. При перемещении дреноукладчика щелерез разрезает почву на установленную глубину (до 0,85 м) и расклинивает в ней щель шириной до 10 см, в которую из спускного лотка под действием веса колонны труб выталкиваются дренажные трубы. После прохода щелереза, вследствие сжатия грунтом, дренажные трубы извлекаются из спускного лотка и укладываются в пустотелой дрене.

В том же институте для прокладки траншей под дренажные трубы спроектирован траншеекопатель, в котором сочетаются два рабочих органа плужного и ковшового типа. Такой комбинированный агрегат смонтирован на тракторе С-80 и прокладывает траншею общей глубиной 1,5 м; при этом глубина прокладки рабочим органом плужного типа достигает 0,8 м [5].

Рабочий орган ковшового типа оборудован прибором для автоматического выдерживания заданного уклона дна траншей. При такой технологии производительность (в погонных метрах) ковшового рабочего органа повышается и создаются благоприятные условия для укладки дренажных труб и заделки их стыков.

Латвийским научно-исследовательским институтом гидротехники и мелиорации на базе экскаватора ЭТН-142 изготовлен дреноукладчик для рытья траншей с заданным уклоном дна и укладки гончарных труб длиной 330 мм и диаметром 50 мм. Навесное оборудование дреноукладчика состоит из вертикально расположенной кассеты и толкателя, управляемого гидравлическим цилиндром. По мере продвижения дреноукладчика дренажные трубы через кассеты опускаются на дно траншей, откуда с

Технические характеристики отечественных траншейных экскаваторов

Показатели	Цепные							Роторные		
	ЭТ-122	ЭТН-142	ЭТ-151	ЭТ-171	ЭТН-251	ЭТУ-353	ЭР-4	ЭР-5	ЭР-6	
Наибольшая глубина траншей, м	1,2	1,4	1,5	1,7	2,5	3,5	1,8	2,26	1,2	1,2
Ширина траншей, м	0,5	0,43	0,1—0,4	0,5	0,8	0,8	0,9	1,2	0,5	0,5
Мощность двигателя, л. с.	37	54	54	40	54	54	93	150	54	54
Скорости рабочие, м/час	69—152	56—182	30—330	47—196	29—215	21—205	225—450	59—195	—	—
транспортные, км/час	3,6—7,9	4,0—8,9	3,88—6,77	0,96—4,0	1,9—4,6	1,8—7,0	2,25—9,65	3,2—9,4	3,6—7,9	3,6—7,9
Среднее удельное давление на грунт, кг/см ²	—	0,45	0,295	0,3	0,59	0,48	0,68	0,7	0,47	0,47
Габаритные размеры, м										
высота в рабочем положении	2,15	3,2	—	—	3,1	3,1	—	—	—	—
в транспортном положении	3,45	3,2	2,44	2,7	3,37	3,46	3,5	4,0	2,95	2,95
ширина в рабочем положении	2,27	3,19	—	—	3,87	4,2	3,33	3,58	2,21	2,21
в транспортном положении	2,0	2,66	2,79	2,9	3,25	2,6	2,46	2,46	2,21	2,21
длина в транспортном положении	4,7	11,01	7,94	8,41	8,25	9,75	8,9	11,51	7,47	7,47
Вес экскаватора, кг	8100	11500	7890	9,5	10700	12350	18,58	24,0	9,4	9,4
Производительность, м ³ /час	90	33,7	80	39,9	158	158	61—200	500	100	100

помощью толкателя выталкиваются в стык предыдущей трубы. Глубина укладки дренажных труб — до 1,4 м.

Государственным специальным конструкторским бюро по водному хозяйству Украинской ССР создан трубоукладчик УТ-0,6, представляющий собой прицепную машину к трактору С-80, предназначенную для рытья траншей и укладки гончарных труб. Трубоукладчик состоит из двухотвального плуга и трубоукладывающего приспособления со спускным лотком. Трубоукладчик разрабатывает траншею глубиной 0,6 м, шириной по верху 0,25 и по дну 0,2 м и укладывает трубы длиной по 400 мм с диаметром 50—60 мм.

Из отечественного опыта строительства закрытых дрен можно сделать следующие выводы.

1. В настоящее время строятся мелкие закрытые дрены глубиной от 0,6 до 1,7 м с целью осушения заболоченных и переувлажненных земель и отвода поверхностных вод.

2. В качестве материала для закрытых горизонтальных дрен широкое распространение получили гончарные и асбоцементные трубы как наиболее долговечные и надежные в эксплуатации.

3. Земляные работы по устройству закрытого горизонтального дренажа — отрывка и засыпка траншей — выполняются землеройными машинами, серийно выпускаемыми нашей промышленностью.

4. Укладка дренажных труб повсеместно производится вручную. Для механизации этой операции создано несколько образцов машин и приспособлений, которые еще дорабатываются или проходят экспериментальные испытания.

5. Все указанные машины и приспособления предназначены для строительства мелкого закрытого дренажа без какого-либо фильтра.

6. Для механизации укладки дренажных труб и фильтра при устройстве глубокого закрытого горизонтального дренажа отсутствовали какие-либо специальные машины.

Таким образом, актуальными задачами в настоящее время являются: создание рационального типа дреноукладчика, отвечающего требованиям технологического процесса строительства закрытых горизонтальных дрен, разработка технологии механизированного производства работ и установление необходимых технико-экономических показателей.

В 1957 г. в Голодной степи сконструирован дреноукладчик, предназначенный для строительства закрытых горизонтальных дрен глубиной 2,5 м в грунтах I—III категорий, состоящий из навесного оборудования на многоковшовый траншейный экскаватор ЭТУ-353. Дреноукладчик может отрывать траншею и укладывать дренажные трубы с круговой обсыпкой их фильтром.

Навесное оборудование представляет собой раму, сваренную из уголков, сверху закрепленную шарнирно на концах турасного вала экскаватора, а в средней части с обеих сторон имеющую ползуны, скользящие в направляющих ковшовой рамы. К одному из концов рамы жестко прикреплен бункер с прямоугольным сечением в плане, сваренный из уголков и обшитый листовой сталью толщиной 2 мм. Бункер разделен на три отсека — для гравия, укладываемого под дренажные трубы, гравия, засыпаемого на дренажные трубы, и для размещения трубопровода и механизма принудительной подачи дренажных труб к месту укладки.

Внутри бункера сверху вниз по кривой проходит трубопровод, сваренный из листовой стали. Трубопровод может пропускать трубы длиной 330 мм с наружным диаметром от 160 до 180 мм.

Механизм, подающий дренажные трубы (рис. 1), состоит из двух щек 1, между которыми расположены две каретки 2, 3. Нижняя каретка 2

жестко крепится к щекам, а верхняя 3 может качаться на цапфах 4 относительно первой. Внутри кареток закреплены валы 5, на которых сидят конические ерши 6. Верхние ерши приводятся в движение через цепную передачу 7 от вала нижней каретки.

Привод подающего механизма осуществляется от двух специальных колес 8, которые катятся по грунту. Приводные колеса опираются на края траншеи с обеих сторон, а их вал является второй опорой бункера. Перед колесами установлены специальные отвалы, которыми производится зачистка пути.

Вес дреноукладчика с полной загрузкой бункера гравием составляет 22 т.

Сотрудники отдела механизации водохозяйственных работ САНИИРИ (ныне Институт водных проблем и гидротехники АН УзССР) в 1958 г. исследовали работу дреноукладчика Главголодностепстроя на строительстве закрытых горизонтальных дрен в хлопковом совхозе „Фархад“ в Голодной степи. При этом были выявлены следующие основные конструктивные недостатки дреноукладчика.

1. Из-за конической формы ершей и неудачной конструкции качающейся каретки (рис. 1) подающего механизма меняется скорость подачи дренажных труб при изменениях их наружных диаметров даже в пределах, допускаемых ГОСТом. Вследствие этого получают или разрывы в дренажной линии, или большое опережение, которое приводит к раздавливанию 8—12% дренажных труб качающейся кареткой 3 подающего механизма.

2. При работе дреноукладчика во влажных грунтах наблюдается налипание на приводные колеса, диаметр их увеличивается и вращение замедляется; при неизменной же скорости движения экскаватора происходит разрыв в стыках труб. Вторым следствием самопроизвольного увеличения диаметра колес является подъем бункера, вызывающий изменение продольного профиля дренажной линии. Во время работы в сухих грунтах наблюдается пробуксовка приводных колес, что также приводит к разрывам в дренажной линии.

3. Навеска бункера на экскаватор искажает вертикальный профиль дренажной линии вследствие копирования в увеличенном масштабе всех неровностей пути экскаватора и проседания бункера под тяжестью засыпаемого гравия. При работе бункер разгружается от гравия и постепенно поднимается. В результате этой «игры» бункера получают нарушения дренажной линии и обратные уклоны, для исправления которых необходимы дополнительные затраты ручного труда, приводящие

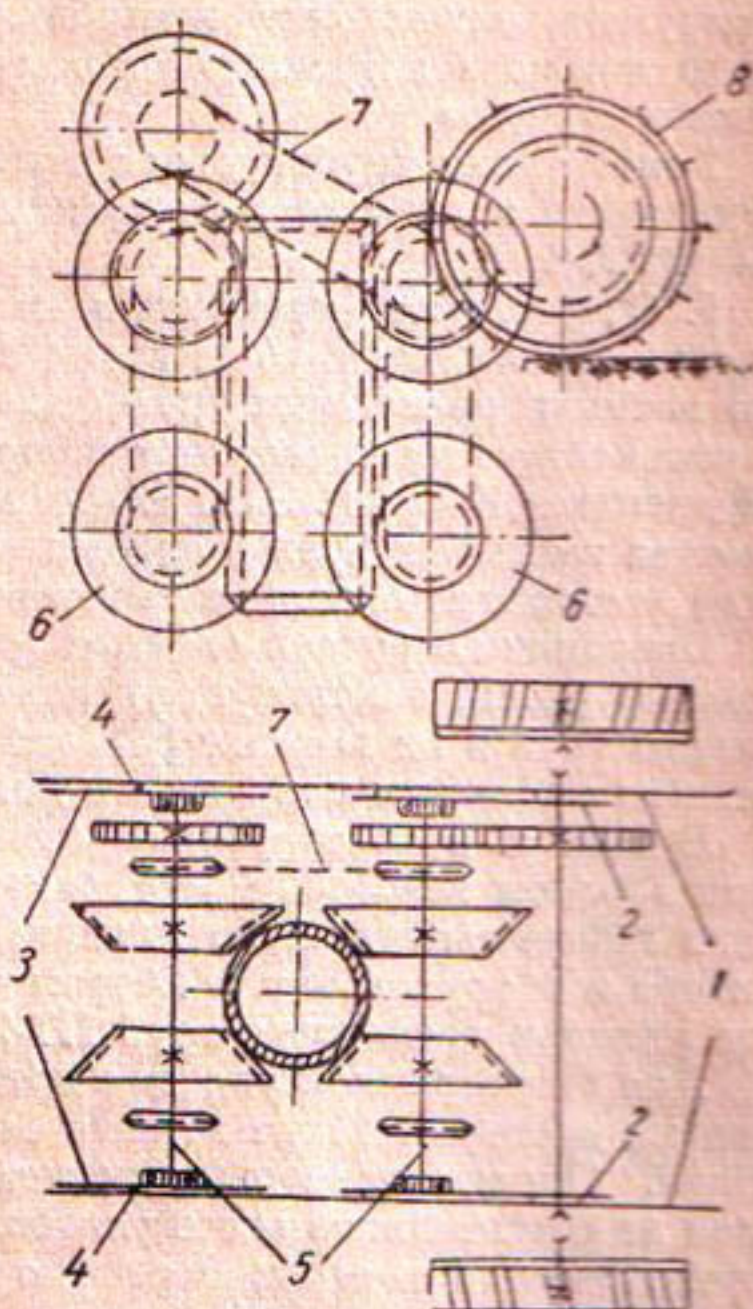


Рис. 1. Кинематическая схема подающего механизма.

к резкому увеличению трудоемкости и удорожанию стоимости строительства.

При полной загрузке бункера гравием резко возрастает удельное давление на грунт задней части гусениц экскаватора и приводных колес подающего механизма, что является одной из главных причин, вызывающих обвалы стенок траншей.

4. Вследствие наличия поперечных швов в трубопроводе сварной конструкции происходит заклинивание дренажных труб, на ликвидацию которого затрачивается в среднем 6—10% сменного рабочего времени агрегата.

Конструкция трубопровода ограничивает область применения дре-ноукладчика и позволяет пропускать только трубы с внешним диаметром 169 мм.

5. Отсутствуют какие-либо возможности для контроля качества укладки дренажных труб во время строительства дрены; поэтому операцию засыпки дренажных труб фильтром приходится производить не одновременно с их укладкой, а только после проверки качества уложенной дренажной линии. Этот недостаток исключает возможность строительства закрытых дрен в слабых грунтах и во всех других случаях, когда происходят обвалы стенок траншей.

Операция по ручной засыпке дренажных труб гравийным фильтром весьма трудоемка и требует увеличения состава бригады; при контроле укладки труб и их засыпке рабочий должен спускаться в траншею, что является серьезным нарушением правил техники безопасности.

В 1959 г. в конструкцию дре-ноукладчика Главголодностепстроя были введены некоторые усовершенствования, заключающиеся в изменении привода подающего механизма, создании независимой подвески бункера и оборудовании прибором для автоматического контроля качества укладки дренажных труб ПТ-2.

Для безразрывной укладки дренажных труб привод подающего механизма дре-ноукладчика должен быть синхронизирован с ходом экскаватора. Однако приводные колеса дре-ноукладчика Главголодностепстроя не обеспечивали этого условия и в результате анализа различных кинематических схем было решено осуществить отбор мощности для привода подающего механизма от ходового вала коробки передач (рис. 2). Ввиду большого расстояния между ходовым валом коробки передач экскаватора и подающим механизмом принята цепная передача как наиболее простая.

В принятой кинематической схеме опережение подачи труб относительно хода экскаватора предусмотрено в 1%, что необходимо для гарантированной безразрывной укладки труб.

Изменение привода подающего механизма, уменьшение удельного давления задней части экскаватора на грунт и устранение искажения дренажной линии в вертикальной плоскости при строительстве дрены вызывали необходимость оборудования бункера независимой подвеской.

В качестве ходового оборудования бункера была принята двухосная жесткая подвеска с металлическими колесами, простыми в изготовлении и надежными в эксплуатации. Оси подвески установлены в передней и задней частях бункера, колея колес равна 2060 мм, база — 2350 мм. Для проведения контроля качества укладки дренажных труб, который должен производиться до засыпки их фильтром, в задней части бункера дре-ноукладчика дополнительно сварены два бездонных отсека размером (в плане) 520 × 600 мм каждый, т. е. бункер удлинен на 1200 мм. В одном из этих отсеков установлен датчик прибора ПТ-2, а другой служит для засыпки дренажных труб гравийным фильтром. Из «старых»

отсеков бункера производится отсыпка гравийного фильтра в подушку, на которую укладываются дренажные трубы. В таком виде датчик контролирует укладку труб, которые только после этой проверки засыпаются гравийным фильтром, имеющимся в последнем отсеке.

Опытные работы усовершенствованного дреноукладчика проводились на строительстве дрен 5-d-1, 6-d-1 и 6-d-2 общей длиной 3,5 км в совхозе «Дружба» (Голодная степь). Грунты на трассе дрены 5-d-1

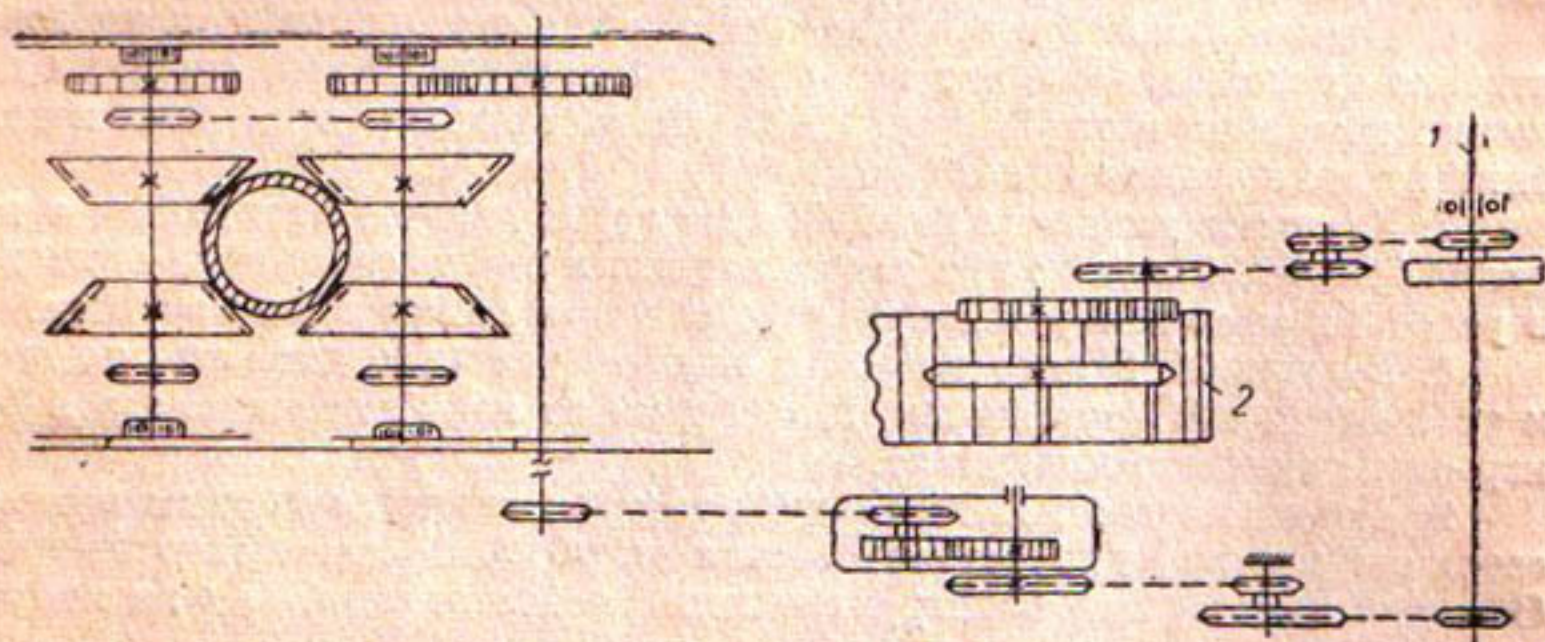


Рис. 2. Кинематическая схема усовершенствованного привода подающего механизма:

1—ходовой вал коробки передач; 2—гусеничная лента экскаватора,

представлены лессовидными суглинками, оплывающими при намокании.

При испытании дреноукладчика привод подающего механизма работал безотказно. Подача дренажных труб производилась непрерывно. Зазоры между трубами были в пределах допустимого.

Отметим, что в трубопроводе, который остался «старым», периодически наблюдалось заклинивание дренажных труб, вследствие чего происходил разрыв в дренажной линии или раздавливание трубы, находящейся между ершами подающего механизма.

Осуществление привода подающего механизма от ходового вала коробки передач позволило качественно укладывать трубы и легко ликвидировать разрывы между ними.

Благодаря применению жесткой конструкции подвески бункера, показавшей себя вполне работоспособной, получается качественный продольный профиль дренажной линии труб. Таким образом, описанное усовершенствование дреноукладчика дало возможность строить дрены при высоком стоянии грунтовых вод и оплывающих грунтах, улучшило качество укладки труб и условия работы обслуживающего персонала, повысило производительность агрегатов на 25%.

Из результатов исследований, проведенных в 1958—1959 гг. при строительстве глубокого закрытого горизонтального дренажа в Голодной степи, можно сделать следующие выводы.

1. Строительство глубоких закрытых горизонтальных дрен можно производить только дреноукладочными комбайнами, которые и выполняют основные операции — отрывают траншею, укладывают дренажные трубы и фильтр с частичной засыпкой траншей грунтом.

2. Дреноукладочный комбайн должен быть снабжен специальным прибором для автоматического контроля качества укладки дренажных труб с тем, чтобы сразу после прохода комбайна можно было засыпать трубы гравием и траншею грунтом.

3. Для обеспечения качественного продольного профиля дрены ком-

байн должен быть прицепным и иметь собственное ходовое оборудование.

4. Дреноукладчик должен передвигаться по трассе, заранее спланированной под проектный уклон дрены.

5. Для получения заданного проектом уклона землеройная машина (бульдозер или скрепер), производящая планировку трассы дрены, должна иметь автоматическое управление рабочим органом.

6. Привод подающего механизма должен осуществляться непосредственно от экскаватора, что позволит синхронизировать скорости движения комбайна и труб, а также обеспечить подачу последних независимо от хода самого комбайна.

7. Удельное давление комбайна на грунт должно находиться в пределах $0,20—0,35 \text{ кг/см}^2$; при таком давлении работа комбайна возможна в условиях высокого уровня грунтовых вод и оплывающих грунтов.

8. Бездонный бункер позволит снизить удельное давление на грунт и установить его постоянным независимо от веса загружаемого в бункер фильтрующего материала.

9. Дреноукладчик Главголодностепстроя является первым шагом в создании машин для строительства глубокого закрытого дренажа. Обладая некоторыми конструктивными недостатками, он не получил применения.

В 1959 г. в отделе механизации ИВПИГ на основе анализа работы существующих машин и приспособлений, а также материалов производственных исследований работы усовершенствованного институтом дре-ноукладчика был разработан дреноукладочный комбайн Д-251, предназначенный для строительства закрытых горизонтальных дрен глубиной 2,5 м в грунтах I — III категорий [6].

Дреноукладчик представляет собой многоковшовый траншейный экскаватор ЭТУ-353 со специальным прицепным оборудованием, состоящим из бездонного бункера с трубопроводом, подающего механизма с приводом, ходовой части, прицепного и подъемного устройств (рис. 3).

Бункер 3 сварной конструкции коробчатого сечения имеет четыре отсека; три из них служат для засыпки гравийного фильтра, а четвертый используется для установки датчика 4 прибора ПТ-2, контролирующего качество укладки дренажных труб; через этот же отсек можно визуально наблюдать за укладкой дренажных труб. Каждый отсек в нижней части снабжен планировщиками 12, 13 для подрезки необходимой толщины гравийного фильтра. На задней стенке бункера установлен полукруглый планировщик 11, который можно переставлять по высоте, регулируя таким образом толщину засыпаемого гравийного фильтра.

Каркас бункера сделан из вертикальных и горизонтальных ребер-жесткостей 6, снаружи обшитых листовой сталью толщиной 1,5 мм. Для улучшения загрузки бункера гравием наверху предусмотрены от-крылки 2.

Внутри бункера сверху вниз по кривой проходит трубопровод 14, выполненный из четырех параллельно расположенных направляющих 17, по которым скользят дренажные трубы 16. Нижняя часть трубопровода обшита листовой сталью толщиной 1,5 мм, а верхняя закрыта четырьмя съемными кожухами 15. В верхней передней части бункера закреплен подающий механизм 7, который состоит из двух ведущих цилиндрических рифленых барабанов 28, двух прижимных конических роликов 27 и двух прямоугольных щек 30, скрепленных между собой четырьмя стяжными болтами.

Ведущие барабаны жестко сидят на двух параллельных валах, вращающихся в шарикоподшипниках, корпуса которых прикреплены к щекам.

Прижимные ролики свободно вращаются на осях 29, к которым перпендикулярно крепятся штоки, помещенные в направляющих трубах 26, прикрепленных к щекам. В верхнем конце направляющей трубы имеется регулировочный винт 8 для регулировки усилия при нажиме конических роликов на дренажные трубы. Между винтом и штоком вставлена спиральная пружина.

Ведущие барабаны подающего механизма приводятся в движение от ходового вала 32 коробки передач 33 экскаватора, через пальцевую

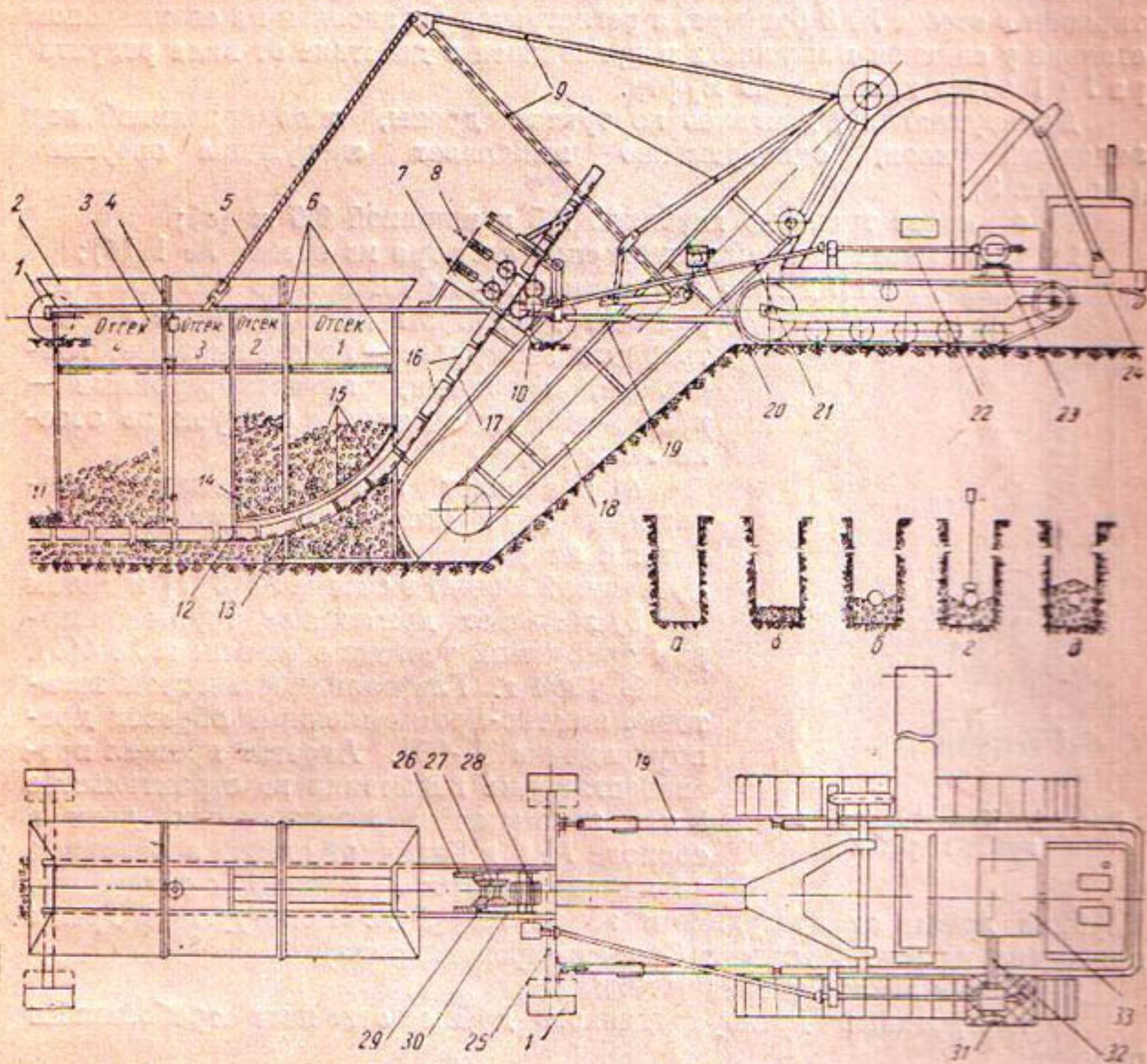


Рис. 3. Общий вид дреноукладчика Д-251.

муфту, первый конический редуктор с муфтой предельного момента 23, карданную передачу с телескопической муфтой 21, 22 и второй конический редуктор 10.

Бункер дреноукладчика подвешен на двух осях 25 коробчатого сечения, сваренных из двух швеллеров. В концы коробок вварены цапфы, на которые устанавливаются металлические колеса 1. Для уменьшения удельного давления на грунт на эти колеса могут быть надеты гусеничные тележки.

Прицепное устройство 19 выполнено в виде двух горизонтальных брусьев коробчатого сечения. Один конец прицепных брусьев шарнирно соединяется с рамой 24 экскаватора, а другой — с передней осью бункера.

Подъемное устройство 9 состоит из стоек, растяжек, подкосов трубчатого сечения и механической лебедки 20 с подъемным тросом 5, монтируемых на ковшовой раме 18 экскаватора.

Дреноукладчик оборудован прибором ПТ-2 конструкции института, автоматически контролирующим качество укладки дренажных труб. Прибор состоит из датчика 4 для фиксирования дефектов укладки дренажных труб, регистратора 31 для записи сигналов, передаваемых датчиком, и сигнализатора с электрической системой передач. Датчик смонтирован в отсеке № 3 бункера, а регистратор установлен на специальном столике у сиденья машиниста и приводится в действие от вала редуктора № 1 через кулачковую муфту.

Дреноукладчик, двигаясь по трассе дрены, спланированной под заданный уклон, одновременно выполняет следующие операции (см. рис. 3):

- 1) отрывает траншею глубиной 2,5 и шириной 0,6 м (а);
- 2) укладывает подстилающий слой фильтра из отсека № 1 (б);
- 3) укладывает на него дренажные трубы длиной до 700 мм с наружным диаметром до 300 мм из любого твердого материала — асбоцементные, гончарные, бетонные, асфальтобетонные — и обсыпает их с боков фильтром из отсека № 2 (в);

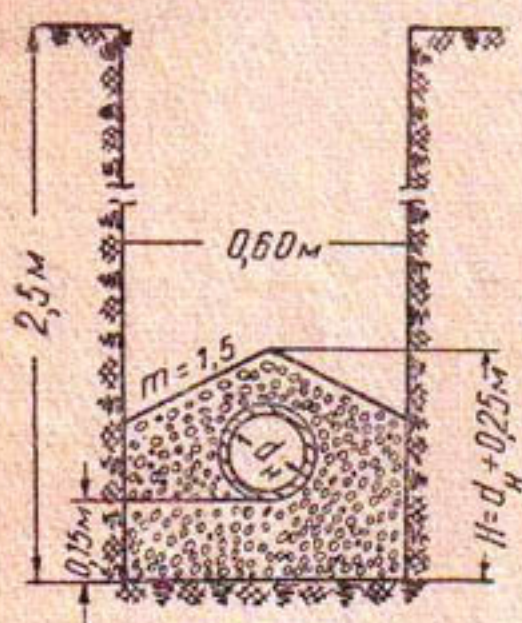


Рис. 4. Конструкция закрытой дрены.

- 4) проверяет качество укладки дренажных труб (плотность стыков между ними и искривление продольного профиля дренажной линии) в отсеке № 3 (г) и затем

- 5) засыпает дренажные трубы фильтром требуемой толщины из отсека № 4 (д).

В 1960 г. Главголодностепстрой изготовил опытно-промышленный образец дреноукладчика Д-251. Агрегат прошел производственные испытания на строительстве 8 км закрытых горизонтальных дрен в совхозе № 6 в Голодной степи, в основном на макропористых лессовидных суглинках.

Глубина дрены от поверхности земли 3,0—5 м. Конструкция дрены приведена на рис. 4 (проект Средазгипроводхлопка).

Проверка показала следующее:

а) построенные дреноукладчиком дрены отвечают требованиям проекта;

б) стыки между дренажными трубами получаются прочные, поперечных смещений между ними не наблюдается, зазоры обеспечивают поступление расчетного количества грунтовой воды;

в) введение автомата для контроля качества укладки дренажных труб и синхронизация подачи их с ходом экскаватора дают возможность применять дреноукладчик в слабых грунтах и при высоком стоянии грунтовых вод;

г) осуществление привода подающего механизма от ходового вала коробки передач позволяет легко ликвидировать случающиеся разрывы между дренажными трубами. Для этого необходимо остановить дреноукладчик, выключив бортовые фрикционы экскаватора, а подачу труб продолжать до тех пор, пока не будет устранен разрыв. Как о наступлении разрыва, так и о его ликвидации, машинист оповещается световыми и звуковыми сигналами прибора ПТ-2;

д) независимая подвеска бункера обеспечивает качественную укладку дренажных труб в продольном профиле дрены. Как показала инструментальная съемка, отметки верхних образующих уложенных труб соответствуют проектным и точно копируют продольный профиль пути дреноукладчика (рис. 5);

е) принятая конструкция трубопровода и подающего механизма увеличила универсальность дреноукладчика, допустив пропуск дренажных труб с различным диаметром. Так, за время испытания были уло-

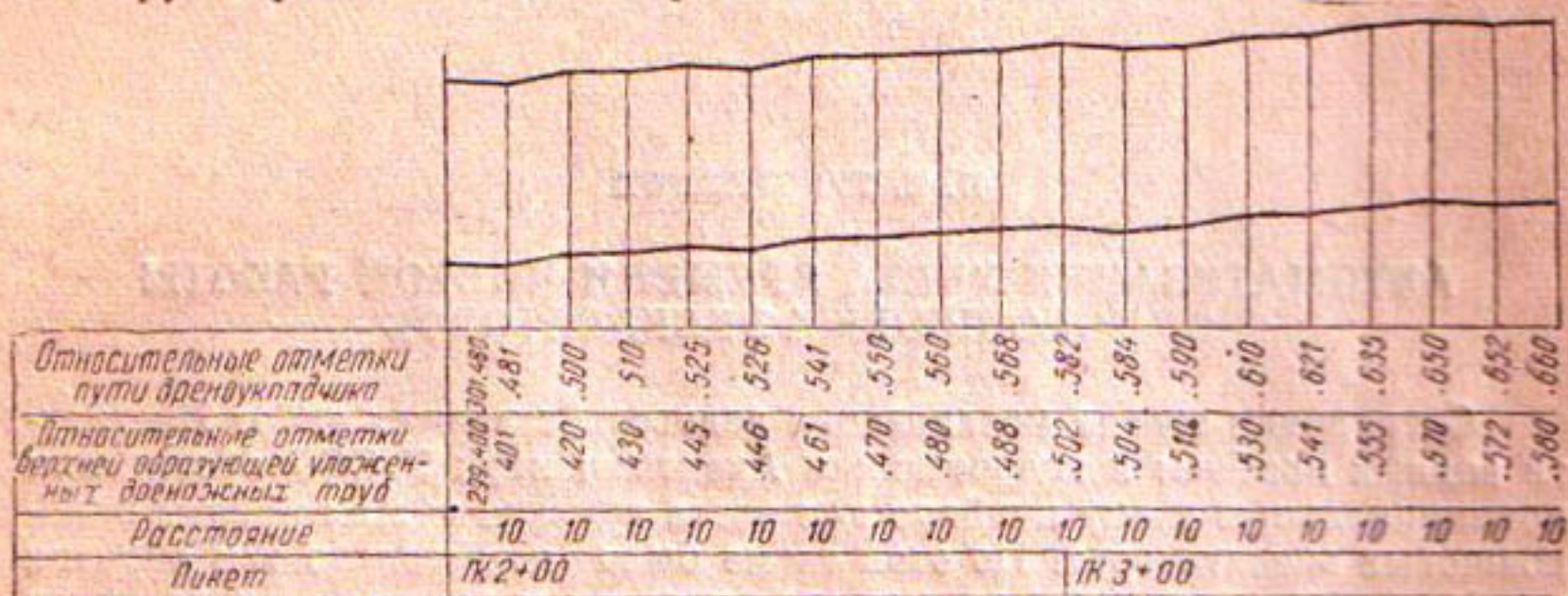


Рис. 5. Продольный профиль дрены, построенной дреноукладчиком Д-251.

жены дренажные трубы с наружным диаметром 122, 170 и 220 мм.

Внедрение дреноукладчика Д-251 конструкции ИВПИГ позволит снизить стоимость строительства закрытых горизонтальных дрен в три с лишним раза. Снижение произойдет главным образом за счет увеличения производительности дреноукладчика и уменьшения затрат на ручной труд.

В ноябре 1960 г. специальной комиссией Главголдностепстроя дре-ноукладчик Д-251 принят к производству, и в настоящее время изготавливается несколько агрегатов этого типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Совкин В. И. «Гидротехника и мелиорация», 1960, № 2.
2. Игнатенко Ф. В. «Гидротехника и мелиорация», 1959, № 4.
3. Аверьянов С. Ф. Горизонтальный дренаж при борьбе с засолением орошаемых земель, М., АН СССР, 1959.
4. Легостаев В. М. «Сельское хозяйство Узбекистана», 1960, № 11.
5. Турецкий Р. «Техника в сельском хозяйстве», 1960, № 1.
6. Пулатов У. Ю. и Бердянский В. Н. «Механизация хлопководства», 1960, № 9.

П. С. ТРЕБУНСКИХ

АВТОМАТИЗАЦИЯ УЧЕТА ВРЕМЕНИ ЧИСТОЙ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Сотрудники отдела механизации водохозяйственных работ Института водных проблем и гидротехники Академии наук УзССР обосновали принципиальную схему прибора для учета времени чистой работы одноковшовых экскаваторов. По этой схеме было изготовлено три образца прибора, различающихся по системе передач и конструкции датчиков и регистратора. В соответствующем исполнении датчики могут быть применены также на машинах, используемых в хлопководстве.

Кинематическая схема прибора третьего образца приведена на рис. 1. Принцип работы в данном случае заключается в следующем. Датчики прибора непосредственно связаны с деталями узлов экскаватора, находящимися в неразъемном соединении с его рабочим органом — ковшом. Такими деталями у экскаватора являются барабаны главной лебедки и вал бегунковой шестерни поворотного механизма. Движение этих деталей воспринимается датчиками, в которых воспроизводится постоянный импульс, передаваемый по системе передач в регистратор. В данном приборе постоянный импульс выражается в смещении подвижной опоры центробежного регулятора; при этом посредством тяг-гибких струн включается в ход часовой механизм регистратора.

В первом образце прибора в датчиках-насосиках воспроизводится гидравлическое давление, которое по трубопроводу передается во включающее устройство регистратора.

Во втором образце в датчиках-компрессорах создается давление воздуха, также по трубопроводам передающееся во включающее устройство регистратора.

Регистратор прибора представляет собой часовой механизм с встроеными в него десятичным счетно-суммирующим механизмом и пусковым устройством. Пусковое устройство регистратора при отсутствии подаваемого датчиками импульса удерживает маятник часового механизма в покое. При подаче импульса пусковое устройство дает толчок маятнику, оставаясь в принятом при этом положении до прекращения подачи импульса.

В связи с разной конструкцией датчиков прибора различно выполнялось и пусковое устройство, однако принцип пуска и остановки часового механизма через маятник оставался во всех случаях одинаковым.

При исследовании первого образца прибора в лабораторных и производственных условиях оказалось, что регистратор прибора работоспособен, а датчики и система передач обладают рядом недостатков. Для проведения более широкого испытания работоспособности регистраторов

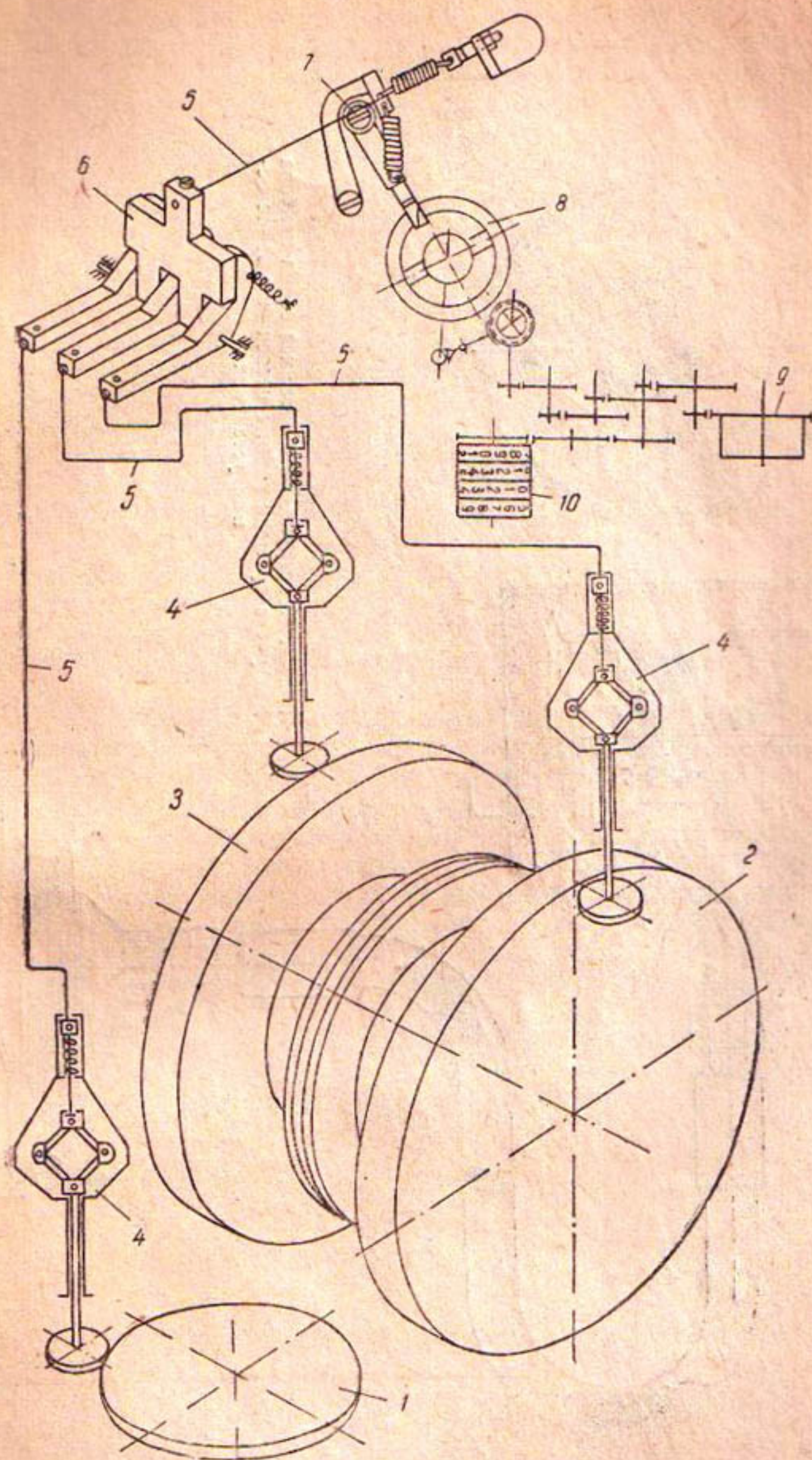


Рис. 1. Кинематическая схема прибора:

1—диск поворотного механизма; 2—тяговый барабан; 3—подъемный барабан; 4—датчик; 5—тяга; 6—переходная коробка; 7—механизм включения прибора; 8—маятник; 9—барабан заводной пружины; 10—счетный механизм.

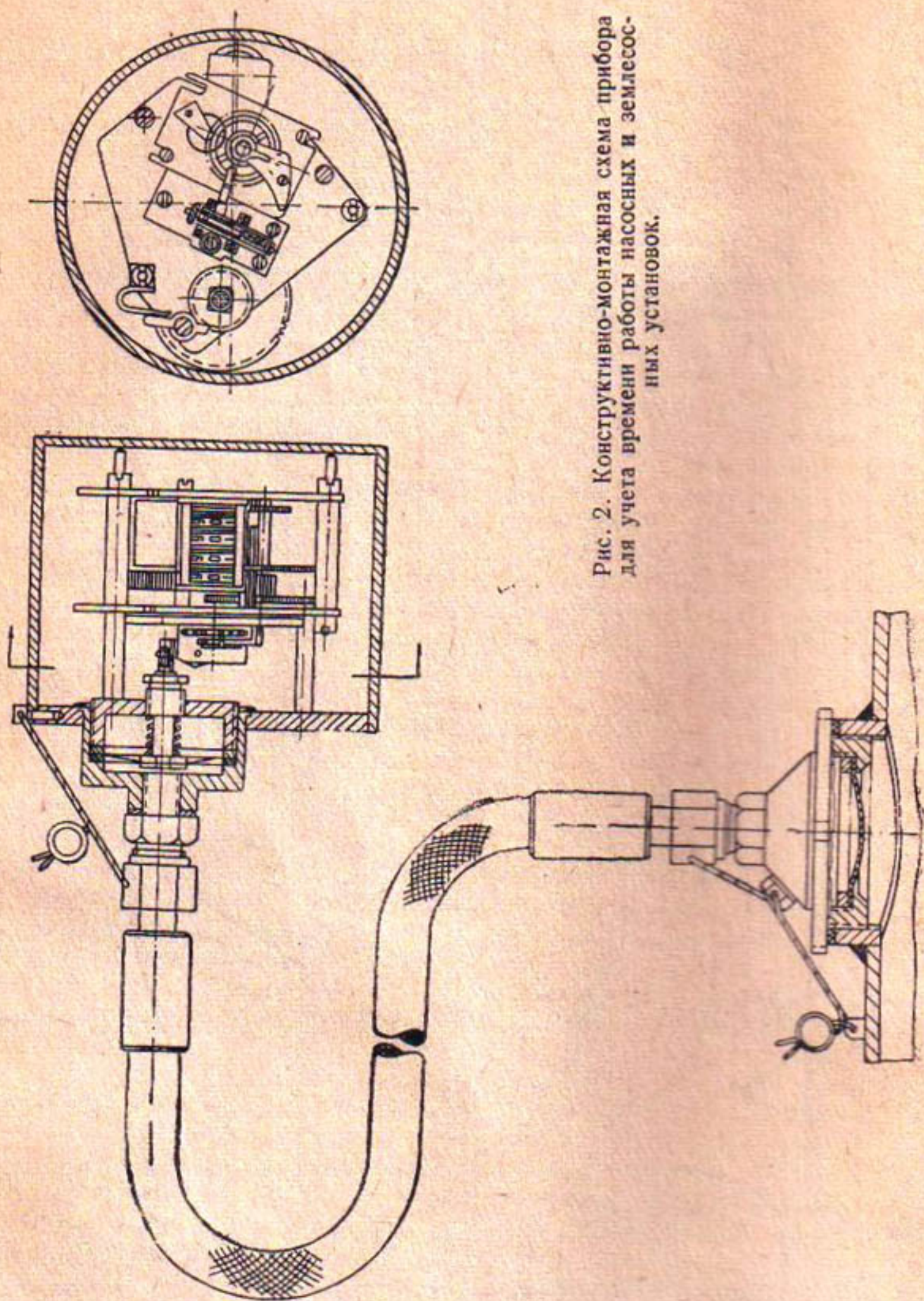


Рис. 2. Конструктивно-монтажная схема прибора для учета времени работы насосных и землесосных установок.

прибора был сконструирован видоизмененный датчик, позволяющий использовать прибор для учета времени работы насосных и землесосных установок. Схема такого прибора показана на рис. 2. Датчик прибора воспринимает давление в напорном трубопроводе насосной или землесосной установки и по системе передач посылает импульс в регистратор.

По заявке Министерства водного хозяйства УзССР в экспериментально-механических мастерских института изготовлено пять приборов, первого образца, установленных затем на землесосах, работающих в Хорезмской области.

Второй образец прибора с пневматическими датчиками был исследован в лабораторных, а третий — в производственных условиях в течение 150 часов чистой работы экскаватора.

В результате проведенных испытаний сделаны следующие заключения.

1. Регистратор работал без отказа в продолжение этого испытательного периода, т. е. 150 часов.

2. Система передач прибора оказалась надежной в течение 22 часов, после чего наблюдался обрыв тяги струны в месте зажатия ее винтом.

3. У датчиков прибора после 18 часов чистой работы экскаватора наблюдалось заклинивание валиков в подшипниках скольжения. Замена подшипников скольжения на подшипники качения значительно увеличила срок работы датчиков. Так, проработав без отказа в течение 42 часов чистой работы экскаватора, они находились в хорошем состоянии.

4. Прибор с тремя датчиками фиксирует 80—85% всей продолжительности чистой работы экскаватора, регистрируемой фотоучетом. Остальные 15—20% времени затрачиваются на переключение рычагов управления экскаватором. Такие же результаты по учету времени чистой работы экскаватора прибор дает и с двумя датчиками, установленными на тяговом барабане главной лебедки и на поворотном механизме. Следовательно, прибор можно использовать с двумя датчиками вместо трех без снижения точности показаний. Однако для придания ему универсальности, т. е. возможности использования на экскаваторах с различным рабочим оборудованием, его следует устанавливать с двумя датчиками на барабанах главной лебедки. При этом, для того чтобы обеспечить полную регистрацию времени чистой работы экскаватора, необходимо в регистраторе изменить передаточное число от часового к десятичному счетно-суммирующему механизму.

СОДЕРЖАНИЕ

В. А. Баранов. Некоторые вопросы проектирования систем зонального машинного орошения.	5
В. А. Баранов. О выборе числа агрегатов оросительных насосных станций.	29
В. А. Баранов. Первичный подбор насосных агрегатов оросительных станций.	46
В. А. Баранов. Выравнивание давлений в напорных трубопроводах ирригационных систем с помощью воздушных колпаков.	60
В. А. Баранов, С. К. Переверзев. О нормировании работы оросительных насосных установок малой мощности.	80
С. К. Переверзев. Насосы ВП-8 для буровых скважин.	96
У. Ю. Пулатов, Ю. В. Пузырев, С. А. Иванов, А. Аббарходжаев. Строительство лотковых оросительных каналов из сборного железобетона в Голодной степи.	99
А. Н. Мирсагатов. Механизация строительства закрытого горизонтального дренажа.	107
П. С. Требунских. Автоматизация учета времени чистой работы одноковшовых экскаваторов.	118

Редакторы А. А. Соколова, А. В. Баклицкая
Технический редактор Х. У. Карабаева
Корректор Н. Таиров

Р04929. ; Сдано в набор 27/I-1962 г. Подписано к печати 6/IV-1962 г. Бумага
 $70 \times 108^{1/16} = 3,88$ бум. л. 10,62 печ. л. Уч.-изд. л. 9,8 Изд. № 383/61. Тираж 650.
Цена 82 к.

Типография Издательства АН УзССР, Хорезмская, 9. Заказ 77,
Адрес Издательства: ул. Куйбышева, 15.