

МИНИСТЕРСТВО МЕЛИОРАЦИИ И ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА СССР
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ СРЕДНЕАЗИАТСКИЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ИРРИГАЦИИ
им. В. Д. ЖУРИНА „САНИИРИ“

ТРУДЫ САНИИРИ

ВЫПУСК 122

МЕХАНИЗАЦИЯ ВОДОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ

ТАШКЕНТ—1970

МИНИСТЕРСТВО МЕЛИОРАЦИИ И ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА СССР
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ СРЕДНЕАЗИАТСКИЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ИРРИГАЦИИ
им. В. Д. ЖУРИНА „САНИИРИ“

ТРУДЫ САНИИРИ

ВЫПУСК 122

Механизация водохозяйственных работ

ТАШКЕНТ—1970

В сборнике даются исследования по состоянию механической очистки каналов Средней Азии от наносов и растительности; освещаются методы механического изготовления гончарных труб с фасками, даются результаты стендовых и производственных испытаний ветроподъемного агрегата САНИИРИ; проводятся исследования некоторых затворов-автоматов гидравлических систем авторегулирования, водомерных устройств, поплавкового и трубчатого регуляторов.

Сборник предназначен для работников научных, водохозяйственных, проектных и эксплуатационных организаций, аспирантов, преподавателей и студентов вузов, специализирующихся в области гидротехники, механики и телемеханики.

Редакционная коллегия

Ф. Н. Наджимов (*отв. ред.*), Р. А. Алимов, Х. А. Аскарлов, К. И. Белоцерковский, Г. Г. Валентини, И. И. Горошков, А. А. Кадыров, С. И. Кеберле, Н. Т. Лактаев, В. С. Лапшенков, А. М. Мухамедов, У. Ю. Пулатов (*зам. отв. ред.*), А. А. Рачинский (*зам. отв. ред.*), И. Б. Хамадов, Х. И. Якубов.

Ф.Н.НАДЖИМОВ

РАЗВИТИЕ ГИДРОМЕЛИОРАТИВНОЙ НАУКИ В СРЕДНЕЙ АЗИИ

На данном этапе развития нашего общества процесс становления науки нарастает высокими темпами, настойчиво поднимаются вопросы сближения науки и производства, более полного использования в практике результатов научных исследований.

Огромное значение для развития науки и культуры сыграла ленинская национальная политика. Во всех национальных республиках, даже в тех, население которых до революции было почти сплошь неграмотным, в настоящее время высоко подняты образование и наука.

Еще в труднейшие годы гражданской войны и хозяйственной разрухи партия во главе с Лениным принимала все меры для развития культуры и науки в национальных республиках. Ярким свидетельством этого является организация в 1920 г. по инициативе В.И.Ленина Ташкентского Государственного университета. Это замечательное событие в истории культурной жизни народов Средней Азии сыграло важную роль в деле развития на Советском Востоке науки, культуры и образования. Одним из первых факультетов университета был и инженерно-мелиоративный. В связи с подготовкой будущих инженеров встал вопрос о создании гидравлической лаборатории, а затем и организации гидравлической, гидротехнической, гидрометрической лабораторий, которые своей практической деятельностью обеспечили бы решение задач, связанных с развитием ирригации.

В январе-апреле 1925 г. проект создания этих лабораторий, составленный профессором В.Д.Журиным, был утвержден на Техническом Совете УВХ Средней Азии. В этот же период был организован Опытно-исследовательский гидротехнический институт. В его состав входили: гидравлическая и гидротехническая лаборатории, тарифовочная станция, ма-

стерская точных инструментов, бюро полевых работ.

В связи с расширением работ по водному хозяйству в Средней Азии уже летом 1926 г. возник вопрос об объединении всех опытно-исследовательских участков этого профиля в одном учреждении. Приказом по Управлению водного хозяйства Средней Азии от 1 июля 1926 г. Гидротехнический институт, гидрометрическая и гидромодульная части Управления водного хозяйства Средней Азии были объединены в Опытно-исследовательский институт водного хозяйства. В составе института появляются новые отделы: опытно-оросительный, эксплуатационный, экономический и другие; с 1932 г. он носит официальное название – Среднеазиатский научно-исследовательский институт ирригации (САНИИРИ).

С момента основания САНИИРИ стал центром научной мысли и научно-производственных исследований для всех республик Средней Азии. В институте трудились виднейшие ученые-инженеры: В.Д.Журин, Н.А.Янишевский, Е.А.Замарин, А.Н.Гостунский, Д.Я.Соколов и другие, создавшие советскую ирригационно-мелиоративную науку. Родина древней ирригации – Узбекистан – сделался центром гидротехнических исследований Союза. Сотрудники САНИИРИ разработали теоретические основы и методы инженерной мелиорации орошаемых земель, провели изучение водных ресурсов, исследовали вопросы их охраны и комплексного использования. Много труда и сил было направлено на решение проблем орошения, эксплуатации и переустройства оросительных систем, разработку новых конструкций гидротехнических сооружений и методов их расчета, методов комплексной механизации и индустриализации гидромелиоративных работ, внедрение новой техники на оросительных системах, экономическому обоснованию водохозяйственных работ.

Эти направления научных исследований решались в полном соответствии с этапами развития водохозяйственного строительства и эксплуатации ирригационных систем в Узбекистане и других среднеазиатских республиках. В соответ-

ствии с этим происходило изменение структуры института, были созданы отдел русловых процессов, лаборатория фильтрации, лаборатория сборных конструкций, волновая лаборатория, отдел дренажа и др.

За большие заслуги в области науки САНИИРИ был в 1940 г. награжден орденом Трудового Красного Знамени, многие научные работники получили награды ВДНХ.

Объединение САНИИРИ с Институтом водных проблем и гидротехники Академии наук УзССР в 1960 г. (с этого момента институт был переименован в САНИИВПиГ) еще больше расширило и углубило его научные направления. Создается и развивается ряд новых отделов — комплексного использования водных ресурсов, охраны водных ресурсов, инженерной гидрологии. В настоящее время институт решением союзного правительства включен в состав учреждений Министерства мелиорации и водного хозяйства СССР, он вновь стал называться САНИИРИ, а с 1965 г. институту присвоено имя его основателя профессора В.Д.Журина.

История САНИИРИ — это история развивающейся научной мысли. К моменту организации института в его штате числилось 50 сотрудников, в настоящее время в 22 отделах и лабораториях института, а также в других подразделениях, работает около 850 человек. План научных и производственных исследований, составлявший в первые годы около 100 тыс. рублей в год, в 1970 г. составил около 1,6 млн. рублей. Сотрудники института опубликовали более 4000 печатных листов научных работ и 60 научных монографий, разработали более трехсот методических указаний и инструкций по вопросам проектирования строительства и эксплуатации водохозяйственных объектов. Институт подготовил более 150 кандидатов и 15 докторов наук.

Огромны результаты практической деятельности САНИИРИ. Без преувеличения можно сказать, что нет ни одного более или менее крупного ирригационно-мелиоративного объектов в Узбекистане и других среднеазиатских республиках, создание

и эксплуатация которого в той или иной степени не базируется на результатах исследований и предложениях института.

Вся деятельность САНИИРИ за эти годы проходила под знаком осуществления ленинского плана ирригационного строительства в Узбекистане и других среднеазиатских республиках. Находясь в составе научных учреждений Минвозхода СССР и сохраняя свое значение — крупнейшего в республиках Средней Азии научно-исследовательского центра в области гидротехники и мелиорации, — за последние годы САНИИРИ выполнил ряд сложных и эффективных исследований.

Основные усилия научного коллектива — отдела инженерных мелиораций, лабораторий дренажа, почвенно-мелиоративной, строительных материалов и деталей, отдела механизации гидромелиоративных работ, лабораторий эксплуатационной гидрометрии, гидравлики, фильтрации — направлены на разработку проблемы мелиорации орошаемых земель. В этой области САНИИРИ является головным координирующим институтом в системе ММВХ СССР.

Разработаны рекомендации по мелиоративному районированию орошаемых территорий. На основе ее положений выполнено районирование всех орошаемых территорий УзССР для отдельных областей на картах крупного масштаба и для республики в целом на карте мелкого масштаба. Это районирование позволило определить эффективность разных типов дренажа и дать научную основу государственного планирования развития дренажных систем.

Разрабатываются усовершенствованные методы расчета горизонтального дренажа на основе анализа принципов проектирования и проведения полевых и лабораторных исследований и эффективные конструкции фильтров дренажа. Продолжены исследования эффективности мелиоративных мероприятий в совхозе № 6, результаты которых оказывают положительное влияние на усовершенствование проектирования и эксплуатации мелиоративного комплекса в районах Голодной степи.

Выполнена работа по усовершенствованию коллекторно-дренажных систем.

Усовершенствованы конструкции фильтров систем вертикального дренажа, позволившие сформулировать ряд принципиальных положений для выработки надежной конструкции фильтрационного устройства. Разработан режим эксплуатации систем вертикального дренажа на орошаемых массивах. На основе исследований ряда действующих систем вертикального дренажа разрабатывались методические указания по проектированию вертикального дренажа, обеспечивающие его высокую мелиоративную эффективность.

На основании многолетних научных мелиоративных исследований Голодной степи проведены научные обобщения в целях разработки методов физического моделирования движения воды и солей в зонах аэрации и грунтовых вод. Сделаны оригинальные предложения по математической модели последовательных стадий движения солей при промывных и оросительных поливах, создана математическая модель для описания процесса влияния фильтрации из канала на солевой режим прилегающей к нему территории.

В области орошения выполнено районирование территории УзССР по технике полива, даны рекомендации усовершенствованных способов полива, а также по переустройству внутрихозяйственной оросительной и дренажной сети; разработаны новые типы и конструкции водоучитывающих устройств и сооружений. Начаты работы по обобщению полученных материалов в целях разработки технологии полива и агротехнических требований на поливные машины и оборудование механизированных и автоматизированных способов полива; опытов и результатов исследований по технологии поверхностного полива в условиях зоны предгорий.

По проблеме гидротехники завершены работы в области прогноза общего размыва в нижнем бьефе проектируемых на Амударье водохранилищ; даны рекомендации по компоновке и расчету Тямуянского и Тахиаташского гидроузлов;

проведены обобщения и разработка принципа компоновки и конструкции водозаборных сооружений и отстойников. Проведены исследования по бесплотинному водозабору из Амударьи в Каршинский и Амубухарский машинные каналы, изучен гидравлический режим потока в криволинейном подводном русле с целью получения более совершенных конструкций водозаборного сооружения. Выполнены теоретические и экспериментальные исследования формирования аллювиального русла и отвечающей им турбулентной структуры; проведены лабораторные исследования по выяснению причин дейгима и эффективности сквозных шпор для защиты берегов реки от размыва.

В лабораториях инженерного грунтоведения изучено строительное свойство лессовых просадочных грунтов, служащих основанием и материалом для гидротехнических сооружений; выполнены исследования по уплотнению лессовых грунтов способом подводного взрыва; проведены лабораторные исследования структурных особенностей лессовых грунтов; исследован ряд добавок из отходов масляной, нефтяной и гидролизных промышленных производств для снижения водопроницаемости и улучшения других строительных свойств лессовых грунтов.

Предложена разработка рецептов полимербетона, обладающего высокой механической прочностью, стойкостью, к истиранию и высокими показателями сцепления с железной арматурой; исследованы и получены положительные результаты по проектированию рабочих составов бетона на нестандартных мелкозернистых песках; разработана технология изготовления центрифугированных, армоцементных безнапорных труб на барханных песках; проведены научные исследования жестких облицовок из бронеизола и начата разработка временных технических условий на создание таких облицовок в каналах оросительных систем.

Разработаны конструкция по эксплуатации магистральных машинных каналов, основные положения и правила технической эксплуатации комплекса сооружений и оборудования

насосных станций и крупных машинных каналов; выполнены производственные исследования эксплуатационного режима гидротехнических сооружений Хамзинской насосной станции, Амубухарского канала. Даны принципы и методы технико-экономической оптимизации параметров ирригационных отстойников с механической очисткой.

Проработаны обоснования методики технико-экономических расчетов при многокамерности отстойников, разработаны рекомендации по улучшению эксплуатационного режима водохранилищ и составлена инструкция по эксплуатации Каркиданского водохранилища. На основе полевых эксплуатационных исследований продолжена разработка методов расчета и эксплуатации устойчивых русел каналов для дельтовых оросительных систем.

Проведены обобщения для разработки рекомендаций по комплексной механизации строительства плотин и дамб в Средней Азии; разработаны нормативы по использованию одноковшовых экскаваторов в гидромелиоративном строительстве; выполнены исследования и разработка технологии "бестраншейного" строительства закрытого дренажа на орошаемых землях, в слабых и обрушающихся грунтах; отработывалась технология строительства дренажа в плавунных грунтах на основе траншейного способа. Разработаны технические требования на высокопроизводительные машины для очистки каналов; сформулированы технические требования на комплекс машин для строительства закрытого горизонтального дренажа в орошаемой зоне; уточнены требования на трамбующие машины для уплотнения грунтов в траншеях глубокого закрытого дренажа; исследовались модели всасывающих устройств землесосов (гидрорыхлители); проведены производственные испытания технологии комбинированной замочки обратной засыпки дренажа, а также разработка конструкций и технология изготовления малонапорных труб. Проведены работы по внедрению гончарных дренажных труб с фасками и выступами и по использованию драглайна бокового черпания на очистке коллекторно-дренажной сети.

По проблеме использования и охраны водных ресурсов разработан водохозяйственный баланс низовий Амударьи в современных условиях и пути развития орошения при полном использовании стока этой реки.

Составлен макет кадастра водохранилищ Средней Азии и по нему составлен кадастр технико-экономических показателей 40 водохранилищ. Дана количественная оценка водопотребления и проведен анализ развития орошения в УзССР в бассейне Сырдарьи за многолетний период. Определены степени загрязнения и разработка предварительного прогноза качества воды водотоков бассейна Чирчик-Ангрена, Сырдарьи от Чардары до Аральского моря. Выполнены исследования для получения количественных и качественных характеристик сточных вод промышленных объектов и определено влияние коллекторно-дренажных вод на солевой состав Сырдарьи. Составлен предварительный прогноз качества воды реки от истока до Аральского моря.

Выполнена работа по изучению самоочищения поверхностного и подземного стока Ферганской долины и Чирчик-Ангренского бассейна.

В части исследований по вопросам экономики водного хозяйства выполнены предварительные исследования по разработке методики определения экономической эффективности комплексной мелиорации земель (на примере Хорезмской области УзССР) и выработке рекомендаций по технико-экономическому обоснованию реконструктивных мероприятий по улучшению водообеспеченности и по борьбе с потерями воды в оросительных каналах. Выполнены исследования по разработке технико-экономических показателей и эффективности строительства Аму-Бухар-Каракульской системы машинного орошения, предложены методы технико-экономического расчета по выбору оптимального парка земснарядов на очистке наносов ирригационных отстойников.

В 1970 году будут подведены итоги указанных научно-исследовательских работ и даны рекомендации по многим проблемам.

Проводя систематические научные исследования, институт выполняет многочисленные производственные исследования по заказам водохозяйственных организаций не только в Узбекистане, но и других республиках Средней Азии. Здесь же необходимо отметить, что результаты исследований, предложения и рекомендации по договорным соглашениям получили признание в производственных организациях.

Например, широко внедряются в производство дренаж-укладчики, разработанные институтом. Их экономический эффект на строительстве закрытого дренажа исчисляется миллионами рублей. Разработанный институтом и внедряемый в производство гидрорыхлитель в полтора раза увеличивает производительность землесосов, работающих на очистке каналов от наносов. Получило утверждение для практического использования проведенное институтом районирование территории УзССР по технике полива. Работа эта одобрена ММВХ УзССР и МСХ УзССР и направлена для руководства в низовые организации.

Разработанные в институте методика и мелиоративное районирование орошаемых систем на территории УзССР должны стать надежной основой проектирования мелиоративных мероприятий и руководством для органов эксплуатации орошаемых систем. Внедрены в производство метод подводного взрыва для уплотнения просадочных лессовых грунтов, новая конструкция дренажных труб с фасками и выступами и рецептура приготовления бетона на барханных песках. Внедрение последнего предложения — бетона на барханных песках — только на строительстве Казалинского узла сооружений на Сырдарье, дало большую экономию. В практике эксплуатации гидромелиоративных систем в республиках Средней Азии большое распространение получили разработанные институтом конструкции насосов и насосных установок, давшие уже эффект, исчисляемый сотнями тысяч рублей.

В институте ведется большая работа по изобретательству и рационализации. Результаты исследований широко ос-

вещаются в печати, так, в 1968-1969 гг. САНИИРИ издал более двести печатных листов.

В связи с возросшими объемами водохозяйственного и мелиоративного строительства и расширения программы научно-исследовательских работ за последние годы во всех среднеазиатских республиках созданы научно-исследовательские институты гидротехники и мелиорации. В своей деятельности по осуществлению программы научно-исследовательских работ САНИИРИ неизменно опирается на научные контакты с ними, а также тесно связан с институтами Академии наук УзССР, СоюзНИХИ, проектными и водохозяйственными организациями (САОГидропроект, Средазгипроводхлопок, Узгипроводхоз, Узгипрозем, Минводхоз УзССР, Средазирсовхозстрой), со Всесоюзными научно-исследовательскими институтами гидротехники им.Веденеева, гидротехники и мелиорации им.Костякова и др.

За последние годы значительно возросли связи САНИИРИ с зарубежными странами, он оказывает научно-техническую помощь в развитии водного хозяйства ОАР, Алжира, Мали, Сомали и других стран. Институт участвует в международных конгрессах по ирригации и дренажу, в конгрессах МАГИ по гидравлическим исследованиям, в симпозиумах, семинарах и других научных собраниях.

Успехи гидромелиоративной науки служат прочной основой развития водного хозяйства Узбекистана и братских республик Средней Азии. Внедрение ее достижений в производство снизило общие затраты, повысило технический уровень и эффективность водохозяйственного строительства, эксплуатации гидромелиоративных систем и их реконструкции.

По проекту плана на 1971-1975 гг. предусматривается дальнейшее развитие орошаемого земледелия в Узбекистане и других среднеазиатских республиках.

Только в Узбекской ССР намечено освотить в предстоящей пятилетке 500 тыс.га новых земель. В нашей республике будут осуществлены грандиозные работы по реконструкции существующих и созданию новых оросительных систем, строитель-

ство крупных гидроузлов и водохранилищ в бассейнах Амударьи и Сырдарьи. В широких масштабах будут проводиться работы по улучшению водообеспеченности существующих орошаемых земель. Высокими темпами продолжится освоение и орошение новых земель в Голодной степи и Центральной Фергане, развернутся работы по использованию земельно-водных ресурсов крупнейшей водной артерии Средней Азии — Амударьи. Большой размах получат работы по орошению крупнейших массивов новых земель в Каршинской степи и Шерабадской долине, в низовьях Амударьи вырастет огромный орошаемый оазис хлопково-рисоводческого направления.

Намеченное планом освоение под орошение в 1971–1975 гг. новых сотен тысяч гектаров и широкое развитие орошения в перспективе определило возможность и необходимость сформулировать следующие основные научно-технические проблемы, подлежащие решению в 1971–1975 гг.

Прежде всего необходимо разработать и внедрить в водохозяйственное строительство конструкции оросительных и обводнительных систем и гидротехнических сооружений с автоматизацией управления водораспределением, а также высокопроизводительные средства техники полива и обводнения земель. Успешное решение этой проблемы и внедрение разработанных мероприятий обеспечит повышение к.п.д. оросительных систем до 0,75–0,85 и производительности труда при поливе — в 5–10 раз; на 20–25% увеличится продуктивность обводненных пастбищ; снизятся эксплуатационные затраты оросительных и обводнительных систем на 15–20%.

Разработка эффективных методов регулирования водно-солевого режима орошаемых земель, исключаящих засоление и солонцеватость почв и внедрение их в производство позволят повысить на 20–30% продуктивность орошаемых земель. Это имеет огромное значение для дальнейшего развития сельского хозяйства, в первую очередь — хлопководства.

Исследование и внедрение в производство методов организации и технологии водохозяйственного строительства,

обеспечивающих высокую производительность труда, сокращение сроков строительства, повышение качества и долговечности сооружений позволят за счет более совершенной организации работ увеличить производительность труда на 12-15%, сократить сроки и снизить расходы на строительство на 10-15%.

Большое производственное значение приобретает разработка методов повышения экономической эффективности мелиоративных фондов и мелиорируемых земель, научных основ и мероприятий по комплексному и эффективному использованию в народном хозяйстве водных ресурсов страны и охраны их от загрязнения и т.д.

Таким образом, основными направлениями технического прогресса в водном хозяйстве и мелиорации земель в зоне орошения являются рациональное использование водных и земельных ресурсов, предотвращение засоления и заболачивания земель, комплексное использование водных ресурсов и строительство таких оросительных систем, которые создавали бы наиболее благоприятные условия для высокопродуктивного сельскохозяйственного производства.

Коллектив сотрудников САНИИРИ стремится внести свой достойный вклад в выполнение грандиозных планов ирригационно-мелиоративного строительства, планов, у истоков которых стоял В.И. Ленин и выполнение которых обеспечит дальнейшее развитие орошаемого земледелия.

У.Ю.ПУЛАТОВ

СОСТОЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ КАНАЛОВ СРЕДНЕЙ АЗИИ
И ИССЛЕДОВАНИЯ САНИИРИ В ЭТОЙ ОБЛАСТИ

Широкая программа гидромелиоративных работ, намеченная майским (1966 г.) Пленумом ЦК КПСС, предусматривает увеличение площади орошаемых земель в ближайшее десятилетие на 7-8 млн.га. В соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР "О широком развитии мелиорации земель для получения высоких и устойчивых урожаев зерновых и других сельскохозяйственных культур" планируется значительное увеличение новых орошаемых земель

Крупные капиталовложения направляются на улучшение состояния староорошаемых земель, расположенных в основном на территории республик Средней Азии, Южного Казахстана и Азербайджана, где предстоит выполнить значительные по объему гидромелиоративные работы по строительству коллекторно-дренажной сети, реконструкции оросительных систем, планировке поливных земель, облицовке и армированию каналов.

Осуществление этих задач в указанные сроки требует значительного повышения общего уровня механизации работ в ирригации, широкого применения передовой технологии, новых высокопроизводительных машин и промышленных способов строительства.

За последние годы в данном направлении достигнуты немалые успехи, что способствует успешному проведению работ по освоению земель на крупных массивах Голодной степи, в зоне Каракумского канала и Кура-Аракской низменности. Эти достижения используются и найдут широкое применение на разворачивающихся водохозяйственных стройках в Каршинской степи, низовьях Амударьи и других орошаемых районах страны.

В то же время в гидромелиоративном строительстве имеются значительные резервы для дальнейшего внедрения технического прогресса. Методы, темпы и качество выполнения работ, применяемые конструкции, детали и материалы, используемые машины, механизмы и оборудование, общая организация работ, определяющие в конечном итоге качество, сроки и стоимость строительства, в ряде случаев нуждаются в коренном улучшении, усовершенствовании и обновлении.

В ирригации все еще имеются виды работ, производство которых сопряжено со значительной затратой ручного труда. Очистка оросительной и коллекторно-дренажной сети от наносов и растительности, устройство бетонной облицовки на каналах и откосах качественных насыпей, прокладка закрытого горизонтального дренажа в слабых грунтах, погрузочно-разгрузочные работы, зачистка котлованов, уплотнение обратной засыпки пазух — это неполный перечень работ, имеющих недопустимо низкий уровень механизации.

Особо остро ощущается недостаток в специализированной высокопроизводительной мелиоративной технике, в результате чего преобладающий объем строительных и эксплуатационных работ, в частности в ирригации Средней Азии, выполняется общестроительными и дорожными машинами. По конструктивным и эксплуатационным характеристикам эти машины не всегда приспособлены к производству гидромелиоративных работ, вследствие чего в ряде случаев используются с низкой эффективностью и не обеспечивают высокое качество работ.

Создание новых средств механизации, подбор машин, из серийно выпускаемых промышленностью, разработка и внедрение технологических процессов, решение вопросов, связанных с организацией гидромелиоративных работ и эксплуатацией машинного парка в условиях орошаемого земледелия аридной зоны, могут быть успешно разрешены, если они в своей основе базируются на результатах научных исследований.

Над решением этих задач, наряду с проектными организациями и высшими учебными заведениями, работают научно-исследовательские институты, в частности в зоне орошения — Среднеазиатский научно-исследовательский институт ирригации — "САНИИРИ".

Исследования института в указанном направлении стали развиваться в период первой пятилетки, когда с внедрением механизации в водохозяйственное строительство Средней Азии в САНИИРИ был создан в 1932 г. сектор (кабинет) механизации ирригационных работ, впоследствии преобразованный в отдел организации и механизации водохозяйственных работ. Главное внимание в исследованиях начального периода уделялось вопросам организации и производства земляных работ при строительстве и очистке каналов, поскольку эти процессы, в особенности удаление наносов из сети и разравнивание рашей (отвалов) вдоль каналов, являлись по массовости и трудоемкости основными видами работ, выполняемыми в ирригации того времени.

Задачи исследований главным образом сводились к установлению необходимых для производства этих работ типов машин, в первую очередь из числа уже имеющихся в распоряжении водохозяйственных организаций, и разработке рациональных способов их использования.

В дальнейшем, по мере роста объемов и темпов гидромелиоративных работ, внедрения индустриальных способов строительства и насыщения водохозяйственных организаций машинами и оборудованием задачи и круг вопросов исследований САНИИРИ качественно и количественно изменились.

В итоге многолетней деятельности института в области организации и механизации водохозяйственного строительства накоплен и частично обобщен большой материал, освещающий опыт возведения ответственных сооружений, производства отдельных видов работ, разработки и внедрения новых технологических процессов и использования общестроительных и мелиоративных машин и механизмов.

Результаты этих исследований, выполненных на конкретных объектах, в тесном содружестве с проектными и строительными организациями, как правило внедрены в производство или проверены на практике: они представляют определенный интерес для специалистов, работающих в рассматриваемой области.

В настоящей статье вкратце излагаются результаты выполненных в САНИИРИ исследований по механической очистке каналов от наносов и растительности, состояние и пути решения механизации этих работ в зоне орошения.

Эксплуатация оросительной и коллекторно-дренажной сети связана с поддержанием каналов в работоспособном состоянии путем периодической очистки их от наносов и растительности.

Рост поливных площадей, потребность в максимальном использовании пропускной способности сети, повышение технической культуры эксплуатации каналов, внедрение автоматизации и телеуправления распределения воды предъявляют особенно жесткие требования к качеству и срокам очистных работ. Этим можно объяснить непрерывный и значительный рост объемов очистки за истекшие 30 лет.

Если общий объем земляных работ по очистке каналов оросительных систем УзССР в 1940 г. составлял больше 17 млн.м³, то за последнее время ежегодно разрабатывается около 150 млн.м³ грунта. Несмотря на это уровень механизации очистных работ еще очень низкий и большие объемы очистки производятся вручную. По данным Министерства мелиорации и водного хозяйства УзССР, в 1968 г. из общего объема очистки всей сети, равного 135,5 млн.м³, механизированным способом выполнено 117,6 млн.м³ и вручную — 17,7 млн.м³; в том числе по внутрихозяйственным каналам вручную выполнено 13,6 млн.м³ земляных работ.

Очистка внутрихозяйственной сети от наносов — единственный немеханизированный до настоящего времени вид земляных работ в ирригации. Объясняется это, во-первых, не-

подготовленностью каналов внутрихозяйственной сети к очистке механизированным способом и, во-вторых, отсутствием серийно выпускаемых специальных машин, удовлетворяющих особенности и характер рассматриваемой работы. Сильная извилистость каналов в плане, обсаженность деревьями, отсутствие берм, различная крутизна откосов, доходящая до вертикальных, отвалы грунта, расположенные вдоль каналов и другие факторы затрудняют, а во многих случаях делают невозможным применение машин. Поэтому, чтобы решить задачу механизации очистки внутрихозяйственных каналов, требуются соответствующие производственные условия. При благоприятных производственных условиях механизация очистки внутрихозяйственной сети может быть в определенном объеме осуществлена имеющимися каналоочистителями, выпускаемыми серийно или изготовленными небольшими партиями.

Над решением создания и дальнейшем усовершенствовании способов и средств механизации очистки сети от наносов и растительности работают научно-исследовательские и конструкторские организации Минводхоза СССР и Минстройдормаша. Задача научно-исследовательских институтов главным образом сводится к составлению технических требований на машины для очистки каналов различных типоразмеров, изысканию новых принципов удаления наносов и растительности из сети, разработке и усовершенствованию рабочих органов каналоочистителей. Разрешению этих задач предшествуют исследования, направленные на выявление характера, особенностей и состояния планируемых для механизации видов работ.

Эти исследования, состоящие из тщательного обследования наиболее типичных оросительных систем, включают в себя определение и установление технического состояния каналов, их параметров поперечного сечения, общей и удельной протяженности сети, удельной кубатуры отложений, интенсивности заиления различных по размеру и назначению каналов, характера и степени зарастания и обсаженности, объемов и

размеров отвалов вдоль водоводов, расстояния между перегородающими сооружениями, наличия полос отчуждения вдоль каналов и их размеры, сроков проведения очистных работ и др.

Первыми работами в данном направлении являются исследования САНИИРИ (В.М.Аполлосов, Е.А.Смирнов, 1933 г.)^{х)}, которыми были выявлены и установлены в первом приближении особенности очистки каналов и распределение объема наносов на крупной и мелкой сети, фактические затраты рабочей силы на выполнение очистки вручную, дневная выработка на 1 человека и т.п. На основе обзора работ по механизации земляных работ в СССР и США при помощи плужных канавокопателей, скреперов-волокуш, грейдеров и экскаваторов типа Рут рассматривается возможность применения этих машин на очистке ирригационных каналов Средней Азии. Выдвигаются основные вопросы: разработка планов механизированной очистки; выбор средств механизации с учетом особенностей очищаемых каналов (удельная и абсолютная кубатура наносов, степень трудности их разработки, поперечные размеры канала и т.д.); составление детальных проектов производства работ механизированной очисткой; обеспечение кадрами механизаторов; постановка исследовательских работ по изучению механизированных способов очистки каналов в производственных условиях и т.д. Без разрешения этих вопросов нельзя серьезно говорить о внедрении механизации на очистке каналов.

Большие работы по натурному обследованию каналов оросительных систем проведены в 50-60-х годах. Особое внимание при этом уделялось изучению состояния внутрихозяйственных каналов и условий работы каналочистителей. Обследования систем в УзССР, ТуркмССР и Южном Казахстане позволили собрать обширный фактический материал, легший в дальнейшем в основу разработанных технических требова-

х) Здесь и в дальнейшем в скобках указаны фамилии исполнителей излагаемых работ.

ний на машины для очистки каналов различных типоразмеров (М.В.Васильев, Л.П.Зайцев).

Выбор типа машин для прокладки и очистки каналов в первую очередь производится в зависимости от поперечных размеров выемки. Следовательно, необходимо иметь четкую, обоснованную и единую классификацию каналов по габаритам поперечного сечения.

Многолетний материал, собранный в результате обследования оросительных систем Средней Азии, позволяет предложить следующую классификацию оросительных (табл.1) и коллекторно-дренажных (табл.2) каналов по размерам поперечного сечения (У.Ю.Пулатов).

Таблица I

Типо- размеры:	Технические характеристики				Примечание
	ороси- тельных каналов:	ширина по дну, м	глуби- на, м	крутизна откосов	площадь сечения, м ²
I	до 0,6	0,5-1,0	I:I	0,25-1,6	Каналы преимущественно прокладываются в полувыемке-полунасыпи
II	0,6-1,2	0,8-1,5	I:I до I:I,5	I,1-5,2	
III	1,2-3,0	1,0-2,5	I:I,5 до I:2	2,7-20,0	
IV	3,0-5,0	2,0-4,0	I:I,5 до I:2,5	12,0-60,0	
У	5,0	4	I:2 до I:4	50 и более	

Параллельно с изучением условий производства очистных работ и разработкой требований на машины исследовалась имеющаяся землеройная и землеройно-транспортная техника на очистке каналов. В результате этих работ в середине 30-х годов были даны практические рекомендации по применению на очистных работах конных скреперов-воло-

куш, скреперов на полозьях и колесных скреперов с емкостью ковшей от 0,10 до 0,50 м³, а также плужных канавокопателей (З.И.Шваб).

Таблица 2

Типо- размеры:	Технические характеристики				Наименование канала
	дренаж- ных ка- налов	ширина : по дну, : м	глуби- : на, : м	крутизна : откосов : : м ²	
I	0,6-1,2	2,5-3,5	1:1,5	11,0-23,0	Дрена
II	1,2-3,0	3,5-5,0	1:1,5; 1:2	23,0-65,0	Коллектор
III	3,0	5,0	1:2 и положе	65 и боль- ше	Коллектор

Определенный интерес представляет работа, выполненная в 1936 г. по испытанию первой в Средней Азии специальной машины "Ритчер", предназначенной для удаления наносов из мелкой сети. Шнековый каналочиститель "Ритчер" испытывали с целью определения типоразмеров каналов, допускающих применение данной модели каналочистителя, и условий, необходимых для его нормальной работы, установления норм выработки и выявления конструктивных недостатков агрегата, в связи с проектированием каналочистителя на базе отечественных тракторов.

Каналочиститель "Ритчер" представляет собой агрегат, состоящий из колесно-гусеничного трактора мощностью 28 л.с. со смонтированным на нем рабочим органом - шнеком, заключенным в кожух. Последний открыт снизу для возможности забора грунта со дна и откосов канала режущей кромкой винта (шнека). Срезанный грунт по цилиндрическому кожуху транспортируется вверх к разгрузочному отверстию кожуха и по лотку сбрасывается сзади трактора, на расстояние от бровки канала около 1,5 м.

При работе трактор перемещается по одной стороне канала с опущенным шнеком, расположенным сзади, с правой стороны трактора. Угол наклона шнека к вертикали изменяется от 0 до 55° , что отвечает крутизне откоса от вертикальных до полуторных.

Испытания позволили установить, что обязательным условием для применения данной машины являются: наличие в канале воды слоем 15–20 см, спланированность пути перемещения машины, отсутствие обсадки по обеим сторонам канала. Машина может по своим габаритам очищать каналы, имеющие глубину до 1 м, ширину по дну от 0,4 до 0,8 м. За один проход машина удаляет $0,04 \text{ м}^3$ грунта с 1 пог.м канала. Производительность машины зависит от многих причин. Для средних условий ее максимальное значение за 1 час чистой работы— 35 м^3 (С.А.Иванов, М.М.Шапшал, З.И.Шваб).

На основе этих материалов позднее был разработан рабочий проект шнекового каналочистителя на базе трактора АСХТЗ-НАТИ, который передан в Минводхоз УзССР для изготовления опытного образца (Г.Т.Прудников, 1949 г.). В 1955 г. по переработанному Минским СКБ-2 проекту заводом "Ударник" изготовлен опытный образец машины на базе трактора ДТ-54. В конечном итоге Андижанский завод Минстройдормаша выпустил партию машин КШБ-2,4 (канавоочиститель шнековый береговой) для очистки от наносов с растительностью каналов глубиной 2,4 м и шириной по дну 0,4–1,0 м, со средней эксплуатационной производительностью до $45 \text{ м}^3/\text{ч}$. Малые удельные кубатуры наносов при огромной протяженности мелкой сети делают наиболее пригодными для их очистки машины непрерывного действия. К этим типам машин, прошедшим испытания в условиях Средней Азии, относится каналочиститель Д-342А конструкции СКБ-2. Машина имеет два вида рабочих органов—скребковый и ротационный. Скребковый рабочий орган представляет собой бесконечную цепь вращающейся в вертикальной плоскости, перпендикуляр-

ной продольной оси канала. С наружной стороны цепи имеются плоские скребки, установленные под углом 90° к направлению цепи. Рабочая скорость цепи 3–5 м/сек. Ротационным рабочим органом является диск, заключенный в кожух, открытый спереди. С рабочей стороны диск снабжен ножами. Удаление наносов происходит при одновременном вращении ротора в плоскости, перпендикулярной оси канала со скоростью 12–15 м/сек и поступательной скорости машины 0,6–1,2 км/ч.

Машина Д-342А испытывалась на канале с шириной по дну 0,5–0,7 м, по верху 1–1,5 м и глубиной до 0,7 м. Влажность удаляемых наносов была очень высокой 25–30%, а местами дно канала было покрыто небольшим слоем воды, а откосы – травянистой растительностью.

Испытания позволили выявить преимущество ротационного рабочего органа перед скребковым. При этом ротационный рабочий орган хорошо зарекомендовал себя при очистке канала (М.В.Васильев, Л.П.Зайцев).

Лучший эффект на очистке мелкой сети достигается при совмещении в одном рабочем органе ротора, удаляющего наносы со дна оросителя, и скребков, зачищающих откосы. В этом случае за один проход движением агрегата по одной стороне канала производится очистка всего поперечного сечения выемки. Скребки, симметрично расположенные по обеим сторонам ротора, защищают откосы, перемещаясь сверху вниз, и грунт, будучи поданный к вращающемуся ротору выбрасывается с донными наносами за пределы выемки.

На ротационно-скребковый рабочий орган получено авторское свидетельство за № 195380, а проект каналоочистителя с этим рабочим органом на Всесоюзном конкурсе "На лучшие машины для очистки оросительных каналов от наносов и растительности", объявленном Министерством мелиорации и водного хозяйства СССР, удостоен третьей премии (Л.П.Зайцев, 1965 г.).

Определению рациональных форм и оптимальных параметров рабочих узлов и деталей ротора и скребков, величины

потребляемой ими мощности, выявлению удельных сопротивлений грунта копанию и других показателей технической и экономической эффективности рекомендуемого рабочего органа посвящены обширные и обстоятельные лабораторные исследования этого органа в специальном лотке и грунтах естественного залегания.

На базе обобщения результатов многолетних исследований начиная с 1968 г. ведется разработка агротехнических требований и технических заданий на проектирование высокопроизводительных машин для очистки всех типоразмеров каналов. К настоящему времени составлены и переданы Минводхозу СССР Уточненные требования на машины для очистки внутрихозяйственной оросительной сети (каналы I и II типоразмера). Согласно этим требованиям каналы внутрихозяйственной сети отличаются большим разнообразием профиля поперечного сечения, количеством отлагаемых наносов, характером обсадки деревьями и зарастанием сорной растительностью. Поперечное сечение каналов в большинстве случаев трапецеидальное, глубина достигает 1,5 м, а крутизна откосов изменяется от одиночных до вертикальных. Вдоль каналов расположены отвалы грунта (раши) высотой до 1 м и шириной по основанию до 5 м. Густота посадки деревьев не имеет какой-либо закономерности, поэтому расстояние между стволами колеблется в самых различных пределах от десятка сантиметров до нескольких метров. Ориентировочно можно считать, что от общей протяженности сети не имеют древонасаждения 20%, обсажены с одной стороны канала 25% и с двух сторон — 55%. Полоса отчуждения вдоль каналов имеет ширину от 1 до 10 м. Расстояние между перегораживающими сооружениями — от десятков до сотен метров.

Гранулометрический состав наносов в основном определяется видом грунта естественного залегания, в котором проложен канал, обычно они относятся к суглинкам и супесям. Объемный вес грунта естественной влажности находится в пределах 1,6–1,8 т/м³; плотность по ударнику ДорНИИ

характеризуется числом ударов от 1,5 до 9.

В районах, где орошают осветленной водой, каналы подвержены сильному зарастанию травянистой растительностью. Сроки и периодичность очистки сети от растительности и наносов разные и обычно не совпадают между собой, поэтому для создания нормальных условий для работы канала они должны производиться отдельно и специальными машинами. При благоприятных случаях растительность может удаляться заодно с наносами.

Каналы оросительной и особенно коллекторно-дренажной сети сильно подвержены зарастанию, что затрудняет их нормальную работу, снижая пропускную способность, увеличивая потери на испарение и фильтрацию. Для борьбы с растительностью в каналах существуют различные способы: механический, термический, затенения, биологический и химический, но ни один из этих способов не исследован и не разработан до возможности широкого использования его в производстве. Таким образом, вопрос борьбы с растительностью в каналах до настоящего времени остается нерешенным.

Одной из первых работ института по механизации срезки растительности в каналах является исследование в Голодной степи специально изготовленного профильного ножа, протаскиваемого конной тягой по руслу канала внутрихозяйственной сети (М.В.Васильев, 1940 г.). Составлению обоснованных технических требований на машину для очистки каналов от травянистой растительности и разработке самой машины посвящены исследования, начатые в 1954 г.

Установлено, что характер зарастания каналов наиболее интенсивен во внутрихозяйственной оросительной сети, в коллекторах и дренах, а также определены виды и характеристики растений, произрастающих по дну и откосам каналов (П.Я.Саруханов) (табл.3).

В производственных условиях исследована работа плавающей камышекосилки типа "В" завода "Агрострой" (Чехословакия) и сухопутной машины М-7а завода "Красный экскаватор" для срезки растительности в каналах.

Растение	: Густота : стояния : стеблей : на 1 м ² :	: Высота : пророста- : ния за : год, м :	: Диа- : метр : стеб- : ля, мм :	: Средне- : суточ- : ный при- : рост, : см :	: Примеча- : ние :
Тростник	50-200	3-6	5-30	1-2	Прирост
Камыш	50-200	1,5-4	5-15	1-1,5	дан при
Рогоз	50-100	1,5-3,5	10-40	1-1,5	произра- стании из-
Рдест	400-600	1,5-7,0	2-4	4-6	под воды с температу- рой 17-24°C
Уруть	350-500	1,0-6,5	2-3	3-6	

Камышекосилка типа "В" представляет собой деревянную плоскодонную лодку длиной 5,4 м, шириной 1,35 м и высотой борта 0,45 м со смонтированным в носовой части ее нормальным режущим аппаратом сельскохозяйственной косилки. Ширина захвата машины 210 см, мощность мотора 6 л.с. Наибольшая глубина резания от горизонта воды - 150 см. Перемещается лодка по воде при помощи двух ходовых колес. Вес машины 900 кг.

Камышекосилка испытывалась на коллекторе Шур-Узяк, на участке, заросшим камышом высотой до 5 м. Густота стояния камыша находилась в пределах 90-150 стеблей на 1 м², а диаметр стебля - 5-17 мм. Обслуживалась машина четырьмя рабочими. Продолжительность чистой работы машины за время испытания - 40 ч., за это время срезана растительность на площади 300 м².

Испытания камышекосилки типа "В" показали, что она по своим рабочим параметрам, мощности и конструктивному исполнению не соответствует условиям работы и вследствие этого не может использоваться на очистке каналов от растительности, без коренных конструктивных изменений.

Сухопутная машина М-7а представляет собой трактор ДТ-54 с удлиненной рамой и гусеничным ходом, на ко-

торый навешены рабочие органы спереди и сбоку. Передний рабочий орган служит для срезки растительности с горизонтальных поверхностей — берм канала и представляет собой фронтальный режущий аппарат самоходной косилки КС-10. Боковой рабочий орган предназначен для выкашивания растительности по откосам и дну канала. Максимальная длина захвата 4 м. Объектом испытания является коллектор шириной по дну 2-3 м, глубиной 2 м и крутизной откоса от 1:2 до вертикальных. Высота камыша по дну и откосам коллектора составляла 3 м.

В результате исследований установлено, что основным конструктивным недостатком машины являются малые пределы изменения рабочего наклона бокового органа и его жесткость, не позволяющая копировать неровности откосов; машина М-7а не пригодна к использованию на очистке каналов от растительности.

Испытания камышекосилок типа "В" и М-7а явились первым опытом применения средств механизации борьбы с растительностью в каналах Средней Азии, которые позволили конкретизировать особенности этих работ и выявить требования, предъявляемые срезаемой жесткой и мягкой растительностью к режущим аппаратам машин.

По материалам результатов испытания разработан технический проект машины для выкашивания растительности в каналах. Машина запроектирована навесной на трактор КД-35, передвигающейся при работе по спланированной берме канала. Проект машины передан в Минводхоз УзССР (М.В.Васильев, С.А.Иванов, К.И.Макуха, П.Я.Саруханов).

Определению рационального типа режущего органа и оптимальных режимов его работы были посвящены лабораторные исследования, выявившие эффективность подводного среза растений ротационными аппаратами со скользящим резанием, применение которых позволяет уменьшить усилия на срез и снизить скорость движения режущих элементов.

Проверка результатов лабораторных исследований и уточнение предпосылок для расчета режущих аппаратов скользящего резания, осуществлялась на изготовленном по чертежам САНИИРИ навесном оборудовании на катер БМК-90 М. Рабочим органом служил ротационный режущий аппарат скользящего резания с шириной захвата 3,2 м. Агрегат является машиной непрерывного действия, и для нормальной работы его требуется чтобы глубина воды в канале не превышала 4 м, а ширина канала по зеркалу воды, исходя из условия разворота, не должна быть менее 20 м.

Экспериментальный образец агрегата испытывался на очистке Каракумского канала (105 км) от растительности. Испытания очень недлительные по времени позволили лишь в первом приближении определить рабочие характеристики навесного оборудования, оптимальному значению которых соответствуют: скорость рабочего перемещения катера, равная 1,8-1,9 м/сек, скорость движения ножевой цепи - 3,3 м/сек при затрате мощности на работе режущего аппарата и транспорта - 16 л.с., на передвижение агрегата - 62 л.с. (П.Я.Саруханов, 1960 г.).

Попытка механизировать работы по удалению растительности из Каракумского канала созданием плавучей косилки на базе катера БМК-90 М с навешиваемым на него ротационным режущим аппаратом скользящего резания не увенчалась успехом. Подобную неудачу можно объяснить отсутствием научного обоснования предлагаемого принципа резания растительности в каналах из-под воды, недопустимо низким коэффициентом надежности в работе изготовленного режущего аппарата и полной непригодностью катера для выполнения подобного рода работ. Поэтому косилка на катере БМК-90 М, срезающая стебли под водой ножами, закрепленными на бесконечной цепи, требующая многократных проходов для захвата всей ширины канала и при этом конструктивно сложная, не могла конкурировать с применяемым на Каракумском канале очень простым, хотя и примитивным спо-

собом: растительность удалялась протягиванием вдоль канала уложенного по его поперечному периметру троса-трала при помощи двух тракторов, передвигающихся по берегам.

Таким образом, вопросы механизации удаления наносов и растительности из каналов оросительных систем практически еще далеко не разрешены полностью.

Основными машинами, выполняющими очистку сети от наносов, служат плавучие землесосные снаряды и одноковшовые экскаваторы. Этими машинами обслуживается крупная и средняя сеть, а что касается мелких каналов, то они преимущественно очищаются вручную.

Эксплуатационные характеристики и универсальность одноковшовых экскаваторов, большой выбор их типоразмеров при разнообразии очистных работ по составу и объему отлагаемых наносов и полном отсутствии специальных машин привели к тому, что экскаватор практически стал единственным из механических средств, осуществляющим очистку. Если учесть, что его применение позволяет вместе с наносами удалять одновременно и растительность, то станет ясна причина такого широкого распространения одноковшовых экскаваторов на эксплуатационных работах в ирригации.

Наряду с механическими средствами — экскаваторами и в редких случаях землеройно-транспортными механизмами — наносы, главным образом, из крупных магистральных каналов и отстойников удаляют широко применяющимися средствами гидро-механизации — плавучими землесосными снарядами.

В свете сказанного первостепенное значение приобретают вопросы улучшения эксплуатации и повышения производительности большого парка экскаваторов, которые в ближайшее десятилетие еще будут являться основными механическими средствами на очистке каналов оросительных систем, особенно коллекторов и дрен

Очистка оросительных и коллекторно-дренажных каналов от растительности из-за отсутствия специальных машин производится экскаваторами одновременно с удалением нано-

сов или ручную.

Всесоюзная научно-техническая конференция по механизации водохозяйственных работ в орошаемых районах СССР, состоявшаяся в 1969 г. в Ташкенте, учитывая это ненормальное положение, установила для научно-исследовательских и конструкторских организаций, работающих в области механизации гидромелиоративных работ, одной из главных задач на ближайшие годы решение проблемы механизации очистки оросительной и коллекторно-дренажной, особенно мелкой, сети от наносов и растительности.

Механизация очистных работ на системах может быть успешно осуществлена, если ее решение будет идти одновременно по трем направлениям: создание новых средств механизации удаления наносных отложений и зарослей из каналов, усовершенствование существующей техники и использования машин, применяемых на аналогичных работах в Европейской части страны. Особенно быстрый эффект можно достичь, идя по пути применения машин, серийно выпускаемых и широко используемых на очистке осушительных систем.

До последнего времени среди некоторых специалистов существовало ошибочное и вредное мнение, что эти машины по конструктивным параметрам не подходят для использования на оросительных системах Средней Азии.

В последнее время, согласно решению Совета Министров УзССР Минводхоз УзССР совместно с САНИИРИ проводит широкую производственную проверку ряда машин для очистки сети от наносов и растительности, выпуск которых освоила отечественная промышленность. В основном серийно выпускаются машины непрерывного действия: мелиоративный экскаватор ЭМ-152Б, каналочистители Д-490М, КОБ-1,5 и ЭМ-202, роторная косилка МСР-1,2 и др.

Многоковшовый экскаватор поперечного копания ЭМ-152Б выпускается заводом "Ирпеньмашторф" по проекту, разработанному совместно с ВНИИЗеммашем. Машина имеет раздвижной гусеничный ход, предназначена для очистки ка-

налов глубиной до 2,1 м, с крутизной откосов от 1:0,5 до 1:1,5. Техническая расчетная производительность—57 м³/ч. Для нормальной работы экскаватора необходимо, чтобы одна сторона канала была свободна от древонасаждений, а берма канала, по которой перемещается экскаватор— спланирована.

Каналоочиститель Д-490М, сконструированный на базе трактора ДТ-55А С-2 болотной модификации, изготавливается Мозырским заводом мелиоративных машин и снабжен двумя сменными рабочими органами: роторным и скребковым. Машина предназначена для очистки от наносов каналов глубиной до 1,5 м, шириной по дну до 1,0 м, с крутизной откоса от 1:1 до 1:1,5. Эксплуатационная производительность каналоочистителя со скребковым рабочим органом — 63 м³/ч; с роторным — 32 м³/ч.

Каналоочиститель КОБ-1,5 изготавливается на базе трактора Т-100 МБГС-2 Мозырским заводом мелиоративных машин. Рабочим органом являются две фрезы, расположенные в различных плоскостях и работающие одновременно. Большая фреза обрабатывает откос и частично дно, малая фреза очищает дно канала. Габариты канала, обслуживаемого машиной, не должны превышать по глубине 1,5 м, по ширине дна 0,8 м, при крутизне откосов до 1:1,5. Техническая производительность каналоочистителя 90 м³/ч.

Каналоочиститель ЭМ-202 изготавливается на базе мелиоративного экскаватора ЭМ-152Б заводом "Ирпеньмашторф" по проекту Минского СКБ "Мелиорации". Машина имеет четыре сменных рабочих органа: ковшовые линии поперечного и продольного черпания, ротор-метатель и косилку. Сменное оборудование позволяет производить очистку от наносов и травянисто-кустарниковой растительности каналы глубиной до 2 м и шириной по дну от 0,4 до 1,0 м, при крутизне откосов 1:1 и 1:1,5. Техническая расчетная производительность каналоочистителя при работе с ковшовой линией поперечного черпания — 55 м³/ч; ковшовой линией продольного черпания — 30 м³/ч; ротором-метателем — 370 пог.м/ч. и

ротором косилкой — 0,4 га/ч.

Роторная косилка МСР-1,2 изготавливается Мозырским заводом мелиоративных машин для скашивания растительности с откосов и дна каналов глубиной до 1,2 м. Косилка навешивается на гусеничный трактор ДТ-55 и состоит из диска диаметром 1,75 м, снабженного специальными ножами. Техническая расчетная производительность косилки — 0,2 га/ч.

Из новых очистных машин циклического действия следует отметить сменное оборудование драглайна бокового копания к экскаватору Э-304В и сменное оборудование — поворотный ковш к экскаватору Э-2516.

Боковой драглайн Э-304В, освоенный Ташкентским экскаваторным заводом, позволяет очищать каналы глубиной до 4,2 м с минимальной глубиной по дну 0,6 м. Особенностью данной машины является перемещение ковша емкостью 0,3 м³ вдоль канала, благодаря чему откосы сооружения остаются не тронутыми, а объем производимых земляных работ на очистке резко сокращается.

Исследования боковых драглайнов Э-304В, выполненные САНИИРИ в 1969 г. в Ташкентской и Сырдарьинской областях, выявили их эффективность на очистке дренажной сети. Несмотря на меньшую, относительно обычных драглайнов, производительность (25–30 м³/ч. чистой работы) за счет резкого сокращения объемов работ, применение этих машин дает большую экономию.

По рекомендации института, Минводхоз УзССР включил в план внедрения новой техники на 1970 г. 5 таких машин. Поворотный ковш, установленный на экскаваторе — планировщике Э-2516, выпускается Андижанским машиностроительным заводом и имеет следующие основные параметры: емкость 0,25 м³, ширину 2 м, вес 200 кг. Максимальная глубина очищаемых каналов 2,9 м при $m = 1$; 2,25 м, при $m = 1,5$ и 1,85 м, при $m = 2$. Техническая производительность 15–20 м³/ч.

Испытания сменного оборудования — поворотного ковша

для очистки каналов, проведенные ВНИИЗеммашем в 1969 г. на объектах Андижанской области, дали положительные результаты.

Указанные машины непрерывного и циклического действия по своим характеристикам вполне подходят для выполнения очистных работ на трех первых группах оросительных и первой группе дренажных каналов (табл. I), естественно, при соответствующих производственных условиях, необходимых для нормальной эксплуатации механизмов.

В свете сказанного, большое значение приобретают исследования, направленные на выявление фактических технических и эксплуатационных возможностей этих машин на очистке ирригационных каналов Средней Азии, определение конкретных видов и объемов работ по оросительным системам, которые могут быть ими выполнены и разработку мер по созданию благоприятных производственных условий для применения каналоочистителей, серийно выпускаемых промышленностью.

Комплексная механизация очистки сети от наносов и растительности механическими средствами — одноковшовыми и многоковшовыми экскаваторами, скребковыми, роторными и шнековыми каналоочистителями, различного рода косилками — может быть эффективной и успешной, если конструкции каналов оросительных систем, являющихся объектом работы машин, и производственные условия, в которых протекает механизированный технологический процесс удаления наносов и растительности, предъявляя требования к очистной технике, по возможности отвечали бы требованиям, которые предъявляют к ним средства механизации.

Давно созрела необходимость в разработке требований, предъявляемых со стороны очистных машин. Отсутствие подобного документа, согласованного, рассмотренного и утвержденного соответствующими инстанциями, делает актуальным и желательным проработки в этом направлении. Опыт, накопленный САНИИРИ в результате обследования сети и

испытания машин на очистке каналов, позволяет в первом приближении сформулировать основные требования очистной техники к объекту и условиям работы.

Механическая очистка сети связана с взаимодействием жесткого рабочего органа машины с удаляемым материалом — грунтом или растительностью. Работа машины может быть технически и экономически эффективной, а в дальнейшем при необходимости и автоматизированной, если элементы параметров выемки, крутизна откосов, ширина канала по дну и его глубина будут постоянными для данного вида канала на всей длине или определенных участках. Это условие имеет особенно важное значение для внедрения на очистных работах перспективных высокопроизводительных машин непрерывного действия. Несоблюдение изложенного ведет к частым остановкам машины для изменения положений рабочего органа и повторным излишним проходам, что утомляет обслуживающий персонал, отрицательно сказывается на качестве выполняемой работы и сильно снижает производительность применяемой техники.

Следовательно, строгую типизацию каналов оросительных систем по ключевым параметрам и размерам, а также создание стандартного ряда по каждому типу канала, с четкой регламентацией допустимых отклонений от проектных данных можно считать первым требованием к сети со стороны средств механизации очистных работ.

Большим препятствием применению механических береговых очистных машин служит бессистемная двухсторонняя обсадка каналов оросительной и коллекторно-дренажной сети различными сортами деревьев. Подобное положение в некоторых случаях, особенно на мелкой и средней сети, не только мешает работе очистной технике, но и делает порой ее использование совершенно невозможной.

Некоторые конструкторские организации, перед которыми поставлена задача механизировать в ближайшие годы процесс очистки каналов от наносов и растительности выпус-

ком новых специализированных средств, — ВНИИЗеммаш (г. Ленинград) и ГСКБ по ирригации (г. Ташкент) как выход из создавшегося положения считают разработку внутриканальных машин. Предполагается, что эти машины, предназначенные для очистки мелкой сети, будут передвигаться по дну оросителя и древесные насаждения не будут служить помехой их работе.

Различные конструктивные решения предлагаемых внутриканальных машин по ходовому и рабочему оборудованию, принципу разработки и транспортирования грунта, форме и параметрам отдельных узлов не устраняют основных недостатков, присущих механизмам подобного типа и делающих практически неприемлемыми внутриканальные машины для использования в реальных условиях ирригации.

Достаточно отметить, что установка этих машин для работы в канал и выезд из него требуют дополнительных специальных грузоподъемных устройств, например автомобильного крана.

Работа машины протекает на дне канала в тяжелых неблагоприятных условиях и к тому же без проведения дополнительных работ по реконструкции сети. Извилистость и беспорядочная обсаженность каналов делает применение этих машин мало перспективным. К тому же необходимо иметь в виду большое число перегораживающих сооружений, особенно на сети, проходящей внутри хозяйств — мостов, акведуков, гидрометрических постов, — требующих в каждом случае затрату времени и сил на переброску машины через них.

Изложенное позволяет сформулировать второе требование к очищаемым каналам, заключающееся в односторонней обсадке деревьями сети оросительных систем.

Каналы в зависимости от их назначения, рельефа местности и других факторов прокладываются в насыпи, полувыемке-полунасыпи и выемке. В первых двух случаях машины при очистке сети ведут работу с гребня дамбы, в последнем — рабочей площадкой служит берма канала (расстояние от верх-

ней бровки канала до подошвы отвала грунта).

Минимальная ширина приканальных дамб по верху назначается, как правило, исходя только из гидротехнического расчета, учитывающего фильтрационные и прочностные характеристики земляной дамбы. Вследствие этого во многих случаях ширина гребня дамбы по своим размерам не позволяет проходу по нему гидромелиоративных и других машин, занятых поддержанием каналов в работоспособном состоянии.

Подобная картина имеет место и на каналах, проходящих в выемке, когда размеры бермы, с целью уменьшения дальности транспортирования грунта при строительстве и ремонте сети, принимаются недопустимо малых параметров.

Таким образом, третьим требованием, которому должна отвечать открытая оросительная и коллекторно-дренажная сеть, является наличие вдоль каналов полосы земли, позволяющей нормальному ходу и работе сухопутных очистных машин. Другими словами, гребень дамбы и берма каналов должны назначаться с учетом полной ширины гусеничного (пневмо-колесного) хода, устойчивой и безопасной работы машины.

Соблюдение этих трех условий упростит технологический процесс очистки сети, сделает его реальным и ускорит внедрение комплексной механизации в практику эксплуатационных работ и самое главное позволит полностью вытеснить тяжелый ручной труд.

Применение на очистке каналов общестроительных машин, к которым относятся одноковшовые экскаваторы, не позволяет в ряде случаев удалять наносы без расширения канала, за счет срезки грунта с откосов, при подтягивании ковша перед подъемом к универсальной наводке. Так, например, если фактическая удельная кубатура наносов на дне дрены в среднем составляет не более $0,5 \text{ м}^3/\text{пог.м}$, то объем земляных работ, разрабатываемый с единицы длины канала при очистке его драглайном, достигает $2-2,5 \text{ м}^3/\text{пог.м}$, т.е. в 4-5 раз больше. Следовательно, создание специальных очистных машин и условий для их работы ко всему прочему, значительно уменьшит объемы очистки.

В.Н.БЕРДЯНСКИЙ, Ф.Ф.БЕГЛОВ, А.Н.МИРСАГАТОВ

ТЕХНОЛОГИЯ И МЕХАНИЗАЦИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГОНЧАРНЫХ ДРЕНАЖНЫХ ТРУБ С ФАСКАМИ

В 1957 г. Главголодностепстроем, институтом Сред-азгипроводхлопок и САНИИРИ предложено соединять дренажные трубы между собой с помощью конических фасок. Это связано с необходимостью автоматизировать при укладке центровку труб относительно друг друга и требует создания непрерывной, с замковыми стыками конструкции всей дренажной линии. Для осуществления этого предложения на обоих концах каждой дренажной трубы нужны конические фаски, причем с одной стороны наружная, с другой — внутренняя (центральный угол заточки принят равным 90°).

Для строительства дрен запроектировано использование низконапорных асбоцементных труб длиной 33 см. Так как государственный стандарт предусматривал выпуск асбоцементных труб только трех- и четырехметровой длины, их пришлось разрезать на требуемые отрезки и одновременно обтачивать фаски. В 1958 г. перешли к строительству закрытых дрен на сравнительно большом участке (4-е отделение совхоза "Фархад" в Голодной степи), и потребовалось большое количество дренажных труб. Разрезку их и обточку фасок организовали прямо на Беговатском цементном заводе — изготовителе и поставщике асбоцементных труб. Завод охотно взялся за эту работу, так как у него появлялась возможность рационально использовать отходы (брак) производства.

В 1961 г. работники строительно-механизированного управления № 5 системы Главголодностепстроя разработали и изготовили специальный станок для резки длинных асбоцементных труб с фасками. Одновременно с резкой на этом станке производится обточка фасок, наружной и внутренней.

В 1961 г. в связи с пуском Янгиерского завода в строительстве дренажа начали применять гончарные трубы. Они выпускались с прямыми торцами, однако первое время их приходилось укладывать вручную, хотя от этого страдала целостность всей дренажной линии труб и центровка их относительно друг друга, особенно в неустойчивых и водонасыщенных грунтах, где не всегда можно было гарантировать сохранение хорошей стыковки труб. Поэтому отдел механизации САНИИРИ провел исследовательско-конструкторскую работу по изготовлению гончарных труб с коническими фасками. В результате обнаружено, что технически наиболее удобно, просто и дешево делать фаски на сырых трубах, в процессе их выпрессовки. На трубных прессах, например, эту операцию удобнее всего производить одновременно с резкой. При изготовлении труб штамповкой эта операция хорошо совмещается с соответствующим изменением конструкции прессформ.

Для поделки фасок на трубных прессах разработаны две схемы оборудования, с помощью которых за один прием можно получить на отрезанной части наружную фаску, а на оставшейся в прессе — внутреннюю. Кроме того, еще две схемы предусматривали использование для поделки фасок способ прессования в формах.

Однако дальнейшие эксперименты были направлены на разработку технологии и создание оборудования для поделки фасок на гончарных трубах, производимых на вертикальных прессах (тип СМ-48) Янгиерского завода гончарных дренажных труб.

В 1962 г. были начаты исследования по поделке конических фасок на гончарных дренажных трубах в Центральном научно-исследовательском институте механизации и электрификации сельского хозяйства (ЦНИИМЭСХ) нечерноземной зо-

ны СССР. В сентябре 1963 г. на очередной научно-технической конференции института демонстрировалась в полевых условиях работа опытного образца станка-полуавтомата для одновременной обточки наружной и расточки внутренней конических фасок, однако, по нашему мнению, этот способ непригоден, так как при расточке внутренней фаски, даже при очень малых подачах труба ломается, при обточке же наружной фаски центральный угол конуса практически не удается получить менее 120° по той же причине. Следует учесть еще очень быстрый износ режущего инструмента.

Экспериментальные работы по механизации поделки фасок на дренажных гончарных трубах проводились и Латвийским научно-исследовательским институтом гидротехники и мелиорации в 1962-1963 гг. Там избрали другой способ — обрезку фасок на трубах до их обжига. Для этого разработали специальный станок. Режущим инструментом в нем служит струна, натянутая под нужным углом к оси вращения трубы. Этот установочный угол определяется половиной центрального угла конической фаски. Обрезка фасок производится путем продольной подачи инструментальных головок, оси шпинделей которых и обрабатываемая труба располагаются на одной линии. Качественный срез удавалось получить для центрального угла не меньше 110° . Эта операция производилась после предварительного "подвяливания" гончарных труб. Сушили и обжигали трубы после поделки фасок. Качество готовых труб получалось хорошим.

Над вопросами поделки конических фасок на гончарных дренажных трубах и соединения их между собой работают многие организации, в том числе институты СевНИИГим, АзНИИГим и др.

Некоторые научно-исследовательские и конструкторские организации, занимаясь проблемой надежного стыкования дренажных труб, пошли по пути создания новых конструк-

ций самих труб. Так, ГСКБ по ирригации Главсредазирсовхозстроя предложена гончарная дренажная труба длиной 0,7 м, в которой для стыкования с одного конца предусмотрен раструб с центральным углом 30° , а с другого — аналогичный наружный конус. Для инфильтрации воды в трубу на ее цилиндрической части предусмотрена перфорация по $1/3$ окружности с общей площадью 45 см^2 . Положительное здесь — прочное соединение труб между собой. Однако по всем другим показателям они хуже труб с коническими фасками: не технологичны в изготовлении и механизированной укладке, линия получается настолько жесткой, что при незначительных просадках трубы ломаются, в эксплуатации такие трубы значительно быстрее заиливаются, и, кроме того, удельный расход материала и стоимость 1 пог.м на 30% больше.

Проанализировав все сделанное в этом направлении научно-исследовательскими и конструкторскими организациями, отдел механизации САНИИРИ счел необходимым вести дальнейшую работу в направлении разработанной им технологии. Ниже описаны образцы оборудования для поделки фасок при разрезке труб, разработанные САНИИРИ для промышленных условий.

Оборудование представляет собой устройство, устанавливаемое на пресс для формовки труб непосредственно у мундштука с помощью несущего кольца I, на котором собирается весь режущий аппарат (рис. I). К этому кольцу на шести шпильках I2 через распорные втулки 4 подвешивается неподвижное опорное кольцо — платформа I0 с бегунковой дорожкой. На бегунковую дорожку через шарики I4 опирается и вращается на них планшайба 8 с укрепленной на ней инструментальной головкой и зубчатым венцом. В головке имеется шлицевая втулка I8, в которой перемещается шпиндель I5 с резцедержателем I6 и резцом I7. Для реза шпиндель перемещается подъемом управляемого кольца подачи II, по которому катится ролик I9, сидящий на конце шпинделя. Управление

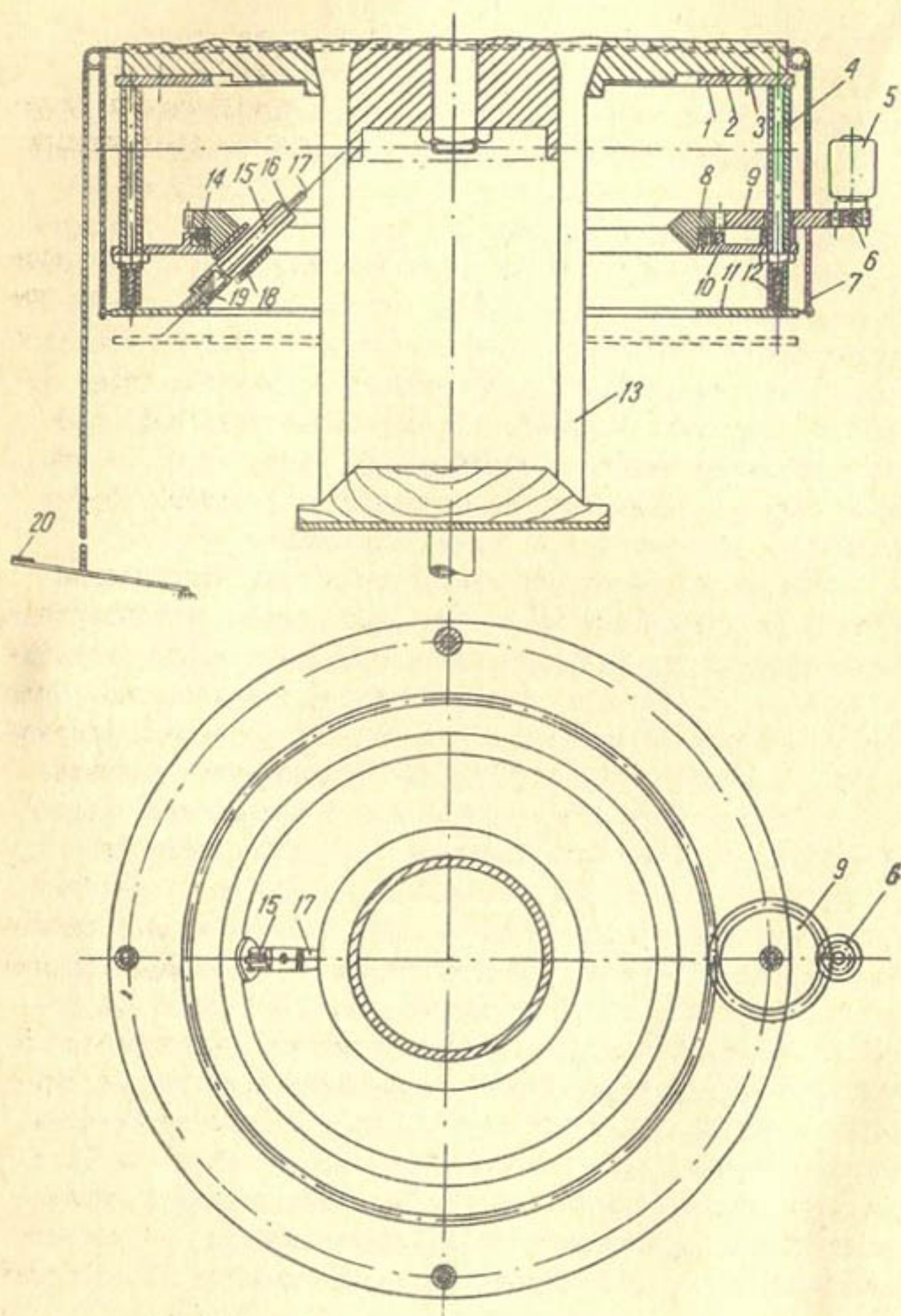


Рис. I. Оборудование для резки гончарных труб с фасками.

резом или подачей можно заблокировать с пуском и остановкой пресса и осуществлять с помощью педали 20 через тросовую подвеску 7. Привод вращения на планшайбу осуществляется от индивидуального электродвигателя 5, через шестеренчатый редуктор 6, 9, 8.

Работает это устройство таким образом: после выпрессовки трубы нужной длины нажимается рычаг 20, благодаря чему одновременно останавливается работа шнека пресса, включается привод режущего аппарата и происходит подача резца. При возврате рычага в его первоначальное положение все переключения происходят в обратном порядке и оборудование возвращается в исходное состояние. Отключается подача и привод вращения инструментальной головки, снимается готовая труба, включается шнек пресса и производится выпрессовка очередного отрезка трубы. На этом цикл заканчивается.

Нарезанные трубы в вертикальном положении устанавливаются на специальных поддонах на вагонетки для сушки. Поддоном служат профильные кольца (под наружную фаску), предохраняющие торец трубы от смятия. Обжигают трубы с фасками в обычном порядке.

Вторая схема представляет собой устройство, в котором для резки гончарных труб с фасками используются специальные профильные ножи. Оно также предназначено для установки на вертикальный трубный пресс. Остов устройства — кольцо с четырьмя перпендикулярно приваренными к нему кронштейнами. С помощью четырех шпилек остов крепится на прессе. На кронштейны устанавливаются инструментальные головки, каждая из которых монтируется на своем основании. Инструментальная головка представляет собой шпиндель, совершающий возвратно-поступательные движения вдоль своей оси в двух направляющих опорах с гладкой и шлицевой втулкой. Каждая втулка прикрепляется к опоре и вместе с ней к основанию

двумя шпильками. Точность установки опор достигается контрольными штифтами. На одном конце шпинделя приваривается резцедержатель, а на другом нарезается резьба и на него навинчивается втулка, с помощью которой регулируется натяжение возвратной пружины. Последняя одним концом упирается в переднюю опору и постоянно оттягивает шпиндель в крайнее заднее положение. Подача шпинделя вперед производится поршнем рабочего цилиндра, который с помощью двух болтов крепится к тому же основанию. На резцедержатель укрепляется нож.

Работает система под действием гидро- или пневмо- давления, которое в конкретных условиях (Янгиерский завод гончарных дренажных труб) предполагалось осуществить от индивидуальной установки с электроприводом. Выдавливаемая из мульды пресса труба принимается на столик. После выхода трубы необходимой длины прекращается подача валюшки путем остановки шнека пресса. Рычаг, отключающий работу шнека, заблокирован с золотником, включающим подачу рабочего тела в исполнительные цилиндры. Все четыре цилиндра питаются от одного коллектора через патрубки и поэтому срабатывают одновременно. Поршни исполнительных цилиндров давят на шпиндели, и они вместе с резцами перемещаются к оси трубы.

Рез заканчивается, когда все четыре резца сойдутся на керне мундштука пресса. При этом на конце отрезанной трубы получается наружная фаска, а на оставшейся части — аналогичная внутренняя. Форма обеих фасок получается подобной форме резцов, т.е. усеченного конуса, малый диаметр которого равен внутреннему диаметру трубы, а диаметр основания — наружному. Когда труба отрезана, поддерживающий столик опускается, труба снимается, рычаг управления переводится в первоначальное положение и вся система возвращается в исходное состояние в порядке, обратном описан-

ному выше.

Но прежде чем приступить к разработке специального оборудования для резки гончарных труб с фасками, необходимо было решить ряд вопросов технологического и производственного характера: поведение кромки фаски сырой трубы при выпрессовке, при установке ее на поддон для сушки, при транспортировании и, наконец, при обжиге.

Для этого провели опыты (в июне и сентябре 1962 г.) в производственных условиях Янгиерского завода.

В первой серии опытов подготовили 120 труб с фасками (100 штук из сырого материала и 20 из предварительно просушенного). Фаску нарезали вручную с одного конца трубы, второй оставляли ровным. На половине сырых труб нарезали наружную фаску, на остальных – внутреннюю. Сушили их на решетчатых поддонах, причем 50 труб ставили на ровный торец и 50 – на торец с фаской. Сравнение обеих партий давало полное представление об относительном состоянии ровных торцов и торцов с фаской при различной ориентации их на всех технологических операциях. Опыт с предварительно просушенными трубами тоже преследовал цель получить данные о возможности и целесообразности поделки фасок на данной ступени технологического процесса.

Труб было изготовлено 20 штук, по 10 с наружной и внутренней фасками. Обжиг они проходили на вагонетках с разной ориентацией.

После сушки и транспортировки отбраковали 23 трубы, из них 14 с помятой и полностью испорченной фаской (девять с внутренней и пять с наружной), восемь – с недопустимо сильным вмятием прямых торцов и одну с трещиной во всю длину. Такой большой брак по смятию торцов прямых (16%) и с фаской (28%) объясняется тем, что решетчатая конструкция поддонов, применяемых для сушки труб на вагонетках, была выбрана неправильно. Это подтвердилось

и при проверке серийных труб, где процент труб со смятыми торцами был еще больше (29,3%, из них 17% с недопустимо помятыми). Проверка и подсчет сделаны на двух вагонетках с общим количеством 180 труб.

Другого рода деформаций фаски на трубах во время сушки не наблюдалось, точнее, они не выходили из ряда обычных и свойственных трубам с прямыми торцами.

На обжиг были загружены все 120 труб одновременно. Разместили их на двух вагонетках, которые установили в печи через одну с вагонетками серийных труб. Ориентация труб на вагонетках была такой же, как и при сушке.

При сопоставлении экспериментальных труб с серийными, прошедшими обжиг на двух соседних вагонетках, установлено:

механических повреждений прямых торцов и торцов с фасками нет;

сгорания или оплавления острых кромок торцов с фасками не произошло;

качество обжига труб с наружной и внутренней фасками, ориентированных вверх и вниз, одинаково;

деформации круга с прямым торцом и с фасками находятся в норме обычных деформаций;

наличие фаски не влияет на образование трещин;

качество обжига и форма фасок, сделанных на сырых и предварительно просушенных трубах одинаковы.

В сентябре 1962 г. опыт повторили по той же методике, только с меньшим количеством образцов и с применением листовых поддонов при сушке труб. Внутренние и наружные фаски (по 15 штук) нарезали на сырых трубах. Вместе с ними на сушку поставили контрольную партию труб с прямыми торцами (60 штук) на поддонах решетчатой конструкции.

По окончании сушки обнаружено: опытные трубы (6 штук), стоявшие на ровном торце, не испытали видимых

деформаций; на торцах всех серийных труб остались ясные (от 2 до 9 мм) отпечатки реечного поддона. С большими деформациями (более 5 мм) насчитывалось 32 трубы (53,5%), хотя все они по нормам завода не выходили за рамки товарной кондиции; на кромках всех фасок отмечено смятие, причем на наружной большее. Площадка смятия достигала 2-4 мм, однако от этого фаска в целом своей формы не теряла; других деформаций труб опытных и серийных не было.

После обжига ни на опытных, ни на серийных трубах не было каких-либо выходящих из нормы изменений, оплавления кромок.

На основании эксперимента можно сделать следующие выводы:

1. Наиболее легко изготовить фаску на сырых трубах.
2. Фаска на трубах, предварительно просушенных, при транспортировке и других операциях не деформируется и не ломается.
3. Для сушки и транспортировки труб с прямыми торцами следует применять листовые перфорированные поддоны.
4. Для транспортировки и сушки труб с фасками, лучше применять поддоны с профильными кольцами, хотя это необходимо проверить еще в производственных условиях.
5. Наличие фасок не влияет на режим и качество обжига труб.
6. Острые кромки фасок при обжиге труб не сгорают и не оплавляются.
7. Наличие фасок не увеличивает деформации круга труб.

Таким образом, проведенные опыты доказали, что фаски на гончарных дренажных трубах можно делать в процессе формовки на вертикальных трубных прессах одновременно с разрезкой их на части. Исходя из этого, отдел механизации САНИИРИ разработал оборудование для резки труб с фасками.

В качестве рабочего тела ко второй схеме оборудования мы использовали жидкость и воздух. В связи с этим для привода режущего аппарата применили два варианта силовых установок: гидро- и пневмоэлектрическую. На первых же шагах испытания оборудования стало ясно, что все преимущества на стороне пневмоэлектрического варианта.

Пневмоэлектрическая силовая установка разработана нами на базе серийных передвижных компрессоров марки О-39А, где в 3 раза была увеличена емкость ресивера и добавлен узел, автоматизирующий работу установки в пределах заданных давлений. Работу автоматики и установки в целом можно проследить по рис.2. Связывающим звеном электро- и пневмосистем является пневмоэлектрическое реле ПР, включение и отключение которого регулируется на заданные пределы максимального и минимального давлений с помощью гаек 7 и 8. Двигатель подключается через контактор с контактами K_2 , K_3 и K_4 , которые управляются катушкой К.

Род работы компрессора определяется положением переключателя ПК. Им можно включить автоматическую работу установки либо, с управлением кнопочной станцией СТ, - вручную. При включении схемы на автоматический род работы с помощью кнопки "пуск" производится только запуск, а все последующие включения и отклонения пускателя происходят под командой пневмореле, контакты которого включаются и отключаются при достижении давления в ресивере соответственно настроенных "минимума" и "максимума". Для управления режущим аппаратом в пневмосистеме использован секционный золотниковый распределитель от экскаваторных гидросистем.

В процессе первых опытов установлен диапазон рабочих давлений в системе. Собственно говоря, в опытах определялся только минимум этого давления - необходимого и достаточного для перерезания трубы, а его максимум зави-

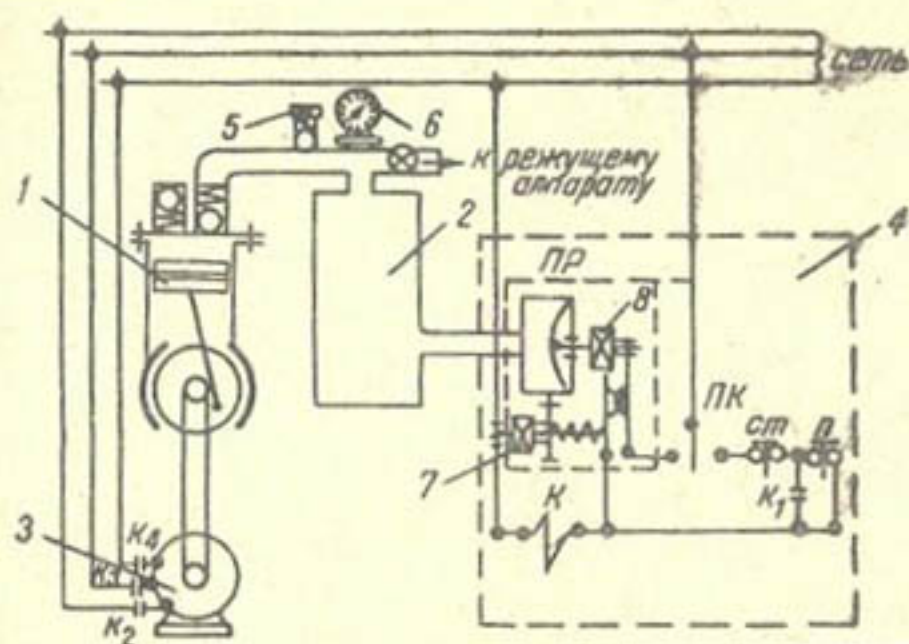


Рис.2.Схема силовой пневмоэлектрической установки.

сел от параметров примененной компрессорной установки.

Методика установления минимума давления заключалась в том, чтобы уловить границу в процессе резки трубы, когда ножи прекращают перерезать трубу. Каждый цикл опытов начинался с максимума и производился до искомой границы с постепенным стравливанием давления. Установлено, что для резки сырых гончарных труб диаметром 200x248 мм минимальное давление колеблется в пределах 4,5–5 ати. Это соответствует следующему удельному усилению резания нашей установки с включением сюда всех потерь на трение в рабочих цилиндрах, подшипниках шпинделей и самих ножей о разрезаемую трубу.

Рабочая площадь поршня цилиндра:

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 805 \text{ мм}^2;$$

усилие, создаваемое рабочим цилиндром на резце составляет:

$$P = P_n \cdot S_n = 5 \text{ кг/см}^2 \cdot 805 \text{ мм}^2 = 40,2 \text{ кг};$$

длина активной части режущей кромки резца —

$$\ell_p = \frac{\pi D}{4} = \frac{3,14 \cdot 200}{4} = 157 \text{ мм};$$

удельное сопротивление резанию отформованной на вертикальном прессе гончарной трубы —

$$P_p = \frac{P}{\ell_p} = \frac{40,2}{157} = 4,56 \text{ кг/см}.$$

На основании этого расчета и паспортных данных компрессорной установки рабочее давление было принято в пределах 5–7 ати. За каждый цикл работы режущего аппарата стравливалось по 0,2 ати в среднем, начиная от 0,1

при 7 ати, кончая 0,5 при приближении к 5.

Испытание оборудования в производственных условиях проводилось на Янгирском заводе гончарных дренажных труб в октябре 1962 г.

В процессе исследования работы оборудования установлено, что рез, выполняющийся на мульде, следует производить по возможности ближе к кромке схода трубы. В противном случае отрезанная часть трубы может зависать. Рабочее давление в системе для равномерности работы всех четырех ножей должно поддерживаться несколько выше расчетного минимума. Хорошая работа с равномерной подачей ножей получалась при давлении в цилиндрах от 6 ати и выше.

На поверхности среза наружной фаски трубы в местах схода ножей образуются рубцы в форме пирамиды с вершиной, направленной к оси, и основанием, лежащим на поверхности наружного цилиндра. При стыковании труб эти рубцы играют положительную роль в создании зазора, минимальная величина которого гарантируется высотой рубца (1-3 мм).

Качество среза получается посредственным из-за рваной кромки наружной фаски и остатков несрезанного грунта на внутреннем цилиндре внутренней фаски. Это происходит при неравномерном схождении ножей и плохой подгонке их. Компоновка оборудования на прессе получалась удачной, хотя и довольно сильно загромождала доступ к отрезанной трубе.

По материалам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

I. Оборудование в целом работоспособно, и после устранения выявленных дефектов и недостатков его можно внедрять в производство. Эта рекомендация поддержана решением Всесоюзного совещания по мелиорации засоленных зе-

мель Средней Азии и Азербайджана, состоявшегося в Ура-Тюбе (ТаджССР) 9-12 июня 1963 г.

2. Работу режущего аппарата следует рассчитывать на давление 7-10 ат и выше. В связи с этим следует за-проектировать в комплект оборудования другую компрессор-ную установку.

3. Использование воздуха в качестве рабочего тела оправдало себя всесторонне.

4. Для удобства и более точной настройки резцов целесообразно применить специальный шаблон - кольцо по форме среза. Такие кольца должны быть разными для раз-личных диаметров разрезаемых труб.

5. Узел каретки надо переделать, упростив крепле-ние ее к кронштейну.

6. Крепление ножей на резцедержателях конструк-тивно следует выполнить между двумя профилирующими план-ками, что придаст им более точную форму и большую жест-кость.

7. Необходимо решить вопрос о создании оборудова-ния для резки гончарных труб с фасками по принципиальной схеме (рис. I).

Отмеченные недостатки конструкции исследованного оборудования и рекомендации по некоторым технологическим приемам были учтены при изготовлении промышленного об-разца, который в модернизированном виде назван автоматом для резки гончарных труб с фасками и обозначен индексом АФ-1.

К октябрю 1965 г. был разработан и изготовлен экс-периментальный образец второго варианта модели оборудова-ния для резки труб с фасками. Новое оборудование также испытано на Янгиерском заводе гончарно-дренажных труб. Оно состоит из поворотной платформы, режущего аппарата и приемного поддона. Процесс формовки складывается из

следующих операций. К мундштуку поднимается приемный столик, оборудованный профильным поддоном, включается шнек прессы и производится формовка нужной длины трубы (в нашем случае 470 мм). Затем тем же рычагом шнек отключается и рукояткой включается режущий аппарат, который за один оборот нарезает у предыдущей трубы наружную фаску, а у последующей — внутреннюю.

Проведенные исследования показали:

1. Оборудование для одновременной резки гончарных дренажных труб с фасками, разработанное СНИИРИ, является простым, работоспособным и производительным.

2. Технологический процесс изготовления гончарных дренажных труб с фасками может быть принят заводом для серийного производства, для чего заводу необходимо проделать известную работу по подготовке и настройке технологического оборудования.

3. Качество труб с фасками при налаженном серийном производстве по всем показателям можно ожидать лучшим или, во всяком случае, не хуже качества труб с раструбом.

4. Выпуск гончарных труб с фасками будет рентабельнее и для завода и для строительных организаций, применяющих их в строительстве.

Переход от раструбных труб к фасочным может дать экономический эффект примерно в 20–25% благодаря возможности дополнительного изготовления труб из сэкономленного материала и снизить стоимость 1 пог.м трубы на 45%.

В.Н.БЕРДЯНСКИЙ, А.Г.БУССЫЛЬ

О ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬСТВА ГЛУБОКИХ ЗАКРЫТЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДРЕН

Разработка любого комплекса машин должна основываться на прогрессивной технологии выполняемых работ, которая во многом предопределяет качество, темпы и стоимость строительства.

В настоящей статье освещается один из важнейших, по нашему мнению, вопросов — выбор наиболее рациональной технологии комплексно-механизированного строительства глубоких закрытых горизонтальных дрен из труб с круговой фильтрующей засыпкой.

При разработке специальных машин для строительства горизонтального закрытого дренажа научно-исследовательские и проектные организации придерживаются в основном двух технологий: технологии с профилировкой трассы и без нее, отличающихся одна от другой составом основных операций и способом их выполнения.

Мы приводим сравнительную оценку этих технологий по следующим показателям:

- а) обеспечение высокого качества строительства и надежности выполнения технологического процесса;
- б) сложность конструкции специальных машин и надежность их работы;
- в) производительность машин и темп строительства;
- г) стоимость строительства.

Первая технология предусматривает предварительную подготовку пути дреноукладчика по заданному профилю и укладку дрены в траншею, отрываемую на неизменяемую глубину (рис. I). Для выполнения этой работы необходимо и достаточно иметь две специализированные машины — для планировки

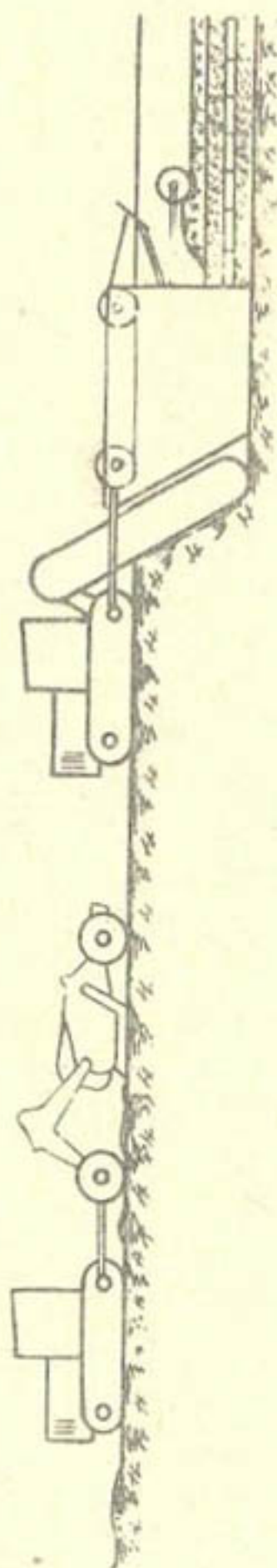


Рис. I.

трассы и прокладки дрены /I/.

По второй технологии разработка траншей и укладка дрены осуществляются дреноукладчиком, движущимся по неспрофилированному пути и обеспечивающим требуемый уклон дренажной линии за счет непрерывного регулирования глубины копания и укладки труб (рис.2). Для выполнения этой технологии наличие работоспособного автомата уклона, управляющего рабочими органами дреноукладчика, является условием необходимым, но не достаточным. Не во всякий рельеф местности можно вписаться с конкретной характеристикой дреноукладчика (наибольшей и наименьшей глубины копания), и тогда появляется необходимость в предварительной планировке, — исправлении макронеровностей по трассе. При этой технологии необходимо также учитывать поперечный рельеф по трассе, в связи с чем, очевидно, будут предъявляться дополнительные требования и к дреноукладчику и к автоматам, управляющим положением рабочих органов в продольном и поперечном направлениях.

О надежности выполнения технологического процесса и качестве строительства можно судить, если рассматривать строительство закрытой дрены как производство скрытых работ. Действительно, глубокие дрены с круговой непрерывной фильтрующей засыпкой укладываются одновременно с рытьем траншей. Это делается для того, чтобы за один прием уложить трубы с фильтром, предотвратить возможность засорения околотрубной полости грунтом и избежать опасности обрушения стенок траншеи, которое может вызвать искажение профиля или вообще исключить возможность укладки дрен. При выполнении этих работ по первой технологии и при всех прочих равных условиях можно гарантировать, что продольный профиль дренажной линии будет не хуже профиля пути.

Следует отметить, что точность планировки пути диктуется не только допустимыми проектными отклонениями

дренажной линии труб, но и типом применяемого дреноукладчика. Так, наилучшие показатели качества работы всегда отмечены у прицепных машин, хуже — у полунавесных, и недопустимо плохие — у навесных. Это объясняется в общем расположением и соотношением плеч навески рабочих органов машины по отношению к опорным поверхностям двигателя, или, точнее, к его центру тяжести /2/. Продольный профиль укладываемой дрены всегда лучше профиля пути, если работы ведутся при использовании широкоизвестных прицепных и полунавесных дреноукладчиков типа Д-25I, Д-30I и Д-30IM.

Профиль дна траншеи, выполняемый роющим органом базовой машины этих дреноукладчиков, получается несколько хуже профиля спланированного пути. Однако на движущемся вслед за роющим органом прицепном укладываемом оборудовании, имеющем достаточно большую базу, установлен зачистной багмак-планировщик, который выравнивает профиль дна траншеи точно параллельно профилю пути дреноукладчика. В результате отсыпки на дно траншеи фильтра и разравнивания его планировочным ножом, установленным между осями опорных колес прицепного оборудования, создается основание для укладки труб с продольным профилем лучшим, чем профиль пути. Процесс укладки фильтра и труб происходит при поступательном движении прицепного оборудования без заметных вертикальных перемещений его. Все это обеспечивает безукоризненное качество укладки дренажной линии.

В процессе строительства по второй технологии, совмещающей операции по прокладке дрены и выдерживанию заданного уклона приходится иметь дело с тяжелым агрегатом, в котором при поступательном движении должны постоянно регулироваться по глубине роющий и укладываемый рабочие органы. При выполнении работ навесной машиной (например, тип дреноукладчика Д-658 конструкции ВНИИЗеммаш) даже при плавающей навеске, базовая машина с жесткой гусеницей будет иметь в

работе мгновенные центры вращения, относительно которых скорость перемещения рабочих органов всегда будет опережать реакцию следящей системы.

Оценивая обе технологии с точки зрения возможности обеспечения требуемого качества строительства, нетрудно доказать, что при работе по первой технологии дефекты продольного профиля могут получаться только при планировке пути. Эти дефекты легко обнаружить при контроле поверхности пути инструментальной съемкой и ликвидировать до начала работы дреноукладчика, который допускается к работе лишь после приемки профиля его пути. При устранении таких дефектов бросовыми будут лишь трудовые затраты. Дефекты же, допущенные при работе по второй технологии, влекут за собой потери не только больших трудовых затрат, но и затрат на уложенные дорогостоящие материалы (трубы, фильтр). Исправить дефект продольного профиля уложенной дрены очень трудно, не говоря уже о том, что обнаружить его можно только при тщательной нивелировке самой трубчатой дренажной линии с предварительным вскрытием верхних слоев фильтрующей засыпки.

Таким образом, для обеспечения высокого качества строительства и надежности выполнения технологического процесса целесообразнее применять первую технологию с расчлененными операциями планировки пути и укладки дрены.

Средства для создания автоматически управляемых рабочих органов более просты, надежны и стабильны в работе у машин с меньшим количеством контролируемых и управляемых точек. При первой технологии контролируется одна точка рабочего органа планировочной машины, а дреноукладчик работает без регулирования рабочих органов; при второй — дреноукладчик имеет два рабочих органа (роющий и укладывающий), требующих раздельного и совмещенного управления, причем только на укладывающем рабочем органе

имеется не менее трех контрольных точек, способных перемещаться с различными скоростями и амплитудами, а, следовательно, по разному регулируемых. Положения рабочих органов такого дреноукладчика должны регулироваться непрерывно, в зависимости от рельефа местности, при этом система автоматического регулирования должна в известной степени быстро реагировать на все отклонения рельефа, что создает значительные осложнения при разработке динамически устойчивой системы.

Специальная планировочная машина, проектируемая для использования в первой технологии, с расположением рабочего органа впереди движителя, а это, как показали исследования САНИИРИ, наиболее целесообразная ее компоновка, движется по уже спланированной поверхности (рис.3) и работа системы автоматического регулирования сводится к периодическому корректированию случайных отклонений. Динамическая устойчивость системы автоматического регулирования рабочего органа такой машины получается высокой.

Теоретическими исследованиями установлено, что для автоматического управления рабочими органами дреноукладочных и подобных им машин требуется разработка специальной навески рабочих органов, так как применявшаяся до сих пор (например, на дреноукладчике Д-658) не отвечает предъявляемым к таким механизмам требованиям.

Более того, практика показывает, что такие тяжелые машины как дреноукладчики, даже при наличии автоматов управления, требуют, хотя и грубой, предварительной планировки трассы /3/.

На основании изложенного можно утверждать, что первая технология с расчлененными операциями и с технической стороны исполнения машин и систем управления проще и надежнее.

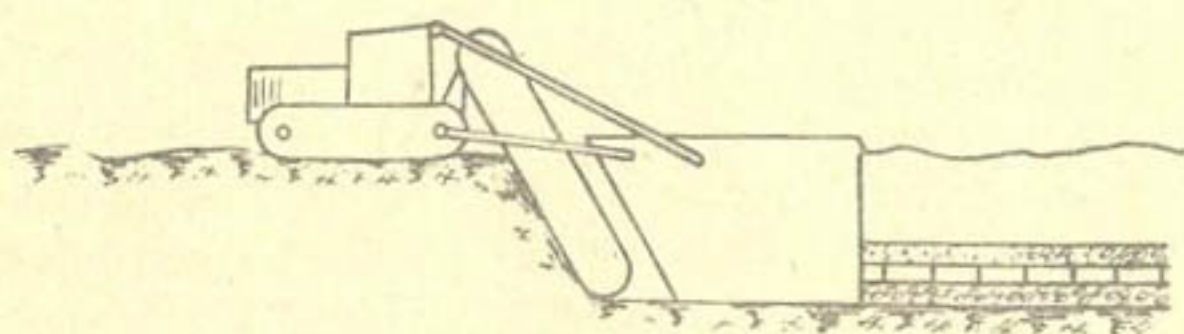


Рис.2.

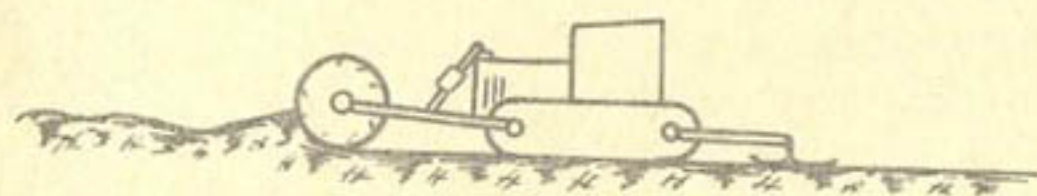


Рис.3.

При сопоставлении и анализе технико-экономической целесообразности двух рассматриваемых технологий выявлено, что за счет срезки широкой полосы грунта при планировке первая технология требует выполнения большего удельного объема земляных работ на величину

$$\Delta V = (B_K - B_T) h_c \ell \text{ м}^3, \quad (I)$$

где B_K — ширина корыта, м;
 B_T — ширина траншеи, м;
 h_c — глубина срезки, м;
 ℓ — длина корыта, м.

При второй технологии за счет рытья увеличенной на величину h_c глубины траншеи снижается линейная производительность дренаукладчика на величину

$$\Delta \Pi_A = \frac{\Pi_o}{B_T H_T} - \frac{\Pi_o}{B_T H_a}$$

или, после преобразования,

$$\Delta \Pi_A = \Pi'_A \frac{h_c}{H_a}, \quad (2)$$

где Π_o — объемная производительность по грунту, м³/час;
 H_a — абсолютная глубина траншеи от дневной поверхности земли, м;
 H_T — глубина траншеи от спланированного пути, м;
 Π'_A — линейная производительность дренаукладчика при рытье траншеи на глубину H_T , м/час.

Из формулы (2) следует, что величина уменьшения производительности дренаукладчика прямо пропорциональна глубине срезки и обратно пропорциональна глубине траншеи. Это уменьшение может изменяться от нуля (при $h_c = 0$) до номинальной производительности дренаукладчика (при $h_c = H_a$).

Оценка технологий по производительности машин показывает, что во всех случаях, когда линейная производительность планировщика больше или равна линейной произво-

дительности дреноукладчика, т.е. когда $\Pi_{л.пл.} > \Pi_{л.др.}$, темп строительства будет определяться производительностью ведущей машины — дреноукладчика и преимущества оказываются на стороне первой технологии с расчлененными операциями.

При условии, если $\Pi_{л.пл.} < \Pi_{л.др.}$, практически выгоднее может оказаться вторая технология, так как в этом случае планировщик сдерживает темпы работы ведущей машины.

Однако эти условия остаются справедливыми только для комплексов, включающих лишь на одной машине, в то время как может оказаться целесообразным использование комплекса, например, из трех планировщиков и двух дреноукладчиков. Окончательным критерием в подобных случаях будет последующая экономическая оценка.

Для оценки обеих технологий по стоимости строительства, обозначив через "С" стоимость I пог.м уложенной дрены, рассмотрим три возможных случая соотношений:

$$C' = C'', \quad (3)$$

$$C' < C'', \quad (4)$$

$$C' > C'', \quad (5)$$

показывающих соответственно равные стоимости (3), стоимости с преимуществом у первой (4) и у второй (5) технологий. Значки "штрих" и "два штриха" здесь и в дальнейшем обозначают соответственно первую и вторую технологии.

Рассмотрим уравнение (3). В нем стоимость единицы продукции по первой технологии

$$C' = C'_{пл} + C'_{др},$$

где $C'_{пл}$ — стоимость I м спланированного пути;

$C'_{др}$ — стоимость строительства I м дрены дреноукладчиком по первой технологии;

$C' = C''_{др}$ — стоимость I м дрены, уложенной дреноукладчиком, работающим по второй технологии с совмещенными операциями.

Расшифровывая значение приведенных величин, получим

$$C' = \frac{C'_{н-см.пл}}{\Pi'_{см.пл}} + \frac{C'_{н-см.др}}{\Pi'_{см.др}};$$

$$C'' = \frac{C''_{н-см.др}}{\Pi''_{см.др}};$$

где $C_{н-см}$ — стоимость одной машино-смены;
 $\Pi_{см}$ — линейная сменная производительность, а индексы "пл" и "др" обозначают соответственно "планировщик" и "дреноукладчик".

Подставляя значения величин в уравнение (3), получим

$$\frac{C'_{н-см.пл}}{\Pi'_{см.пл}} + \frac{C'_{н-см.др}}{\Pi'_{см.др}} = \frac{C''_{н-см.др}}{\Pi''_{см.др}}. \quad (6)$$

На основании (2) можно считать, что

$$\Pi''_{см.др} = \Pi'_{см.др} \left(1 - \frac{h_c}{H_o}\right). \quad (7)$$

Подставив значение $\Pi''_{см.др}$ из (7) в уравнение (6) и преобразовав его, получим:

$$\frac{C'_{н-см.пл}}{\Pi'_{см.пл}} + \frac{C'_{н-см.др}}{\Pi'_{см.др}} = \frac{C''_{н-см.др}}{\Pi'_{см.др}} \cdot \frac{H_r}{H_o}. \quad (8)$$

Решая уравнение (8) относительно стоимости машино-смены дреноукладчика, работающего по второй технологии, получим

$$C''_{н-см.др} = \left(C'_{н-см.пл} \frac{\Pi'_{см.др}}{\Pi'_{см.пл}} + C'_{н-см.др} \right) \frac{H_r}{H_o}. \quad (9)$$

Анализ данного выражения и аналогичное исследование неравенств (4) и (5) показывают, что работа по второй технологии может быть экономически выгодной тогда, когда

$$C''_{н-см.др} < (C'_{н-см.пл} \frac{\Pi'_{см.др}}{\Pi'_{см.пл}} + C'_{н-см.вр}) \frac{H_T}{H_a} \quad (10)$$

при этом, чем больше глубина срезки, т.е. чем меньше отношение $\frac{H_T}{H_a}$, тем выгоднее применение первой технологии с расчлененными операциями.

Если же учесть необходимость предварительной подготовки трассы (исправление макронеровностей) /3/, то выражение (10) примет вид:

$$C''_{н-см.др} < (C'_{н-см.пл} \frac{\Pi'_{см.вр}}{\Pi'_{см.пл}} + C'_{н-см.др} - C''_{н-см.пл} \frac{\Pi'_{см.вр}}{\Pi''_{см.пл}}) \frac{H_T}{H_a} \quad (11)$$

Для примера можно рассмотреть применяемые в настоящее время машины для строительства закрытого горизонтального дренажа по технологии с расчлененными операциями. Ими могут быть: скрепер типа Д-374А и дреноукладчик типа Д-25I или Д-30I. При переходе на технологию с совмещенными операциями эти машины можно заменить дреноукладчиком, оборудованным средствами, автоматизирующими его работу.

Применение второй технологии окажется экономически выгодным, если стоимость машино-смены нового дреноукладчика с автоматикой, определенная по формуле (9), будет меньше 37-40 руб.; а с учетом предварительной подготовки трассы, например, бульдозером типа Д-686, определенная по формуле (11) - меньше 30-35 руб.

Однако в наших рассуждениях при экономической оценке технологий не учитывалась оценка качества выполняемых работ, о которой речь шла выше. Кроме того, принимая во внимание отсутствие в настоящее время надежных и работоспособных систем автоматического управления рабочими органами дреноукладчика, применение сейчас технологии с совмещенными операциями, по нашему мнению, не имеет под собой реальной основы.

Все вышеприведенные суждения в равной степени можно распространить и на другие тяжелые и дорогостоящие машины, эффективность использования которых по той или другой технологии определяется соотношениями (9), (10) и (11). В частности, это можно сказать о машинах для строительства открытых каналов двухроторными экскаваторами типа ЭТР-122, а также оросительных лотков-каналов из сборного железобетона.

Считая доказанной рациональность технологии с расчлененными операциями, следует обратить внимание на то, что при этой технологии появится очень большой объем планировочных работ, для чего, по-видимому, целесообразно создание специальной машины, обеспечивающей разработку требуемого продольного и поперечного профиля трассы за один проход. Такая машина непрерывного действия с активным рабочим органом, расположенным перед двигателем, позволит наиболее просто автоматизировать управление ее рабочим органом, еще больше увеличить производительность, уменьшить стоимость работ и резко повысить качество строительства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технические указания по комплексно-механизированному строительству закрытого горизонтального дренажа, Ташкент, 1963.
2. Сергеев А.И. Рытье траншей и каналов с заданным уклоном дна, "Строительное и дорожное машиностроение", 1959, № 4.
3. Солнцев В.Г., Мануйлов Ю.Г. Комплексы машин для мелиоративных работ, "Строительные и дорожные машины", 1968, № 8.

П.Н.ПАК

ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ТИПА

Создание надежных, обладающих длительной работоспособностью подшипников для современных крупных насосов, перекачивающих воду с повышенным количеством речных наносов — одна из главных и наиболее трудных проблем при их разработке.

Вода рек Средней Азии имеет повышенную мутность, достигающую до $5-8 \text{ кг/м}^3$.

Все крупные вертикальные насосы, разработанные и изготовленные Уральским заводом гидромашин, имеют подшипники с водяной смазкой. На большинстве насосных станций Средней Азии для смазки подшипников подается вода, осветленная в специальных отстойниках технического водоснабжения, тем не менее со смазочной водой в подшипники попадают наносы крупностью в основном до $0,1 \text{ мм}$, которые интенсивно изнашивают вкладыши и валы.

Минимальная толщина смазочного слоя подшипников скольжения подсчитывается по известной формуле $/1/$

$$h_{\min} = d(1-\varepsilon)\psi,$$

где d — диаметр вала, м;
 ε — относительный эксцентриситет;
 ψ — относительный зазор подшипника.

Для насосов Кукмазарской насосной станции при максимальной удельной нагрузке 5 кг/см^2 (по данным Уралгидромаш) $h_{\min} = 0,014 \text{ мм}$, а при удельной нагрузке 1 кг/см^2 — $0,065 \text{ мм}$.

Твердые частицы, размеры которых более минимальной толщины смазочного слоя, будут изнашивать вкладыш подшипника и облицовку вала.

Уменьшить износ пары трения с водяной смазкой можно двумя путями:

1) Очистка смазывающей воды от твердых частиц размером менее минимальной толщины смазочного слоя. Этот способ требует отстойников очень больших размеров и значительных материальных затрат.

2) Создание подшипника, в котором взвешенные твердые частицы размером до 0,1 мм свободно будут проходить через зазоры. Такой путь является предпочтительным, так как износ пары трения в нем будет минимальным.

Одним из таких подшипников, по нашему мнению, является подшипник скольжения гидростатического типа, в котором давление, необходимое для уравнивания внешней нагрузки, обеспечивается внешним источником, например, насосом.

Так как толщина несущего слоя жидкости может быть задана нами заранее, то в смазывающей жидкости допустимо присутствие наносов; при условии:

$$d_n < (\delta - e),$$

где d_n — максимальный размер наносов, мм;
 δ — радиальный зазор подшипника, мм;
 e — абсолютный эксцентриситет подшипника, мм.

Для изготовления этих подшипников могут быть использованы любые материалы, допускающие на короткие отрезки времени полужидкостное трение. Это может быть при внезапном отключении вспомогательного насоса от энергоисточника, когда подшипник будет работать в режиме гидродинамической смазки.

Гидростатические подшипники обладают большими возможностями для их практического применения при разных скоростях вращения вала (даже равных нулю).

I. Принцип работы гидростатических радиальных подшипников

Поскольку вертикальный вал радиального подшипника может занять любое положение относительно вкладыша, то следует рассматривать по меньшей мере три направления приложения нагрузки, показанные на рис. I (типы I, II, III). При нагружении по типу I линия действия приложенной силы проходит через центр кармана, в случае II она проходит между центрами кармана и перегородки, а в случае III — по центру перегородки между соседними карманами.

Для простоты рассмотрим принцип работы радиального гидростатического подшипника с четырьмя камерами, нагруженного по типу I.

Вал вращается в неподвижной втулке, имеющей четыре камеры. В эти камеры через дроссельные диафрагмы подается жидкость под начальным давлением ρ_n . Когда эксцентриситет $e = 0$, давление жидкости во всех камерах подшипника будет одинаковым, так как истечение жидкости из всех камер будет также одинаково. В этом случае грузоподъемность гидростатического подшипника $F_p = 0$. Если под действием внешней нагрузки вал сместится от среднего положения, т.е. эксцентриситет $e \neq 0$, то в камере, к которой он приблизится, давление увеличится, а в противоположной — уменьшится. При этом смещении вала к камере I на величину e зазор δ уменьшится и станет равным

$h_{min} = \delta - e$, а в противоположной камере 3 зазор увеличится и будет $h_{min} = \delta + e$.

При новом зазоре h_{min} сопротивление истечению жидкости через торцовый зазор в зоне камеры I увеличится и одновременно расход жидкости через дроссельную диафрагму камеры I уменьшится, и поэтому уменьшится перепад давления $\Delta \rho_i = \rho_n - \rho_i$, т.е. давление в камере I увеличится,

приближаясь к ρ_n . Противоположный процесс происходит в камере 3.

При зазоре $h_{\max}$ в зоне камеры 3 сопротивление истечению жидкости через этот зазор уменьшится и расход через диафрагму камеры 3 увеличится, что приведет к увеличению перепада давления $\Delta\rho_3 = \rho_n - \rho_3$, т.е. давление в камере 3 уменьшится.

В результате повышения давления в камере I и понижения давления в камере 3 появляется восстанавливающая сила — грузоподъемность радиального гидростатического подшипника F_n . Для устойчивой работы подшипника необходимо, чтобы восстанавливающая сила F_n уравнивала внешнюю силу G при заданном эксцентриситете e , который заранее задается нами из условия $e < (d - d_n)$.

II. Существующие конструкции гидростатических подшипников

Гидростатический принцип смазки трущихся поверхностей впервые был продемонстрирован на промышленной выставке в Париже в 1878 году. Представленный экспонат состоял из массивного металлического куба, лежащего на металлической опорной площадке. Упряжка из шести сильных лошадей не могла сдвинуть куб с места, но стоило подать к контактной поверхности со стороны опоры под давлением масло, как он поднимался и держался в плавающем состоянии, и усилия одного человека было достаточно, чтобы сдвинуть его с места.

Первое практическое применение гидростатический упорный подшипник получил в 1900 году в паровой турбине Куртиса "Дженерал электрик компани" с вертикальным валом мощностью 5000 квт (рис.2). Трение в подпятнике этой турбины было столь мало, что после остановки она продолжала вращаться в течение 5 часов.

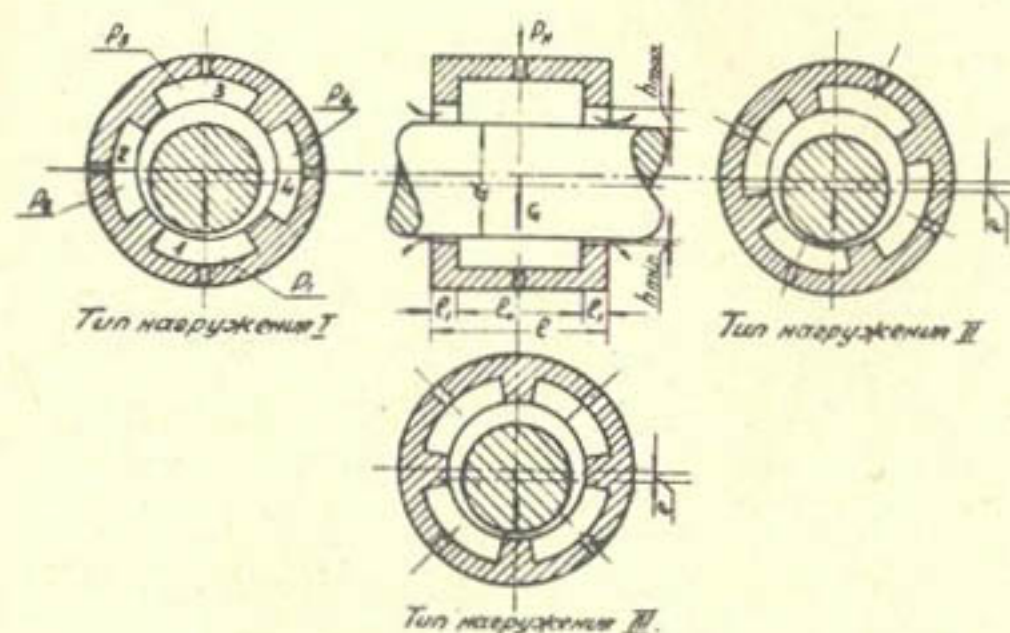


Рис. I. Расчетная схема радиального гидростатического подшипника с четырьмя камерами.

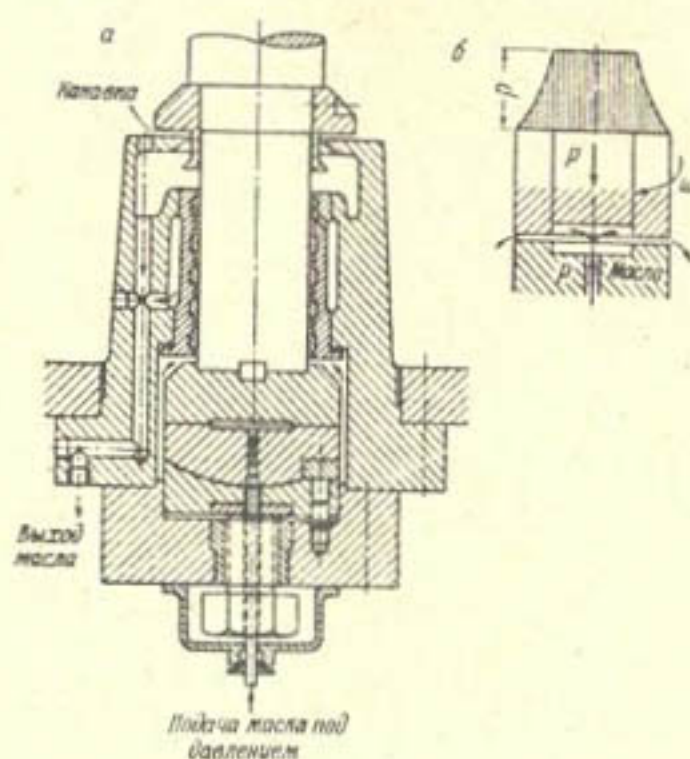


Рис. 2. Гидростатический упорный подшипник паровой турбины Куртис "Дженерал электрик компани":
а-разрез подшипника; б-передача давления в гидростатическом подшипнике.

Другим примером практического применения гидростатических подшипников может служить опорный подшипник телескопа с диаметром 5 м, установленным в 1948 г. в Монт Паломар (США). В случае применения в этом телескопе шариковых подшипников момент трения составил бы около 3000 кгм. Применение гидростатического подшипника, который работает на масляной смазке при давлении 25 кг/см^2 , позволило уменьшить мощность синхронного электродвигателя на телескопе до 60 вт /7/.

В гидравлических машинах гидростатические подшипники впервые применены в 1913 году в гидротурбинах электростанции Кеокук на р. Миссисипи /7/, имеющей 30 турбин с вертикальными валами по 10 тыс. л.с. каждая. Конструкция гидростатического упорного подшипника (подпятника) показана на рис. 3.

Для обеспечения безаварийной работы при остановке насоса, создающего давление масла в рабочей зоне, установлено 260 роликов диаметром по 70 мм каждый, которые в случае падения давления в гидростатическом подшипнике, работают, как подшипники качения.

Описания конструкций гидростатических радиальных подшипников для гидротурбин и крупных вертикальных насосов не встречается ни в иностранной, ни отечественной литературе.

В советском гидромашиностроении применяются гидростатические подшипники в насосах с горизонтальным расположением вала и в некоторых типах герметических насосов с вертикальным валом сравнительно небольшой мощности для перекачки агрессивных растворов и жидкостей в химической и атомной промышленности.

На рис. 4 показана схема расположения гидростатических подшипников на валу главных циркуляционных насосов атомной энергетической установки ледокола "Ленин" /3/.

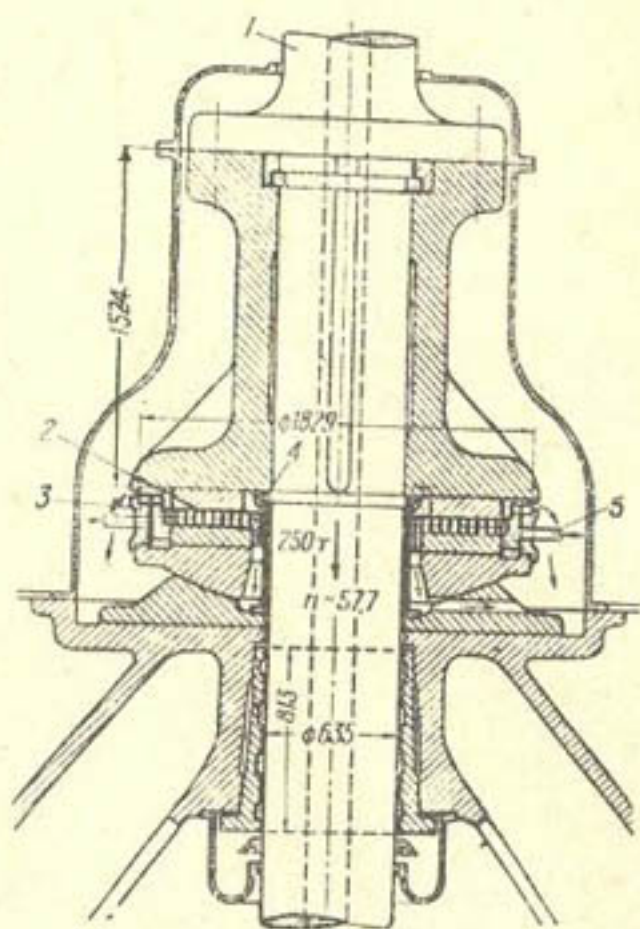


Рис.3. Гидростатический упорный подшипник для гидротурбины ГЭС Кеокук на р. Миссисипи: 1—вал генератора; 2—260 несущих роликов; 3—наружная дросселирующая поверхность; 4—внутренняя дросселирующая поверхность; 5—подача масла под давлением $12,5 \text{ кг/см}^2$.

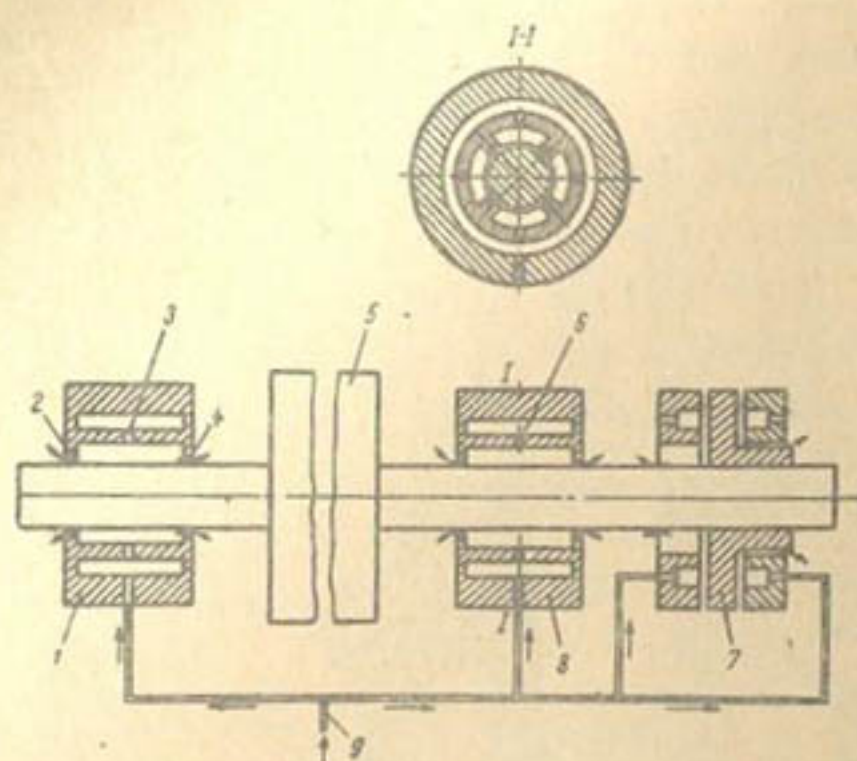


Рис. 4. Схема установки гидростатических подшипников в главном циркуляционном насосе реакторной установки ледокола "Ленин":
 1, 8—корпус радиально-опорного подшипника;
 2, 4—целевые выходные отверстия;
 3, 6—калиброванные отверстия на входе воды в камеры;
 5—ротор электродвигателя;
 7—упорный диск; 9—подвод воды.

Подшипники работают с 1957 года без ремонта и показали высокую эксплуатационную надежность.

На Калужском турбинном заводе применен двухсторонний подпятник с гидростатическим принципом работы на питательных насосах с горизонтальными валами /4/.

Одним из удачных примеров промышленного применения в СССР гидростатических подшипников является конструкция герметических вертикальных электронасосов /6/, серийно выпускаемых Московским насосным заводом им.М.И.Калинина. У этих насосов подшипники смазываются перекачиваемой агрессивной жидкостью, в которой содержатся твердые наносы размером до 0,1 мм.

В настоящее время в практике достаточно примеров применения гидростатических подшипников как для машин с весьма тяжелыми вращающимися частями, имеющими малые относительные скорости, так и для машин, станков и приборов с большими скоростями вращения динамических систем. Однако примеров удачного конструктивного решения гидростатических подшипников для вертикальных вращающихся валов больших диаметров еще мало.

Рассмотрим подробнее конструкции радиальных подшипников для вертикальных валов.

1. Гидростатический радиальный подшипник многокамерного типа. На рис.5 показана схема конструкции этого подшипника, принцип же работы описан выше.

Гидростатический подшипник подобного типа самобалансирующийся, он автоматически реагирует на изменение направления и величины внешней радиальной нагрузки C в пределах своей грузоподъемности F_n .

В нем подвод жидкости в камеры осуществляется по трубкам извне. Но есть примеры подвода жидкости через полый вал и дроссельные отверстия, просверленные в валу в зоне камер подшипника. Способ подвода жидкости к каме-

рам подшипника, как показали исследования Ленхимаша /6/, не оказывает существенного влияния на его грузоподъемность.

Данная конструкция подшипника является первой отечественной конструкцией, получившей применение в герметических насосах для химической промышленности.

2. Гидростатический радиальный подшипник с взаимно-обратным щелевым дросселированием. Эта конструкция (рис.6) разработана в ВИГМе В.В.Ивановым и К.С.Игнатьевым для герметических кислотных насосов /2/. Из полости с высоким давлением P_n жидкость поступает в полость I, откуда по полуспиральному каналу 2 попадает в камеру гидростатического подшипника 3.

Несущая способность подшипника создается следующим образом. При приближении вала к любой камере выходной зазор уменьшается и сопротивление вытеканию жидкости из этого кармана в область меньшего давления P_3 увеличивается; в то же время вследствие увеличения входного зазора, который находится в диаметрально противоположной стороне, уменьшается сопротивление поступлению жидкости в несущую камеру подшипника. В результате этого в несущей камере давление резко повышается, а в противоположной по диаметру — резко падает. За счет разности давлений $\Delta P = P_3 - P_1$ возникает взвешивающая сила F_n .

В подшипниках с взаимнообратным щелевым дросселированием входное и выходное дросселирование потока происходит в щелевых зазорах вокруг поверхности вала, что уменьшает возможность засорения входных отверстий.

Такая конструкция гидростатического подшипника может быть применена как для горизонтальных, так и для вертикальных валов.

3. Гидростатический радиальный плавающий подшипник. На рис. 7 показаны схемы двух гидростатических радиальных подшипников, разработанных Жераром П. (ФРГ) /5/.

Подшипник, показанный на рис. 7а, предназначен для восприятия внешней нагрузки, переменной по направлению и величине. Из коллектора, показанного пунктиром, жидкость подается через дозирующие отверстия I в камеры подшипника. Принцип работы подшипника в основном соответствует описанному ранее. Отличительная особенность работы данного подшипника заключается в том, что в продольных перегородках вкладыша подшипника предусмотрены узкие выходные отверстия 2, через которые вытекает жидкость. Выходные отверстия имеют больший диаметр по сравнению с входными дроссельными. Жидкость, вытекающая через выходные отверстия, удаляется через общий дренаж, показанный на рисунке сплошной линией.

В данной конструкции гидростатического подшипника наличие дренажных отверстий уменьшает перепад давления между камерами. Это приводит к снижению грузоподъемности такого подшипника.

Подшипник на рис. 7б предназначен для восприятия внешней нагрузки, постоянной по величине и направлению. К камерам I, 2, 3 через дроссельные отверстия подается жидкость под начальным давлением. Для повышения несущей способности подшипника предусмотрен перепуск жидкости из верхних камер А, В, С, Д через дренажные отверстия в перегородках а, в, с, d, конструктивно соединенных снаружи при помощи каналов. Отверстия 4, 5, 6 служат для выпуска жидкости.

Подшипник, показанный на рис. 8, является вариантом предыдущих двух конструкций. Перед дроссельными отверстиями 3 находятся камеры, снабженные обратными клапанами. Состоят они из шариков I и пружин 2, при помощи

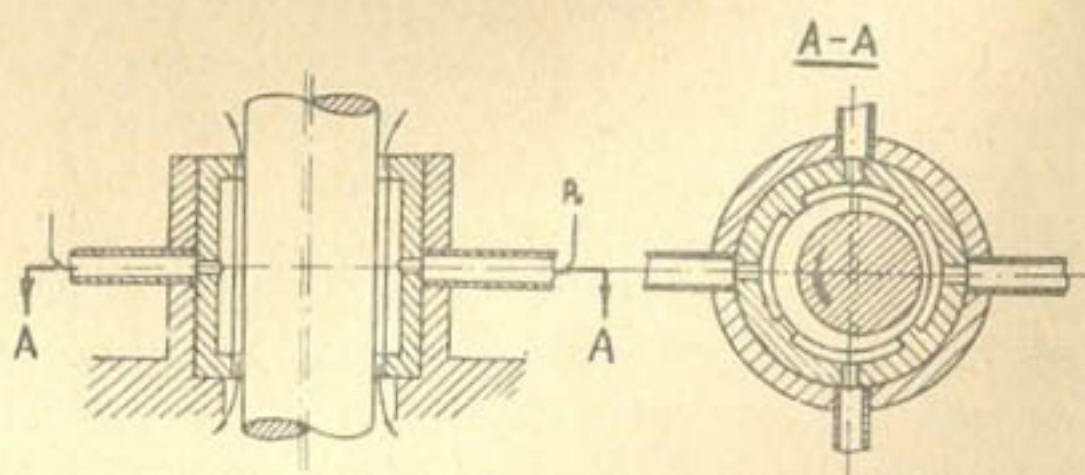


Рис.5. Гидростатический радиальный подшипник многокамерного типа с внешним подводом жидкости.

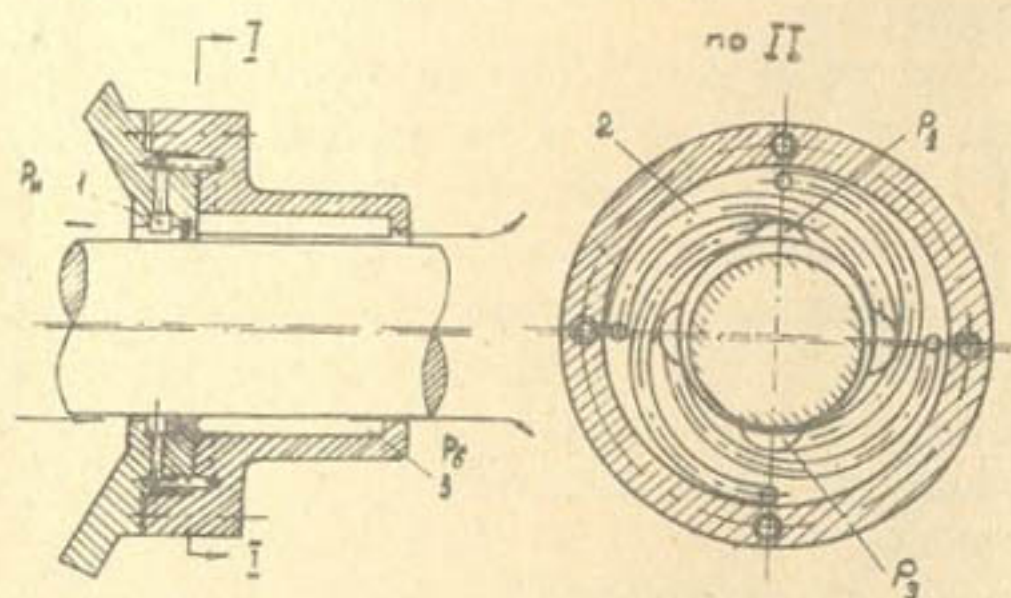


Рис.6. Гидростатический радиальный подшипник с взаимнообратным щелевым дросселированием.

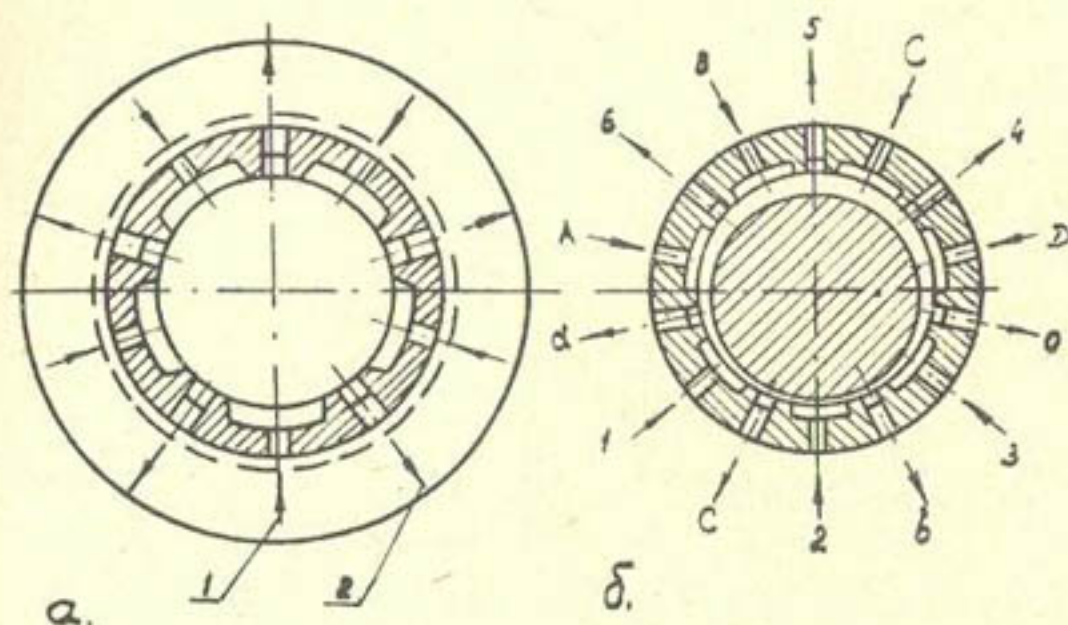


Рис. 7. Гидростатический радиальный подшипник "плавающего" типа.

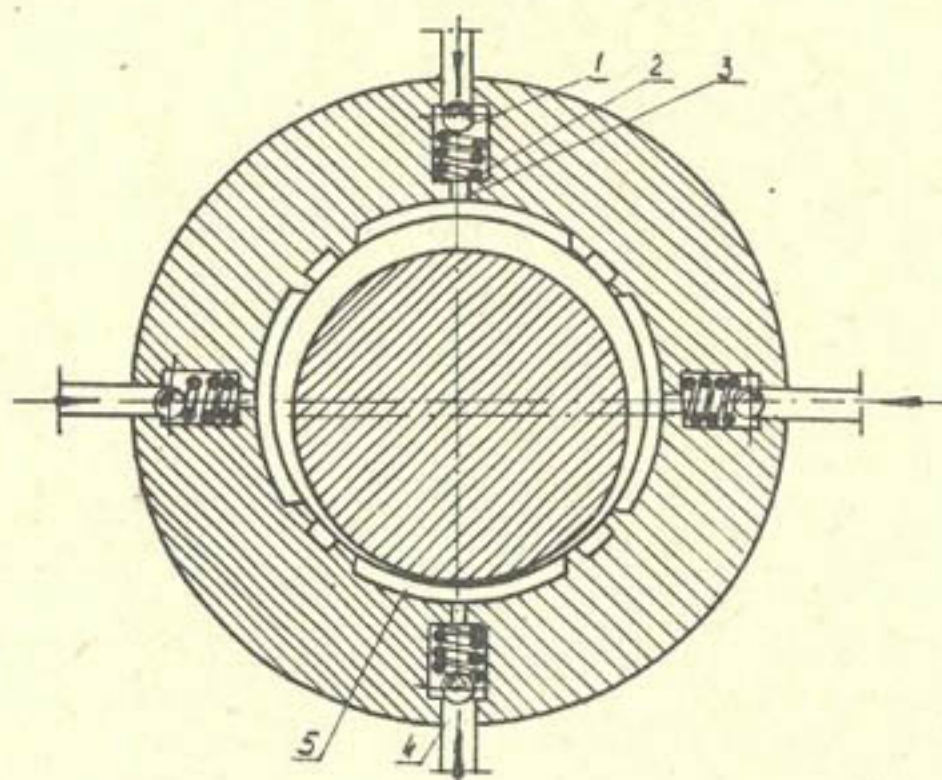


Рис. 8. Гидростатический радиальный подшипник с обратными клапанами.

которых шарик запирают входные отверстия 4 при давлении в камерах, близком к начальному давлению P_n .

В нормальных эксплуатационных условиях обратные клапаны остаются открытыми. При появлении внешней нагрузки больше расчетной клапаны закроются, так как эксцентриситет вала будет больше расчетного, и давление (например) в камере 5 превысит начальное давление P_n подаваемой жидкости. Повышенное давление в камере 5 будет падать только за счет истечения жидкости через торцовые зазоры, а не за счет обратного истечения ее по каналу 4. При изменении направления или уменьшении величины нагрузки обратный клапан открывается и жидкость снова поступает в камеру 5 под начальным давлением P_n .

Конструкции подшипников с взаимнообратным щелевым дросселированием и с обратными клапанами конструктивно сложны, и поэтому применение их на крупных вертикальных насосах, несмотря на их некоторые достоинства, по нашему мнению, нецелесообразно.

Наиболее приемлемой конструкцией для крупных вертикальных насосов следует считать радиальный подшипник многокамерного типа. Такая конструкция подшипника проста в устройстве и в то же время хорошо реагирует на изменение направления и величины внешней нагрузки, что очень важно для вертикальных насосов, работающих с небалансом вращающихся частей.

Недостатком всех описанных конструкций подшипников является расположение дроссельных устройств непосредственно у рабочих камер. Это усложняет доступ к дросселям для их осмотра и ремонта.

Учитывая достоинства и недостатки описанных конструкций подшипников, мы разработали опытный образец гидростатического радиального подшипника с четырьмя камерами и расположением дросселей вне корпуса подшипника.

В ы в о д ы

1. Анализ существующих конструкций гидростатических подшипников показывает, что они обладают высокой несущей способностью и работают при чисто жидкостном трении с очень небольшим износом трущихся поверхностей.

2. Гидростатические подшипники имеют преимущества перед гидродинамическими при смазке, загрязненной жидкостью, так как твердые частицы размером менее h_{min} свободно проходят через зазоры в нем, а минимальной толщиной смазочного слоя h_{min} можно задаваться при конструировании.

3. Для изготовления гидростатического подшипника можно применять любые материалы, так как нет непосредственного контакта между трущимися поверхностями.

4. Гидростатические подшипники хорошо работают при переменных по величине и направлению нагрузках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов О.И., Дьяченко С.К. Расчет опор скольжения, Киев, Изд-во "Техник", 1966.
2. Иванов В.В. и Игнатьев К.С. Гидростатический подшипник, авт.свид. № 112034, 1957 г. "Бюллетень изобретений", 1958, № 3.
3. Синев Н.П., Удовиченко П.М. Герметические водяные насосы атомных энергетических установок, М., Атомиздат, 1967.
4. Трифонов Е.В. Конструкция и расчет подшипников с водяной смазкой гидродинамостатического типа, "Машиностроение", сб. Трудов Калужского филиала МВТУ, № 2, ч. II, 1967.

5. Черноусов Н.П. Гидростатические подшипники, Л., ЛДНТП, 1963.
6. Черноусов Н.П. Работы Ленинградского филиала НИИхиммаша в области герметических химико-технологических машин и аппаратов. Труды НИИхиммаша, вып. 41, 1962.
7. Vogelrohrl G. *Konstruktion*, № 9(2), 1957.

П.Н.ПАК

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ КРУПНЫХ
ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАСОСОВ В СРЕДНЕАЗИАТСКИХ РЕСПУБЛИКАХ

Для ознакомления с работой подшипниковых узлов крупных вертикальных насосов, эксплуатирующихся в условиях повышенного содержания наносов в перекачиваемой воде, мы обследовали насосы Кумазарской, Хамзинской, Алатской, Голодностепских № 1 и 2 и Каттагарской насосных станций, которые оборудованы поворотно-лопастными насосами типа "ОП" и центробежными насосами типа "В".

Технические характеристики насосов даны в таблице I.

Конструкция осевого насоса типа "ОП" показана на рис.1; центробежного насоса типа "В" — на рис.2.

Насосы типа "ОП" и "В", установленные на ирригационных насосных станциях в Среднеазиатских республиках, оборудованы гидродинамическими подшипниками скольжения с обрешиненными или лигнофолевыми вкладышами, которые смазываются и охлаждаются осветленной водой из технического водопровода. Чаще всего обрешиненные вкладыши выполняют с винтовыми смазочными канавками. На рис.3б показан пример такого вкладыша у верхнего подшипника насоса Алатской насосной станции. Резиновая облицовка привулканизирована к стальным гильзам 2, которые штифтами крепятся к корпусу подшипника I. На рис.3а изображен верхний подшипник с лигнофолевым вкладышем насоса ОП6-145К Каттагарской насосной станции. Корпус подшипника I состоит из двух половин, которые соединяются чистыми болтами. Вкладыш 2 набирается из лигнофолевых брусьев с последующей расточкой по диаметру вала с учетом диаметрального зазора.

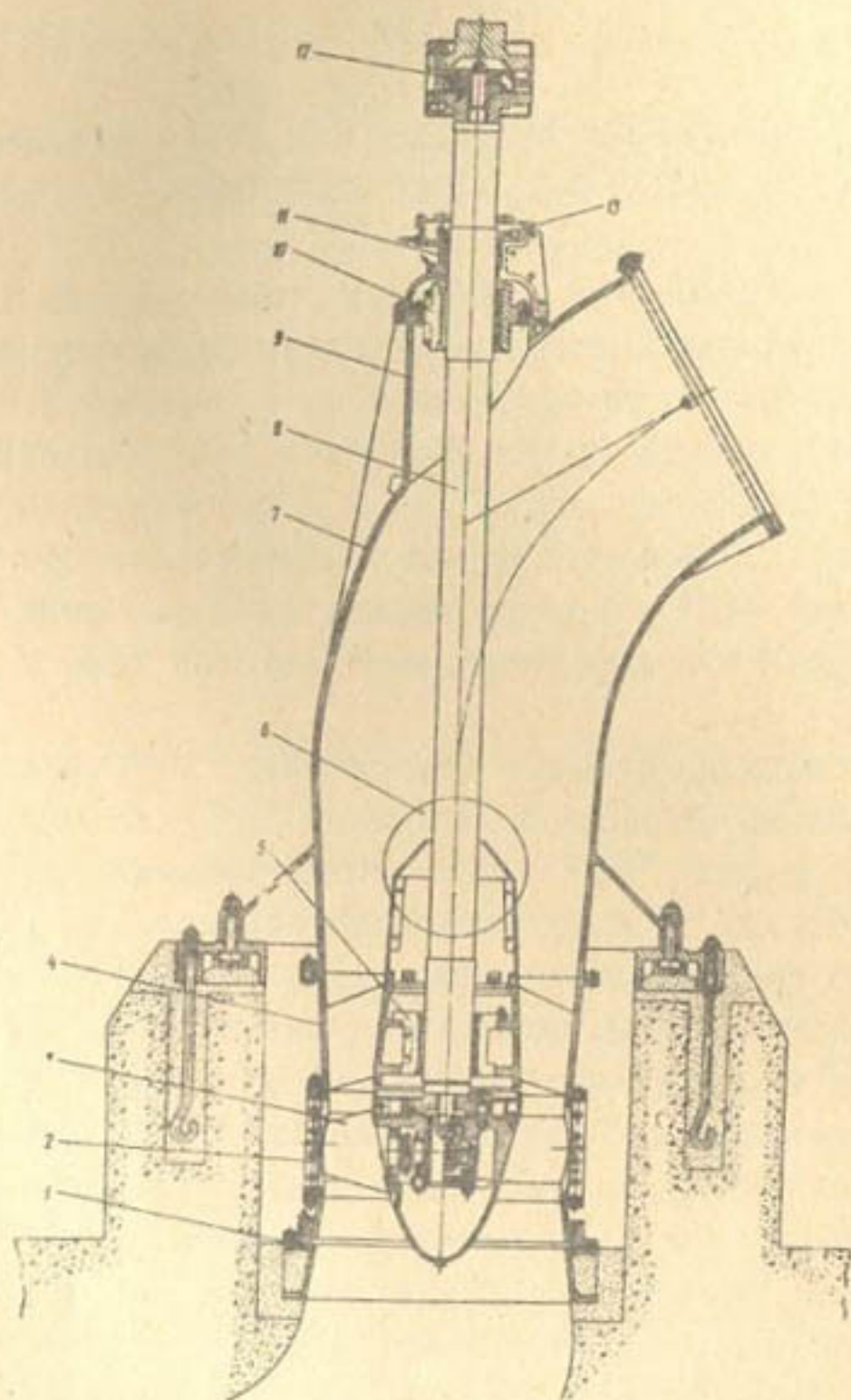


Рис. I. Насос типа Оп (осевой поворотно-лопастный): I—фундаментное кольцо; 2—камера рабочего колеса; 3—рабочее колесо; 4—выправляющий аппарат; 5, 10—подшипники; 6—люк; 7—отвод; 8—вал; 9—опора верхнего подшипника; II—сальник; 12—механизм поворота лопастей рабочего колеса.

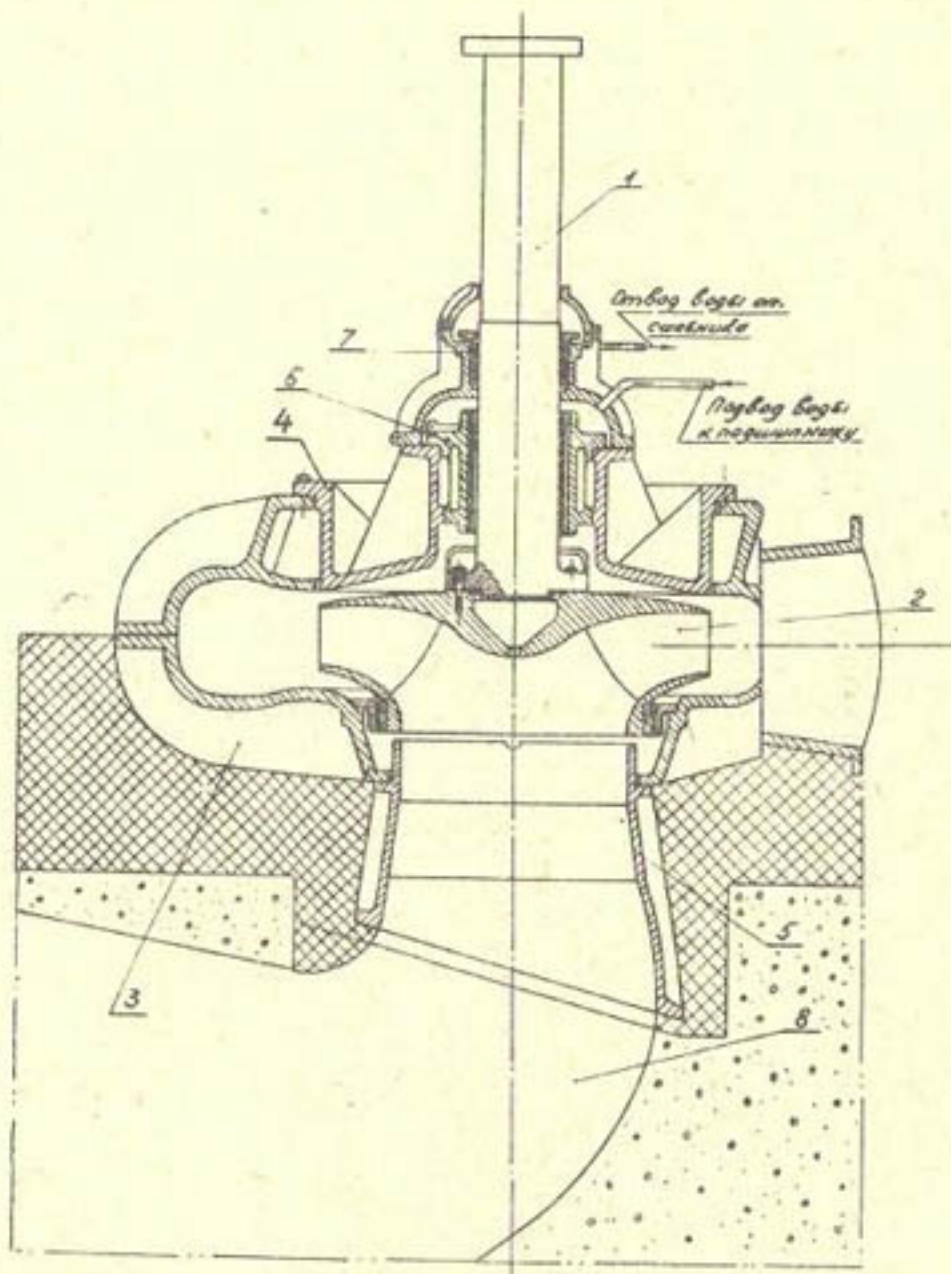


Рис. 2. Насос типа В (центробежный вертикальный):
 1—вал; 2—рабочее колесо; 3—корпус насоса;
 4—крышка корпуса; 5—облицовка конуса всасывающей трубы; 6—подшипник; 7—сальник; 8—всасывающая труба.

Таблица I

Насосная станция	Типоразмер насоса	Кол-во агрегатов	Мощность эл. двиг. кВт	Подача насоса, м³/сек	Напор, м	Число оборотов, об/мин	Угонное число оборотов, об/мин	Диаметр шейки вала, мм	Материал подшипника
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кумазарская	ОП-10-185Э	3	5000	19,4	20	333	520	350	Лигнофоль
	ОП11-193Э	3	5000	19	17	333	520	350	Лигнофоль
Алатская	ОП5-110Э	7	800	6,7	8,5	428	700	$\frac{215}{180}$	Резина 86
Каттагарская	ОП6-145К	6	520	10	8	375	450	$\frac{240}{215}$	<u>Лигнофоль</u> Резина
Хамзинская	56В-17	9	5000	8,6	48	333	520	420	Лигнофоль
Голодностепские № I и № 2	52В-11	6+4	7500	6,5	87,4	375	570	420	Лигнофоль

Примечание. В графе 9 и 10 данные в числителе относятся к верхнему подшипнику, а в знаменателе — к нижнему.

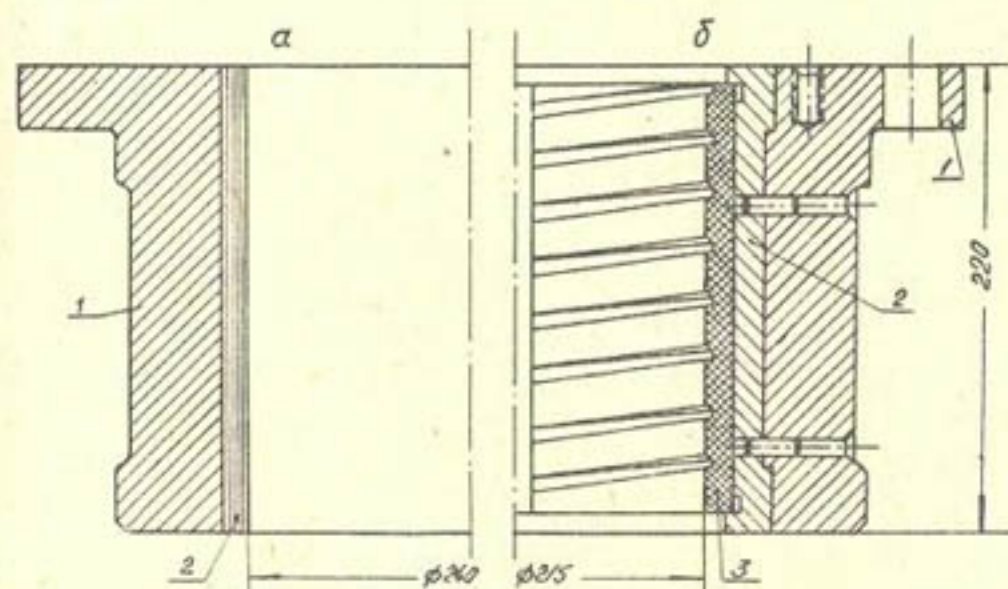


Рис. 3. Направляющие подшипники: а-с лигнофолевым вкладышем (1-корпус подшипника; 2-вкладыш); б-с резиновым вкладышем (1-корпус подшипника, 2-стальная гильза; 3-вкладыш).

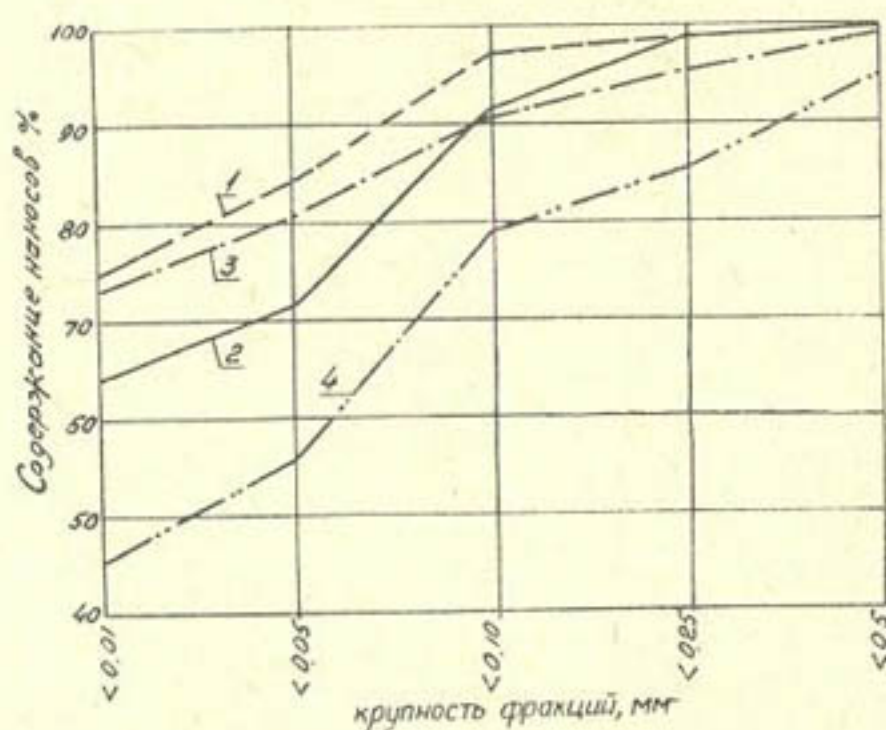


Рис. 4. Зависимость содержания наносов от крупности фракций в воде для смазки подшипников: 1-Кукмазарская; 2-Хамзинская; 3-Алатская; 4-Голодностепская насосные станции.

На обследованных насосных станциях применена насосная схема смазки подшипников. Так на Куюмазарской станции вода из напорных трубопроводов главных насосов подается в горизонтальный отстойник, откуда осветленная вода центробежными насосами технического водоснабжения (один рабочий, другой резервный) нагнетается в общестанционную напорную магистраль и по двум отдельным трубопроводам подается в напорные камеры направляющих подшипников.

На Алатской насосной станции, осветленная в горизонтальном отстойнике вода, насосами технического водоснабжения подается в вертикальный, установленный выше отметки верхнего бьефа, откуда через резервный бак осветленной воды под статическим напором поступает в подшипники. Такая схема подачи (с резервным баком) более предпочтительна, так как в этом случае вода лучше очищается от наносов, а главное — исключается перерыв в подаче смазочной воды при внезапном отключении станции от энергоисточника.

Одним из основных требований, которым должна удовлетворять система подвода смазки — бесперебойность в работе. Подвод воды к подшипникам, особенно с обрезиненными вкладышами, не должен прекращаться даже на короткий период. В существующих схемах технического водоснабжения не предусмотрено автоматическое включение резервного насоса при отказе рабочего, поэтому резервный насос включается вручную.

Слабым местом в системе подачи технической воды к подшипникам осевых насосов является участок подводящего трубопровода между стенкой корпуса главного насоса и корпусом нижнего подшипника, который перерезает поток воды, что приводит к вибрации трубки и ее поломке, попаданию в нижний подшипник воды с наносами из проточной части насоса.

В существующих схемах смазки не всегда предусматривается установка фильтров, что приводит к забивке магистралей мелким галечником, плавающим сором и прекращению подачи воды к подшипникам.

Для определения действительного напора и расхода воды, подаваемой в верхний и нижний подшипники на насосе № 3 Куюмазарской насосной станции, мы установили расходомер и манометр. При давлении на отводе $1,9 \text{ кг/см}^2$ вода к верхнему подшипнику не поступала ввиду забивки подводных трубок галечником, а расход воды на нижний подшипник составил $0,7 \text{ л/сек}$ при давлении $2,05 \text{ кг/см}^2$. Подобные измерения расхода и напора воды были выполнены также на насосе № 5 Алатской насосной станции. При этом максимальный расход на верхний подшипник составил $0,93 \text{ л/сек}$, на нижний — $0,9 \text{ л/сек}$.

Для установления состава наносов в смазочной воде в июле-августе 1967 года были взяты пробы воды перед подшипниками насосов Куюмазарской, Хамзинской, Алатской и Голодностепской № I насосных станций. В этот период на станциях обычно работает наибольшее число насосов и поэтому в перекачиваемой и смазывающей воде количество наносов достигает максимума.

Пробы воды были взяты в следующие сроки: Алатская — 10/УП, 13/УП, 16/УП и 19/УП-1967 г.; Хамзинская — 13/УП и 15/УП-1967 г.; Куюмазарская — 21/УП-1967 г. и Голодностепская № I — 13/УП-1967 г. Осредненное количество наносов в этих пробах составило: на Куюмазарской — $0,052 \text{ кг/м}^3$, Голодностепской № I — $0,082 \text{ кг/м}^3$, Алатской — $0,124 \text{ кг/м}^3$, Хамзинской — $0,192 \text{ кг/м}^3$.

Зависимость содержания наносов от размеров фракций по осредненным данным проб показана на рис.4.

Для смазки гидродинамических подшипников с лигно-фолевыми вкладышами требуется чистая вода, а наличие даже

небольшого количества абразивных частиц приводит к быстрому износу шеек валов и вкладышей подшипников.

По литературным источникам /2/, подшипники с резиновыми вкладышами должны хорошо работать при смазке водой, содержащей наносы. Однако опыт эксплуатации насосных станций в Среднеазиатских республиках показывает, что срок их службы, по результатам наших обследований, не превышает 2000–2200 часов.

На чистой воде подшипники с резиновыми вкладышами на крупных гидротурбинах работают 25–30 лет /2/.

Следует отметить, что на износ пары трения вкладыш–вал влияет не только общее количество наносов в смазочной воде, но и содержание в них минералов и пород "опасной" твердости. Результаты минерало–петрографического анализа наносов в пробах воды, взятых нами перед подшипниками Хамзинской насосной станции в июле 1967 года, показывают, что количество минералов "опасной" твердости (≥ 5 по шкале Мооса для материала вала) составляет $\approx 50\%$, а для лигнофоля (≥ 4 по шкале Мооса) $\approx 58\%$.

Результаты обследования вышедших из строя подшипниковых узлов и валов по каждой насосной станции приводятся ниже.

Алатская насосная станция. Насосы работают с 1962 года. Износ металлизации (толщина 3–3,5 мм) валов насосов начинается с появления плавных волн на их поверхности и кончается полным исчезновением металла и обнажением рваной резьбы на валу. Обнажившаяся резьба рвет поверхность резинового вкладыша и сальниковую набивку, быстро приводя весь подшипниковый узел в полную негодность и требуя остановки насосного агрегата.

На рис. 5а показан эскиз износа вала в пределах верхнего, а на рис. 5б – нижнего подшипников того же насоса. Изношенная часть шейки вала в сечении приобрела эллиптическую

форму, максимальная глубина износа доходит в пределах-сальников до 2 мм на радиус, а в пределах подшипников — до 1,8 мм. Металлизация проработала $\approx$ 14500 часов. На вкладышах подшипников насоса № 1 образовались кольцеобразные гладкие углубления. Диаметр наиболее изношенной части составил 182,4 мм, т.е. износ равен 0,55 мм на радиус (при проектном зазоре 0,15 мм).

Фактический срок службы вкладышей нижних подшипников составил $\approx$ 1500–2000 часов, а металлизации $\approx$ 7500–14500 часов.

Куюмазарская насосная станция. Насосы работают с 1965 года. На валы в пределах подшипников нанесен слой металлизации из стали IX18H9T. Опыт эксплуатации показал, что сцепление металлизации с валом недостаточно прочно. В июне-июле 1967 года произошло отслоение металлизации от вала у насоса № 1 (в пределах нижнего подшипника), у насоса № 2 (верхний подшипник) и у насоса № 6 (нижний подшипник), проработавших со дня ввода в эксплуатацию соответственно 3457, 8252 и 3140 часов. Внутренняя поверхность лигнофольевых вкладышей подшипников была повреждена острыми кромками разрушенной металлизации. Валы отремонтировали приваркой рубашки из листовой стали IX18H9T с последующей проточкой ее на станке. Следует считать этот способ создания рубашки из нержавеющей стали на валу наиболее надежным. Многолетний опыт эксплуатации гидротурбин, откуда этот способ был заимствован, и опыт эксплуатации насосов Алатской и Каракульской насосных станций подтверждает это.

На рис. 5г показан эскиз износа вала насоса № 3 в пределах нижнего подшипника и резинового уплотнения. Наибольший износ вала — в зоне нижнего резинового уплотнения (1,9 мм на радиус). Износ металлизации в зоне подшипника односторонний, глубиной до 1,2 мм. Вкладыш подшип-

ника набран из лигнофолевых брусков толщиной 15 мм. На внутренней поверхности вкладыша образовались кольцевые канавки, срезанные острыми кромками разрушенной металлизации.

На верхнем подшипнике насоса № I в апреле 1967 года в средней части вкладыша выпучились лигнофолевые бруски. Это привело к заклиниванию вала во вкладыше подшипника и аварийной остановке насоса.

Фактический срок службы вкладыша до замены его на новый колеблется от 2200 до 5000 часов.

Каттагарская насосная станция. Насосы работают с апреля 1962 года. За это время металлизация на валу у насоса № 3 заменена рубашкой из нержавеющей стали, у насоса № 4 — наплавкой под слоем углекислого газа, а у насоса № I — повторной металлизацией из той же стали IX18N9T.

За один поливной сезон насосы работают (по словам эксплуатационного персонала) $\approx$ 2000 часов. За этот период износ вкладышей подшипников и валов приводит к диаметральному зазору до 3 мм. На всех насосах валы с одной стороны имеют больший износ.

На рис.5в показан эскиз износа вала в зоне нижнего подшипника насоса № I. Глубина износа вала за 4000 часов работы в зоне резинового уплотнения составляет 2 мм на сторону, а в зоне подшипника 1,25 мм. Износ вала насоса № 3 за 2000 часов работы — 0,65 мм на сторону. Изношенная поверхность вкладышей имеет незначительные кольцевые канавки. Замену вкладышей подшипников производят ежегодно во время ремонтов.

Характер износа валов и вкладышей центробежных вертикальных насосов Хамзинской и Голодностепских № I и № 2 насосных станций такой же, как описанный для осевых насосов. По мере разрушения металлизации на валах ее заменяют приваркой рубашки из листовой нержавеющей стали.

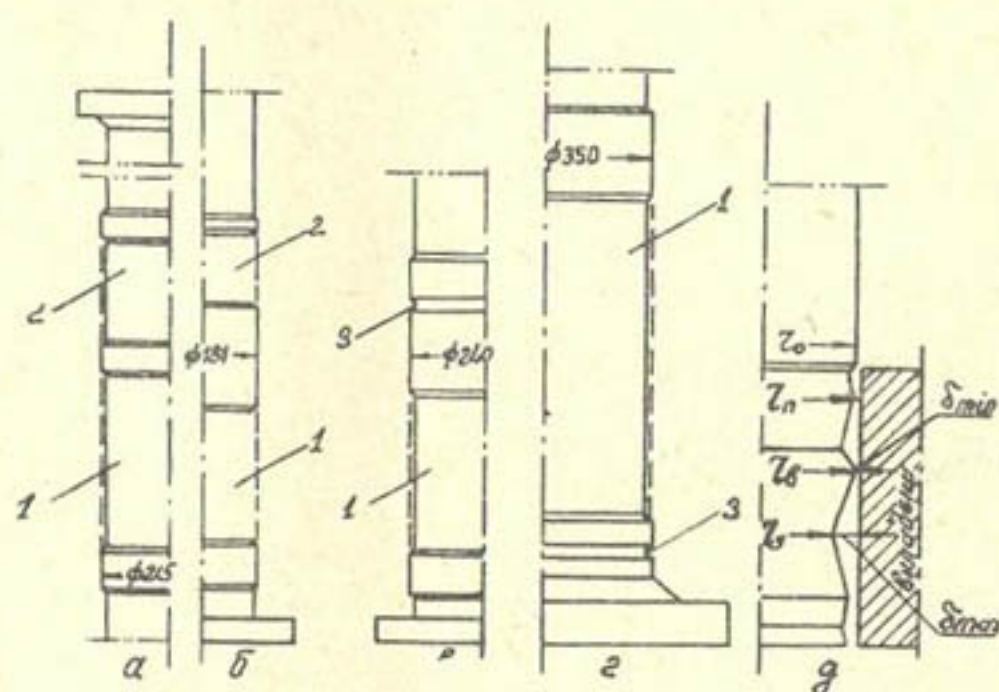


Рис.5.Эскизы износа валов в пределах: подшипников (1), сальников(2), резинового уплотнения(3)

Фактический срок службы вкладышей подшипников насосов Хамзинской насосной станции равен 1500–2400 часов, Голодностепских станций 1600–4000 часов. Меньший срок службы подшипников насосов Хамзинской насосной станции по сравнению с подшипниками насосов Куюмазарской насосной станции, вероятно, объясняется большим содержанием взвешенных наносов в смазочной воде первой станции.

Замена вкладышей подшипников без восстановления шеек валов приводит к тяжелому режиму смазки, быстрому износу и недопустимому бою вала насоса. Причина этого — малая поверхность контакта пары трения вследствие кольцевого износа вала и большой остающийся зазор в подшипнике. На рис. 5д показана схема зазоров между новым вкладышем и изношенным валом при ремонте подшипникового узла. Зазор между вкладышем и валом после ремонта может быть

$$\delta_{min} > \gamma_o - \gamma_s,$$

где δ_{min} — минимальный радиальный зазор в месте выступа на валу, мм;

γ_o — внутренний радиус неизношенного вала, мм;

γ_s — радиус вала в месте выступа, мм.

В начальный период работы подшипника после замены вкладыша в местах наибольшего выступа на валу удельное давление может превысить в несколько раз проектное и поэтому трение будет сухим или полужидкостным. По мере износа вкладыша рабочая поверхность в подшипнике увеличивается, а зазор его приближается к

$$\delta_{max} > \gamma_o - \gamma_y$$

где γ_y — радиус вала в месте углубления, мм.

При больших значениях δ_{max} бой вала может достигнуть недопустимых величин, что приведет к увеличению ударной нагрузки на подшипник и аварии всего подшипникового узла.

Для подшипников с обрезиненным или литнофолевым вкладышем гидротурбин при повышении зазора в 2 раза /I/ заменяется вкладыш и зазор доводится до проектной величины. Для крупных насосов целесообразно также придерживаться этого правила для выбраковки вкладышей подшипников и облицовок шеек валов.

На всех обследованных валах насосов износ достигает наибольшей величины в местах работы сальника. Это объясняется плохой смазкой сальника водой и применением неограбиченных пеньковых набивок. Хорошие результаты дало применение двойных торцовых уплотнений (Куюмазарская насосная станция), разработанных и изготовленных Уральским заводом гидромашин (УЗГМ). В этих уплотнениях трущимися деталями являются неподвижные резиновые и вращающиеся стальные кольца, закрепленные на валу. При этом отсутствует непосредственное трение уплотняющих деталей о шейку вала. При проектировании подшипникового узла необходимо также учитывать тяжелый режим его работы при разгонном числе оборотов, который длится несколько минут в зависимости от типа насоса и длины напорного трубопровода.

Часть приведенных в настоящей статье данных взята из работ И.В.Дмитровского по обобщению опыта эксплуатации крупных насосов в республиках Средней Азии, проводимых в САНИИРИ.

В ы в о д ы

1. Основной причиной быстрого износа обрезиненных и литнофолевых вкладышей гидродинамических подшипников является наличие в смазочной воде взвешенных наносов высокой твердости.

2. В условиях смазки водой, содержащей абразивные частицы, металлизация на валах быстро выходит из строя.

Целесообразнее устанавливать приварные рубашки из нержавеющей стали, например IX18H9T.

3. Для уменьшения износа валов и вкладышей подшипников при проектировании необходимо назначать достаточные объемы отстойников технического водоснабжения и проводить своевременные промывки их от наносов.

Трудность решения подшипниковой проблемы в крупных вертикальных насосах, работающих в условиях повышенного содержания в воде взвешенных наносов, состоит прежде всего в том, что до настоящего времени не найдены материалы для пары вал-вкладыш, обладающие высокой износостойкостью. Вместе с тем остановка насосного агрегата большой мощности на ремонт даже на короткий период приносит огромный ущерб поливному земледелию.

Ввиду таких особенностей эксплуатации вытекают следующие основные требования к подшипниковым узлам крупных вертикальных насосов при смазке водой, содержащей взвешенные твердые частицы:

1. Повышенная надежность при всех возможных режимах работы и гарантированная длительная работоспособность (ресурс) в течение всего поливного сезона без замены вкладышей.

2. Устойчивая работа подшипников при разгонном числе оборотов насосного агрегата.

3. Надежность и простота обслуживания системы подачи смазочной воды системой технического водоснабжения.

4. Удобство проведения ремонта подшипниковых узлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фитерман Я.Ф. Монтаж и ремонт гидротурбин, М., Госэнергоиздат, 1961.
2. Давыдов А.П. Резиновые подшипники в машиностроении, Л., Изд-во "Машиностроение", 1968.

М.В. БУТЫРИН

АВТОМАТИЗАЦИЯ ВОДОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА ХЛОПКОВОДЧЕСКИХ
ВНУТРИХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ
(ПО ВЕРХНЕМУ БЬЕФУ) .

К настоящему времени создан ряд технических средств автоматизации и телемеханизации учета и регулирования оросительной воды; проектируются целинные совхозы с применением новой техники; имеется небольшой опыт использования этой техники в новых совхозах Голодной степи. Хотя еще нет достаточного опыта автоматизации междоугодных и особенно внутрихозяйственных систем, не до конца разработаны вопросы автоматического водораспределения и не выявлена экономическая целесообразность телемеханизации, необходимо дать основные положения, требования и рекомендации для проектирования и применения на этих системах средств автоматизации.

Вопросы телемеханизации требуют изучения и обоснования целесообразности ее применения на внутрихозяйственных системах. В этом сообщении мы использовали опыт, научные и проектные разработки САНИИРИ, Средазгипроводхлопка, Гипроводхоза и др.

Общие положения

Применение средств автоматизации на оросительных системах повышает технический уровень эксплуатации и делает ее более четкой, надежной и экономичной, а главное, дает возможность реально и правильно выполнить план водопользования.

Различаются следующие виды местной автоматизации:

а) автоматизация учета воды в пунктах водораспределения, баланса и контроля с помощью водомерных

сооружений с измерительными приборами;

б) автоматическое регулирование (стабилизация) заданных значений расхода (автоматы расхода), уровней (автоматы уровней) воды. Автоматы могут быть вододействующими и электромеханическими;

в) автоматическая защита, когда автоматы срабатывают при превышении заданных пределов (горизонта, расхода).

Имеются и могут быть следующие системы (способы) водораспределения /I4/.

I. П о в е р х н е м у б њ е ф у, т.е. сверху вниз, путем установления (зарегулирования) расходов воды в пунктах распределения и подачи ее согласно плану водопользования. Гидравлическая связь (соответствие между водоподачей и потреблением) между бьефами в этом случае нарушается (отсутствует обратная гидравлическая связь): в голове канала образуется недостаток или излишек воды, что отражается на нижних водовыпусках.

Эта система имеет разновидности: 1) водораспределение по отрегулированным расходам — путем неавтоматического регулирования плановых расходов на водовыпусках-регуляторах — наиболее распространенная, классическая система распределения воды. Вода учитывается водомерными устройствами; 2) распределение воды постоянными расходами — система полуавтоматическая, так как заданные плановые расходы на водовыпусках поддерживаются постоянными на определенный период времени посредством автоматических регуляторов; 3) пропорциональное водораспределение — вода распределяется в установленных пропорциональных (процентных) долях от головного (подходного) расхода посредством специальных вододелителей (эта система в чистом виде не встречается).

П. П о н и ж н е м у б њ е ф у (каскадное). Водораспределение осуществляется автоматическими устройствами снизу вверх вплоть до головы. Между бьефами имеется прямая и обратная гидравлическая связь. Потребитель может взять нужные ему расходы, и регулирование произойдет автоматически вплоть до головы. Существует автоматическое соответствие между распределением воды и ее подачей. Эта система водораспределения может осуществляться автоматами нижнего бьефа, стабилизирующими горизонты воды в нижнем бьефе, а также автоматами смешанного действия, которые в нормальных условиях стабилизируют горизонт воды в нижнем бьефе, а при превышении верхним уровнем заданных пределов переходят на его регулирование, не допуская перелива или полного опорожнения канала.

Ш. В о д о р а с п р е д е л е н и е с в я з а н н ы м и г о р и з о н т а м и (постоянными перепадами); они связывают уровни верхнего и нижнего бьефов и тем самым стабилизируют разницу (перепад) между ними.

Системы регулирования по нижнему бьефу и связанным горизонтам только изучаются, опыта применения их еще почти нет. В Средазгипроводхлопке на примере некоторых совхозов в Голодной степи упомянутые системы предварительно разработаны, при этом выявилась необходимость широких исследований на специальном опытно-производственном участке. Разрабатываются и апробируются в натуре системы автоматического регулирования в лаборатории автоматики АН КиргССР.

Технические указания по автоматическому водораспределению могут быть даны лишь после окончания начатых работ и решения всех вопросов. Поэтому в данной работе имеется в виду водораспределение только по верхнему бьефу.

Структура, объемы и средства автоматизации водораспределения на внутрихозяйственных оросительных системах зависят от типа и конструкций проводящей (постоянные под-

водящие и распределительные каналы) и регулирующей (временные каналы) оросительной сети, а также от техники полива.

Оросительные системы могут быть с обычной открытой сетью, с открытыми подводящей и лотково-распределительной сетями, с закрытой (трубчатой), при этом подводящий (магистральный) канал в большинстве случаев открытый; комбинированные системы — проводящая сеть из открытых, лотковых и трубчатых каналов в разных сочетаниях.

В указанных типах систем регулирующая (временная) сеть зависит от техники полива (по бороздам, по бороздам с применением переносных гибких и жестких поливных трубопроводов, дождевание и др.).

Объекты автоматизации на хозяйственных оросительных системах — головные сооружения, забирающие воду из межхозяйственных каналов или непосредственно из источника орошения; насосные станции машинного подъема, если они подают воду в хозяйственный (совхозный) канал; гидротехнические сооружения (пункты) для распределения и подачи воды на проводящей (распределительной) сети, включая выделы в регулирующую (временную) сеть; контрольные пункты коллекторной и сбросной сети.

Средствами автоматизации являются водомерные сооружения и устройства, первичные измерительные (учитывающие) приборы на водомерных сооружениях и устройствах, вододействующие автоматические регуляторы постоянных расходов, вододействующие автоматические регуляторы уровня верхнего и нижнего бьефов, а также смешанного действия, сбросные сооружения.

Основные требования

Водораспределение на хозяйственных (совхозных) системах в основном должно базироваться на местной автоматизации учета и регулирования воды. Перспективны и наиболее

эффективны системы автоматического регулирования водораспределения — саморегулирующие системы. Однако они требуют дальнейшей разработки.

Комплексная система телемеханизации ТИ, ТС, ТР может применяться лишь при экономической ее целесообразности в зависимости от типа, структуры, объема работ оросительной системы.

Водомерные сооружения с первичными измерительными приборами, автоматические регуляторы постоянных расходов должны быть простыми, надежными, а также удовлетворять эксплуатационным требованиям и иметь точность по расходу с погрешностью не более $\pm 6\%$.

Допустимая погрешность автоматических регуляторов уровня воды зависит от их назначения, положения и типа водовыпусков, находящихся в зоне влияния регулятора.

При водовыпусках обычных или водомерных со свободным истечением погрешность регулятора (являющегося перегораживающим по отношению к выпускам) допускается в пределах $\pm 5\%$ от нормального напора (H) над порогом водовыпуска с наиболее высокой отметкой порога, что количественно составляет 2–5 см; при водомерных выпусках с затопленным истечением — $\pm 8-10\%$ от нормального рабочего перепада (Z), т.е. 1,5–2,5 см. Неводомерные выпуски с затопленным истечением недопустимы.

Для авторегуляторов, поддерживающих горизонт воды на водосливах, порогах, лотках, гидрометрических постах и т.д., имеющих однозначную зависимость $Q = f(H)$, допустимая погрешность составляет $\pm 1-2\%$ от глубины " ", или 1–2 см; на перегораживающих сооружениях, в случае, если все водовыпуски из канала являются автоматами расхода, погрешность в поддержании горизонта воды может быть допущена до $\pm 10-15$ см (грубое регулирование).

Скорость перемещения затворов у водовыпусков с электрическими авторегуляторами расхода или горизонта воды должна быть в пределах 0,5–1,5 мм/сек (3–9 см/мин); для отдельных сооружений – 3–15 мм/сек.

Все сооружения – водомерные, автоматические, перепороживающие – должны быть однопролетными, если не требуется диапазона учитываемых или регулируемых расходов более 4–5 раз.

Сбросные сооружения должны быть, как правило, автоматическими, т.е. немедленно срабатывать при превышении допустимого горизонта воды на 3–5 см.

Основные положения и рекомендации

Основные положения и рекомендации по автоматизации водораспределения приводятся применительно к следующим типам внутрихозяйственных хлопководческих оросительных систем: с обычной открытой сетью и орошением по бороздам; с лотковой распределительной сетью и орошением из гибких трубопроводов в борозды; с трубчатой распределительной сетью и орошением из гибких трубопроводов или дождеванием; комбинированным (смешанным).

Внутрихозяйственные системы должны соответствовать нормам и правилам по их проектированию как существующим (переустрояемым), так и новым (целинным); основные из них следующие:

а) хозяйству (совхозу) необходимо иметь по возможности обособленную ирригационную сеть с минимальным числом точек водозабора из межхозяйственных каналов, каждому отделению совхоза – самостоятельные отводы, севооборотные массивы и бригадные участки, т.е. отдельные точки выдела воды и отводов, усадьбам, садам и огородам (самостоятельные единицы водопользования) – свою ирригационную сеть независимо от основного севооборота;

б) примерные площади хлопкосеющих хозяйств должны составлять: общая брутто – 800–1200 га, одного отделения брутто – 1500–2000, севооборотного массива – 500–700, поля севооборота – 50–100, комплексной бригады – 200–500, поливного участка – 10–32 га;

в) хлопководческий колхоз по площади должен быть примерно равен одному отделению – 1500–2000 га;

г) размещение в плане оросительной сети и сооружений на ней должно обеспечивать учет воды во всех точках водораспределения вплоть до выделов во временные оросители, поливные трубопроводы и т.д.

Гидротехнические и водомерные сооружения, вододействующие автоматы должны отвечать условиям и нормам по их проектированию на ирригационной сети, иметь определенную пропускную способность, прочность, надежность и т.д.

Внутрихозяйственные оросительные системы с обычной открытой сетью и орошением по бороздам

Автоматизацию водораспределения на данном этапе рекомендуется осуществлять по верхнему бьефу – по отрегулированным, постоянным или смешанным расходам.

Водораспределение по отрегулированным расходам.

Все выделы воды в хозяйство из межхозяйственных каналов армируются головными водомерами-регуляторами, отвечающими условиям автоматизации (одна переменная).

Пункты распределения на постоянной ирригационной сети, а также выделы воды во временные оросители (при постоянном местоположении последних) армируются или перестраиваются в виде типовых водомеров-выпусков.

Пункты, где требуется учет воды без ее регулирования (балансовые), на коллекторно-дренажной сети (на границе хозяйства) оборудуются нерегулирующими водомерными сооружениями в виде порогов, лотков, насадков, во-

дослизов и др.

Перегораживающие и сбросные сооружения, совпадающие с балансовыми пунктами, должны быть водомерными (водомерами-регуляторами).

Все водомерные сооружения должны иметь учетно-измерительные приборы: стокомеры, расходоуказатели с самописцами на водовыделах в хозяйство, расходоуказатели (индикаторы) на внутрихозяйственных пунктах водораспределения, переносные расходоуказатели для выделов во временные оросители.

Для автоматизации водораспределения по отрегулированным расходам мы рекомендуем применять следующие, достаточно разработанные и проверенные водомерные устройства^I.

1. Регуляторы, водовыпуски с водомерными приставками (САНИИРИ, В.Е.Краснов) для переоборудования (без снижения пропускной способности) существующих трубчатых и открытых регуляторов (водовыпуски, перегораживающие сооружения, сбросы) в водомерные, а также для строительства новых сооружений по типовым и рабочим проектам /7, I/.

Регуляторы с водомерными приставками обеспечивают максимальные расходы (пропускную способность) от 0,1 до 10 м³/сек и более. Диапазон учитываемых ими расходов — 4–5 раз при однопролетном сооружении. Истечение из-под затворов может быть затопленным и свободным; расчетные перепады 10 см и более. Основное требование — минимальный (рабочий) горизонт воды в верхнем бьефе должен затоплять приставку не менее чем на 0,3–0,5 а, где а — высота отверстия приставки.

2. Трубчатые водомеры-регуляторы с кольцом /10/ или боковым цилиндром /13/ в выходной части (САНИИРИ, В.Е.Старковская) для переоборудования существующих водовыпусков

I. Для практического использования см. типовые проекты Сред-азгипроводхлопка ВКЛВ-65 (РВТ-68), ВВКТ-61 и др., а также приведенную в конце литературу.

(при наличии запаса 20–30% пропускной способности) в водомерные и строительства новых по типовым и рабочим проектам. Пропускная способность достигает $5 \text{ м}^3/\text{сек}$; диапазон учитываемых расходов – 4–5 раз; расчетные перепады – от 15 см и более. Основное требование – затопленное истечение, т.е. выходное сечение трубы выпуска должно быть затоплено с нижнего бьефа, начиная с минимального (расчетного) горизонта. Применяются в случае, когда по условиям входа не подходят водомерные приставки.

3. Водомерные насадки (САНИИРИ, М.В.Бутырин) для установки в пунктах, где не требуется регулирования расхода – в коллекторах, сбросах /5/. Пропускная способность до 300 л/сек.

4. Первичные измерительные приборы типа ДРС (САНИИРИ) для установки на водомерных сооружениях, в указанных пунктах 1, 2, 3 /8,9/. К ним могут быть приставлены самописцы, телеизмерители, авторегуляторы.

5. Водомерные пороги ВПС, лотки, водосливы для устройства на балансовых, контрольных и граничных пунктах магистральных и распределительных каналов на расходы до $10 \text{ м}^3/\text{сек}$ и более /2,5/.

6. Расходографы, лимниграфы, теледатчики горизонта или расхода воды для установки на водомерных сооружениях, отмеченных в пункте 5 /5/.

Пример автоматизации учета

Проектом переустройства второго отделения совхоза "Савай" (рис.1) предусмотрено 12 хлопководческих и одна садовоогородная бригада, а также усадьба отделения. Постоянная распределительная сеть разбита так, что каждая бригада имеет самостоятельные отводы. Средняя земельная площадь бригад 125 га, поливных участков 20 га.

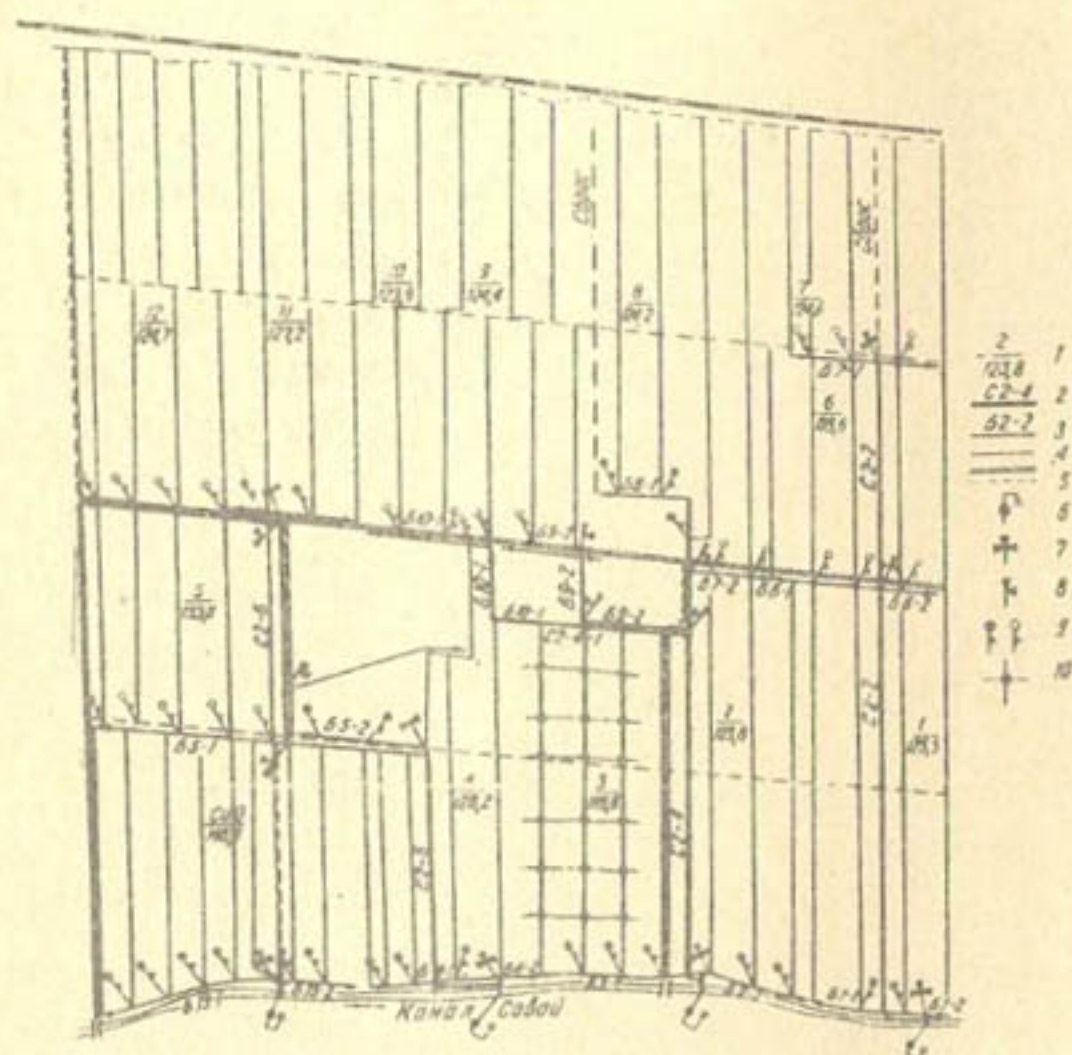


Рис. I. План отделения совхоза "Савай" с нанесением оросительной сети и сооружений для водораспределения по верхнему бьефу:

1-номер бригады и площадь, га; 2-совхозный распределитель; 3-бригадный отвод; 4-участковый распределитель; 5-дороги; 6-водовыпуск из межхозяйственного канала; 7-тройник-водовыпуски с перегородивающим сооружением; 8-водовыпуск направо или влево с перегородивающим сооружением; 9-водовыпуск открытый или трубчатый в участковый распределитель с перегородивающим сооружением; 10-выпуск во временный ороситель.

Запроектировано четыре пункта забора воды из межхозяйственного канала "Савай", три совхозных распределителя и ряд узлов водовыпусков с перегораживающими сооружениями. Водопользование осуществляется так: ток воды постоянный; в каждую бригаду выделяются 100–150 л/сек, вода направляется в участковые, а затем распределяется по временным оросителям поочередно (водооборот по участковому распределителю). Полив по бороздам одного участка продолжается 1,5–2 суток.

Для водораспределения отрегулированными расходами рекомендуется:

1) четыре выпуска из канала "Савай" переоборудовать в трубчатые водомеры-регуляторы с приставками и установить на них измерительные приборы ДРС с самописцами или с теледатчиками расхода;

2) построить узлы типа "А" с водомерными выпусками (водомерные приставки с трубчатыми или открытыми выпусками) и перегораживающим сооружением (узлов 6, выпусков 10);

3) применять узлы типа "Б" с водомерным выпуском вправо или влево и перегораживающим сооружением (узлов и выпусков по 9);

4) использовать узлы типа "В" и "Г" с выпуском в участковые распределители; они могут быть неводомерными, если строго соблюдается правило поочередного направления всего бригадного тока (100–150 л/сек) в один участковый канал. В противном случае эти выпуски также должны быть водомерными;

5) иметь водомерные выпуски во временные оросители с перегораживающим сооружением на участковом канале для правильного распределения воды между временными оросителями (одновременный полив из 3–5 оросителей);

6) установить первичные измерительные приборы типа ДРС, стационарные на всех водомерах-выпусках в постоянную сеть, переносные - во временную сеть (8-10 приборов в каждой бригаде).

Таким образом, в приведенной выше рекомендации решен вопрос местной автоматизации учета воды при ручном регулировании расходов на водомерных сооружениях. Это позволит реально и точно осуществить внутрихозяйственный план водопользования.

Водораспределение постоянными расходами

Все выделы воды из межхозяйственных каналов оборудуются гидравлическими или электрическими авторегуляторами расхода, причем, последние - на базе водомерных сооружений.

Все водовыпуски в севоборотные и бригадные распределители с постоянным током оснащаются гидравлическими автоматами постоянного расхода воды. Желательно иметь также автоматы расходов в головах временных оросителей, тогда они должны быть или переносными, или не дороже обычных выпусков.

В зависимости от диапазона колебания горизонта воды в старшем канале водовыпуски с автоматами расходов могут работать самостоятельно или с перегораживающим сооружением, имеющим автомат регулирования горизонта верхнего бьефа.

Если водовыпуски, находящиеся в зоне влияния перегораживающего сооружения, имеют свободное истечение или однозначную постоянную зависимость глубины воды в нижнем бьефе от расхода водовыпуска, то водовыпуски могут быть обычными, неводомерными, а перегораживающее сооружение выполняется в виде автомата регулирования горизонтов верхнего бьефа.

Для автоматизации водораспределения следует применять известные, прошедшие производственную проверку, вододействующие автоматы постоянных расходов и, если необходимо (при большом диапазоне колебания горизонта воды), узлы с автоматами расходов на выпусках и перегораживающим сооружением в виде автомата горизонта в верхнем бьефе. В частности рекомендуются следующие автоматы.

Автоматы-регуляторы постоянных расходов с одним и двумя козырьками (конструкции САНИИРИ и Средазгипроводхлопка) /15/ для выпусков в хозяйственные, севооборотные и бригадные каналы. По ним имеются типовые проекты Средазгипроводхлопка: альбомы ВКЛР-65, ВР-67, РО-65, РД-65 на расходы 200, 400, 800, 1400, 2600 л/сек. Пределы применения автоматов-регуляторов приведены в таблице.

Пружинные автоматы постоянных расходов ПАР (конструкция САНИИВПиГ) для выпусков в хозяйстве (100-300 л/сек) и во временные (30-70 л/сек) оросители; они могут быть переносными; ПАР работают с затопленным истечением при изменении перепада от 5 до 30 см /4, 16, 17/.

Автоматы верхнего бьефа с поплавком на обшивке затвора в качестве перегораживающих сооружений с автоматами регулирования горизонтов верхнего бьефа.

Имеются типовые проекты Средазгипроводхлопка, альбомы СПА-65 на следующие расходы: 280, 450, 600, 960, 1200, 1820 л/сек. Перечисленные автоматы разработаны для параболических лотков, поэтому для обычных каналов необходимо предусмотреть вставку с соответствующим параболическим сечением.

Шифр	:Пропускная :способность, : м ³ /сек :	:Минимальные :перепады, см :	:Диапазон ко- :лебаний в :верхнем : бьефе, см
------	--	------------------------------------	--

Водовыпуски трубчатые с автоматами расхода
с одним козырьком

ВРО-0,2	0,1-0,2	13-20	20-10
ВРО-0,4	0,2-0,4	17-23	23-18
ВРО-0,8	0,4-0,8	27-30	41-30
ВРО-1,4	0,8-1,4	28-34	41-30
ВРО-2,6	1,4-2,6	42-49	55-40

Водовыпуски трубчатые с автоматами расхода
с двумя козырьками

ВРД-0,2	0,1-0,2	13-20	22-18
ВРД-0,4	0,2-0,4	17-23	38-31
ВРД-0,8	0,4-0,8	27-30	60-50
ВРД-1,4	0,8-1,4	28-34	60-50
ВРД-2,6	1,4-2,6	42-49	88-70

Автоматы верхнего бьефа с выносными поплавками (конструкция САНИИРИ) /6/ в качестве перегораживающих сооружений. Имеются типовые проекты Средазгипроводхоза, альбомы ПВ-63, ВПК-63 на следующие расходы: 0,6-1,5; 1,0-2,5; 1,9-5,0; 3,5-10 м³/сек. Разработаны варианты открытого (без переезда) перегораживающего сооружения, а также автоматические затворы с трубчатым (с переездом) перегораживающим сооружением.

На примере того же второго отделения совхоза "Савай" приходим к выводу, что для автоматизации водораспределения постоянными расходами необходимо, во-первых, четыре выпуска

из канала Савай реконструировать (см. выше) или построить новые по типу автоматов постоянных расходов с двумя наклонными стенками — ВРД-67; во-вторых, все выпуски в узлах распределения в бригадные отводы оборудовать автоматами ВР-67 или ПАР, последние при расходах не более 300 л/сек (всего автоматических выпусков 23); в-третьих, предусмотреть на всех выпусках во временные распределители лотки с пазами для установки переносных автоматов ПАР с расходами 20–70 л/сек. После использования автомат вынимают и заменяют плоским щитком. На каждую бригаду потребуется комплект автоматов из 6 шт., из них работают три, а остальные подготовлены для полива из других временных оросителей.

Внутрихозяйственные оросительные системы с лотковой сетью и орошением из гибких трубопроводов (шлангов)

Автоматизация водораспределения на описываемых системах возможна по верхнему (по отрегулированным и постоянным расходам), нижнему или смешанному бьефу. К настоящему времени разработан и обеспечен необходимыми средствами первый метод.

При водораспределении отрегулированными и постоянными расходами рационально сочетать автоматы постоянного расхода, верхнего бьефа и водомерные сооружения.

В качестве примера автоматизации водораспределения по отрегулированным и постоянным расходам рассмотрим целинный совхоз в Голодной степи^I. Совхоз общей площадью 10680 га имеет 6 отделений, 12 севооборотных массивов (по 8–9 полей в каждом) и усадьбу. Два соседних массива составляют отделение. Средняя площадь поля севооборота 90 га. Ирригационная сеть — два хозяйственных канала ЮР-16,

^I В основе принята разработка Средазгипроводхлопка.

ЮР-17 (открытые бетонированные, трапецеидального сечения) с заборами воды из междоустьевенного канала ЮГК, севооборотные распределители и участковые (бригадные) каналы. Почти все севооборотные и участковые распределители являются параболическими лотками. Участковые распределители рассчитаны на 200 л/сек. Полив производится по бороздам из гибких трубопроводов, подключаемых к выпускам из участковых лотков. Выпуски расположены через 200-300 м.

Для автоматизации водораспределения по верхнему бьефу возможны следующие варианты: 1) головные водовыпуски-регуляторы на ЮГК, ЮР-16 и ЮР-17 выполняются в виде регуляторов-водомеров трубчатых РВТ с приставками на входе или с сужением (кольцом) в выходной части; для автоматизации учета воды на них устанавливаются динамические расходоуказатели ДРС с самописцами; 2) все выпуски из совхозных распределителей (30 шт.) оборудуются типовыми автоматами постоянных расходов с двумя наклонными козырьками РД-65; 3) по совхозным каналам ЮР-16, ЮР-17 в качестве перегораживающих сооружений располагают автоматы верхнего бьефа СПА-65; 4) выпуски из севооборотных каналов в участковые (бригадные) распределители делаются в виде автоматов типа ВКЛР-65, или водомеров типа ВКЛВ-65; 5) для правильного распределения воды между гибкими трубопроводами (одновременный полив из 2-3 трубопроводов) выпуски из участковых распределителей следует сделать водомерными по типу ВГВ-64.

При желании применить телемеханику целесообразно предусмотреть теледатчики расхода по открытию затвора автоматов РД-65 в головах севооборотных распределителей (телерегулирование), аварийную сигнализацию уровня воды в бьефах каналов ЮР-16, ЮР-17 (телесигнализация) и телеконтроль расхода воды на головных сооружениях из ЮГК.

Внутрихозяйственные оросительные системы
с трубчатой сетью и орошением из гибких трубопроводов
или дождеванием

Следует применять в основном метод водораспределения по верхнему бьефу, т.е. по отрегулированным и постоянным расходам и чаще всего в сочетании обеих разновидностей.

Для примера автоматизации водораспределения по отрегулированным и постоянным расходам рассмотрим данные по типовому хлопководческому совхозу (рис.2) с комбинированной оросительной сетью^I. Совхоз площадью (нетто) 9100 га состоит из четырех отделений по 2000-2500 га. В отделениях 6-8 бригад со средней площадью 320 га.

Ирригационная сеть запроектирована в следующем варианте. Из межхозяйственного открытого бетонированного канала (он может быть и хозяйственным) отходит 7 закрытых трубчатых распределителей для орошения I и II отделений и 2 лотковых канала, транспортирующих воду в трубопроводы III и IV отделений. Таким образом, здесь решен вопрос о самостоятельном питании отделений.

Каждый трубчатый распределитель через выпуск-гидранты подает воду в бригады для полива из гибких трубопроводов (возможен также вариант полива дождевальными машинами ДДА-100м, ДМ-80, ДМ-200, для этого гидранты подают воду в открытые полевые оросители).

При автоматизации по отрегулированным расходам необходимо: а) все выпуски из каналов в трубопроводы и лотки выполнить в виде водомеров-регуляторов с приставками на входе (альбом ВКЛВ-65) и прибором ДРС с самописцем; б) выпуски из лотков в трубопроводы (III и IV отделения) оснастить водомерами с кольцом сужения (альбом ВВКТ-6I), с боковым цилиндром /I3/ с приборами ДРС-60 или с сегментной диафрагмой (альбом УВТ-6I) и дифманометрами

^I В основе принята разработка Средазгипроводхлопка.

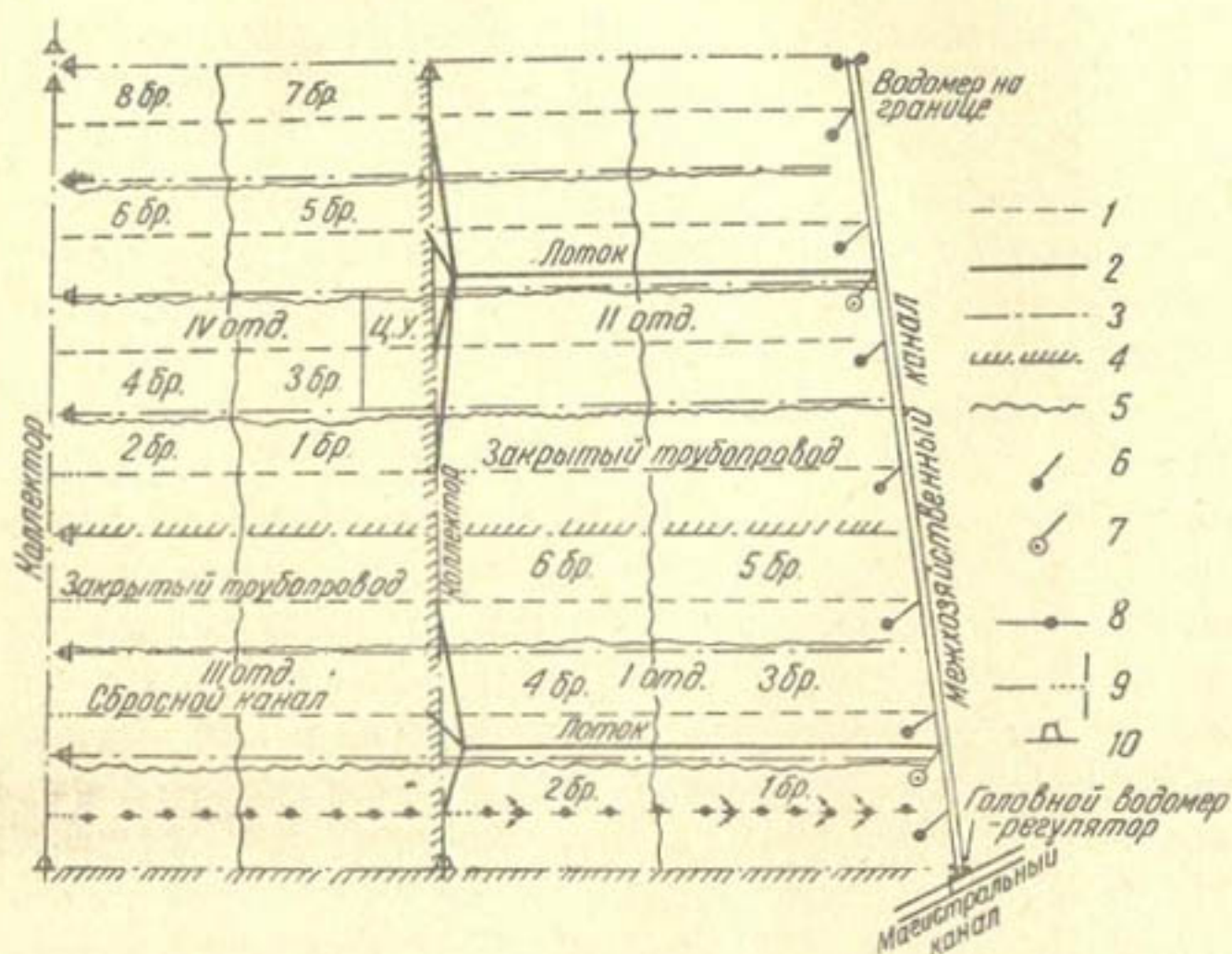


Рис. 2. Схема типового совхоза с закрытой распределительной сетью и автоматизацией по верхнему бьефу:
 1—закрытый оросительный трубопровод; 2—лотковый канал; 3—коллекторы и сбросы; 4—границы отделений совхоза; 5—границы бригад; 6—водовыпуск из канала в трубопровод; 7—водовыпуск из канала в лотковый канал; 8—гидрант-водовыпуск; 9—сброс в коллектор; 10—водомеры на коллекторах и сбросах.

ДП-410 /II/; в) начальные участки гибких трубопроводов снабдить водомерными элементами в виде цилиндрического кольца или сопла Вентури с простейшими дифманометрами.

При автоматизации постоянными расходами водовыпуски из канала в трубопроводы и лотки, а также из лотков в трубопроводы следует оборудовать автоматами постоянных расходов с двумя наклонными козырьками РД-65, альбомы ВКТ-67, ВКЛР-65, ВЛТ-67.

Для учета сбросной и дренажной воды необходимо установить водомеры, — например, одиночные или двойные сходящиеся насадки.

Перечисленные рекомендации и примеры не охватывают все типы оросительных систем и возможные варианты практического осуществления водораспределения по верхнему бьефу. При проектировании и устройстве средств автоматического учета и регулирования воды мы рекомендуем пользоваться приведенной ниже литературой и указанными в тексте типовыми проектами Средазгипроводхлоска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бутырин М.В. Водомерные сооружения для оросительных каналов на расход от 2 до 20 м³/сек, "Вопросы гидротехники", вып.4, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.
2. Бутырин М.В. Водомерный порог САНИИРИ — ВПС, ж. "Гидротехника и мелиорация", 1959, № 6.
3. Бутырин М.В. Автоматизация учета и регулирования воды на оросительных системах, Тематический сборник ВДНХ, "Новое в ирригации", М., Сельхозиздат, 1962.
4. Бутырин М.В. Внутрихозяйственный пружинный автомат постоянного расхода воды (ПАР) "Вопросы гидротехники", вып.4, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.

5. Бутырин М.В. Справочник гидротехника-ирригатора, часть II, гл. VI, Ташкент, Изд-во "Узбекистан", 1964.
6. Гартунг А.А. Сегментный затвор-автомат верхнего бьефа с поплавком в отдельном колодце, "Вопросы гидротехники", вып. 4, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.
7. Краснов В.Е. Водомерные приставки, как средство автоматизации учета расходов воды на ирригационных каналах, "Вопросы гидротехники", вып. 4, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.
8. Краснов В.Е. Динамический расходоуказатель для водомерных сооружений, "Вопросы гидротехники", вып. 4, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.
9. Краснов В.Е. Инструкция по устройству и применению динамического расходоуказателя ДРС-60 на водомерных сооружениях, издание МВХ УзССР, Ташкент, 1963.
10. Старковская В.Е. Трубчатые водомеры-регуляторы с сужением (сопротивлением), "Вопросы гидротехники", вып. 4, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.
11. Сальников М.П. Методика расчета водомеров с сегментной диафрагмой, "Вопросы гидротехники", вып. 16, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1962.
12. Хамадов И.Б., Краснов В.Е. Автоматизированный учет воды на оросительных системах с помощью водомерных сооружений типа приставки и динамического расходоуказателя ДРС-60, "Вопросы гидротехники", вып. 32, Ташкент, Изд-во "Фан" УзССР, 1968.
13. Старковская В.Е. Трубчатый водомер-регулятор с боковым цилиндром. В настоящем выпуске.

14. Хамадов И.Б., Эйнгорн Ф.Я., Ом Л.А. Системы гидравлического авторегулирования на оросительных каналах, "Гидротехника и мелиорация", 1967, № 3.
15. Хамадов И.Б., Гартунг А.А. Автоматические затворы с постоянным расходом воды для водовыпусков оросительных каналов, "Гидротехника и мелиорация", 1966, № 8.
16. Тишабаев Б. Пружинные автоматы постоянного расхода воды для трубчатых выпусков, "Вопросы гидротехники", вып.32, Изд-во "Фан", 1968.
17. Тишабаев Б. Автомат постоянного расхода воды для внутрихозяйственных выпусков, Труды САНИИРИ, вып.115, 1967.

М.П.САЛЬНИКОВ

ПОПЛАВКОВЫЙ РЕГУЛЯТОР УРОВНЯ ВОДЫ ДЛЯ ЗАКРЫТЫХ
ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Регулятор^I (рис.1), устанавливаемый на вертикальном стояке закрытой оросительной сети, стабилизирует уровень воды в колодце при изменениях величины забираемого количества воды и напора в трубопроводе. Регулятор можно использовать как стабилизатор: 1) уровня в открытом оросителе при наличии связи уровней воды в колодце и оросителе; 2) напора в гибком трубопроводе при присоединении его к выходному отверстию колодца; 3) расхода при выпуске воды из колодца через тарированное незатопленное отверстие.

Устройство. Регулятор состоит из основного и управляющего затворов. Основной затвор регулирует поток, вытекающий через отверстие во фланце 4, и состоит из неподвижного цилиндрического корпуса II и основного плунжера 3. Корпус радиальными ребрами IO скреплен с фланцем. Основной плунжер перемещается, как поршень, в корпусе II и в крайнем верхнем положении перекрывает выходное отверстие во фланце. В днище корпуса имеется дроссельное отверстие I. Через него во внутреннюю полость корпуса вводится управляющий поток, который может вытекать в колодец через трубку 2. На верхнем конце трубки расположен управляющий затвор, состоящий из управляющего плунжера 5 и рычага с поплавком 8. Поплавковая камера 7 сообщается с водоприемным колодцем отверстиями 9. Винт 6 служит для принудительного прекращения водоподачи.

^I Сальников М.П., авторское свидетельство № 240424.

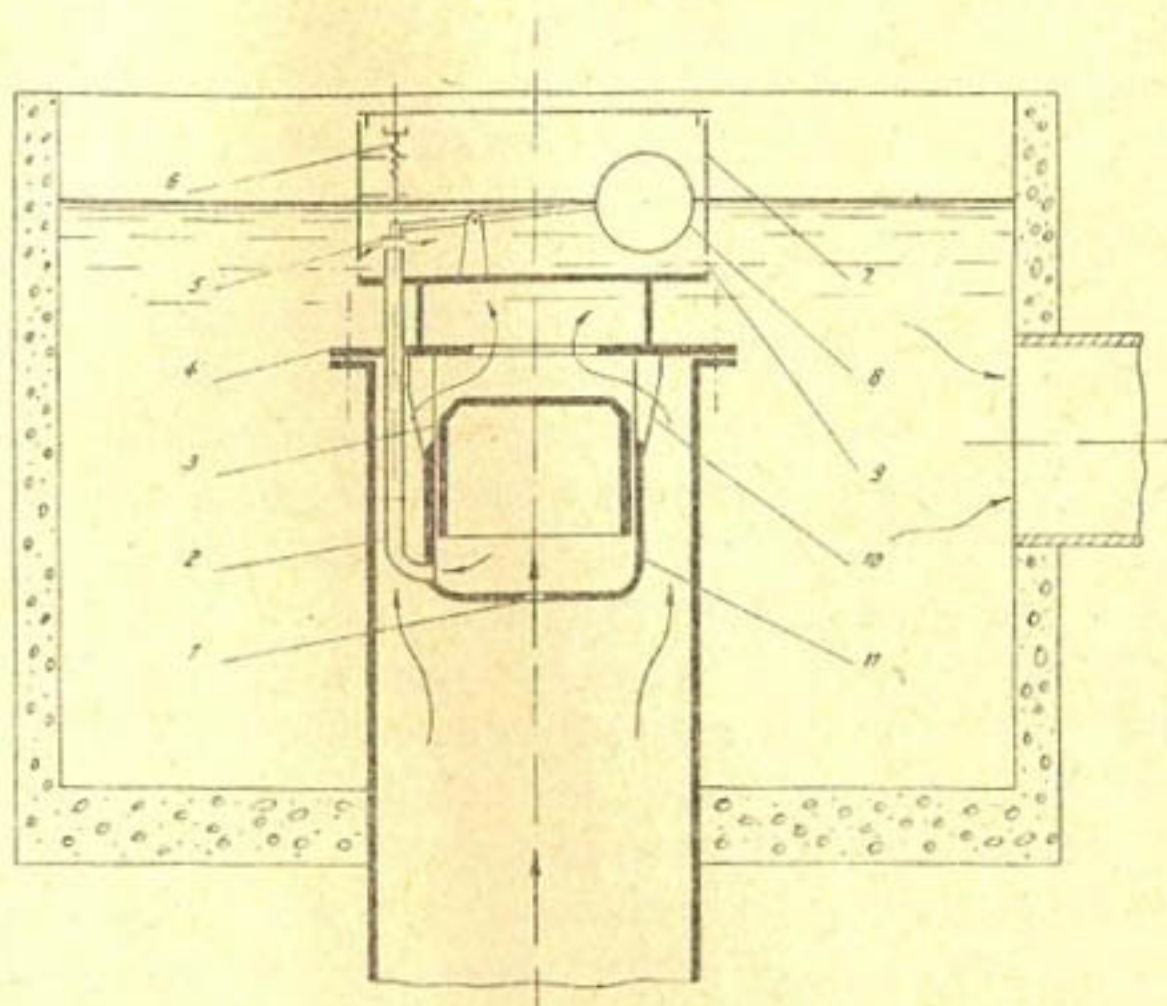


Рис. I. Поплавковый регулятор уровня воды для закры-
тых оросительных систем:

1-дрессельное отверстие; 2-трубка; 3-основной
плунжер; 4-фланец; 5-управляющий плунжер;
6-винт; 7-поплачковая камера; 8-поплавок;
9-отверстие; 10-ребро; 11-корпус.

Принцип действия. Поток движется по кольцевому пространству между трубопроводом и корпусом II и вытекает в колодец через отверстие во фланце. Вертикальная проекция силы реакции этого потока и собственный вес основного плунжера 3 стремятся переместить последний вниз. Одновременно небольшой поток управления поступает через дроссель I во внутреннюю полость корпуса II, создает в ней избыточное давление, стремящееся переместить плунжер 3 вверх, и через управляющий затвор поток вытекает в колодец. Величина избыточного давления зависит от степени открытия управляющего плунжера, а так как последний связан с поплавком, то и от уровня воды в колодце.

При определенном положении уровня воды в колодце давление в корпусе компенсирует силу реакции и вес основного плунжера, который будет находиться как бы во взвешенном состоянии. Если при этом приток воды в колодец и отток из него будут равны, уровень воды в колодце останется постоянным. При нарушении этого равенства уровень изменится: с увеличением напора в трубопроводе и уменьшением забираемого расхода он повысится; с уменьшением напора и увеличением забора — понизится.

Если уровень воды в колодце понизится, поплавок приоткроет управляющий затвор, давление в корпусе понизится и основной плунжер приоткроется. Если увеличивающийся приток воды восстановит равновесие притока и оттока, снижение уровня прекратится и установится новый равновесный режим. С повышением уровня произойдет обратное действие, в результате которого уровень в колодце также стабилизируется. С прекращением водозабора из колодца уровень в нем достигнет положения, при котором управляющий затвор закроется. При этом давления в корпусе и трубопроводе будут одинаковыми, основной плунжер перекроет отверстие во фланце и поступление воды в колодец прекратится.

Как только забор воды возобновится, уровень в колодце начнет понижаться. Поплавок, следуя за уровнем воды, откроет управляющий плунжер 5, управляющий поток будет вытекать в колодец, а давление в полости корпуса II понизится.

Под действием собственного веса и возникшей разности давлений между трубопроводом и корпусом основной плунжер начнет перемещаться вниз. Действие регулятора возобновится.

М.П.САЛЬНИКОВ

К АНАЛИЗУ РАБОТЫ ПОПЛАВКОВОГО РЕГУЛЯТОРА УРОВНЯ
ДЛЯ ЗАКРЫТЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

На закрытых оросительных системах применяются поплавковые регуляторы уровня (рис.1). В таких регуляторах клапан связан с поплавком так, что при повышении уровня в колодце приток воды в него уменьшается, а при понижении — увеличивается. Поэтому уровень в колодце остается практически постоянным независимо от изменений напора в питающем трубопроводе и количества воды, забираемой из колодца.

При поливе по бороздам из временного оросителя регулятор, стабилизируя уровень перед водосливом, обеспечивает постоянный расход. Гибкий трубопровод, присоединенный к колодцу со стабилизированным уровнем, работает всегда при постоянном напоре независимо от переключений на нем. Если к такому колодцу присоединить безуклонный ороситель, из которого забирает воду передвижной дождевальная агрегат, то он не будет переполняться при остановках агрегата. Такая схема используется и для регулирования напора в самонапорных сетях закрытых оросительных систем.

В механическом отношении регулятор и колодец (рис.1) представляют собой замкнутую динамическую неконсервативную систему, в процессе работы получающую извне энергию через регулируемый объект. Это обуславливает возможность возникновения в этой системе колебаний, которые при некоторых условиях могут нарушить ее нормальную работу и привести к незатухающему переходному процессу. Для того чтобы такая система авторегулирования выполняла свое назначение, она должна быть прежде всего устойчивой. Устойчивая система, будучи выведенной из равновесного состояния возмущающими силами,

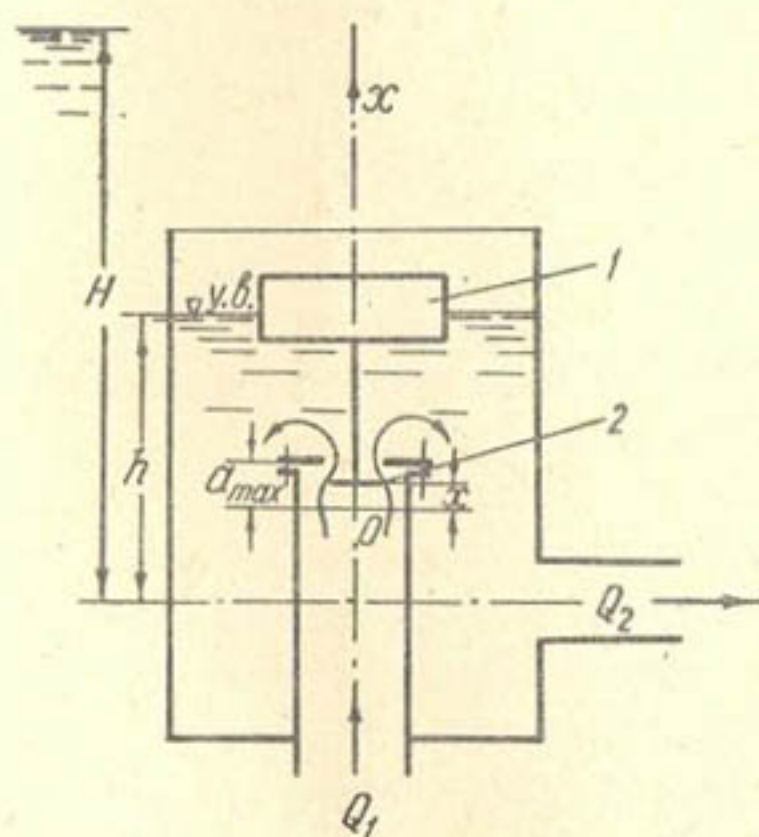


Рис. I. Схема поплавкового регулятора уровня:
1—поплавок; 2—клапан.

а затем предоставленная самой себе, должна возвратиться к прежнему или перейти к новому состоянию равновесия.

В приводимом ниже анализе устойчивости системы регулирования (рис. I) принято, что регулируемый поток не оказывает силового воздействия на клапан, а действующий напор остается постоянным.

Приток воды в колодец при полном открытии клапана максимален:

$$Q_1^{max} = \mu \omega_{max} \sqrt{2gz},$$

где μ — коэффициент расхода клапана;
 $\omega_{max} = a_{max} \cdot b$ — площадь истечения, соответствующая полному открытию клапана;
 a_{max} — полный ход клапана;
 z — действующий напор.

Если при этом $Q_1^{max} = Q_2$ режим будет установившимся, и уровень в колодце будет соответствовать ватерлинии поплавка (вместе с клапаном).

Если установившийся режим нарушится уменьшением оттока по сравнению с притоком, уровень в колодце начнет повышаться:

$$Q_1 - Q_2 = (\omega_k - \omega_n) \frac{dh}{dt}, \quad (1)$$

где ω_k — площадь колодца;
 ω_n — площадь ватерлинии поплавка.
 Приток Q_1 можно представить в виде

$$Q_1 = c (a_{max} - x) \quad (2)$$

где $c = \mu b \sqrt{2gz}$.

Подставив в уравнение (1) выражение (2), получим уравнение объекта регулирования:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{c(d_{max} - x) - Q_2}{\omega_k - \omega_n} \quad (3)$$

При повышении уровня в колодце поплавков, следуя за ним с некоторым отставанием, прикрывает клапан. Уравнение движения поплавка с клапаном можно записать так:

$$mx'' + \gamma x' = \gamma \omega_n (\Delta h - x); \quad (4)$$

здесь m — масса поплавка и клапана;
 γ — коэффициент сопротивления движению поплавка и клапана;
 Δh — изменение уровня.

Уравнения (3) и (4) описывают работу системы регулирования. Решая их, получаем:

$$x''' + A_1 x'' + A_2 x' + A_3 x = A_4, \quad (5)$$

где

$$A_1 = \frac{\gamma}{m};$$

$$A_2 = \frac{\gamma \omega_n}{m};$$

$$A_3 = \frac{\gamma \omega_n c}{m(\omega_k - \omega_n)};$$

$$A_4 = \frac{\gamma \omega_n (Q_1^{max} - Q_2)}{m(\omega_k - \omega_n)}.$$

При проектировании систем регулирования, описываемых уравнениями типа (5), главное — обеспечить устойчивость системы. Анализ устойчивости таких систем целесообразно проводить косвенным методом.

Согласно критерию устойчивости Гурвица коэффициенты однородного уравнения системы должны быть положительными и, кроме того, необходимо неравенство:

$$A_1 A_2 > A_3, \quad (6)$$

которое можно расшифровать:

$$\frac{2}{m} > \frac{c}{\omega_v - \omega_n}.$$

Из этого неравенства следует, что при прочих равных условиях система более устойчива при меньшей массе поплавка и клапана и большем сопротивлении движению их, а также при меньшей площади ватерлинии поплавка и большей площади колодца.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабаков И.М. Теория колебаний, М., Изд-во "Наука", 1965.
2. Воронов А.А. Элементы теории автоматического регулирования, М., Воениздат, 1954.
3. Чиж И.Б. Труды САНИИРИ, вып.102, Ташкент, 1959.

В.Е.СТАРКОВСКАЯ

ТРУБЧАТЫЙ ВОДОМЕР-РЕГУЛЯТОР С БОКОВЫМ ЦИЛИНДРОМ

Для правильной организации эксплуатации оросительных систем необходим оперативный и точный учет распределения потребляемой воды, осуществление которого возможно при наличии на системах новых, более современных и простых по конструкции, водомерно-регулирующих сооружений.

В настоящей работе рассматривается новая конструктивная схема трубчатого водомера-регулятора с боковым цилиндром /2/.

Трубчатые сооружения имеют некоторые преимущества по сравнению с открытыми типами сооружений: их можно использовать в качестве дорожных переездов, они отличаются хорошей транспортабельностью основных элементов (труб), а также большей экономичностью (при расходах более $0,6 \text{ м}^3/\text{сек}$).

Предлагаемый трубчатый водомер-регулятор с боковым цилиндром исследовался в лаборатории эксплуатационной гидрометрии САНИИРИ на стенде и опробовался в производственных условиях на канале Джун Ташкентской области. Исследования проводились на трубах $D=189 \text{ мм}$ при $Q=8 \text{ л/с}+45 \text{ л/сек}$ и 280 мм , при этом $Q_{\text{мин}}=35 \text{ л/сек}$, $Q_{\text{макс}}=120 \text{ л/сек}$. В производственных условиях испытывались трубы $D_{\text{тр}}=550 \text{ мм}$ и $Q=500 \text{ л/с}$.

Назначение сооружения

Трубчатый водомер-регулятор с боковым цилиндром - ТВР б/ц предназначен для учета и регулирования расхода оросительной воды на межхозяйственных и хозяйственных выделах, при затопленном истечении потока в нижнем бьефе сооружения.

Сооружение предназначено для одновременного учета и регулирования оросительной воды на расходы до $3,5 \text{ м}^3/\text{сек}$ при одноочковом варианте.

Описание конструкции

Водомерное сооружение типа трубчатый водомер-регулятор с боковым цилиндром относится к расходомерам переменного перепада давлений, получившим широкое распространение благодаря своей универсальности и легкости серийного производства.

Водомерное сооружение ТВР б/ц (рис.1) состоит из регулировочного устройства (затвора и подъемника, устанавливаемого в голове водовыпуска) 1, трубы водовыпуска 2 и местного сопротивления в виде бокового цилиндра-колодца 3 в водомерном блоке 4.

Водомерный блок (рис.2) конструктивно представляет собой два взаимно перпендикулярных цилиндра одинакового диаметра, один из которых является основной частью водовыпуска-водопропускной трубой (горизонтальная труба) 1, другой представляет собой колодец-сопротивление 2, который врезается в виде бокового цилиндра (вертикальная труба). Таким образом, сужающее устройство в виде вертикального цилиндра является с одной стороны сопротивлением, создающим перепад давления, с другой стороны, внутренняя часть трубы используется как колодец для установки в нем прибора. Боковое расположение сужающего устройства способствует свободному пропуску наносов и плавника, которого обычно много в оросительной воде.

Для отбора пьезометрического давления на вертикальном цилиндре на уровне горизонтальной оси трубы горизонтального водовыпуска расположены два отверстия. Для отбора верхнего давления "а" входное отверстие оформляется в виде прямоугольной щели размером $2 \times 20 \text{ (см}^2\text{)}$; для отбора

$$Z_H = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где Z_H — разность пьезометрических напоров в водомерных сечениях ("а" и "б"), м;
 ξ — коэффициент местного гидравлического сопротивления;
 v — средняя скорость в трубе, м/с.

Учет расхода воды

Формула для учета расхода воды будет следующей

$$Q = K \omega \sqrt{2g Z_v}, \quad (I)$$

где ω — площадь суженного сечения трубы, м;
 Z_v — коэффициент расхода водомера.
 Численные величины K и μ даны на рис. 3 и 4.
 Рекомендуемое оптимальное отношение $m = \frac{\omega}{R} = 0,70$,
 где R — площадь трубы (м).

Упомянутое сопротивление изучали в пределах квадратичной зоны, где $Re_{min} = 80000$ и $Re_{max} = 300000$, что охватывает рабочую зону перепадов давлений $Z_{min} = 2-3$ см и $Z_{max} = 40$ см и более. При наличии прибора разбивку шкалы производят согласно инструкции. В случае отсутствия прибора расход воды определяется по разности горизонтов воды в отсеках колодца, разделенного водонепроницаемой перегородкой 5 (рис. I).

Гидравлический расчет сооружения ТВР б/ц

На основании результатов лабораторных исследований и опытно-производственной проверки дается следующая методика гидравлического расчета трубчатого водомера-регулятора с боковым цилиндром.

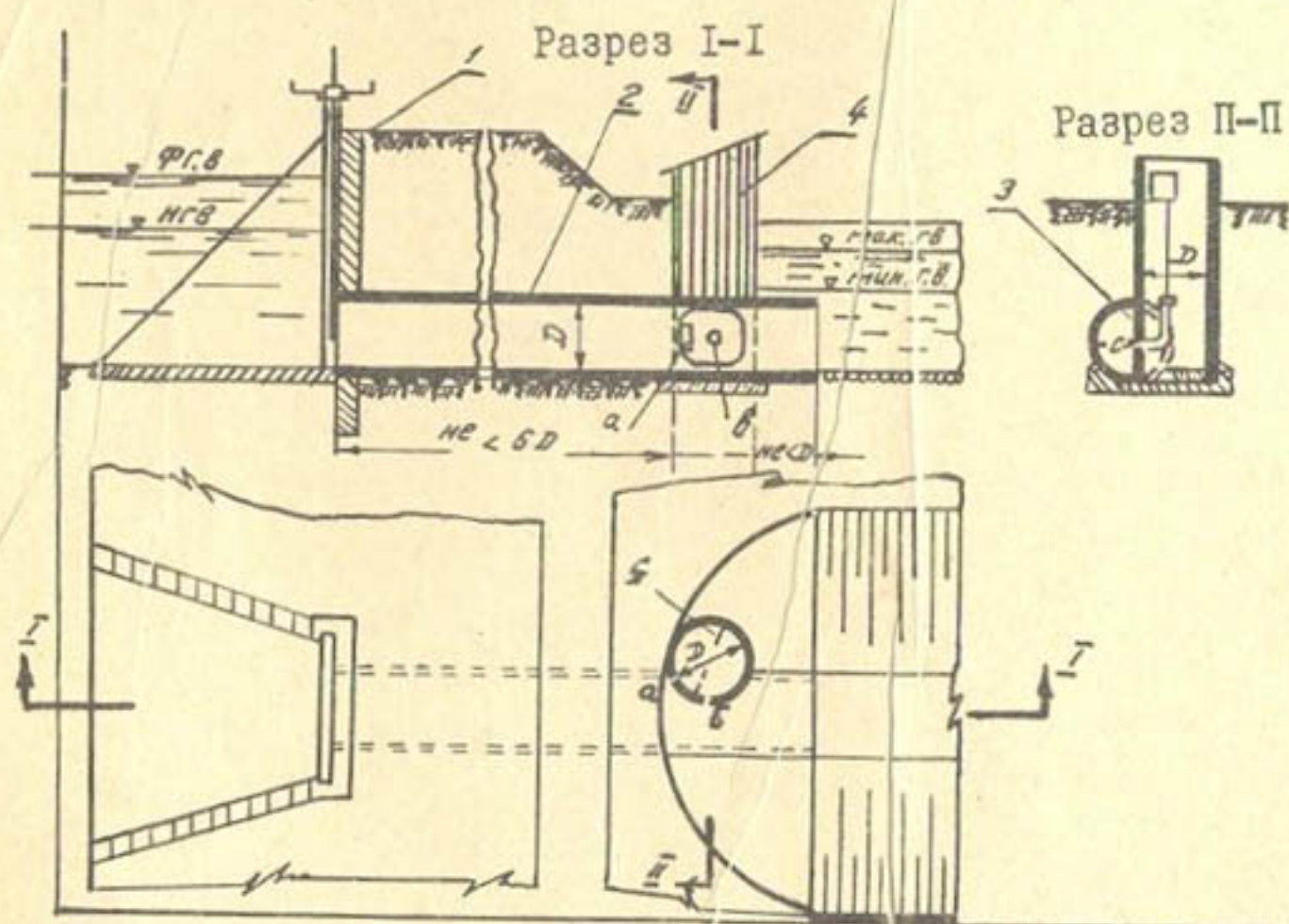


Рис. I. Трубчатый водомер-регулятор с боковым цилиндром.

нижнего давления "б" — выходное отверстие круглого сечения $d = 6,0$ см с целью заделки в него патрубка для прибора типа ДРС-60 (рис.1). В боковом колодце патрубок для поршенька прибора устанавливается в Г-образную трубку, которая одним концом соединяется с патрубком прибора, а другим — с отверстием в вертикальном цилиндре-колодце. Такое конструктивное решение мест отбора пьезометрического давления выгодно отличается от ранее предлагаемых (в потолке трубы) тем, что исключает попадание в трубу водовыпуска донных частиц и воздуха, что положительно сказывается на работе прибора. Для вновь проектируемого сооружения длина трубы до сужающего устройства должна быть не менее $6,5 D$, собственно колодец равен $1 D$ и выходная часть за колодцем $1-1,5 D$ (рис.1). В случае реконструкции рекомендуется запроектировать водомерный блок (рис.2), где общая длина трубы составит $11 D$ (из них $5 D$ — длина существующего водовыпуска, $3 D - 3,5 D$ — приставная часть трубы в блоке; $1 D$ — собственно колодец и $1 D - 1,5 D$ — выходная часть за колодцем).

Высота вертикальной трубы (колодца сопротивления) принимается зависимой от отметок поверхности земли на месте установки сооружения.

Принцип действия ТВР б/ц

Местное сопротивление, в виде обтекаемого потоком цилиндра, создает разность пьезометрических давлений в сечениях "а" и "б", этой разности соответствует определенный расход воды, проходящий через трубчатый водовыпуск. Не требуется учитывать величину открытия затвора ввиду его удаленности от водомерного устройства не менее чем на $6,5 D$. Величина потери пьезометрического напора определяется согласно уравнению Бернулли по формуле

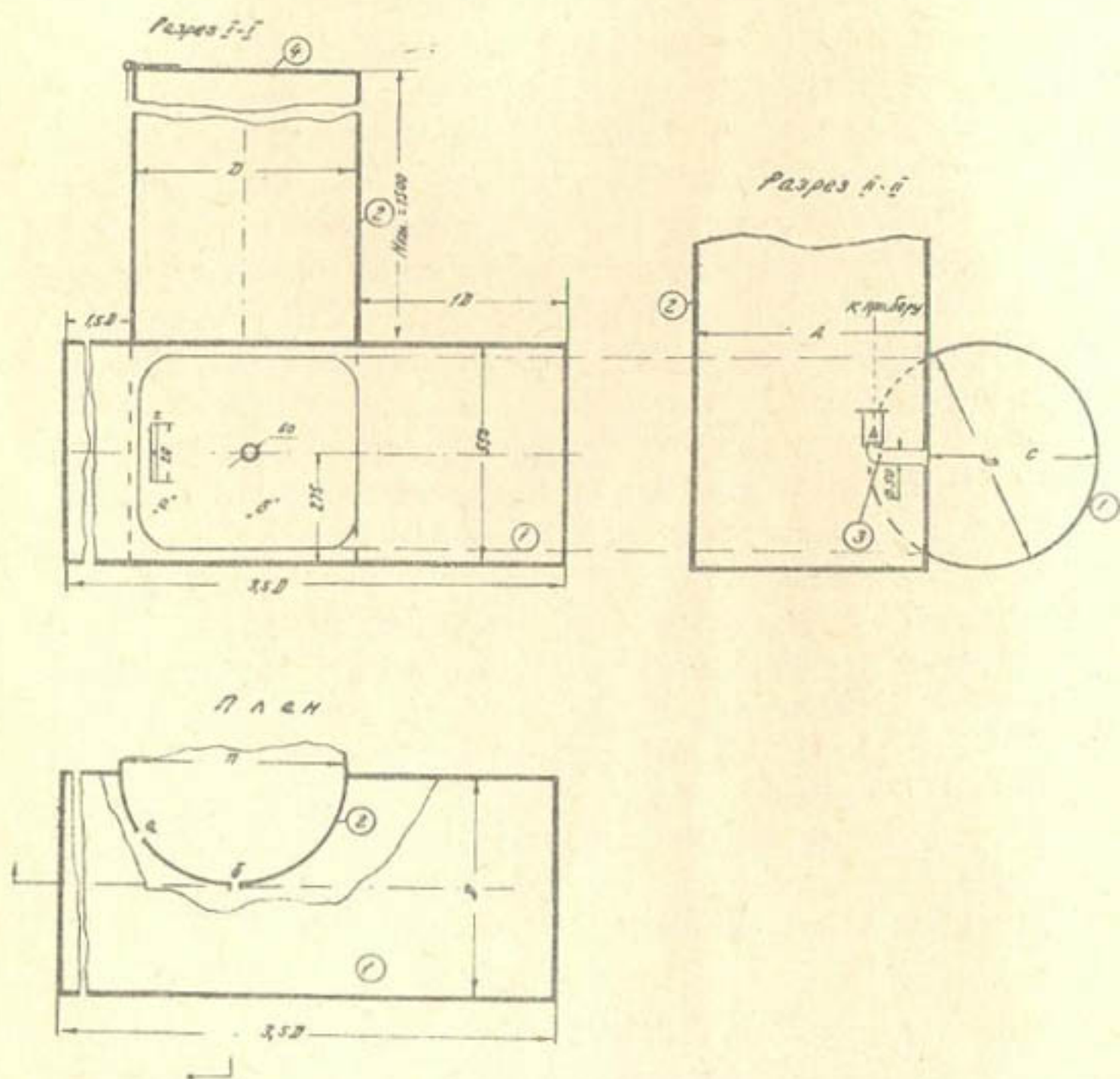


Рис.2. Блок водомерного устройства для ТВР 6/ц:
 1-труба водовыпуска; 2-колодец-бок.цилиндра;
 3-Г-образная трубка; 4-крышка колодца.

Необходимые исходные данные для расчета водомера:

а) расходы по отводу:

б) отметки дна: канала и отвода;

в) отметки горизонтов воды для канала и отвода:

$$H_{\text{форс}}; H_{\text{норм}}; H_{\text{мл}}; h_{\text{форс}}; h_{\text{норм}}; h_{\text{мл}}.$$

Расчет размера отверстия трубы водовыпуска производится по следующей зависимости определения пропускной способности воды:

$$Q = \mu_c R \sqrt{2gz_c}, \quad (2)$$

где Q — форсированный расход воды, м³/сек;
 R — рабочая площадь внутреннего сечения трубы водовыпуска $\frac{\pi D^2}{4}$, м;
 μ_c — коэффициент расхода всей системы;
 z_c — расчетный перепад системы между уровнями воды в верхнем и нижнем бьефах (м), причем в канале принимаются отметки нормального горизонта воды ($H_{\text{норм}}$), а в отводе — форсированного горизонта воды ($h_{\text{форс}}$).

Пример расчета сооружения ТВР б/ц

Дано $Q = 0,450$ м³/сек;

$z_c = 0,40$ м;

Для $m = 0,70$ коэффициент расхода $\mu_c = 0,71$ (рис.3).

Тогда из формулы пропускной способности (2) имеем:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{\mu_c \cdot 0,785 \cdot \sqrt{2gz_c}}},$$

Откуда

$$D = \sqrt{\frac{0,450}{0,71 \cdot 0,785 \cdot 4,43 \sqrt{0,40}}}.$$

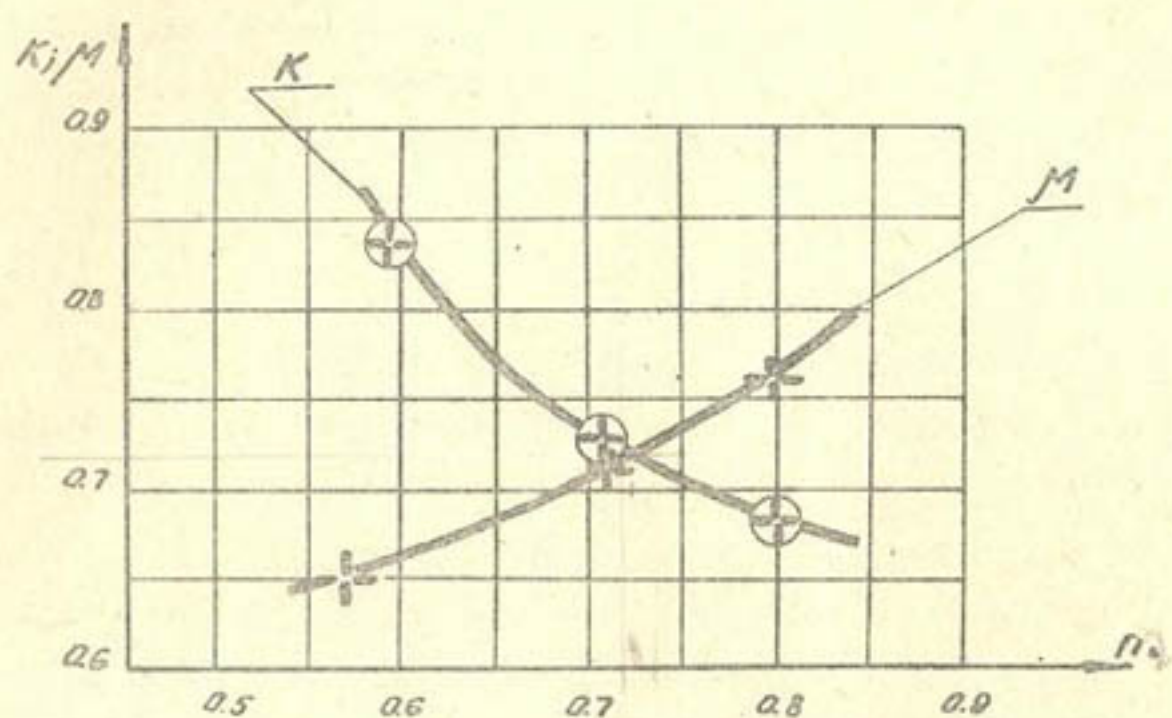
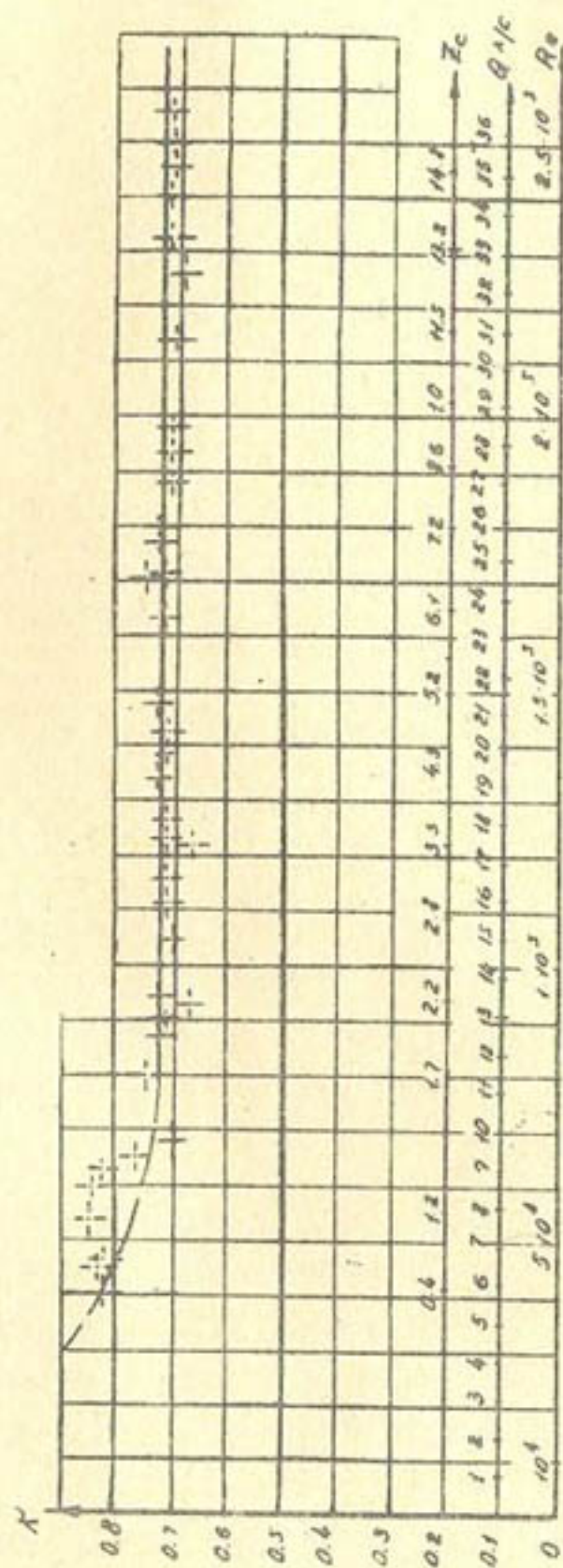


Рис.3. Графики зависимости коэффициента расхода системы $\mu = f(m)$ и коэффициента расхода водомера $K = f(m)$.



Принимаем ближайший стандартный размер асбоцементной трубы 0,546 м, либо изготавливаем из металла трубу $D=0,55$ мм и колодец $D_K=0,55$ м.

Практические рекомендации по устройству сооружения

Для устройства сооружения необходимы:

- 1) конструктивная схема ТВР б/ц;
- 2) чертеж развертки и
- 3) основные данные конструкции при $\rho = 1$

(табл. I).

Таблица I

Цент- ральный угол	: $m = \frac{\omega}{\pi}$	: Длина : дуги : S	: Длина : хорды : ρ	: : Стрелка	: Площадь : сегмен- : та	: Площадь : в свету
I62	0,6	2,83	1,97	0,84	1,26	1,88
I42	0,71	2,47	1,89	0,67	0,92	2,21
I22	0,80	2,13	1,75	0,515	0,64	2,50

Для правильной установки (врезки) трубы-колодца в трубу водовыпуска следует применять развертку-шаблон пересечения колодца с трубой водовыпуска по примеру, изображенному на рис.5. Зная по расчету диаметр трубы водовыпуска, который равен диаметру колодца, и величину $m = \frac{\omega}{\pi}$, строим развертку (т.е. графическим методом строим пересечение 2-х цилиндров), для чего приводим 3 проекции. Прежде всего на плане (проекция 2) проводим секущие I' , $2'$, $3'$ и т.д., точки пересечения которых переносятся на проекцию 1, где определяются точки 1, 2, 3 и т.д., а на проекции 3 соответственно определяются точки I'' , $2''$ и $3''$ и т.д. Построение развертки ведется в следующем порядке: дугу I' , $2'$, $3'$ и т.д. (с проекции 2) развертываем в прямую линию и получаем величину " S ", затем с проекции (3) сни-

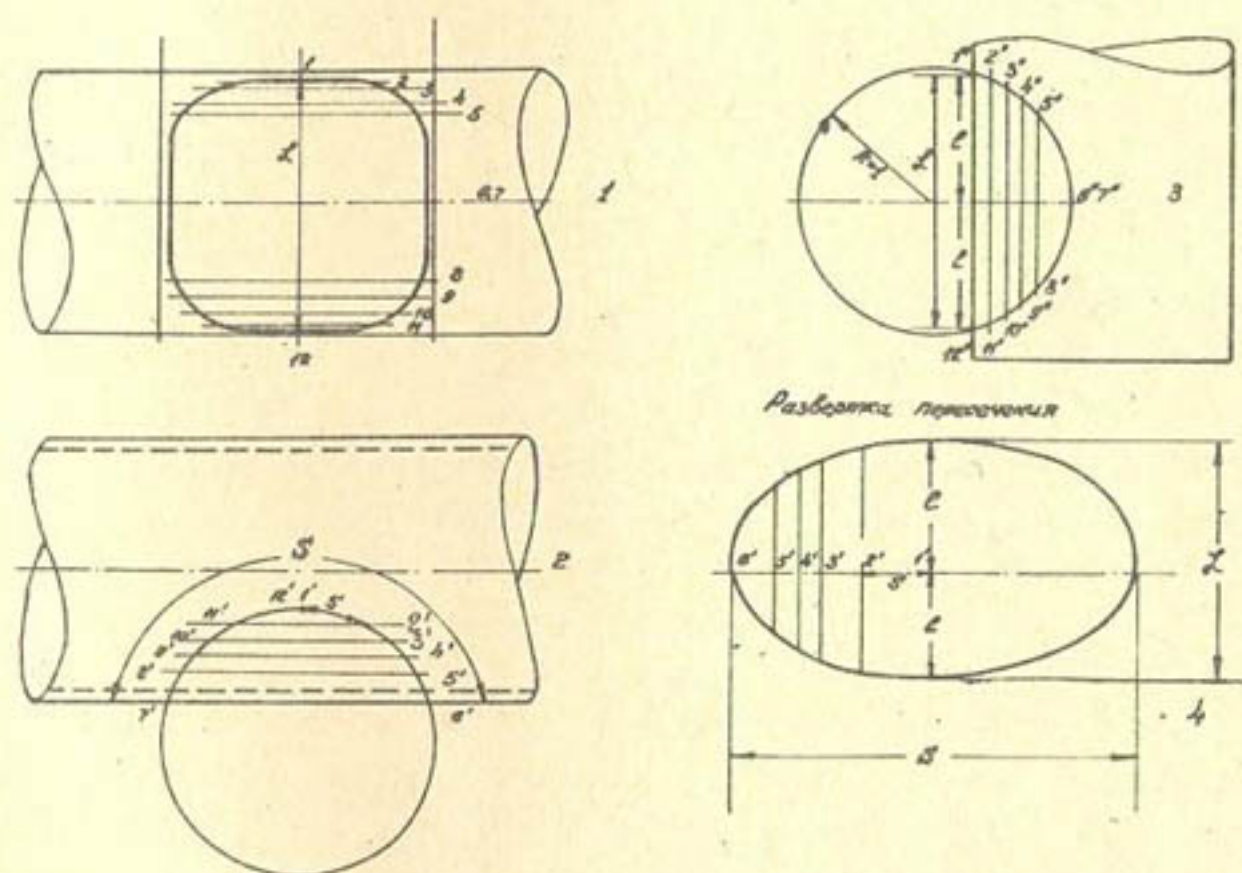


Рис. 5. Пример построения развертки пересечения двух цилиндров.

маем величины " ℓ ", т.е. 1", 2", 3" и т.д. Развертку строим в натуральном масштабе на бумаге, затем этот шаблон накладываем на горизонтальную водопропускную трубу сбоку и очерчиваем контур срезки, по которому удаляется часть поверхности трубы, к образовавшемуся отверстию монтируем колодец. Проверка правильности соотношения " m " определяется замером длины хорды " ℓ " и длины дуги " S ".

Пример:

$m = 0,7$, $D_{тр} = 0,456$ м, $D_{кол} = 0,456$ м, $\rho = 0,228$ м, центральный угол 142°

$$S = 2,47 \times 0,228 = 0,56 \text{ м};$$

$$\alpha = 1,89 \times 0,228 = 0,43 \text{ м};$$

В случае отклонения расчетной величины от принятой " m ", фактическую величину коэффициента " μ " и " k " следует уточнить по кривой 3 и 4.

Технические требования

1. Труба водовыпуска и колодец (сужающее устройство) могут быть выполнены из асбоцементных труб, либо из металла в виде блока, где два взаимно перпендикулярных цилиндра (водопропускная труба и колодец) одного и того же диаметра ($D_{тр} = D_{кол}$).

2. Внутренняя поверхность должна быть гладкой.

3. Основными размерами являются $D_{тр}$ и $D_{кол}$.

4. Отбор верхнего давления производится через щель размером $20 \times 2,0$ (см²).

5. Отбор нижнего давления производится через круглое отверстие, в которое заделывается патрубок прибора.

6. Конструкция верхового оголовка и щитового устройства могут быть любыми.

7. Прямолинейный участок трубы от щита до сужающего устройства должен быть не менее $6,5 D$

8. Участок трубы от сужающего устройства до выходного отверстия должен быть I-I,5Д.

9. При эксплуатации сооружение должно быть затоплено с нижнего бьефа не менее чем на I-2 см.

10. Минимальное открытие щита возможно не менее 0,25Д.

11. Тарировку прибора и разбивку циферблата нужно производить по инструкции, прилагаемой к прибору ДРС-60.

ЛИТЕРАТУРА

1. Старковская В.Е. Трубчатые водомеры-регуляторы с сужением (сопротивлением) в выходной части трубы, "Вопросы гидротехники", вып.4, 1962.
2. Старковская В.Е. Гидротехническое устройство для измерения расхода воды через трубчатый водовыпуск, Авторское свидетельство № 174889.
3. Краснов В.Е. Инструкция по устройству и применению динамического расходоуказателя "ДРС-60" на водомерных сооружениях, Ташкент, 1960.

М. САЛИХОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ
НА АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ И ТЕЛЕМЕХАНИЗИРОВАННЫХ
ИРРИГАЦИОННЫХ КАНАЛАХ

Внедрение автоматизации и телемеханизации в практику управления водохозяйственными системами привлекает все больше внимания. Сейчас уже нельзя согласиться с положением, когда техническая эксплуатация сооружений оросительных систем производится вручную без применения современных средств автоматики и телемеханики.

Достижения науки и техники позволяют выдвигать в качестве научно-технических задач создание в ближайшие годы телеавтоматических оросительных систем, обеспечивающих высокую производительность во всех звеньях системы и наиболее эффективное управление ими.

Имеются гидротехнические сооружения и каналы, где осуществлены автоматическое и телемеханическое управления объектами регулирования (Каттакурганское водохранилище, Куйган-Ярский гидроузел, Гардабанский магистральный канал в Грузинской ССР, Нижнедонская оросительная система, канал Джун и др.).

Произведенный Гипроводхозом анализ стоимости комплексной автоматизации оросительных систем показал, что дополнительные капитальные затраты на нее составляют 1,5–3% от всех затрат на оросительную систему в целом. Линейный обслуживающий персонал может быть сокращен примерно в два раза. Дополнительные капитальные затраты окупаются в 3–4 года.

Несмотря на имеющийся положительный опыт и ожидаемый большой технико-экономический эффект от комплексной автоматизации водного хозяйства, разработки в этой обла-

сти находятся в начальной стадии и не выходят за пределы экспериментального проектирования и строительства опытных участков. Практически оросительные каналы и гидротехнические сооружения строятся без автоматизации и учета ее внедрения в будущем.

Научные и проектные организации, работающие в области автоматизации и телемеханизации ирригационных систем, занимаются в основном разработкой и исследованием различных приборов и аппаратов автоматического регулирования, телеуправления, телеизмерения, оставляя без внимания исполнительную аппаратуру, от которой зависит точность и надежность автоматики и телемеханики. Под исполнительной мы понимаем защитную и пусковую аппаратуру, электропривод, блоки отработки приказов, местные источники энергии, аппаратуру местной автоматики, т.е. все те приборы, которые "исполняют" приказы управления, получаемые по каналам телемеханики или от авторегуляторов.

Исполнительная аппаратура затворов гидротехнических сооружений до настоящего времени не изучена и рассчитана в основном на управление от кнопки, когда оператор находится на самом сооружении. Питание ее осуществляется от токов трехфазного напряжения, подаваемого к сооружению по высоковольтным ЛЭП.

При комплексной автоматизации и телемеханизации требование к элементам исполнительной аппаратуры повысится, так как обслуживающего персонала на сооружении не будет. Такая аппаратура должна быть надежно защищена от поломок и повреждений. Оператор, находящийся у затвора, постоянно следит за ней, диспетчер же, управляющий затвором на расстоянии, следит за движением лишь на приборе телеизмерения. В случае, если отказала механическая часть затвора — заклинило редуктор, под щит попал посторонний предмет

и т.п. — здесь и в электрической части привода возникают перегрузки, которые могут быть причиной аварии; диспетчер не сможет заранее ее предвидеть и предупредить.

Практика проектирования, внедрения в эксплуатацию автоматизированных телемеханизированных сооружений показала, что необходимо прежде всего изучить режимы и условия работы исполнительной аппаратуры, от чего зависит точность и простота приборов телеуправления, телеизмерения, надежность системы автоматики. Наиболее важным является вопрос энергообеспечения.

Для обеспечения энергией объектов регулирования построены ЛЭП на напряжение 500 в, 6 и 10 кв. Стоимость линейных сооружений, по расчетам Гипроводхоза, составляет 50% (и выше) всех затрат на комплексную автоматизацию. В настоящее время имеются предложения по применению местных автономных источников энергии (аккумуляторные батареи, гелиоустановки, питание с диспетчерского пункта по линиям связи, гирляндные ГЭС и гидродвигатели).

Чтобы выяснить наиболее экономичный автономный источник энергии, надо определить энергопотребность гидротехнических сооружений и режимы их работы. Необходимо знать общее количество энергии, потребляемое теми или иными сооружениями за определенный период времени (сутки, сезон), длительность каждой операции, время между операциями (минимальное, максимальное, среднее или наиболее вероятное), найти связь между режимом работы затвора и графиком водопользования орошаемой площади, а также видом сельскохозяйственной культуры, знать целевое назначение затвора (сброс, перегораживающий, водовыпуск), способ управления (ТУ прямо с ДП, ТУ посредством датчика, управление от автоматического регулятора) и др. Все это позволит применять минимальные объемы надежной автоматизации сооружений и выбирать подходящие источники не только для существующих ороситель-

ных систем, но и для вновь проектируемых.

Режим работы сооружения, определяющий энергопотребление объектов, намечается изучать с использованием расходографа САНИИРИ (один из надежных и дешевых самопишущих приборов), который будет устанавливаться на весь оросительный сезон. Прибор, укрепленный на раме затвора, при помощи троса с противовесом будет связан с движущей частью затвора. Движение затвора запишется в виде графика во времени, с помощью которого можно определить частоту включения, открывания и закрывания щитов. Эти параметры нужны для математической статистики (рис. I), установления режимов работы электропривода и пускорегулирующей аппаратуры, выявления потребляемой энергии затворами, занятости диспетчера канала связи, для определения того, какие из источников местной энергии смогут обеспечить данное сооружение и на каких сооружениях можно их использовать.

Кроме режимов работы, необходимо определить внешние условия работы исполнительной аппаратуры (температуру, влажность, давление, вибрацию и т.п.), размещаемой на открытом воздухе вблизи сооружения, где в широких пределах меняются температура и влажность окружающей среды. Для замера параметров исполнительной аппаратуры в течение года будут устанавливаться термографы и гигрографы в колодцах, на уровне земли, над землей в герметизированных корпусах, в корпусах, оснащенных защитными козырьками, и т.п. Полученные таким образом записи сравниваются с метеорологическими данными для соответствующего периода наблюдения с тем, чтобы можно было экстраполировать результаты на любой район республики или на наихудшие условия работы аппаратуры.

Полученные данные представляют большую ценность при выборе типа применяемых приборов и их размещении. Для

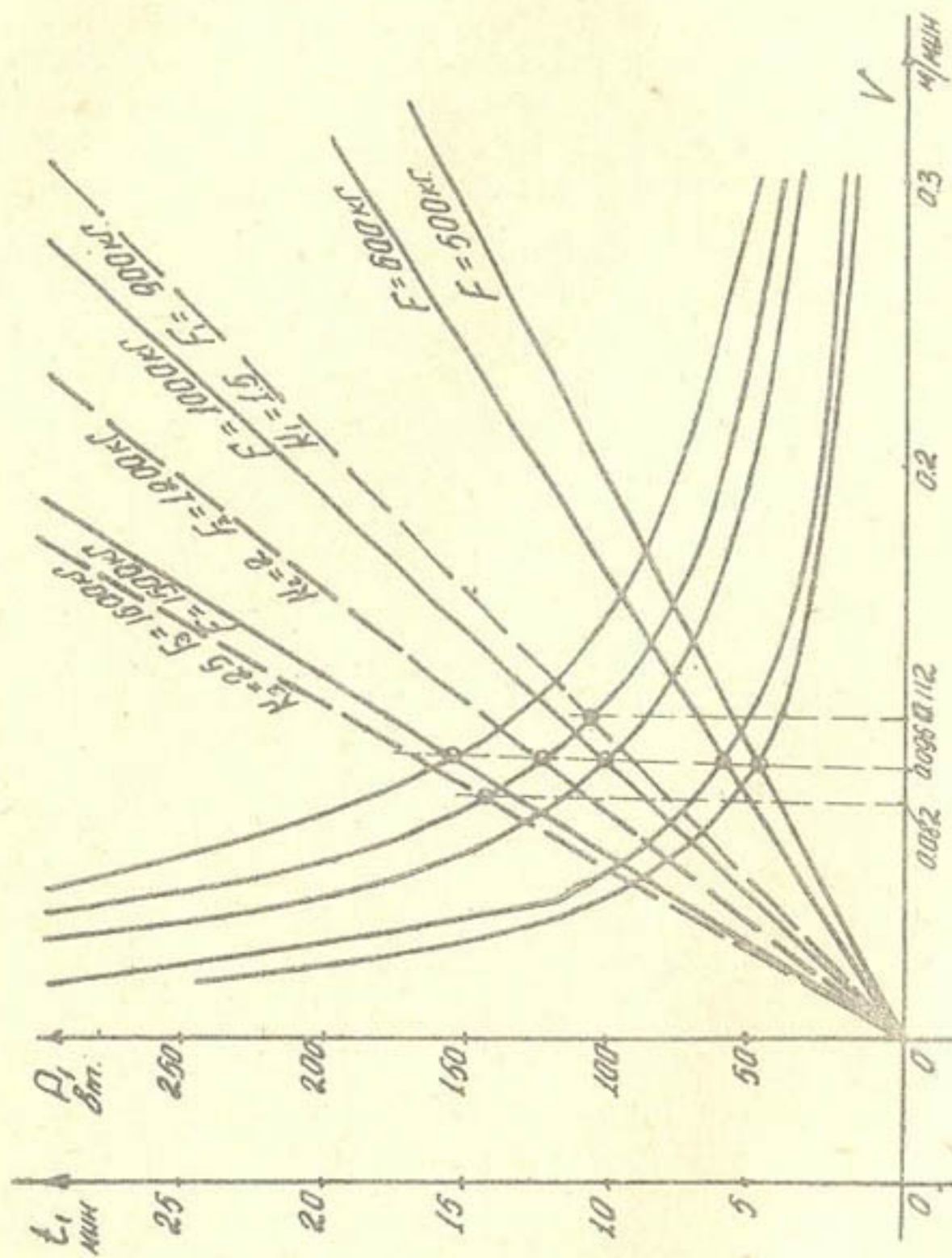


Рис. I.

точности и надежности работы аппаратуры автоматического управления и телеизмерения надо улучшить связь между исполнительной аппаратурой и аппаратурой измерительной и подробно анализировать аппаратуру защиты.

В последнее время среди специалистов, занимающихся автоматизацией и телемеханизацией гидротехнических сооружений, ведутся дискуссии о скоростях перемещения затворов, обеспечивающих лучшее регулирование расходов воды. Таковы затвор с подъемником на электроприводе в сооружениях, где условия эксплуатации позволяют применить скорость перемещения затворов в пределах 0,5–1,5 мм/сек. Ручное управление затворов тоже находится в этих пределах (0,5–1,5 мм/сек).

На электрифицированных сооружениях применяются подъемники типа ЭТ, имеющие скорость перемещения затвора 2,3–5 мм/сек. Как видно из этих данных, в подъемнике ЭТ на электроприводе скорость перемещения затворов в 2–5 раз больше, чем в ручном управлении. Для того, чтобы применить указанные выше автономные источники электрической энергии, необходимо там, где это возможно, снижать скорость перемещения затворов, а не наоборот.

С замедлением скорости маневрирования затворов в 3–10 раз снизится потребляемая мощность электродвигателей, в 5–10 раз снизится коэффициент использования механического и электрического оборудования и т.д.

Отрицательное явление — большая нагрузка на диспетчера в случае прямого регулирования и занятости канала связи — устраняется при использовании механизмов приема и обработке задания.

Экспериментальное исследование намечено провести на 12-км участке канала Джун от Головного сооружения до Абдулла-Шейха, где затворы управляются теле- и автоматически. На Головном сооружении функционируют электрический

авторегулятор горизонта, который поддерживает на верхнем бьефе постоянный уровень воды, управляя тремя затворами Саларского сброса поочередно. На участке Абдулла-Шейх имеется затвор-водовыпуск, работающий на гидроприводе. Последний посредством энергии течения воды передает затвору движение в нужное время по сигналу, подаваемому с ДП по каналам телемеханики.

Вдоль канала сооружена ЛЭП напряжением 10 кв для питания всех потребителей канала. Вода канала очень засоренная, условия работы для исполнительной аппаратуры тяжелые.

На канале Джун имеются все инженерные сооружения, отличающиеся друг от друга с точки зрения их автоматизации и телемеханизации, которые можно встретить во многих ирригационных каналах.

Итак, изучение условий работы исполнительной аппаратуры позволит в значительной степени уточнить вопросы надежности и эффективности устройств автоматики и телемеханики на оросительных каналах.

М.САЛИХОВ

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ МАНЕВРИРОВАНИЯ ЗАТВОРА

В оросительных каналах наиболее распространены водовыпускные гидротехнические сооружения с плоскими скользящими затворами, имеющие пропускную способность до $2-3 \text{ м}^3/\text{сек.}$ Они составляют до 80% от общего количества регулирующих сооружений. Большой интерес представляет скорость маневрирования затворов, от которой зависит минимально потребная мощность электродвигателя подъемника. В свою очередь мощностью привода подъемника затворов определяется схема электроснабжения и схема комплексной автоматизации в целом. От скорости подъема или спуска затворов зависит занятость канала связи, диспетчера, емкость автономного источника энергии и др. /3/.

При современном техническом оснащении диспетчер может осуществлять прямое телеуправление с ДЦ многочисленными объектами. В последнее время начато переоборудование водовыпускных сооружений на водомеры-регуляторы /7/, производится оснащение их гидравлическими автоматами расхода воды, типа наклонных стенок конструкции САНИИРИ и Средазгипроводхлопок (РД, РО) /8/ или пружинными автоматами расхода Тишабаева Б. с вращающимся щитком /6/ и другими, автоматы обеспечивают изменение уставок постоянных расходов и учет воды только одним параметром — путем измерения положения перемещаемого затвора. Все это требует комплексной автоматизации и телемеханизации с выявлением величин оптимальных скоростей маневрирования положения затворов водовыпусков каналов.

Основная масса затворов водовыпускных сооружений, имеющих пропускную способность до $2-3 \text{ м}^3/\text{сек.}$, конструктивно выполняется трубчатыми с $\phi=0,456 \text{ м, } 0,600 \text{ м, } 1,000 \text{ м, } 1,200 \text{ м}$ или открытыми с размерами $B \times H=500 \times 500; 600 \times 600;$

1000x1000; 1200x1200; 1500x1500 мм.

Существующие скорости маневрирования затворов находятся в пределах 0,03–0,22 м/мин /4/. Скорость подъема и опускания их с электроприводом лежит в пределах 0,06–0,3 м/мин /1;2/. Эти скорости удовлетворяют эксплуатационным требованиям, предъявляемым к гидравлическим режимам работы обычных сооружений. Но с внедрением в оросительные системы комплексной автоматизации, требования на выбор скорости перемещения затворов, особенно для затворов водовыпускных сооружений, увеличиваются.

Сотрудники института "Средазгипроводхлопок" (Мансуров А.Р., Авдеев А.И. и др.) предложили свои соображения по решению этого вопроса. При этом они основывались на периодах времени наполнения и опорожнения каналов, на которых они проводили исследования (Кировский и др.). Делая соответствующие расчеты, они пришли к мнению о необходимости малых скоростей маневрирования затворами для некоторых линейных сооружений. На основании этих данных институтом "Средазгипроводхлопок" были запроектированы подъемники модели В-66, имеющие несколько модификаций со скоростями от 0,06 м/мин до 0,36 м/мин /5/.

По данным такого типового проекта на винтовые подъемники модели В-55 (Альбом № I), максимально допустимую скорость подъема и опускания затворов при регулировании водоподачи (за исключением аварийных водосбросов) определяют по формуле:

$$V = \frac{\Delta Q}{\Delta T [\rho \beta \sqrt{2g(H_0 - E \cdot A)}]} \quad (1)$$

при незатопленном истечении воды из-под щита

$$V = \frac{\Delta Q}{\Delta T (\rho \beta \sqrt{2gz})} \quad (2)$$

где $\Delta Q = \pm 3\%$ от Q зад. — допустимое отклонение водоподачи от заданного значения;

$T \geq 5$ сек — минимально допустимое время при оперативном управлении электроприводом;

m, β, Z, H, E, A — гидравлические элементы водорегулирующих параметров сооружений, принятые согласно типовым проектам по гидравлическим сооружениям оросительных систем.

В этих зависимостях при определении скорости маневрирования затворами большое внимание уделено гидравлической стороне явления эксплуатируемых сооружений.

По нашему мнению, которое основывается на многолетнем изучении режимов работы исполнительных механизмов автоматизированных и телемеханизированных регулирующих гидротехнических объектов, при определении скорости маневрирования затворами в первую очередь необходимо учесть занятость канала связи и диспетчера, а затем — минимально потребную мощность электропривода.

Для решения вопроса о назначении оптимальной скорости перемещения затвора мы построили и совместили на одном графике кривые:

а) изменения мощности электропривода подъемника в зависимости от изменения скорости перемещения затвора $P = f(V)$;

б) изменения времени, характеризующие занятость канала связи при телеуправлении (с обеспечением полного открытия затвора) в функции скорости перемещения затвора $t = f(V)$ (рис. I).

Общее время, затрачиваемое диспетчером при прямом телеуправлении затвором водовыпускных сооружений с диспетчерского пункта, состоит из: времени подачи сигнала телеуправления по каналам телемеханики T_I , времени запуска

электродвигателя T_2 , времени запаздывания трогания затвора с места T_3 , времени, затрачиваемого на прямое управление затвором при перемещении его на определенное расстояние T_0 .

Таким образом, учитывая переходные процессы в системе телемеханики, в двигателе и в исполнительном механизме общее время занятости канала связи при прямом телеуправлении составляет величину:

$$\tau = T_0 + T_I + T_2 + T_3,$$

- где τ — общее время занятости канала связи;
 T_0 — время, затрачиваемое на перемещение затвора с одного положения в другое;
 T_I — время инерционности системы телемеханики и канала связи;
 T_2 — время инерционности пусковой аппаратуры и электродвигателя;
 T_3 — время инерционности исполнительных механизмов.

Значения времени T_I , T_2 , T_3 , учитывающего переходные процессы, которые повторяются при каждом управлении, составят очень незначительную величину по отношению ко времени, теряемого на прямое управление затвором при перемещении его на определенное расстояние. Поэтому при определении оптимальных скоростей затвора делается допущение, что время занятости канала связи τ равно времени, затрачиваемому на непосредственное управление затвором T_0 . Тогда время занятости диспетчера и канала связи: $\tau = T_0$.

Зная размеры затворов, можно определить время занятости канала телемеханики при полном открытии или закрытии по формуле:

$$\tau = \frac{L}{V};$$

где V — скорость движения затвора в м/мин;
 S — расстояние, пройденное затвором при управлении им на полное открытие, равное
 t — время занятости канала связи при телеуправлении затвором на полное его открытие без учета времени переходных процессов.

Задаваясь значениями скорости в пределах 0,02–0,3 м/мин, строим кривую изменения времени занятости канала связи при изменении скорости перемещения различных затворов (табл. I).

При определении мощности электропривода подъемников для затворов задавались различными значениями скорости в пределах от 0,02 до 0,3 м/мин, и для каждого затвора находили кривую изменения мощности в функции скорости $P = f(V)$. Следует отметить, что, несмотря на сравнительную простоту конструкции подъемников, расчет мощности электропривода подобных механизмов носит весьма приближенный характер. Объясняется это непостоянством и сложностью расчета самой нагрузки — грузоподъемности.

При маневрировании затвором в потоке с переменным напором давление воды и трение изменяются по сложным законам. Составляющая нагрузка — сила трения — является переменной величиной, зависящей от таких факторов, как соприкосновение материалов, их загрязнение, износ, состояние их смазки и т.п.

Для примера приводим расчет определения мощности электродвигателя подъемного механизма на затвор с размерами $B \times H = 1200 \times 1200$. Мощность электродвигателя определяется по общеизвестной формуле:

$$P = \frac{F \cdot V}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{\text{дв}}} \cdot 736 \text{ Вт}, \quad (3)$$

где F — расчетное тяговое усилие.

Изменение усилия под воздействием напора и других факторов учитывается в основном при различных значениях коэффициента запаса для одного и того же затвора в пределах $K = \text{от } 1,5 \text{ до } 2,5$ /2/. Оно определяется приблизительно по формуле:

$$F = K (G + 0,5 b H^2 f 10^3),$$

где K — коэффициент запаса, равный 1,5–2,5 /4/;
 G — вес затвора, равный 180,0 кг /1/;
 b — ширина затвора, равная 1,2 м;
 H — высота затвора, равная 1,2 м;
 f — коэффициент трения для стали по стали без смазки, в воде с учетом загрязнения, равный 0,5;
 $F_1 = 1,5 (180 + 0,5 \times 1,2 \times 1,2^2 \times 0,5 \times 10^3) = 900 \text{ кг};$
 $F_2 = 2 (180 + 0,5 \times 1,2 \times 1,2^2 \times 0,5 \times 10^3) = 1200 \text{ кг};$
 $F_3 = 2,5 (180 + 0,5 \times 1,2 \times 1,2^2 \times 0,5 \times 10^3) = 1600 \text{ кг};$
 V — скорость подъема затвора, задаемся в пределах от 0,02 до 0,3 м/мин;
 $\zeta_{\text{од}}$ — общий к.п.д. подъемника.

Из расчета, приведенного Ганкиным М.З. /1/, видно, что коэффициент полезного действия подъемного механизма для затворов мал. Около 80% подведенной мощности теряется в винтовом подъемнике и червячном редукторе. Поэтому для выбора двигателей затворов возможно выбрать к.п.д. подъемного механизма в пределах $\zeta = 0,1-0,2$. Принимаем для ведения дальнейших расчетов к.п.д. подъемного механизма, равный в среднем $\zeta = 0,15$.

Пользуясь формулой (3), вычисляем мощность двигателя:

$$P = \frac{F \cdot V}{75 \cdot 60 \cdot \zeta_{\text{од}}} \cdot 736 = \frac{900 \times 0,1}{75 \cdot 60 \cdot 0,15} \cdot 736 = 98 \text{ вт.}$$

Так же определяется мощность при значениях коэффициента запаса, равного $K_1 = 1,5$; $K_2 = 2$; $K_3 = 2,5$; для затвора размером $B \times H = 1200 \times 1200$ мм, при значениях скорости 0,02; 0,05; 0,075; 0,10; 0,125; 0,150; 0,175; 0,2; 0,3 (табл. I).

По данным таблицы I построены три прямолинейные зависимости (рис. I), выходящие с начала координат и показывающие изменение мощности в функции изменения скорости $P_1 = f(V)$, $P_2 = f(V)$, $P_3 = f(V)$ (показаны пунктирными линиями), которые пересекаются с кривой, показывающей время занятости канала связи при полном открытии данного затвора соответственно на скорости

$V_1 = 0,0825$ м/мин, $V_2 = 0,096$ м/мин, $V_3 = 0,1125$ м/мин. Отсюда видно, что оптимальная скорость для затвора с размером $B \times H 1200 \times 1200$ мм лежит в пределах от 0,0825 м/мин до 0,1125 м/мин. Естественно, при выборе оптимальной скорости для этого затвора надо исходить из среднего значения

$$V = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{3} = \frac{0,0825 + 0,095 + 0,1125}{3} = 0,0966 \text{ м/мин.}$$

Мы рассмотрели выбор оптимальной скорости перемещения затвора размером $B \times H = 1200 \times 1200$ мм. Из различных размеров затворов самые распространенные:

- 1) $B \times H = 500 \times 500$ мм, $F = 500$ кГ;
- 2) $B \times H = 600 \times 600$ мм, $F = 600$ кГ;
- 3) $B \times H = 1000 \times 1000$ мм, $F = 1000$ кГ;
- 4) $B \times H = 1500 \times 1500$ мм, $F = 1500$ кГ.

Расчетные тяговые усилия взяты из вышеизложенного расчета и по данным типовых проектов для соответствующих размеров затворов. Расчетные данные мощности и времени, затрачиваемые на управление затвором при полном открытии его в зависимости от изменения скорости, приводим также в таблице I.

Таблица I

№ п.п.	Размеры зат- вора ВхН=500х: вора ВхН=600х: вора ВхН=1000х маневри: 500 мм х600 мм х1000 мм рования: диаметр ф=456: ф=600 мм ф=1000 мм										Размеры зат- вора ВхН=1200х1200 мм к=1,5; к=2; к=2,5										Размеры зат- вора ВхН=1500х 1500 мм									
	Ско- рость	от 0,02 до 0,3 м/мин	ров	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования	зат- вора	маневри	рования
1.	0,020	10,9	27,3	41	54,5	68,2	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600
1.	0,020	10,9	27,3	41	54,5	68,2	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600
2.	0,050	27,3	41	54,5	68,2	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000
3.	0,075	41	54,5	68,2	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200
4.	0,100	54,5	68,2	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500
5.	0,125	68,2	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000
6.	0,150	82	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000
7.	0,175	95,5	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456
8.	0,200	109	125	150	175	200	300	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600
9.	0,300	163,5	196,0	250	326	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200	1500	2000	3000	456	600	1000	1200

Кривые всех размеров затворов $P = f(V)$ и $t = f(V)$ пересекаются в точке, соответствующей оптимальной скорости перемещения затвора равной 0,096 м/мин (рис. I).

Величина скорости 0,096 м/мин, полученная исходя из проведенных расчетов и пересечения построенных кривых, является для вышерассмотренных затворов оптимальной. Она находится в пределах рекомендуемых скоростей и с точки зрения гидравлических требований эксплуатации сооружения и сети каналов.

Из графиков видно, при снижении скорости маневрирования менее чем 0,096 м/мин увеличивается время занятости канала связи и диспетчера, которое нежелательно при прямом телеуправлении затворами водовыпускных сооружений.

При увеличении скорости маневрирования затворов выше 0,096 м/мин увеличивается мощность электродвигателя, что также нежелательно, особенно при питании этого двигателя от автономных источников энергии. Выигрыш же во времени незначителен.

Итак, при оснащении затворов водовыпускных сооружений электрифицированными подъемниками, особенно при дистанционном управлении этими затворами, надо будет должное внимание обратить на скорости маневрирования ими. Оптимальную скорость перемещения затвора нужно выбирать исходя из вышеизложенного расчета и предела от 0,0825 м/мин до 0,1125 м/мин, стараясь при этом брать одинаковую величину, что дает возможность унификации подъемников для всех типов затворов близкой к скорости 0,096 м/мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ганкин М.З. Автоматизация и телемеханизация мелиоративных систем, М., Изд-во "Колос", 1965.
2. Мамышев Г.И., Челнокова К.И., Каримов Т.Х. Унифицированные подъемные механизмы для затворов гидротехнических сооружений, "Гидротехника и мелиорация", М., изд. Мин. сельского хозяйства СССР, 6, 1962.
3. Салихов М.Р. Об оптимальном объеме телеинформации, получаемой от исполнительной аппаратуры на телеуправляемых ирригационных системах, Труды САНИИРИ, вып. II5, Ташкент, 1967.
4. Справочник по гидротехнике, М., Госстройиздат, 1955.
5. Типовые проекты № 820-4/67; № 820-6/67, Казахский филиал Ц.И.Т.П. Алма-Ата, 1967.
6. Тишабаев Б. Автомат постоянного расхода воды для внутрихозяйственных выпусков, Труды САНИИРИ, вып. II5, Ташкент, 1967.
7. Хамадов И.Б., Краснов В.Е. Автоматизированный учет воды на оросительных системах с помощью водомерных сооружений типа приставки и динамического расходоуказателя "ДРС-60", "Вопросы гидротехники", вып. 32, Изд-во "Фан", Ташкент, 1968.
8. Хамадов И.Б., Гартунг А.А. Устройства гидравлической автоматики для регулирования расходов и горизонтов воды, "Вопросы гидротехники", вып. 32, Изд-во "Фан", Ташкент, 1968.

В.Н.МАШКОВ, А.Г.ЕРЕМЕНКОВ

ВЕТРОВОДОПОДЪЕМНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ ИЗ ШАХТНЫХ КОЛОДЦЕВ НА ПАСТБИЩАХ СРЕДНЕЙ АЗИИ

Обводнение пастбищ, заключающееся в основном в водоснабжении чабанских бригад и обеспечении водопоя скота, производится главным образом из шахтных колодцев и скважин, подъем воды из которых — один из наиболее трудоемких процессов в отгонном животноводстве.

Для решения задачи механизации подъема воды из шахтных колодцев в районах Средней Азии с благоприятным ветровым режимом в САНИИРИ разработан и экспериментально исследован ветроводоподъемный агрегат ВВТ-4,2. В основу разработки его конструкции положены технические требования, составленные САНИИРИ в результате изучения и анализа опыта эксплуатации таких агрегатов на пастбищах Средней Азии и Казахстана, а также проведения сравнительных испытаний ветроводоподъемников новых конструкций на пастбищах ККАССР в 1961-1962 гг.

Основное техническое требование к обеспечению возможности широкого использования ветроводоподъемников при механизации водоснабжения на пустынных пастбищах Средней Азии — повышение надежности работы этих агрегатов, так как при организации специальной технической службы для осуществления систематического ухода и надзора резко увеличиваются эксплуатационные затраты, и использование этих агрегатов становится менее эффективным по сравнению с другими способами механизации водоподъема.

Схема ветроводоподъемника с тепловым резервом (ВВТ-4,2) и диаметр его ветроколеса выбраны в результате технико-экономических сравнений различных вариантов водоподъема на пустынных пастбищах Узбекистана. Агрегат ВВТ-4,2

предназначен для подъема воды из колодцев глубиной до 25–35 м в районах пустынных пастбищ со среднегодовыми скоростями ветра 4–6 м/сек. Этот агрегат (рис. 1) состоит из ветродвигателя, устанавливаемого на фундаментной опоре (14) в 3–4 м от оголовка шахтного колодца, и серийно выпускаемого ленточного водоподъемника (12), на котором монтируется удлиненный вал с дополнительным шкивом для клиноременной передачи от ветродвигателя.

Ленточный водоподъемник устанавливается на оголовке шахтного колодца на специальной раме, позволяющей передвигать водоподъемник вдоль его продольной оси.

Рабочим органом водоподъемника служит перфорированный прорезиненный приводной ремень шириной 100 мм. Передача от ветродвигателя к ленточному водоподъемнику осуществляется с помощью полуперекрестной клиноременной передачи (11). В случае длительного ветрового затишья клиновой ремень полуперекрестной передачи снимается и ленточный водоподъемник приводится в действие резервным двигателем внутреннего сгорания марки ЗИД-4,5 (13).

Ветродвигатель состоит из колеса 1 диаметром 4,2 м, жестко закрепленного на горизонтальном валу 2, который опирается на два шариковых подшипника 4, расположенных в стойках поворотной головки 6.

Поворотная головка расположена на двух радиально-упорных подшипниках в опорном стакане 7, укрепленном в верхней части трубчатой мачты 9 ветродвигателя. К нижней части трубчатой мачты приварены две стойки, закрепляющиеся на металлической фундаментной опоре с помощью двух валиков. Внутри трубчатой мачты проходит вертикальный трансмиссионный вал 8, на нижнем конце которого укреплен шкив 10 клиноременной передачи, составляющий одно целое с тормозным барабаном.

Вертикальный вал — отрезок трубы диаметром 2 дюйма, с обоих концов которой впрессованы валы с посадочными ме-

стами под подшипники.

Передача от горизонтального вала ветроколеса к вертикальному трансмиссионному производится с помощью пары конических шестерен 3.

Радиально-упорные подшипники в стакане, на который опирается головка ветродвигателя, и подшипники вертикального трансмиссионного вала расположены в масляных ваннах, предотвращающих вытекание смазки (рис.2).

Для остановки трансмиссионного вала на одной из стоек нижней части мачты (рис.1) смонтирован рычажной колодочный тормоз I6, регулируемый изменением длины тяги, один конец которой имеет винт, а второй гайку. Рукоятка включенного тормоза установлена на упор I5.

На вращающейся головке ветродвигателя шарнирно укреплен хвост 5 для установки ветроколеса на ветер. В нормальном положении хвост растянут и удерживается с одной стороны цепью I8, с другой — пружиной I7.

Для вывода ветроколеса из-под ветра при больших его скоростях на головке параллельно плоскости ветроколеса укреплен лопата I9, которая на кронштейне вынесена за пространство, ометаемое ветроколесом.

Ветроводоподъемник начинает подавать воду при скоростях ветра 3,5-4,5 м/сек (в зависимости от глубины колодца). При 8-9 м/сек крутящий момент от действия ветра на боковую лопату и направленный в ту же сторону реактивный крутящий момент шестеренчатой пары преодолевают силу натяжения пружины и ветроколесо поворачивается в плоскость хвоста, т.е. становится во флюгерное положение. При снижении скорости ветра колесо под действием пружины снова устанавливается на ветер.

В случае увеличения крутящего момента выше нормального при какой-либо неисправности водоподъемника реактивный крутящий момент шестеренчатой пары поворачивает ветро-

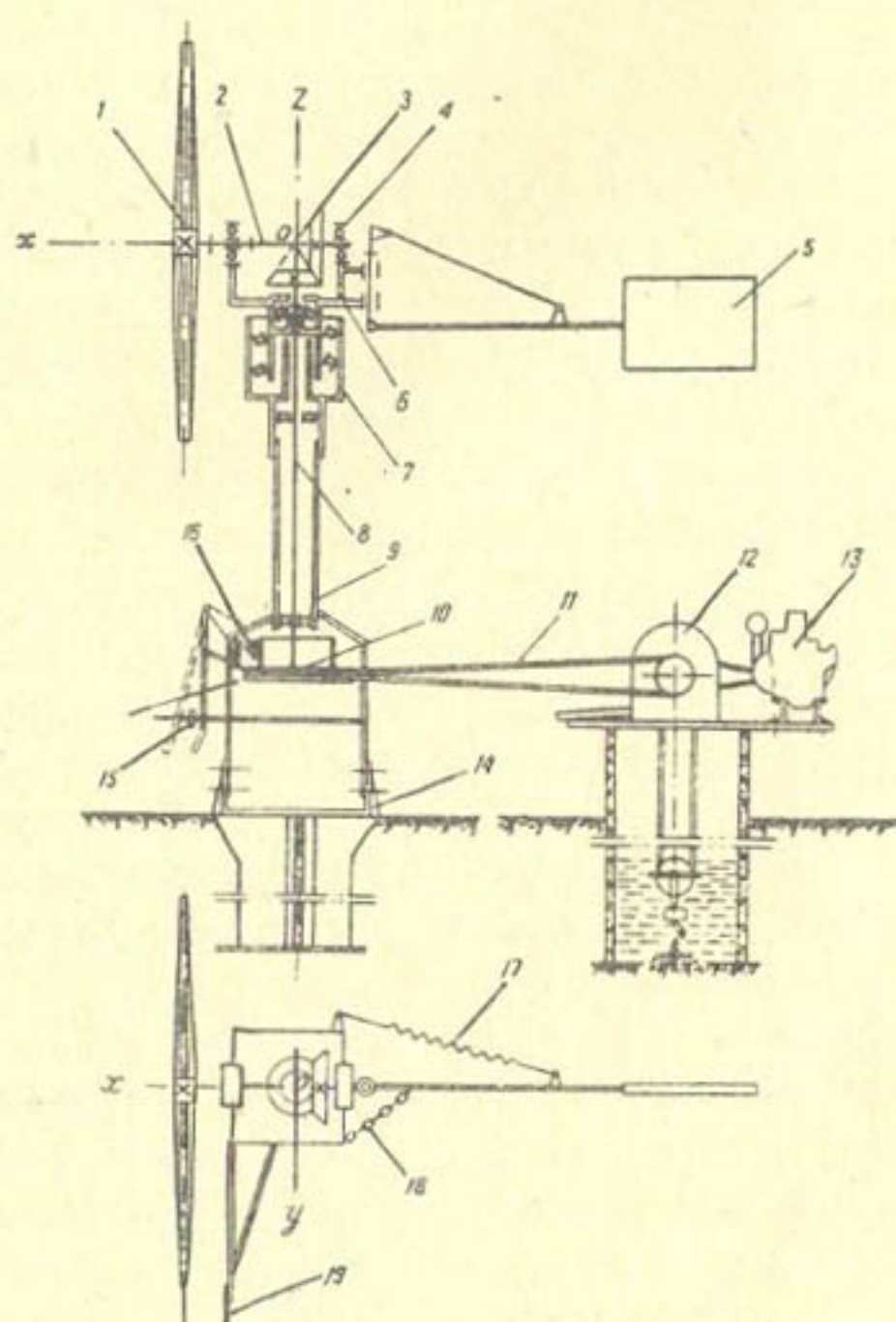


Рис. 1.

колесо во флюгерное положение, предотвращая возможную аварию.

Для остановки ветродвигателя необходимо с помощью тормоза создать крутящий момент на вертикальном валу, превосходящий крутящий момент от ветроколеса под воздействием ветра.

При включенном тормозе ветроколесо становится во флюгерное положение при меньших скоростях ветра, чем в процессе нормальной работы, так как реактивный крутящий момент пары шестерен в этом случае максимальный и равен моменту трогания ветроколеса.

Таким образом, защита ветродвигателя от разрушительного действия сильных ветров обеспечивается как при его работе, так и в заторможенном состоянии.

Как видно из описания ветроводоподъемного агрегата, он имеет ряд особенностей, выгодно отличающих его от существующих конструкций.

Передача мощности от ветродвигателя к водоподъемнику с помощью полуперекрестной клиноременной передачи дала возможность установить ветродвигатель в некотором отдалении от оголовка колодца. Вследствие этого вибрация работающего ветродвигателя не передается стенкам шахты колодца и, следовательно, отпадает опасность их обрушения, особенно у колодцев с саксаульным креплением стенок.

Ветродвигатель экспериментального агрегата ВВТ-4,2 был установлен на расстоянии 3 м от водоподъемника, укрепленного на оголовке колодца. При работе агрегата никаких вибраций бетонного оголовка колодца не наблюдалось, а полуперекрестная передача с клиновым ремнем длиной 6 м работала нормально.

Во избежание перекручивания и самопроизвольного выхода ремня из канавок шкивов глубину канавок выбирали примерно вдвое больше обычной.

Применение металлической фундаментной опоры вызвано желанием избежать бетонных работ при монтаже ветродвигателя, так как в условиях пустыни они обходятся дорого; кроме того, значительно увеличивается время, необходимое для такой работы.

Фундаментная опора I4 представляет собой конструкцию, состоящую из трубы и приваренных к ней четырех продольных ребер и одного поперечного ребра в нижней части, изготовленных из листовой стали. Такая конструкция имеет большую устойчивость в песчаном грунте.

Устройство масляных ванн (рис.2) продиктовано стремлением удлинить срок периодической смазки подшипников с вертикальной осью вращения; удержать смазку другим способом очень трудно.

Вертикальный вал ветродвигателя — одновременно элемент трансмиссии, передающий крутящий момент, и элемент управления, обеспечивающий остановку и фиксацию нерабочего состояния двигателя с помощью тормоза.

Детали тормоза рассчитываются по величине тормозного момента, возникающего во время остановки ветродвигателя.

В процессе нормальной работы агрегата (тормозной момент равен нулю), реактивный крутящий момент равен моменту сопротивления, создаваемому водоподъемником. При торможении вертикального вала реактивный момент увеличивается на величину момента, создаваемого тормозом.

При повороте ветроколеса вокруг вертикальной оси возникает гироскопический момент, действующий в вертикальной плоскости вокруг оси OY и создающий радиальную нагрузку на подшипники опорного стакана, несколько увеличивая в нем момент трения, который в расчетах можно не учитывать.

После поворота ветроколеса во флюгерное положение кинетическая энергия вращающегося колеса до его остановки расходуется на работу трения в тормозе.

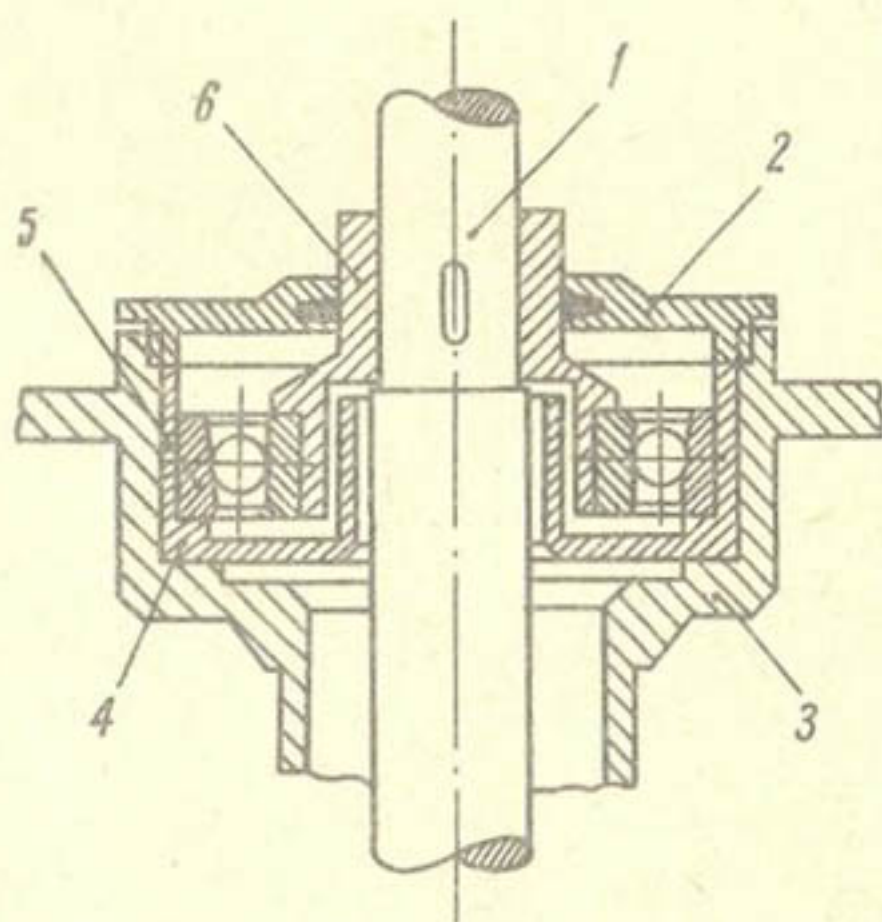


Рис.2.Верхний подшипник вертикального вала в масляной ванне: 1-вал; 2-крышка; 3-корпус; 4-ванна; 5-подшипник; 6-втулка.

При расчете ветроколеса, горизонтального вала и его подшипников, опорных подшипников головки, а также мачты ветродвигателя необходимо учитывать упомянутый выше гироскопический момент.

В ветродвигателе агрегата ВВТ-4,2 использовано ветроколесо велосипедного типа. Впервые такое рабочее колесо употреблено в ветроводоподъемнике ВП-3 конструкции ЦНИИЛВ, и в процессе его работы выявлены хорошие эксплуатационные качества. Ветроколесо велосипедного типа просто в изготовлении, удобно для транспортировки и монтажа и при одном и том же весе обладает большей прочностью, чем другие конструкции тихоходных ветроколес.

Ветроколесо агрегата ВП-3 состоит из втулки с двумя дисками, спиц с гайками и обода, собранного из четырех секций (рис.3).

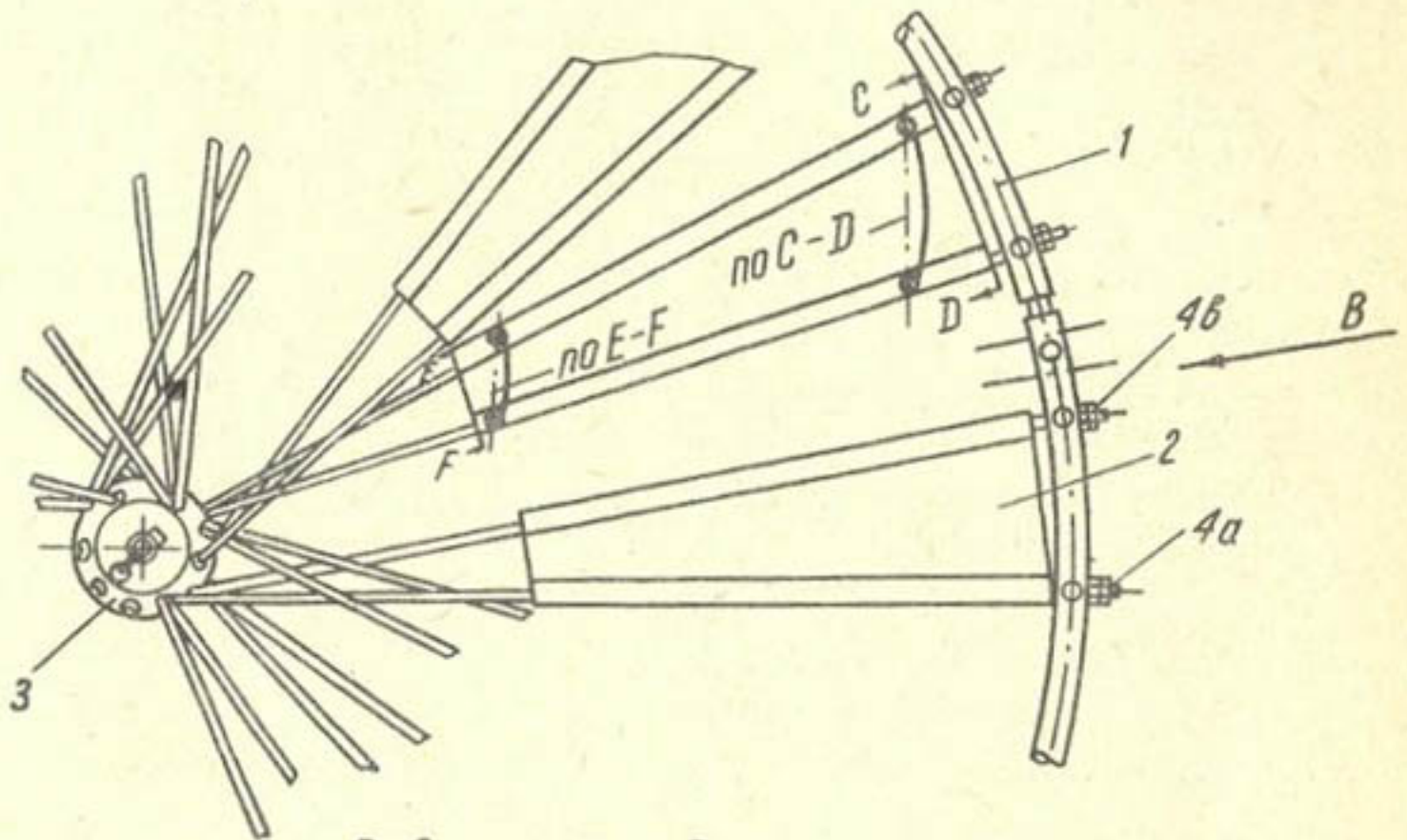
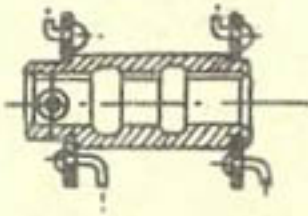
В дисках втулки имеются V-образные отверстия, в которые вставляются головки спиц. Секции обода — две параллельные трубы, соединенные между собой отрезками трубы того же диаметра.

В продольных трубах просверлены отверстия для спиц (рис.3). Секции обода соединяются с помощью металлических валиков, приваренных к торцам продольных труб одной секции и плотно входящих в торцовые отверстия труб другой секции, где они укрепляются болтами, проходящими сквозь трубу и валик.

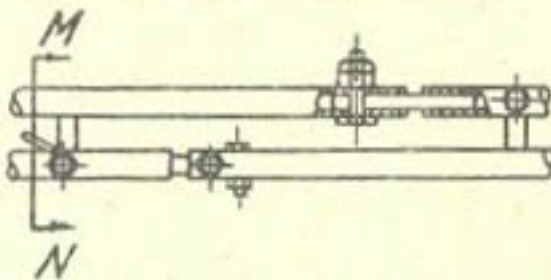
Существенный недостаток ветроколес велосипедного типа конструкции ЦНИИЛВ — невозможность увеличения его прочности путем удлинения втулки ветроколеса без ухудшения аэродинамических качеств.

При расчетном изменении угла атаки по длине лопасти ветроколеса длина втулки получается меньше, чем требуется для того, чтобы обеспечить достаточную прочность колеса. При увеличении длины втулки для соблюдения расчет-

Разрез по А-А



Вид по стрелке В



по МN



Рис. 3. Ветроколесо ВП=3: 1—обод; 2—лопасть; 3—втулка;
4, а—спицы переднего и 4, в—заднего ряда.

ного изменения угла атаки лопасти необходимо уменьшать длину лопасти со стороны втулки, т.е. уменьшать площадь, ометаемую лопастями ветроколеса, а значит, и его мощность при данном диаметре.

Если при диаметре ветроколеса велосипедного типа 2-2,5 м при соблюдении расчетных углов атаки лопастей и их нормальной длины колесо получалось приемлемой прочностью, то уже при диаметре 3 м и более для сохранения расчетных углов атаки необходимо уменьшать длину лопастей или при сохранении их длины ухудшать аэродинамические качества ветроколеса. При геометрическом подобии ветроколес велосипедного типа с увеличением их диаметра снижается скорость ветра, при котором колесо разрушается, так как изгибающий момент от воздействия ветра изменяется пропорционально кубу диаметра ветроколеса, а момент сопротивления пропорционально квадрату длины его втулки.

Для обеспечения возможности изготовления ветроколеса велосипедного типа большого размера с повышенным моментом сопротивления нами разработано ветроколесо с расположением лопастей, отличным от ветроколес конструкции ЦНИИЛВ.

Лопастей ветроколеса конструкции ЦНИИЛВ (рис.3,а) крепятся на смежных по ободу спицах, головки которых установлены на втулке ветроколеса в гнездах дисков, расположенных по прямой, параллельной оси втулки ветроколеса.

Расстояние между двумя рядами отверстий под спицы в ободе, а также между смежными спицами предопределяет угол атаки на конце лопасти, а соотношение диаметра ветроколеса и длины втулки — степень изменения угла атаки лопасти с уменьшением диаметра.

Таким образом, если длина втулки ветроколеса установлена из расчета на прочность, она определяет длину лопасти, работающей в расчетном режиме, причем очевидно, что

чем длиннее втулка (т.е. чем прочнее колесо), тем короче лопасть, работающая в расчетном режиме.

Лопастей ветроколеса ветроводоподъемного агрегата ВВТ-4,2 (рис.4) укрепляются также на смежных спицах, одни концы которых расположены в различных рядах отверстий на ободе, а другие — на верхнем и нижнем дисках втулки, однако головки этих спиц в проекции на плоскость вращения ветроколеса смещены друг относительно друга на четыре шага между отверстиями в диске для крепления спиц.

Угол атаки конца лопасти определяется так же, как и в колесе конструкции ЦНИИЛВ. Угол же атаки лопасти ветроколеса непосредственно у втулки предопределяется не только ее длиной, но и диаметром окружности, на которой расположены отверстия для головок спиц.

Изменяя диаметр окружности, на которой укреплены головки спиц, можно при одной и той же длине втулки получить различные углы атаки лопасти у втулки колеса и, наоборот, при различных длинах втулок — вывести одинаковые углы атаки лопасти.

Следовательно, в конструкции ветроколеса ветроводоподъемника ВВТ-4,2 при расчетных изменениях углов атаки лопасти ветроколеса длина втулки не связана жестко с длиной лопасти, и поэтому ветроколесо подобного типа можно проектировать практически любой прочности при минимальной площади внутри ветроколеса, не ометаемой лопастями.

Обод ветроколеса ветроводоподъемника ВВТ-4,2 состоит из пяти секций, соединяющихся так же, как и секции ветроколеса ВП-3.

Для уменьшения концевых потерь обод ветроколеса, в отличие от обода ВП-3, сделан из стального листа толщиной 1 мм с двумя приваренными к нему продольными трубами.

Ввиду того, что концевые потери являются следствием образования вихрей, сходящих с концов лопастей, наличие

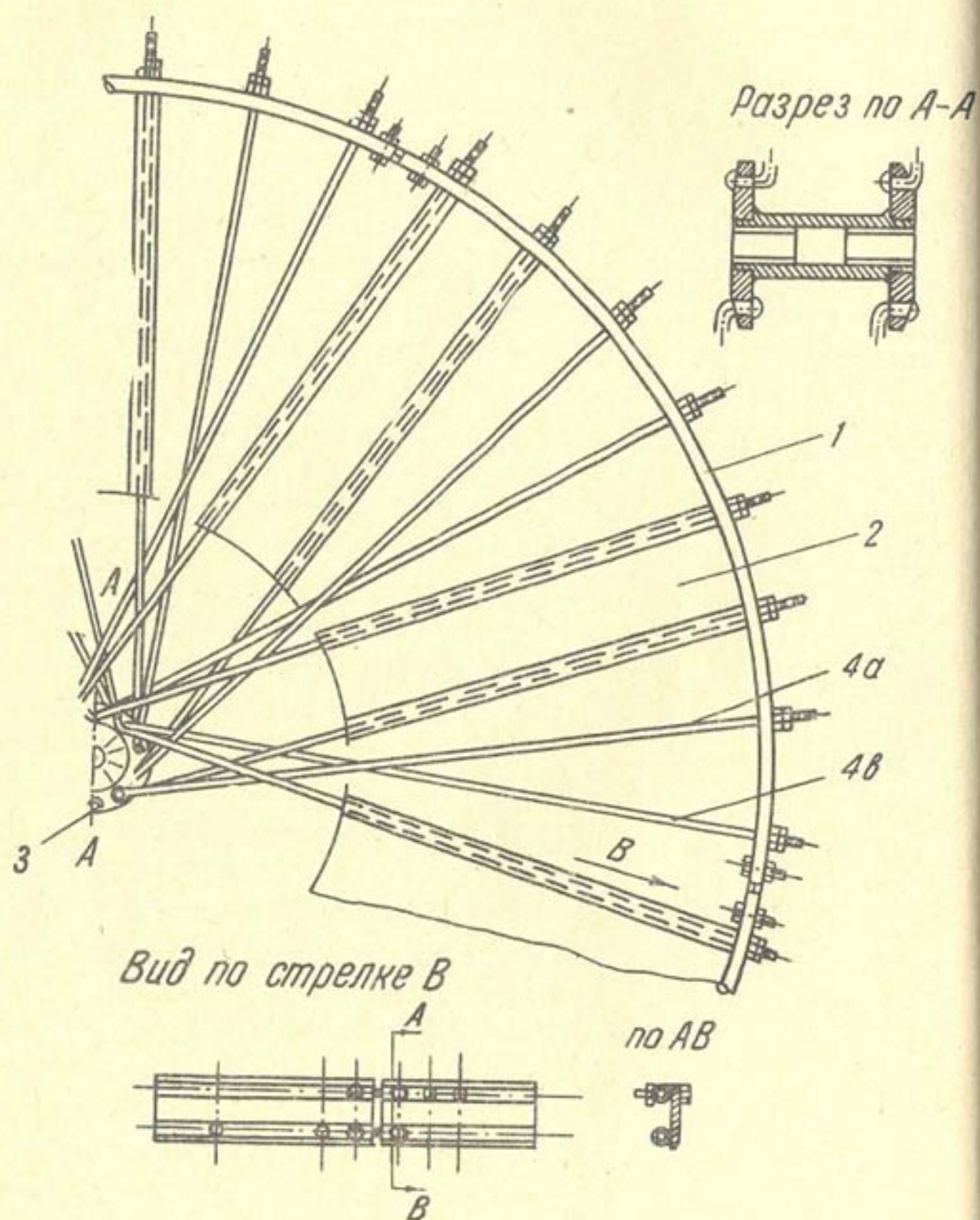


Рис. 4. Ветроколесо ВВТ=4,2: 1—обод; 2—лопасть; 3—втулка; 4, а—спицы переднего и 4, в—заднего ряда.

сплошного обода, окаймляющего лопасти, препятствует этому процессу.

Таким образом, конструкция ветроводоподъемного агрегата ВВТ-4,2 выгодно отличается от существующих конструкций ветроводоподъемников следующими особенностями.

1. Использование механизма выключения ветродвигателя с помощью тормоза, расположенного в нижней части мачты, позволило резко сократить число движущихся деталей в труднодоступных местах (в верхней части мачты), что упростило конструкцию ветроводоподъемного агрегата и повысило его надежность.

2. С применением полуперекрестной клиноременной передачи появилась возможность исключить элемент преобразования вращения и устанавливать ветродвигатель на некотором расстоянии от оголовка колодца, что исключило опасность обрушения шахты колодца при работе ветродвигателя.

3. Подшипниковые узлы с масляными ваннами позволяют смазывать узлы ветродвигателя всего 2-3 раза в год.

4. Увеличение прочности велосипедного колеса практически исключило возможность его поломки при выходе из строя системы автоматического регулирования, т.е. повысило надежность ветродвигателя.

В.Н.МАШКОВ, А.Г.ЕРЕМЕНКОВ

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ И ВЫБОР ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВЕТРОВОДОПОДЪЕМНОГО АГРЕГАТА ВВТ-4,2

В 1963 г. САНИИРИ был разработан агрегат ВВТ-4,2 (ветроводоподъемник с тепловым резервом и диаметром ветроколеса - 4,2 м) для подъема воды из шахтных колодцев на пустынных пастбищах Средней Азии и Казахстана. На пастбищных массивах со среднегодовыми скоростями ветра 4-5 м/сек предполагалось использовать его на колодцах глубиной до 25 м, а при среднегодовых скоростях ветра более 5 м/сек на колодцах глубиной до 35 м.

Описание ветроводоподъемной установки и ее конструктивные особенности изложены в статье^I.

Ветроколесо велосипедного типа, установленное на ветродвигателе агрегата ВВТ-4,2, по конструктивному исполнению и геометрическим размерам, характеризующим аэродинамические качества лопасти, не имеет аналогов в известных конструкциях. В связи с этим возникла необходимость экспериментальной проверки правильности его аэродинамических и прочностных расчетов.

Проектные параметры ветроколеса следующие: диаметр 4,2 м, 10 лопастей, длина лопасти 1300 мм, ширина лопасти у обода 420 мм, с другого конца 446 мм, расчетное число модулей $z = 1,8$.

Ветроколесо проверялось на прочность следующим образом. Наружный обод устанавливался строго горизонтально на 8 опор. Затем на втулку ветроколеса помещалась площадка, передающая усилие от груза по оси вращения. На площадку устанавливался груз, вес которого постепенно увеличивался.

^I Ветроводоподъемный агрегат для водоснабжения из шахтных колодцев на пастбищах Средней Азии. Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970.

По мере увеличения груза горизонтальные плоскости симметрии втулки и обода смещались одна относительно другой и это смещение замерялось.

Вес груза увеличивался до появления признаков разрушения ветроколеса. Признаки остаточных деформаций в ветроколесе начали заметно обнаруживаться при нагрузке 1400 кг. Наиболее слабым элементом оказался обод ветроколеса, остаточные деформации которого проявлялись в его скручивании.

Характер нагрузок на ветроколесо от силового воздействия ветра отличается от нагрузок, которым было подвержено колесо при испытаниях на прочность, однако данные, полученные в результате этих испытаний, позволяют приблизительно определить скорость ветра, при которой заторможенное ветроколесо может быть разрушено. Обращенное к ветру ветроколесо агрегата ВВТ-4,2 в заторможенном состоянии может выдержать скорость ветра около 50 м/сек, что вполне достаточно для условий Средней Азии и Казахстана.

Аэродинамические характеристики ветроколеса снимались при работе ветродвигателя на специальной площадке в Бекабадском районе вблизи совхоза Чанак.

В этой местности ветер постоянно дует примерно в одном и том же направлении. Вокруг выбранной площадки на расстоянии нескольких километров, простирается равнина без деревьев и высоких кустарников так, что местные препятствия не искажали нормальной эпюры скоростей ветра.

При снятии аэродинамической характеристики ветроколеса боковая лопасть, служащая для вывода ветроколеса из-под ветра, была демонтирована, хвост жестко закреплен по направлению оси вращения ветроколеса так, что в процессе испытаний плоскость вращения ветроколеса постоянно была перпендикулярна ветру.

Основная аэродинамическая характеристика ветродвигателя — зависимость относительного крутящего момента на

ветроколесе или коэффициента использования энергии ветра ветроколесом от его быстроходности

$$\bar{M} = f(z) \quad \text{и} \quad \xi = \varphi(z),$$

где

$$\bar{M} = \frac{M}{\pi R^3 \rho \frac{V^2}{2}}, \quad \xi = \frac{M \omega}{\pi R^2 \frac{V^3}{2}},$$

$$z = \frac{\omega R}{V},$$

здесь $\bar{M}$ — крутящий момент, развиваемый ветроколесом,
 R — радиус ветроколеса,
 ρ — плотность воздуха (с учетом температуры и барометрического давления),
 V — скорость ветра,
 ω — угловая скорость вращения ветроколеса.

Диаметр ветроколеса — величина постоянная, а плотность воздуха в процессе испытаний практически не изменялась.

Таким образом, для снятия аэродинамической характеристики необходимо было при различных скоростях ветра одновременно измерять крутящий момент на валу ветроколеса, скорость ветра и угловую скорость ветроколеса (или число его оборотов в минуту).

Крутящий момент изменялся с помощью рычажного ленточного тормоза (рис. I), который монтировался на специальном шкиве, укрепленном на нижнем конце вертикального вала трансмиссии ветродвигателя, на месте шкива клиноременной передачи. Конец рычага ленточного тормоза соединялся тросиком (через блок) с грузом, установленным на весах.

Усилие на конце рычага определялось как разность между весом груза и показанием весов, разгружаемых под

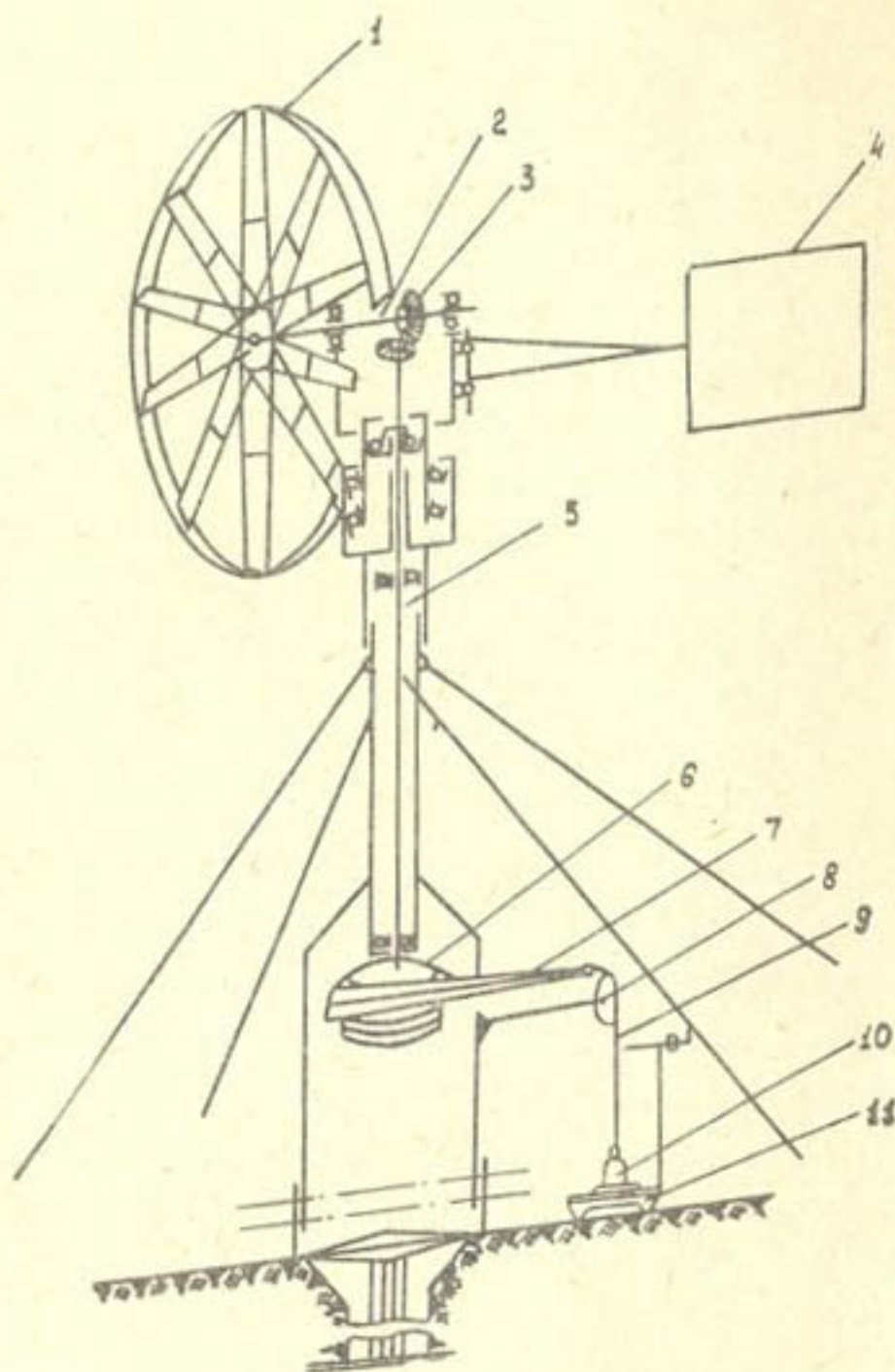


Рис. I. Схема установки ветродвигателя для снятия аэродинамической характеристики:
 I-ветроколесо; 2-горизонтальный вал;
 3-редуктор; 4-хвост; 5-вертикальный вал;
 6-шкив тормозной; 7-рычаг тормозной;
 8-блок; 9-трос; 10-груз; 11-весы.

действием этого усилия. В каждом опыте усилие на рычаге поддерживалось постоянным путем регулирования затяжки ленточного тормоза; крутящий момент на валу ветроколеса с помощью тормоза устанавливался в диапазоне от 1,2 до 26,5 кг/м.

Угловая скорость ветроколеса определялась по количеству его оборотов за период времени измерения скорости ветра.

Скорость ветра измерялась анемометром и определялась по времени прохождения стрелкой анемометра 50–100 делений его циферблата. Это время определяло продолжительность каждого опыта. В журнале записывались те опыты, при которых время прохождения стрелки анемометра 50–100 делений циферблата в период, предшествующий опыту, и в период, следующий за опытом, отличалось от зафиксированного во время опыта не более, чем на 10%. Это позволило избежать большого разброса опытных точек, что наблюдается при осреднении скорости ветра в процессе ее измерения чашечным анемометром. При вычислении скорости ветра по показаниям анемометра получается примерно среднеарифметическое ее значение за период опыта, тогда как мощность ветродвигателя пропорциональна кубу скорости ветра.

Таким образом, чем больше амплитуда колебаний скорости ветра во время опыта, тем больше отличается действительная энергия ветра от энергии, вычисленной по его средней скорости.

В процессе испытаний проведено более двухсот опытов при скоростях ветра от 2 до 12 м/сек. Крутящий момент измерялся не на валу ветроколеса, а на вертикальном трансмиссионном валу, поэтому при его вычислении учитывались потери мощности в трансмиссии. Осредненный к.п.д. трансмиссии составлял $\approx 0,9$.

В результате обработки опытных данных получена экспериментальная аэродинамическая характеристика ветроколеса

агрегата ВВТ-4,2 (рис.2). Фактическая быстроходность ветроколеса (число модулей $z = 1,6$) получилась несколько ниже расчетной ($z = 1,8$). Максимальный коэффициент использования энергии ветра ветроколесом $\xi = 0,36$ находится на уровне современных ветродвигателей аналогичной быстроходности, что позволяет полагать, что ветроколеса подобной конструкции найдут применение в ветродвигателестроении.

После снятия аэродинамической характеристики ветроколеса проводились испытания ветродвигателя для регулирования системы автоматического вывода ветроколеса из-под ветра с помощью боковой лопасти, путем изменения ее площади, силы натяжения пружины хвоста и изменением стрелы прогиба хвостового оперения в горизонтальной плоскости.

Испытания отрегулированного ветродвигателя показали, что система автоматического регулирования в диапазоне рабочих скоростей 3-6 м/сек мало изменяет угол отклонения плоскости ветроколеса ($\pm 7^\circ$) от плоскости, перпендикулярной направлению ветра и достаточно хорошо защищает ветроколесо при увеличении скорости ветра свыше 8 м/сек.

Один из важных факторов, определяющих эффективность работы ветроводоподъемной установки — правильное сочетание характеристик ветродвигателя и водоподъемника, который агрегатируется с ним.

В ветроводоподъемном агрегате ВВТ-4,2 водоподъемным средством служит ленточный водоподъемник с перфорированным рабочим органом, хорошо зарекомендовавший себя в работе на пустынных пастбищах.

Задача агрегатирования сводится к подбору такого передаточного отношения от ветроколеса к водоподъемнику, при котором агрегат мог бы работать с максимальным коэффициентом использования ветра при скоростях ветра, дующих на рассматриваемой территории наиболее продолжительное время. Согласно данным Поморцева М.М., наиболее частую

повторяемость имеют скорости ветра, равные среднегодовым в данной местности, а диапазон наиболее часто повторяющихся скоростей ветра лежит в районе среднегодовых скоростей.

В условиях пустынных пастбищ Узбекистана, где среднегодовые скорости составляют 4–5 м/сек, необходимо, чтобы ветроводоподъемник работал с максимальным коэффициентом использования энергии ветра при его скоростях в диапазоне 3–6 м/сек.

На рис.3 приведены совмещенные характеристики ветродвигателя и водоподъемника при работе на колодцах глубиной 10, 20 и 30 м и передаточном отношении от ветроколеса к ленточному водоподъемнику $i = 4,5$. Такое передаточное отношение наиболее благоприятно при работе ветроводоподъемника на колодцах глубиной 30 м.

Характеристики $Q = f(v, i)$ для различных глубин колодцев (рис.4) иллюстрируют эффективность работы ветроводоподъемника в диапазоне рабочих скоростей ветра и позволяют выбрать оптимальный режим с большей точностью, чем непосредственно по рабочим характеристикам ветроводоподъемника.

При небольших скоростях ветра целесообразно применять небольшие передаточные отношения. Однако с увеличением скорости ветра производительность водоподъемника при больших передаточных отношениях растет интенсивнее, чем при малых и по мере увеличения скорости ветра оптимальное передаточное отношение возрастает. Причем, точка пересечения характеристик $Q = f(v)$ при различных передаточных отношениях с увеличением глубины колодца сдвигается в сторону больших скоростей ветра.

Анализ приведенных графиков показывает, что на колодцах глубиной 10 м в диапазоне наиболее часто повторяющихся скоростей ветра, водоподъемник имеет наибольшую производительность при передаточном отношении $i = 7$, а на

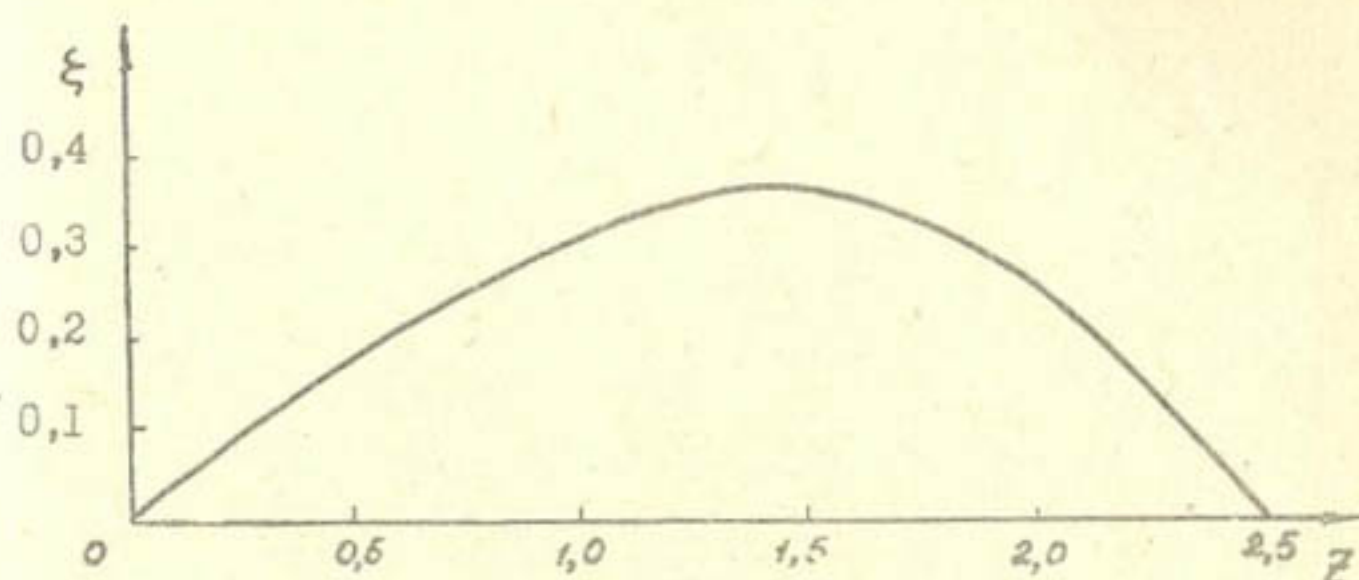


Рис.2. Аэродинамическая характеристика ветроколеса

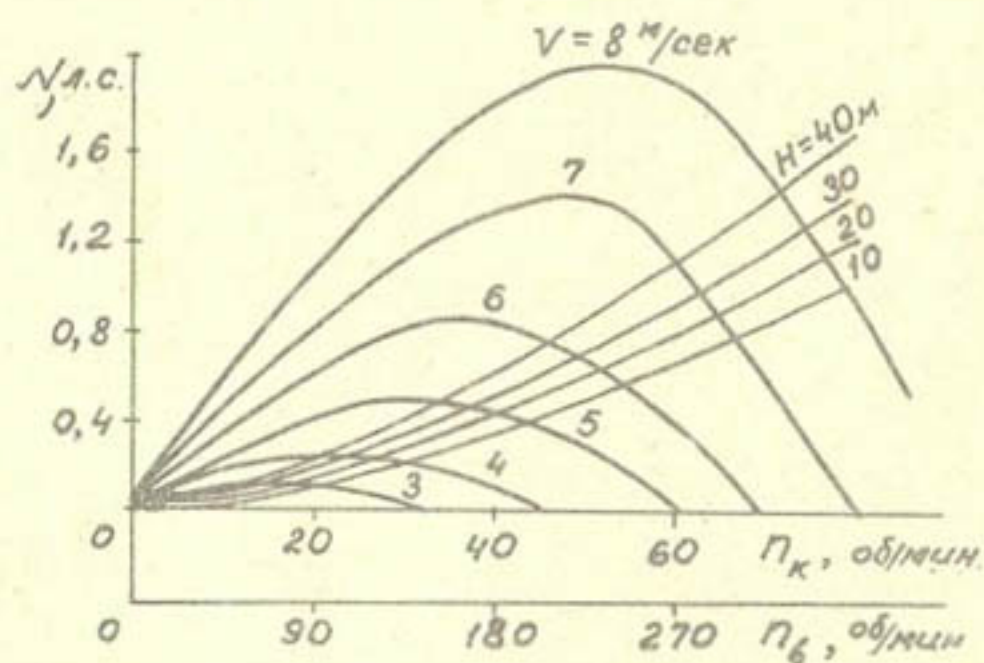


Рис.3. Совмещенные характеристики ветродвигателя и водоподъемника : n_k — скорость вращения ветроколеса; n_g — скорость вращения вала водоподъемника; N — мощность ветродвигателя

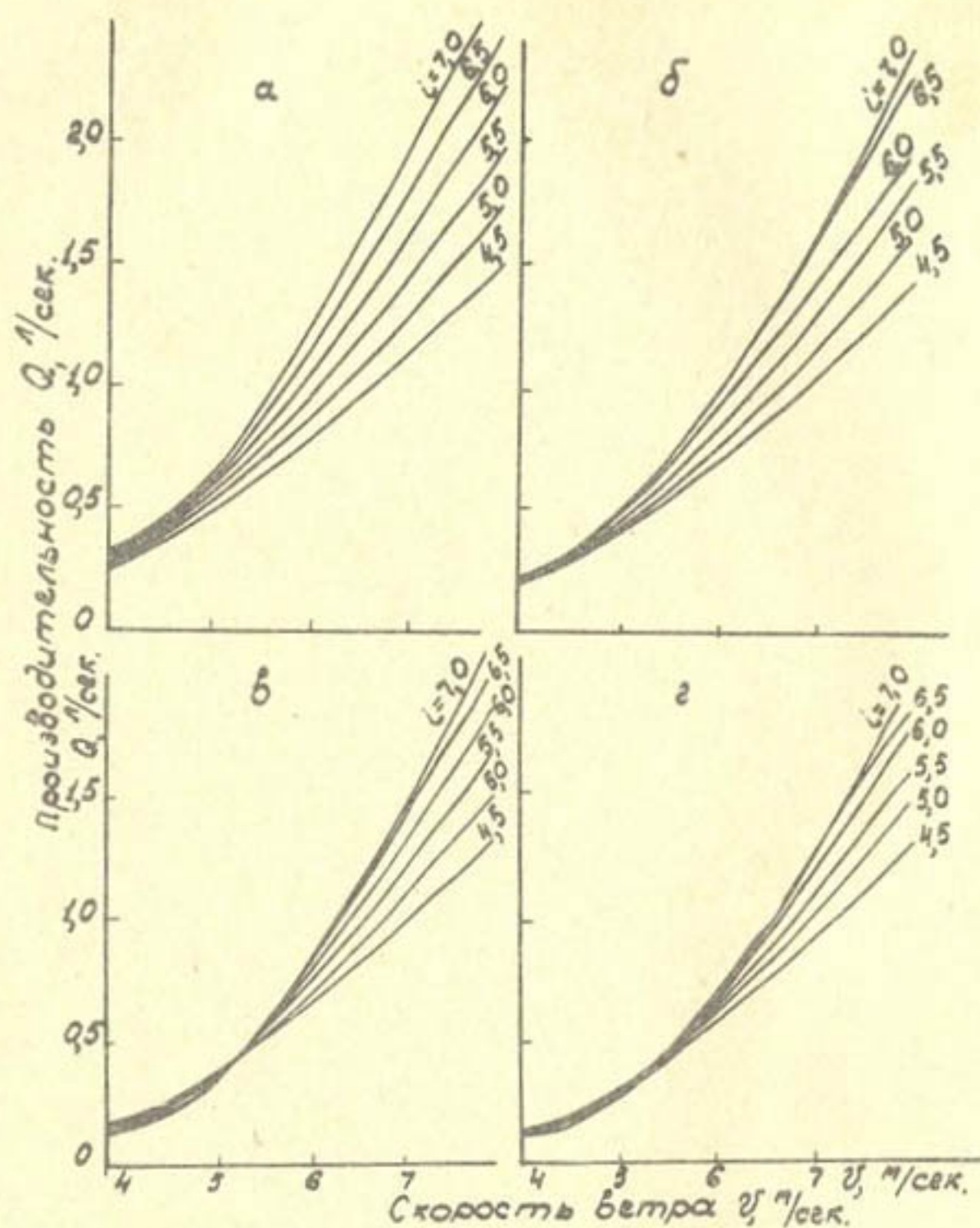


Рис. 4. График зависимости производительности ветро-водоподъемника при различных передаточных отношениях трансмиссии и высотах подъема:
а- $H=10$ м; б- $H=20$ м; в- $H=30$ м; г- $H=40$ м.

колодцах глубиной 40 м наиболее выгодным является передаточное отношение $i = 4,5$.

Наиболее удачным решением вопроса использования ветроводоподъемника при максимальном коэффициенте использования энергии ветра на колодцах различной глубины была бы установка редуктора с плавным изменением передаточного отношения. Это позволило бы применять этот агрегат в оптимальных режимах на колодцах любой глубины в районах с различными среднегодовыми скоростями ветра.

Из-за отсутствия таких редукторов, способных работать в условиях пустыни, на экспериментальном образце водоподъемника установлен двухступенчатый шкив, обеспечивающий общее передаточное отношение от ветроколеса к водоподъемнику $i = 4,35$ для работы на глубоких колодцах и $i = 5,7$ — на колодцах небольшой глубины.

Несколько заниженное передаточное число для колодцев небольшой глубины объясняется тем, что на колодцах глубиной до 10–15 м будут использованы в основном ветроводоподъемные агрегаты с диаметром ветроколеса 3–3,5 м. Для принятых передаточных отношений на рис. 5 приведены внешние характеристики ветроводоподъемника для колодцев глубиной от 10 до 30 м, т.е. $Q = f(v, H)$.

При установке ветроводоподъемников на малодобитных колодцах, имеющих небольшой запас воды в водосборной части, водоподъемник большую часть времени работал при производительности, равной дебиту колодца, и практически не зависящей от скорости движения ленты, т.е. от числа оборотов ветроколеса. При этом к.п.д. водоподъемника возрастает в результате уменьшения потерь на трение при минимальном заглублении ленты в воде.

Мощность, потребляемая водоподъемником, в этом случае меньше, чем при его нормальной работе с той же производительностью и мало изменяется при увеличении числа оборотов водоподъемника.

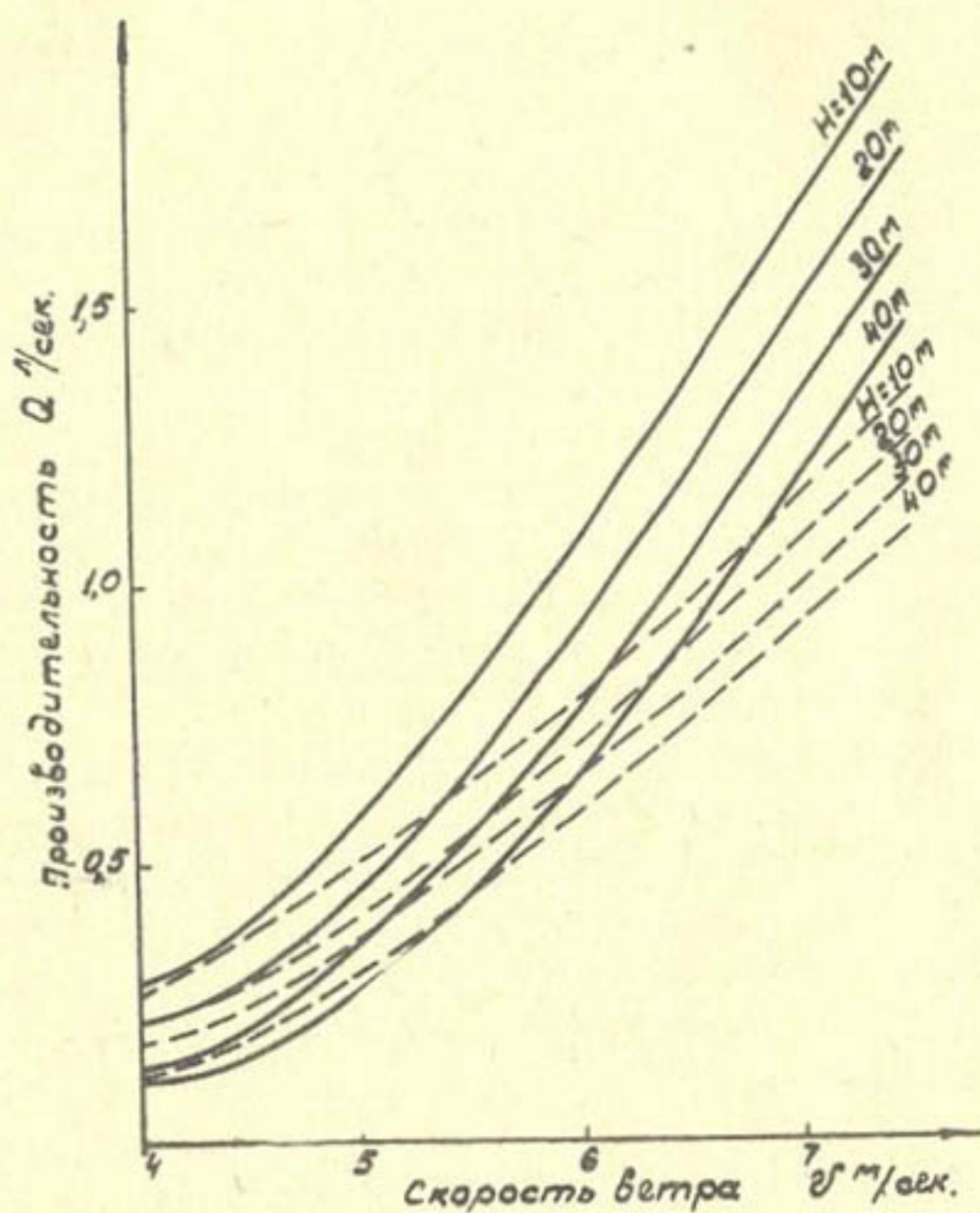


Рис. 5. Внешняя характеристика ветроводоподъемника:

- передаточное отношение 6;
- передаточное отношение 4,5

Очевидно, что при такой мощностной характеристике водоподъемника и больших передаточных отношениях режим ветроводоподъемника будет оптимальным.

В ы в о д ы

1. Стендовые испытания ветродвигателя агрегата ВВТ-4,2 показали, что аэродинамические качества нового ветроколеса находятся на уровне современного ветродвигателестроения.

2. Рабочие характеристики ветродвигателя хорошо сочетаются с характеристикой ленточного водоподъемника в диапазоне наиболее часто повторяющихся скоростей ветра в условиях Средней Азии (3-6 м/сек).

3. Эксплуатация ветроводоподъемного агрегата с высоким коэффициентом использования энергии ветра на колодцах различной глубины возможна при изменении передаточного отношения трансмиссии от ветроколеса к водоподъемнику. Для этой цели на водоподъемнике агрегата ВВТ-4,2 установлен ступенчатый шкив.

4. При использовании ветроводоподъемного агрегата на малodeбитных колодцах с небольшим статическим запасом воды в его водосборной части рационально эксплуатировать его при больших передаточных отношениях трансмиссии от ветроколеса к водоподъемнику.

А.Г.ЕРЕМЕНКОВ, В.Н.МАШКОВ

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ
ВЕТРОВОДОПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ ВВТ-4,2

Опыт эксплуатации ветронасосных установок на пастбищах Средней Азии и Казахстана, а также сравнительные испытания ветроводоподъемных установок в ККАССР, проведенные САНИИРИ в 1961-62 гг. показали, что основной недостаток этих агрегатов — недостаточная надежность в работе. Ветронасосные установки создавались по техническим требованиям, разработанным для средней полосы России и не учитывались особые условия эксплуатации в пустыне.

Обслуживающий персонал водоподъемных установок на пастбищах в основном чабаны-животноводы, не имеющие в большинстве случаев достаточных технических навыков для квалифицированного ухода за существующими ветронасосными установками довольно сложной конструкции.

Организация специальной службы эксплуатации удорожает стоимость поднятой воды и снижает эффективность этого способа водоподъема.

В САНИИРИ была разработана ветроводоподъемная установка ВВТ-4,2 (ветроводоподъемник с тепловым резервом и диаметром ветроколеса равным 4,2 м) для водоснабжения из шахтных колодцев на пастбищах пустынь Средней Азии. Одной из основных задач, поставленных при разработке конструкции, было обеспечение наибольшей надежности машины и возможности ее работы в течение длительного времени (сезона) без квалифицированного технического ухода.

В результате стендовых испытаний ветродвигателя^I отработаны элементы его автоматического регулирования и

^I См. статью в настоящем сборнике "Стендовые испытания и выбор эксплуатационных характеристик ветроводоподъемного агрегата ВВТ-4,2".

получена аэродинамическая характеристика, что позволило сделать выбор наивыгоднейшего передаточного отношения от ветродвигателя к водоподъемнику.

Ниже приводится краткая техническая характеристика ветроводоподъемника ВВТ-4,2.

Показатель	:Величина по- :казателя
<u>Ветродвигатель</u>	
Габариты, мм	
Диаметр ветроколеса	4200
Высота от фундамента до оси ветро- колеса	5600
Вылет хвоста (от оси мачты)	3535
Вылет лопасти (от оси мачты)	2842
Расстояние между стойками мачты	720
Фундаментная опора	
	высота 2027
	длина 1020
	ширина 600
Длина растяжек	7415
Общий вес	кг
Число лопастей ветроколеса	10
Быстроходность ветроколеса	$z = 1,6$
Коэффициент использования энергии ветра	$\xi = 0,36$
Передача от ветродвигателя к ленточ- ному водоподъемнику	клиновременная по- луперекрестная
Общее передаточное отношение от ветроколеса к водоподъемнику	$i_1 = 4,23$ $i_2 = 5,81$

Производительность водоподъемника $\text{м}^3/\text{час}$ следующая:

Скорость ветра, м/сек	Глубина колодца	
	10 м	2,5 м
4	1,20	—
5	2,09	1,30
6	3,78	2,10
7	5,40	3,42

Проверка надежности работы агрегата ВВТ-4,2, износостойкости деталей и узлов его, которые не применялись на ветроводоподъемных установках, работавших или проходивших испытания на пастбищах Средней Азии и Казахстана, проводилась во время длительных производственных испытаний.

К таким элементам конструкции машины относятся (рисунки):

1) ветроводоподъемное колесо велосипедного типа со сплошным ободом и новым расположением лопастей относительно его спиц,

2) открытая коническая шестеренчатая передача, работающая без смазки в месте контакта,

3) неразъемный вертикальный вал трансмиссии, вращающийся на трех подшипниковых опорах и воспринимающий тормозное усилие,

4) подшипники с вертикальной осью вращения, работающие в масляных ваннах с густой смазкой,

5) рычажный колодочный тормоз для остановки ветродвигателя,

6) полуперекрестная клиноременная передача с большой длиной клинового ремня (развернутая длина $\lambda = 8000$ мм).

В процессе производственных испытаний проверялось и удобство монтажа и эксплуатации ветроводоподъемного агрегата.

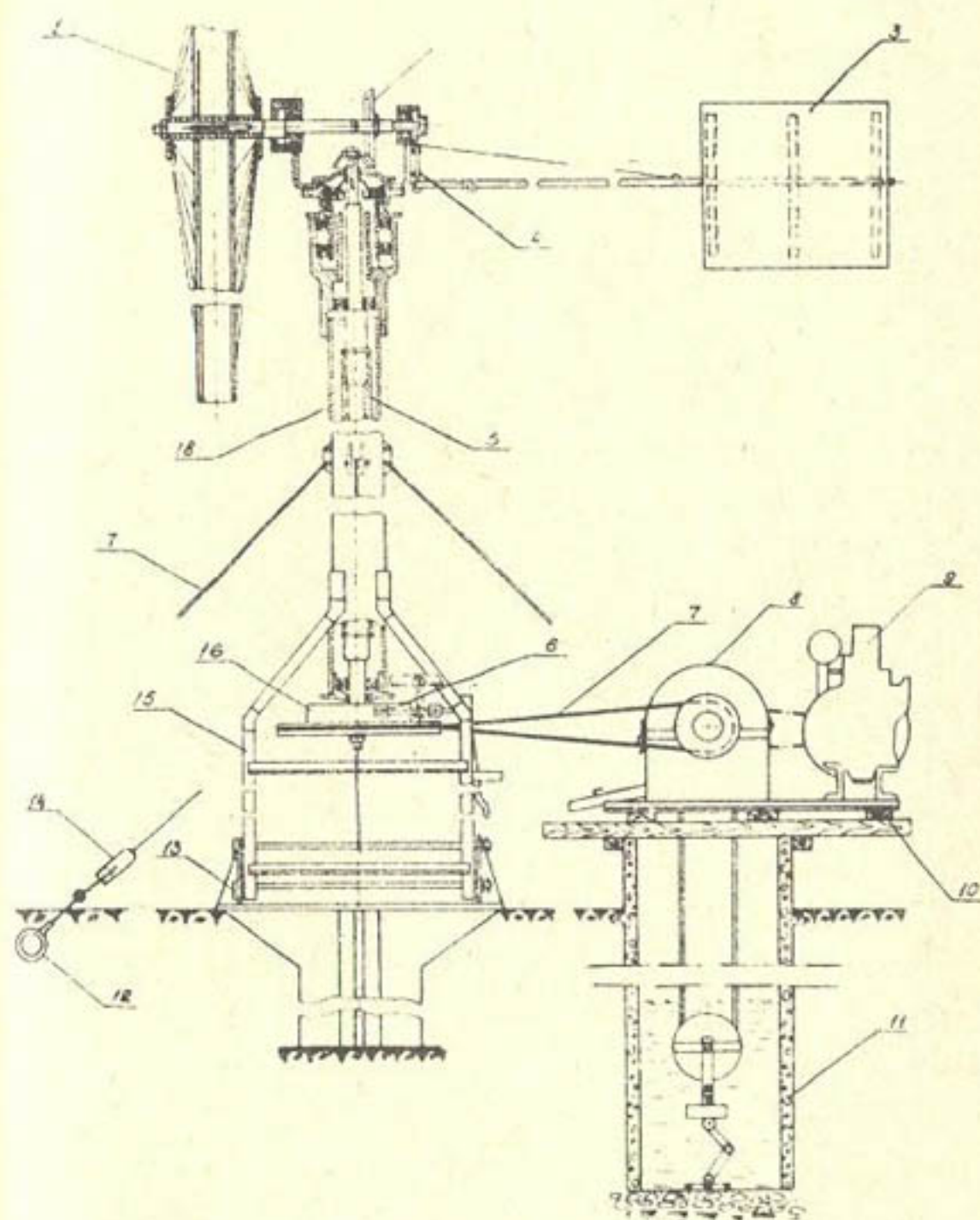


Рис. I. Схема установки ВВТ-4,2 :

1 - ветроколесо; 2 - шестерня редуктора;
 3 - хвост; 4 - шарнир хвоста; 5 - вертикальный вал; 6 - тормозная колодка; 7 - клиновой ремень; 8 - водоподъемник; 9 - резервный двигатель; 10 - рама под водоподъемник и двигатель; 11 - шахтный колодец; 12 - якорь; 13 - фундаментная опора; 14 - тандер; 15 - опора мачты; 16 - тормозной барабан; 17 - растяжка; 18 - трубчатая мачта

Производственные испытания проводились на шахтном колодце на пастбищах совхоза "Кзыл Чарводар" Сырдарьинской области. Глубина колодца 10 м, статический уровень воды расположен на 1,0 м выше его дна.

Шахтный колодец имеет бетонный оголовок высотой 1 м, стенки его армированы бетонными кольцами. Рядом с колодцем расположен аккумулирующий бассейн емкостью 9 м³, вода из которого подается в водопойные корыта длиной 20 м. Местность вокруг колодца — ровная степь.

Ветроводоподъемный агрегат ВВТ-4,2 установлен рядом с бассейном в трех метрах от оголовка колодца. Такое расположение ветродвигателя позволяет устанавливать водоподъемник с небольшим смещением продольной оси его по отношению к оси водосливного лотка (от оголовка к бассейну) и в то же время не препятствует использованию других водоподъемных средств (например, ковги), как при расположении ветродвигателя относительно оголовка со стороны противоположной аккумулирующему бассейну.

Ленточный водоподъемник с резервным двигателем внутреннего сгорания марки ЗИД-4,5 установлен на оголовке шахтного колодца на специальной раме, которая позволяла передвигать водоподъемник с двигателем как одно целое и натягивать клиновой ремень для привода от ветродвигателя.

При монтаже башни ветродвигателя выявлено некоторое преимущество крепления башни ветродвигателя ВВТ-4,2 к его фундаменту по сравнению с конструктивным исполнением этого узла на ветроводоподъемнике типа ВП-3М. Большое расстояние между двумя шарнирными опорами башни ветродвигателя ВВТ-4,2 позволяет производить подъем башни ветродвигателя без ее подстраховки, во избежании ее падения в плоскости перпендикулярной плоскости подъема, как при монтаже ветроводоподъемника ВП-3М.

Жесткая связь мачты ветродвигателя с фундаментом дает гарантию сохранения вертикального ее положения при некотором

ослаблении растяжек. Применение растяжек из стального троса (вместо стального прута), обладающего большим коэффициентом относительного удлинения в области упругих деформаций позволило устранить возможность значительного ослабления растяжек в первый период эксплуатации вследствие уплотнения грунта, прилегающего к якорям, к которым крепятся эти растяжки.

После окончания монтажа ветроводоподъемного агрегата и работ по регулированию автоматического вывода ветроколеса из-под ветра были проведены испытания для получения внешней характеристики агрегата, т.е. зависимости его производительности от скорости ветра при работе на колодце глубиной 10 м. Полученная внешняя характеристика ветроводоподъемника в диапазоне скоростей ветра 3-5 м/сек в достаточной степени совпала с внешней характеристикой, построенной по результатам стендовых испытаний ветродвигателя.

Для решения основной задачи производственных испытаний программа предусматривала проведение технических осмотров ветродвигателя не чаще 2 раз в год. В период между осмотрами эксплуатационному персоналу запрещалось смазывать трущиеся части, регулировать и крепить детали ветроводоподъемного агрегата.

При первом техническом осмотре, произведенном через 6 месяцев эксплуатации ветроводоподъемного агрегата, никаких повреждений и какого-либо заметного износа деталей не обнаружили, за исключением шестерен открытой конической передачи, износ зубьев которых составил около 50% их толщины. После анализа материала изношенных шестерен было выяснено, что при их изготовлении не были выдержаны технические требования, указанные в чертежах. Твердость материала малой и большой шестерен составляла 187 единиц по Бринелю, вместо указанных в чертежах соответственно 270 и 220 единиц.

Взамен изношенных шестерен установили новые, качество изготовления которых тщательно сверили с чертежами. При

осмотре подшипников с горизонтальной и вертикальной осями вращения, работающих в масляных ваннах с консистентной смазкой, никаких видимых признаков ухудшения смазки или ее засорения не обнаружено. Подшипники вертикального вала, не работающие в масляных ваннах, имели сильно загустевшую и засоренную окалиной, опавшей с внутренней поверхности трубчатой мачты, смазку. В нижнем подшипнике смазка была заменена, а промежуточный подшипник вертикального вала, имевший менее засоренную, но тоже сильно загустевшую смазку, был оставлен без замены смазки для определения его работоспособности в таких условиях.

Отличительная особенность рычажного привода тормоза ветроводоподъемника — использование упругих деформаций опорных стоек мачты ветродвигателя для фиксации водоподъемника в заторможенном состоянии при установке рукоятки тормоза на упор. Упругие деформации (скручивания) башни ветродвигателя при установке рукоятки на упор с усилием 20 кг позволяют сохранять ветродвигатель в заторможенном состоянии при суммарном износе колодки и барабана равном 1,5 мм; при этом усилие установки рукоятки на упор снижается до 10 кг. Износ колодки и барабана настолько незначителен, что изменение усилия на рычаге практически осталось тем же.

Растяжки мачты несколько ослабли и требовали дополнительного натяжения, однако резьба на винтах тендеров настолько проржавела, что повернуть их удалось только после неоднократного смачивания керосином в течение суток.

После первого технического осмотра ветродвигатель остановили на 6 мес. для выявления надежности его защиты от разрушительного действия сильных ветров в заторможенном состоянии.

Второй технический осмотр показал, что в заторможенном состоянии ветродвигатель хорошо переносит воздействия

сильного ветра и другие воздействия атмосферы. Осмотр выявил необходимость защитного покрытия резьбы деталей, периодически регулируемых в процессе эксплуатации. Из-за коррозии была сорвана резьба на винте тендера при попытке повернуть его для натяжения растяжки и затруднено вращение регулировочного винта тормоза. Обнаружено также заедание в шарнире, соединяющем хвост с поворотной головкой ветродвигателя. При разборке выявлено, что поверхность валика, служащего осью вращения, покрыта коррозией и гарантированный посадкой зазор забит песком, попавшим туда, по-видимому, во время пыльной бури. Для обеспечения последующей нормальной эксплуатации зазор между валиком и втулкой был увеличен до степени (1,5 мм), исключающей заклинивания сопрягаемых деталей частицами песка, попавшими в зазор.

Последующие два технических осмотра, проведенные с интервалами в 3,12 месяцев не выявили никаких поломок и неисправностей установки.

По данным гидрометеослужбы, в районе установки ветроводоподъемного агрегата ВВТ-4,2 за время его производственных испытаний (27 мес.) было 4 случая, когда скорость ветра достигала 24-28 м/сек. Осмотр и проверка ветроколеса показали, что биение его обода лежало в тех же пределах, что и при его монтаже (± 10 мм), т.е. во время эксплуатации не было случая ослабления натяжения хотя бы одной спицы. На деталях ветроколеса, покрытых сельхозэмалью, не было признаков коррозии.

Шестерни редуктора, изготовленные согласно чертежам, имели лишь следы приработки на зубьях без заметных признаков их износа. В процессе эксплуатации не наблюдалось биения вертикального вала при воздействии тормоза. Подшипники с вертикальной осью вращения, работающие в масляных ваннах, не имели каких-либо признаков износа, а у двух нижних под-

шипников вертикального вала, работающих без масляных ванн, при последнем осмотре был обнаружен значительный износ сепараторов. Причина износа — недостаточная смазка этих подшипников и окалина, сыпавшаяся с внутренней поверхности трубчатой мачты.

Заметный износ в деталях тормозного устройства обнаружен только на тормозном барабане (0,6 мм по диаметру) и тормозной колодке (около 1,8 мм по ее толщине).

Полуперекрестная передача работала безотказно, случаи сбегания ремня со шкивов не наблюдались. Клиновой ремень во время последнего осмотра был годен к дальнейшей эксплуатации.

Проверка системы автоматического вывода ветроколеса из-под ветра при больших его скоростях показала, что ветроколесо начинает выходить из-под ветра не при скорости 8 м/сек, как это отрегулировано при монтаже ветродвигателя, а при скорости ветра 7–7,5 м/сек. Это недостаток, возникший в результате появления остаточных деформаций в пружине хвоста, нельзя считать опасным, так как при его прогрессировании увеличивается надежность системы защиты ветродвигателя, хотя и уменьшается полезная выработка.

В результате анализа конструктивных недостатков ветроводоподъемного агрегата, выявленных в процессе производственных испытаний, в конструкцию агрегата внесли следующие изменения:

а) поверхность резьбы на тягах тендеров, регулировочной тяге тормоза и на горизонтальном валу ветроколеса в месте крепления конической шестерни во избежание коррозии подвергали кадмированию;

б) нижний и средний подшипники вертикального вала оборудованы как и верхний подшипник масляными ваннами для консистентной смазки;

в) на пружину хвоста установили приспособление для регулирования ее натяжения (тендер).

В процессе производственных испытаний ветроводо-подъемный агрегат обеспечивал водопой двух отар овец и водоснабжение птицефермы, расположенной вблизи колодца. Резервный двигатель внутреннего сгорания запускался в работу не более 15 раз в год, в основном в летнее время.

В ы в о д ы

1. Конструкция ветроводоподъемного агрегата ВВТ-4,2 позволяет эксплуатировать его без технического ухода и надзора в течение полугода и более.

2. Детали и узлы, примененные в конструкции ветроводоподъемника с целью упрощения конструкции и увеличения его надежности (открытая коническая зубчатая передача, неразъемный трансмиссионный вал, рычажный тормоз, полуперекрестная клиноременная передача и подшипники, работающие в ваннах с консистентной смазкой), хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации.

3. Принятая система защиты ветродвигателя от разрушительного действия ветров при больших его скоростях работает надежно.

4. Простота и надежность конструкции ветроводоподъемника ВВТ-4,2, нетребовательность к техническому уходу во время эксплуатации и удобство обслуживания делают его в достаточной степени хорошо приспособленным к эксплуатации на пустынных пастбищах Средней Азии, поэтому есть основание полагать, что ветроводоподъемные агрегаты подобной конструкции найдут широкое применение для механизации водоподъема на пустынных пастбищах Средней Азии.

Н.Н.ОМЕЛИН, О.П.БАЛАСНИКОВ

РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА ПРИМЕНЕНИЯ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ

В Советском Союзе выпускается более 40 марок насосов, применяемых лишь в небольшой зоне $H - Q$, перекрываемой скважинами водоснабжения и вертикального дренажа. Анализ этого поля показывает, что существуют зоны, перекрывающиеся характеристиками насосов как по производительности, так и по напору.

Обычно в случае отсутствия насоса, соответствующего необходимым требованиям, устанавливается ближайший насос, имеющий большой напор и производительность; избыток напора гасится задвижкой. Применение задвижки приводит к значительному перерасходу электроэнергии. В связи с этим желательно прибегать к более экономичному способу регулирования, а именно: 1) изменять скорость вращения электродвигателя; 2) использовать различные муфты и редукторы для регулирования скорости вращения рабочих колес насоса при неизменной скорости вращения электродвигателя; 3) отводить часть жидкости из напорного трубопровода во всасывающий; 4) обтачивать рабочие колеса; 5) снимать ступени.

Скорость вращения можно регулировать, используя электродвигатели постоянного тока, асинхронные двигатели (многоскоростные или с фазным ротором), изменяя частоту поступающей энергии и т.д. Для питания электродвигателей постоянного тока необходимы специальные преобразовательные устройства. Кроме того, за щеточным аппаратом двигателей требуется периодический уход и контроль, трудно осуществимые на погружных установках. Частоту питающего тока изменяют специальными преобразователями, которые увеличивают стоимость установки.

Необходимость регулирования скорости в широких пределах (до 30–40%) приводит к значительному возрастанию размеров асинхронных двигателей с фазным ротором, а также к снижению $\cos \varphi$.

Создать надежные многоскоростные погружные электродвигатели в условиях ограниченных габаритов технически сложно. Кроме того, при переходе от двухполюсных двигателей на четырехполюсные число оборотов сокращается в два раза, что соответствует уменьшению напора в четыре раза. Для многих типов насосов столь значительное снижение напора не имеет практического смысла.

Для регулирования производительности насоса отводом части жидкости из напорного трубопровода во всасывающий необходимы дополнительные коммуникации и арматура, что приводит к усложнению насосной станции в целом.

Обточка рабочих колес по наружному диаметру и снятие рабочих ступеней – наиболее простые средства расширения диапазона применения погружных насосов. Эти работы были осуществлены отделом водоснабжения САНИИРИ с насосами ЭЦНВ 12–255–30, ЭЦНВ 10–120–60 и ЭЦВ 6–10–80.

Обточка рабочего колеса

Производительность, напор и мощность на валу насоса с обточенным колесом определяются по зависимостям

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3; \quad (I)$$

где Q , H , N и D – соответственно производительность, напор, мощность и диаметр колеса насоса в нормальном исполнении;

Q_1 , H_1 , N_1 и D_1 – то же, после обточки колеса.

Приведенные формулы теоретические; при пересчете характеристик некоторых типов насосов по ним могут воз-

никнуть значительные ошибки. Поэтому для насоса ЭЦНВ 12-255-30 они проверены экспериментально.

В опытах изменяли манометрический напор, определяли производительность насоса, активную и реактивную мощности, потребляемые электродвигателем насосной установки, напряжения на зажимах и силу тока в фазах электродвигателя. Все измерения производили на приборах, обеспечивающих точность не ниже 1-2%. При испытании насоса ЭЦНВ 12-255-30 сравнивали характеристики нормального насоса и насоса с различной степенью обточки рабочего колеса. Всего рабочее колесо обтачивали четыре раза, причем параллельно образующей (рис.1).

Точки пересчитывали по формулам:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_{2m} + D_{2n}}{D'_{2m} + D'_{2n}} ; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{D_{2m} + D_{2n}}{D'_{2m} + D'_{2n}} \right)^2. \quad (2)$$

Как видно из рис.1, кривые, полученные по этим формулам, достаточно близки к кривым, выведенным экспериментально и поэтому рекомендуются для практического использования.

На рис.2 приведены экспериментальные и расчетные характеристики $N - Q$ = насоса с различной величиной обточки рабочего колеса.

Пересчет характеристик производился по формулам

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_{2m} + D_{2n}}{D'_{2m} + D'_{2n}} ; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{D_{2m} + D_{2n}}{D'_{2m} + D'_{2n}} \right)^3. \quad (3)$$

которыми можно воспользоваться для расчета характеристик $N - Q$ = насосов при заданной величине обточки колеса во время работы в оптимальном режиме (от 30 до 60-65 л/сек). При производительности насоса менее 30 и более 60-65 л/сек погрешность расчета выше.

Анализ приведенных формул пересчета показывает, что к.п.д. насоса при обточке рабочего колеса изменяться не должен, практически же он изменяется (рис.3). При увеличении степени обточки рабочего колеса максимальное значение к.п.д. насоса снижается и смещается в сторону меньших расходов (к.п.д. падает от 67% у нормального насоса до 55% у насоса с подрезкой рабочего колеса по четвертому варианту). Обтачивать колесо больше, чем по четвертому варианту, не рекомендуется.

При совместном рассмотрении приведенных кривых (рис.1,2,3) обнаружено, что обточка рабочего колеса в указанных пределах позволяет расширить диапазон использования насоса по напору примерно в 2 раза (при производительности 60 л/сек насос в нормальном исполнении обеспечивает напор около 36 м, а с колесом, подрезанным по четвертому варианту, около 18 м). При этом мощность на валу уменьшается в 1,6 раза и к.п.д. падает от 67 до 55%. При меньшей обточке рабочего колеса к.п.д. снижается значительно меньше.

Таким образом, обточку рабочего колеса можно рекомендовать для расширения диапазона применения насоса ЭЦНВ 12-255-30. Очевидно, это характерно и для других одноколесных насосов (20А=18х1, ЭЦВ 10-160-15 и т.д.). Однако при использовании приведенных выше формул для пересчета характеристик других насосов можно получить значительные погрешности. Поэтому для каждого типа насосов необходимы экспериментальная проверка и уточнение этих формул.

Уменьшение числа ступеней

Расширение диапазона многоколесных насосов можно достигнуть обточкой колес, однако наибольший эффект получается в результате снятия рабочих ступеней, что до-

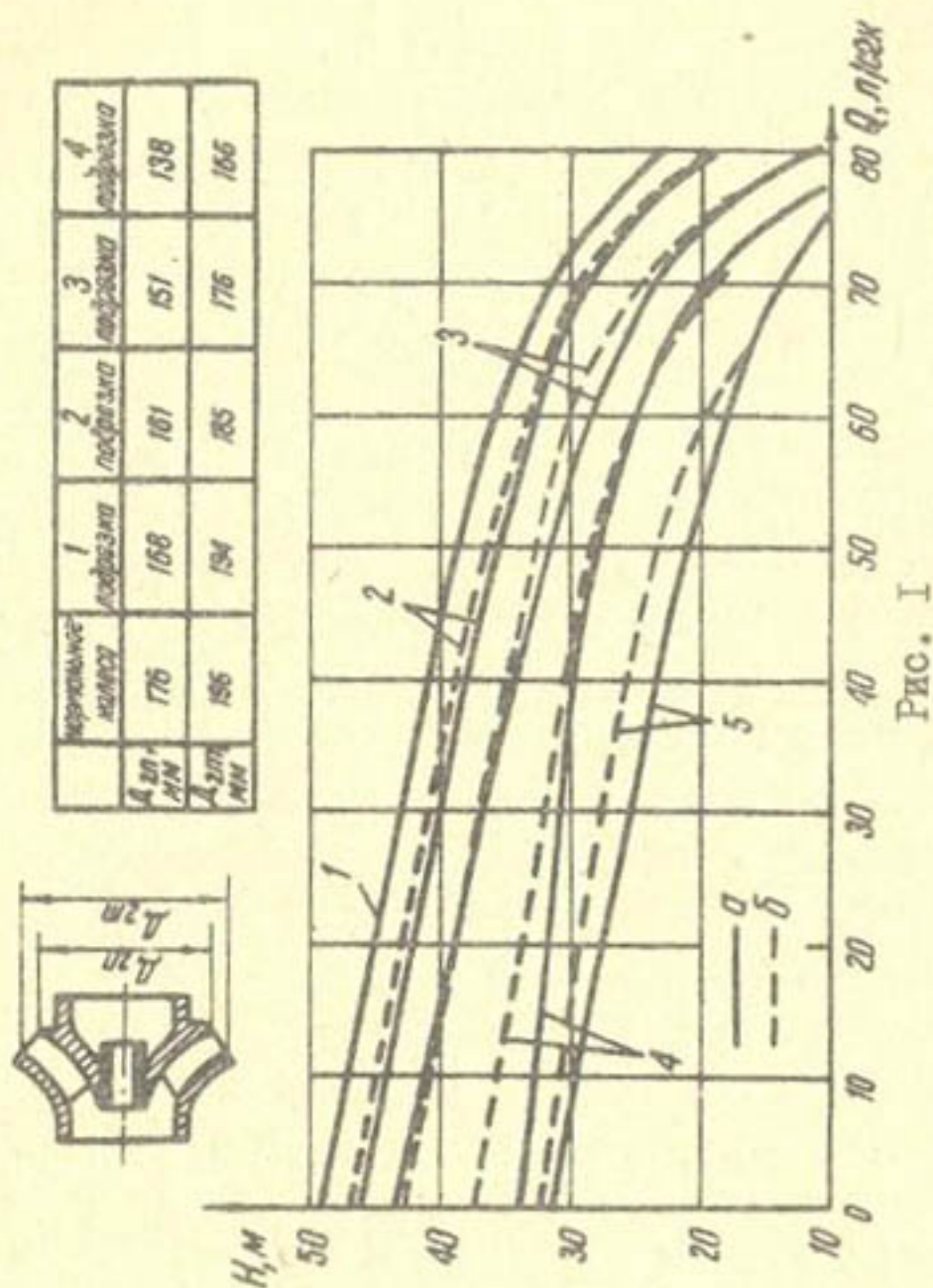


Рис. I

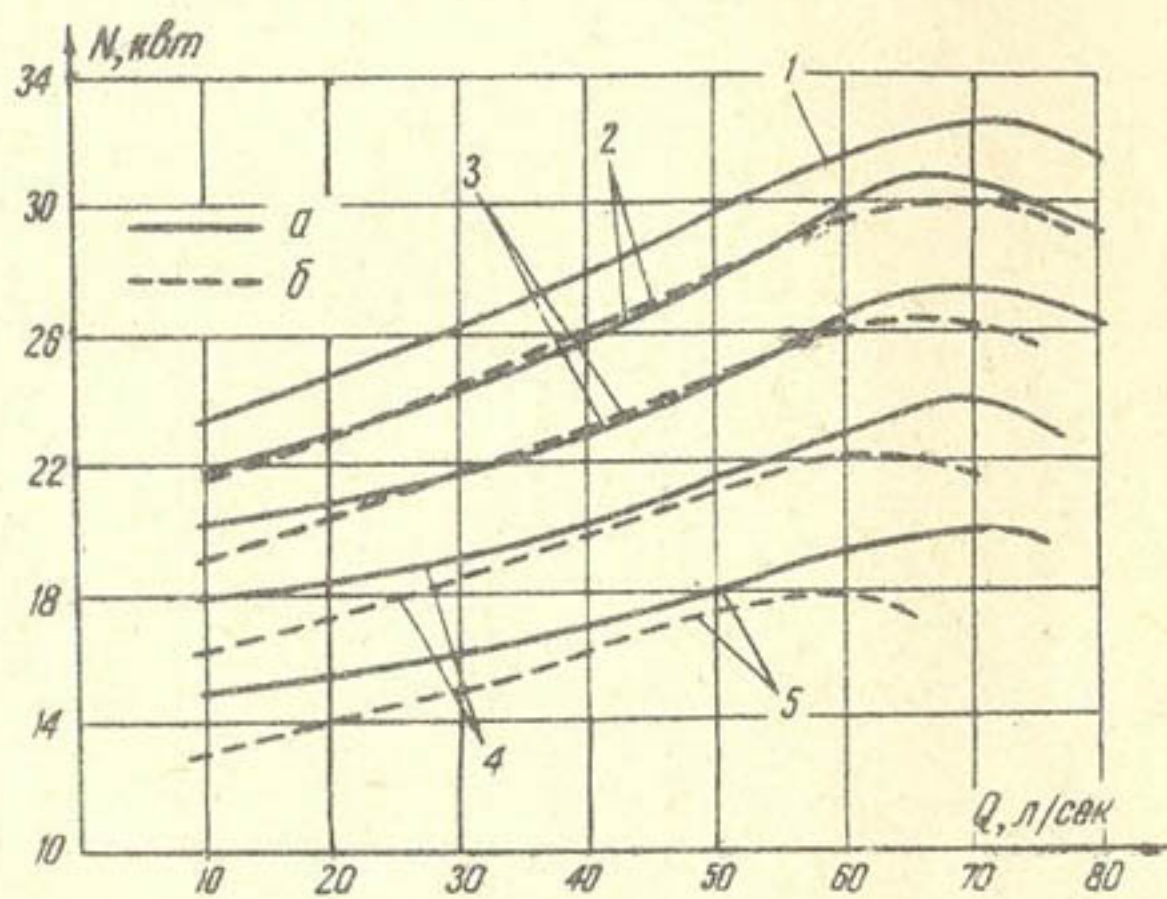


Рис. 2

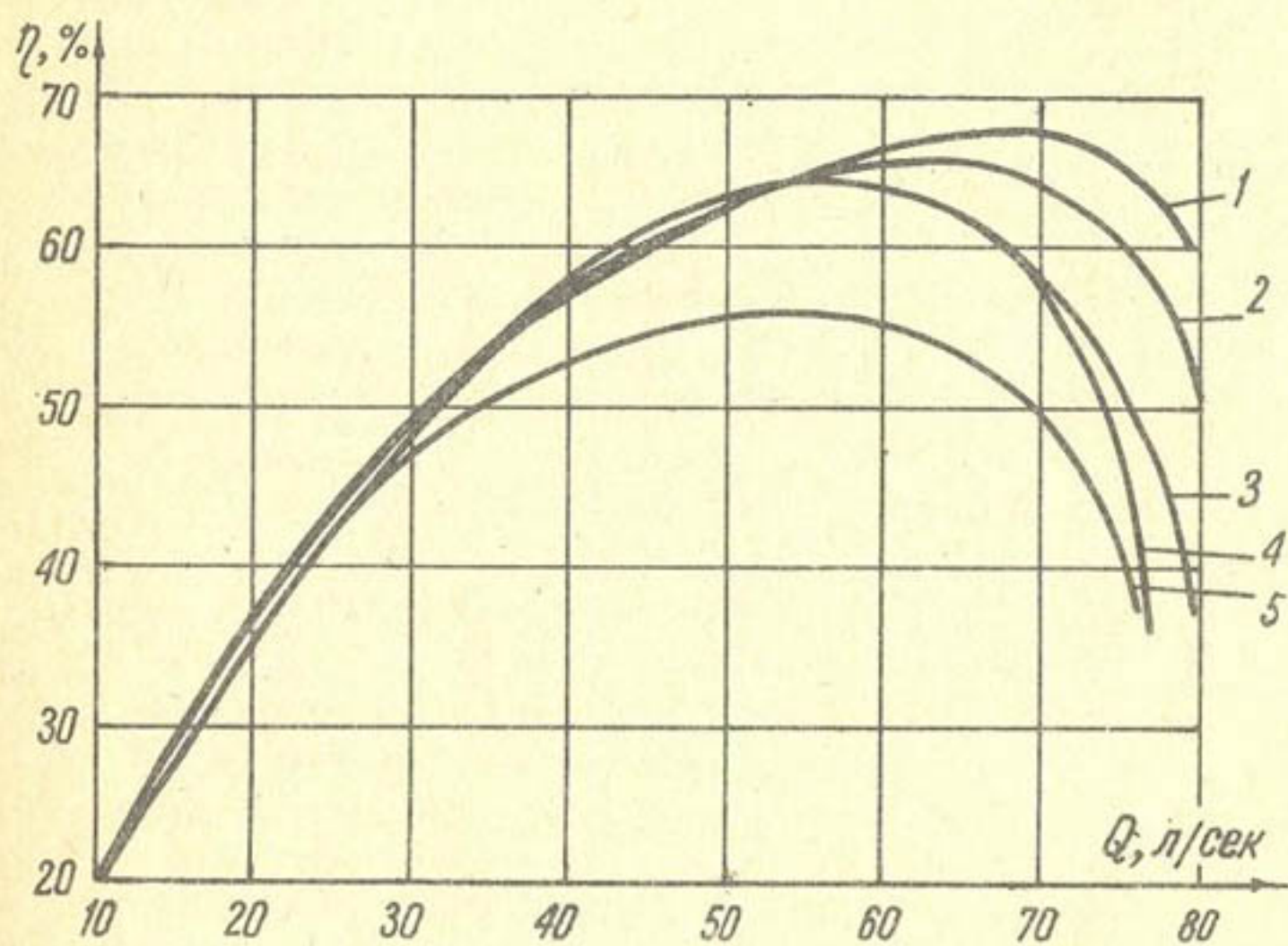


Рис. 3

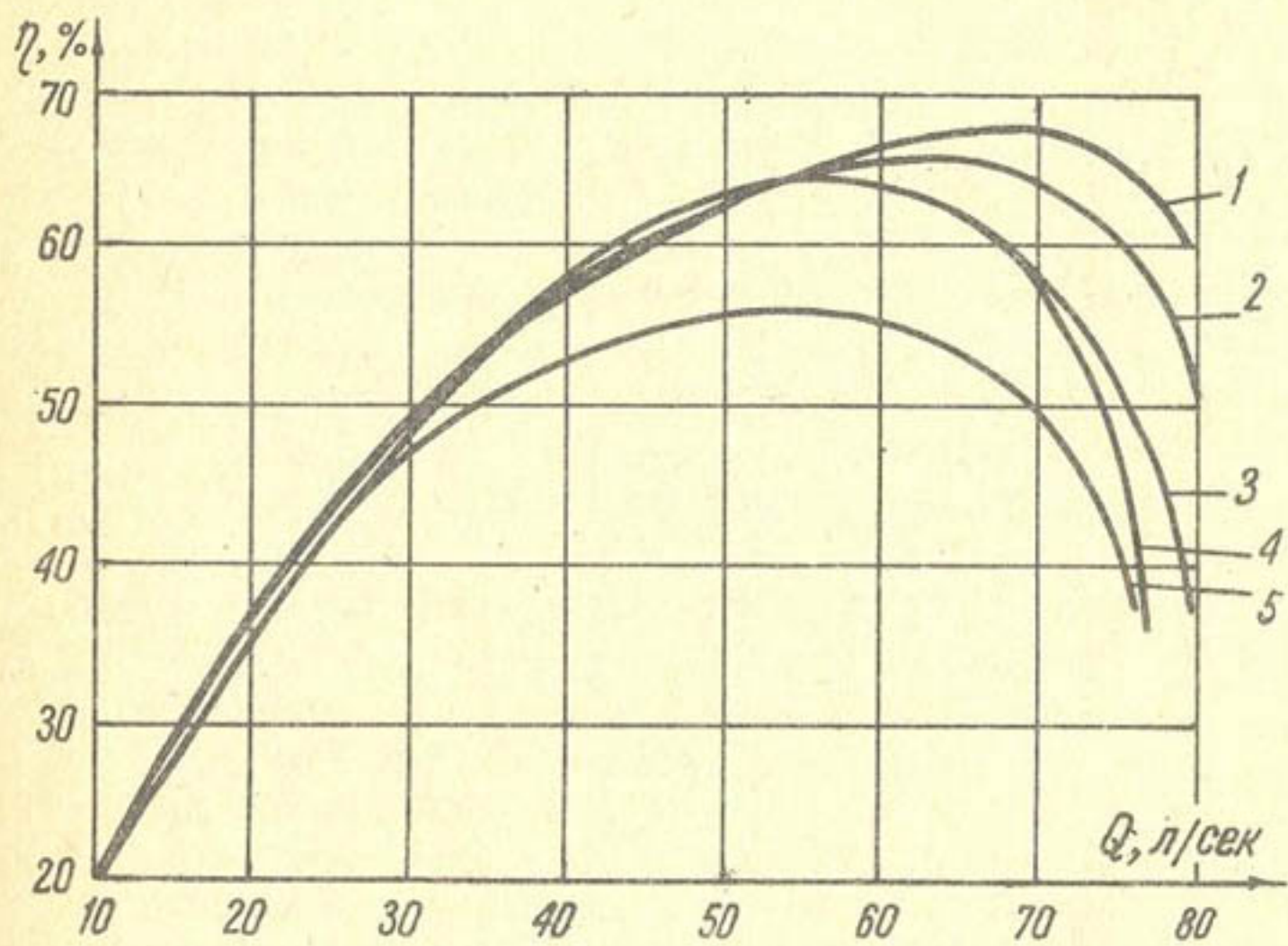


Рис. 3

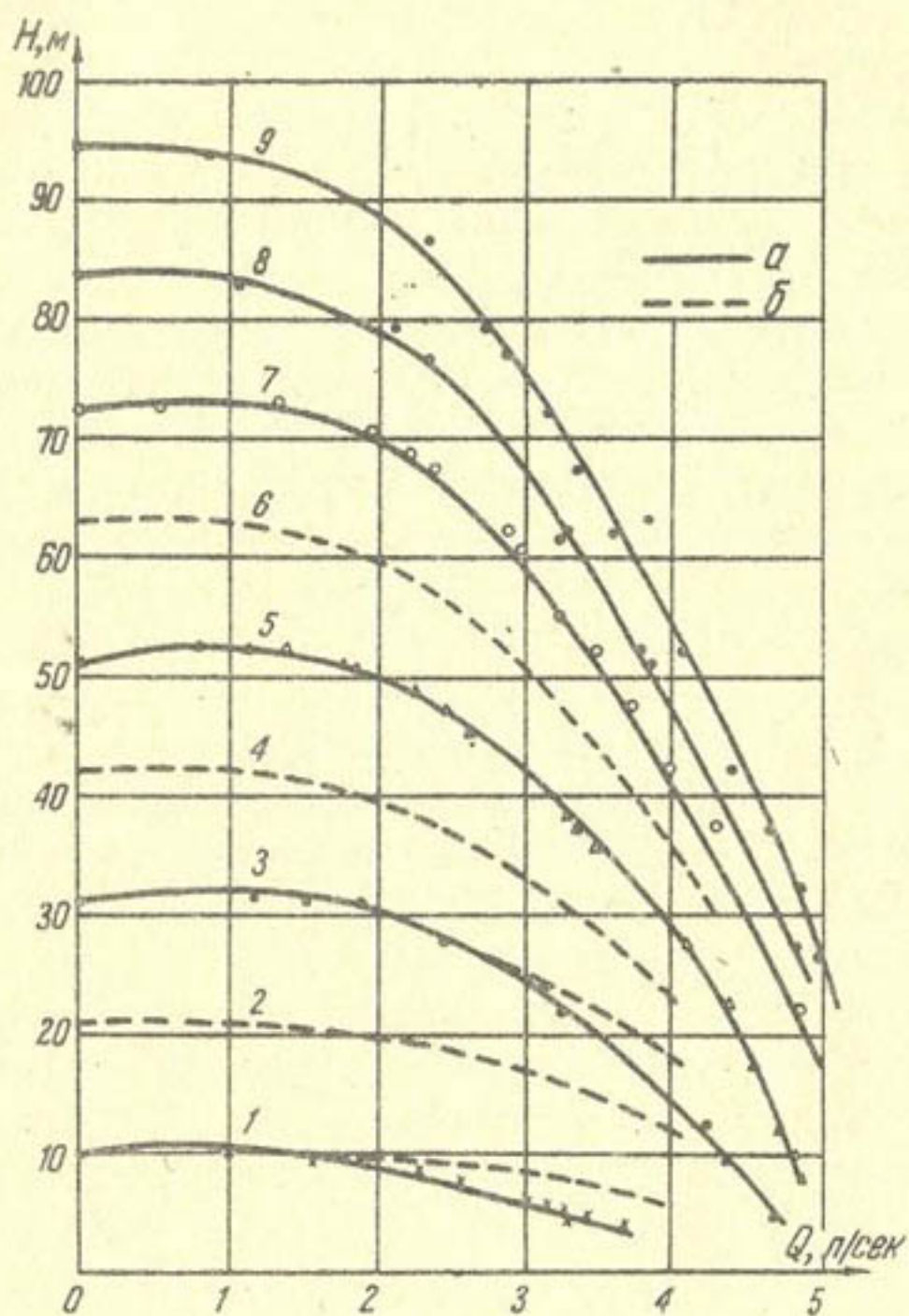


Рис. 4

Из приведенных кривых видно, что экспериментальные и расчетные характеристики 8-5-ступенчатых насосов полностью совпадают. Данные четырехступенчатого насоса выведены только расчетным путем. При дальнейшем уменьшении числа ступеней появляется отличие между опытными и расчетными данными, причем наибольшее расхождение отмечается в зоне больших подач у насосов с малым количеством рабочих ступеней. Это объясняется тем, что при сокращении числа ступеней в общем напоре насоса увеличивается доля постоянных потерь, не зависящих от числа ступеней.

Кривые мощности на валу насоса ЭЦВ 6-10-80 с разным числом ступеней в зависимости от производительности получены экспериментальным и расчетным путем (рис.5). Учитывая, что мощность на валу насоса пропорциональна числу ступеней, штрих-пунктирными линиями мы обозначили характеристики $N = Q$, т.е. произвели пересчет по формуле

$$N_n = N_m \frac{n}{m}, \quad Q_n = Q_m, \quad (5)$$

где N_m, Q_m, m — мощность на валу, производительность и число ступеней насоса в нормальном исполнении;

N_n, Q_n, n — то же, с уменьшенным числом ступеней.

Характеристики, рассчитанные по этой формуле, значительно отличаются от экспериментальных, поэтому ими нельзя пользоваться при пересчетах.

Лучшие результаты получаются при использовании формулы

$$N_n = \frac{N_m - Q_m}{m} n + Q_m (1/8 m). \quad (6)$$

Здесь коэффициент, равный 0,2, учитывает постоянные механические потери, не зависящие от числа ступеней.

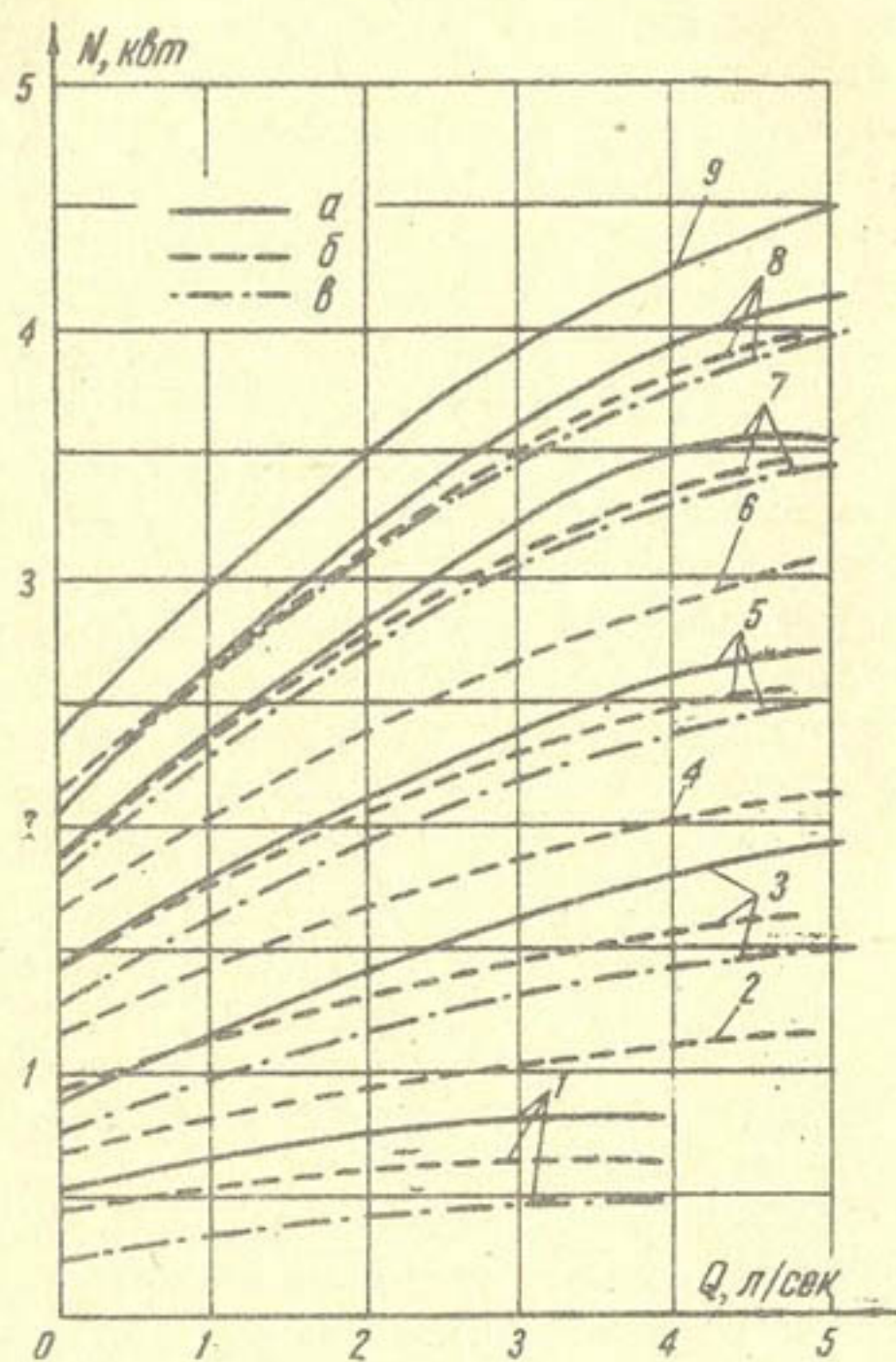


Рис. 5

Анализ кривых $N - Q$ показывает, что мощность не уменьшается пропорционально числу снятых ступеней; при сокращении числа ступеней к.п.д. падает. Насосы ЭЦВ 6-10-80 с числом ступеней от 1 до 3 имеют слишком низкий к.п.д., поэтому их применять не следует (рис.6).

Как указывалось выше, снятие ступеней насоса ЭЦВ 10-120-60 связано с укорочением вала. Поэтому были проделаны опыты по снятию только рабочих колес. Вместо них на вал устанавливали дистанционные стальные втулки. Характеристики насоса ЭЦВ 10-120-60 сняты в нормальном исполнении, без одного и двух рабочих колес.

На рис.7 приведены напорные характеристики насоса ЭЦВ 10-120-60 с различным числом колес, выведенные экспериментальным и расчетным путем (по формуле 4), на рис.8 — экспериментальные и расчетные характеристики $N - Q$, на рис.9 — характеристики $\eta - Q$. Напорные характеристики, полученные опытным путем, отличаются от расчетных. Особенно значительны различия в характеристике одноколесного насоса, что объясняется возрастанием потерь в направляющих аппаратах в общем напоре насоса.

Характеристики $N - Q$ рассчитаны по двум формулам. Пунктирными линиями построены характеристики, подсчитанные по формуле (5), штрих-пунктирными — по формуле

$$N_n = \frac{N_m - Q}{m} + Q(\lambda \beta m). \quad (7)$$

Формула (7) дает лучшие результаты, чем (5). К.п.д. насоса ЭЦВ 10-120-60 с сокращенным числом рабочих колес уменьшается, а оптимальные параметры сдвигаются в сторону меньших расходов. Максимальные значения к.п.д. трех-, двух- и одноступенчатых насосов соответственно равны 62,54 и 42%.

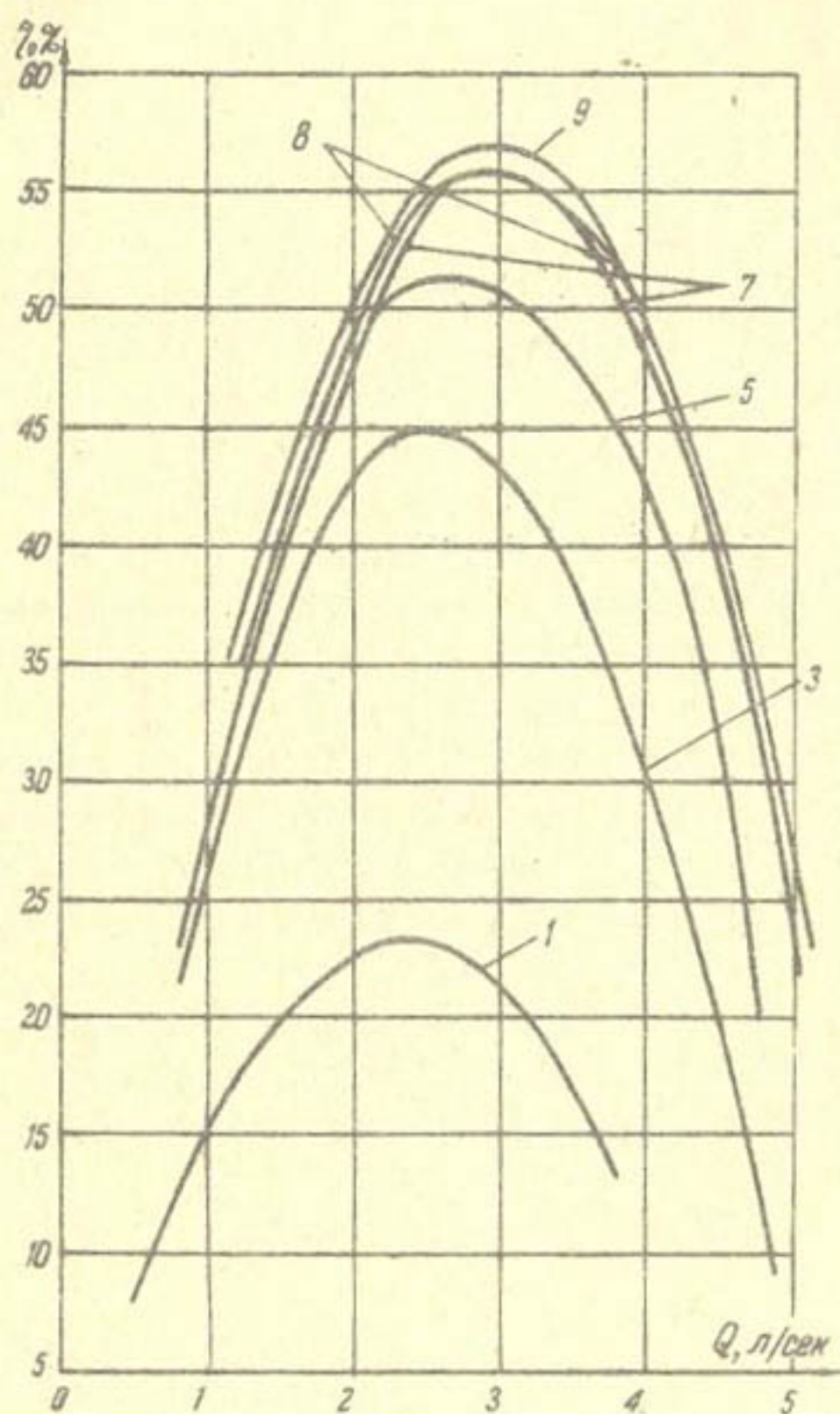


Рис. 6

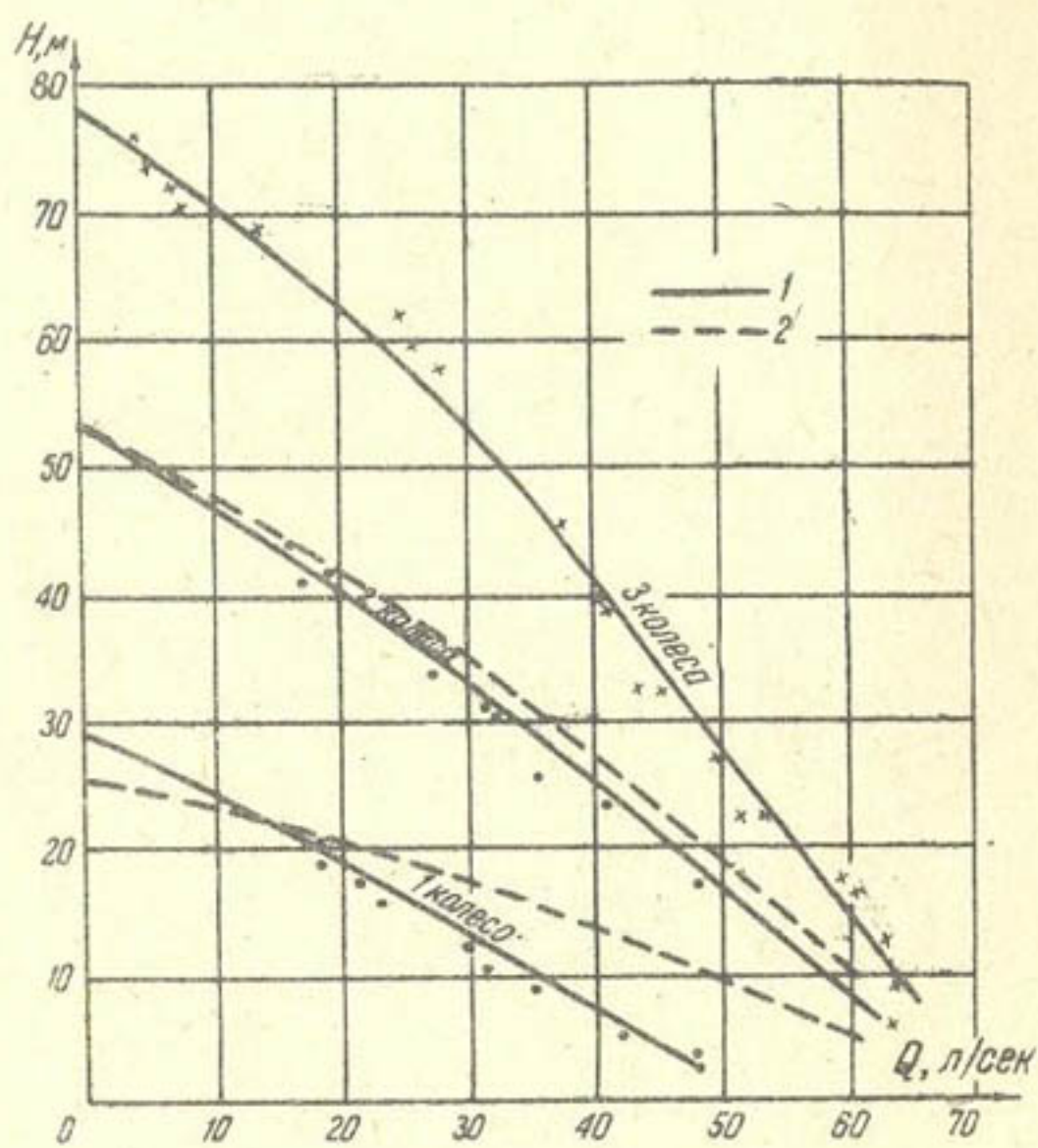


Рис. 7

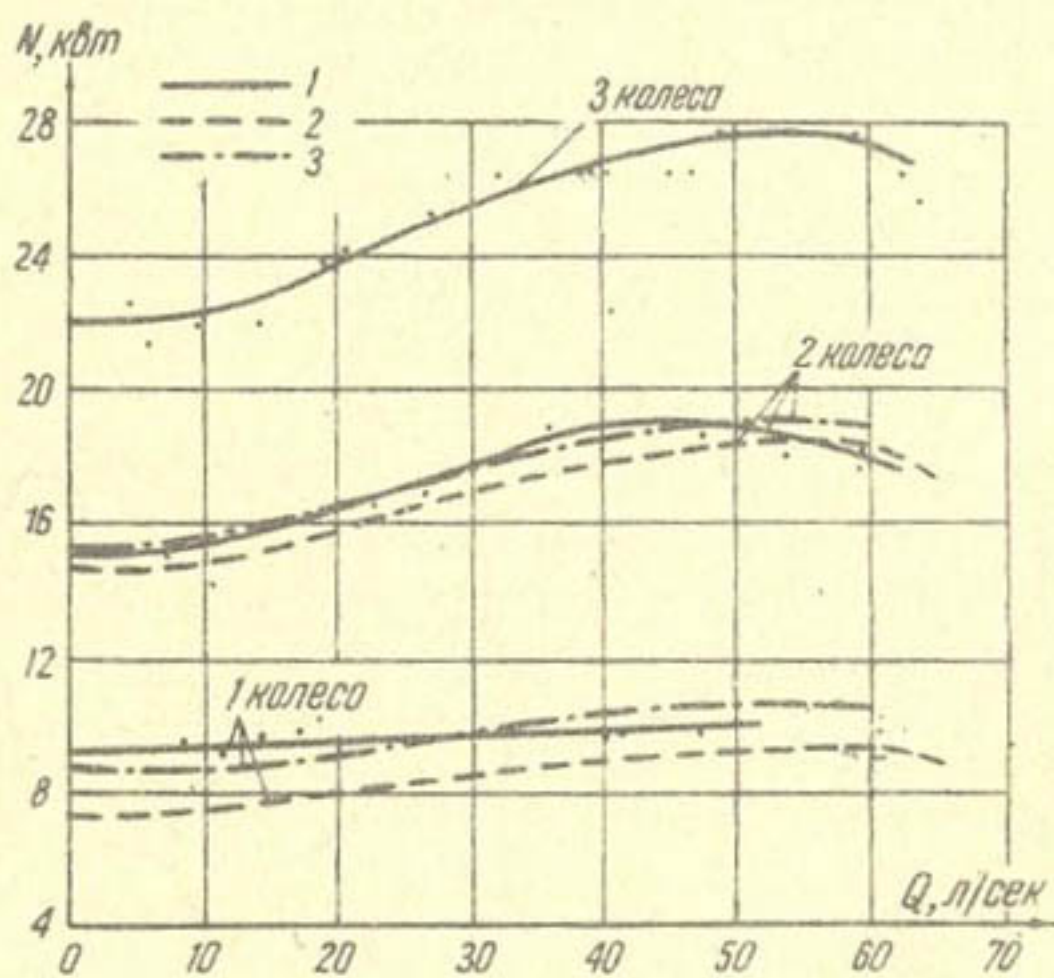


Рис. 8

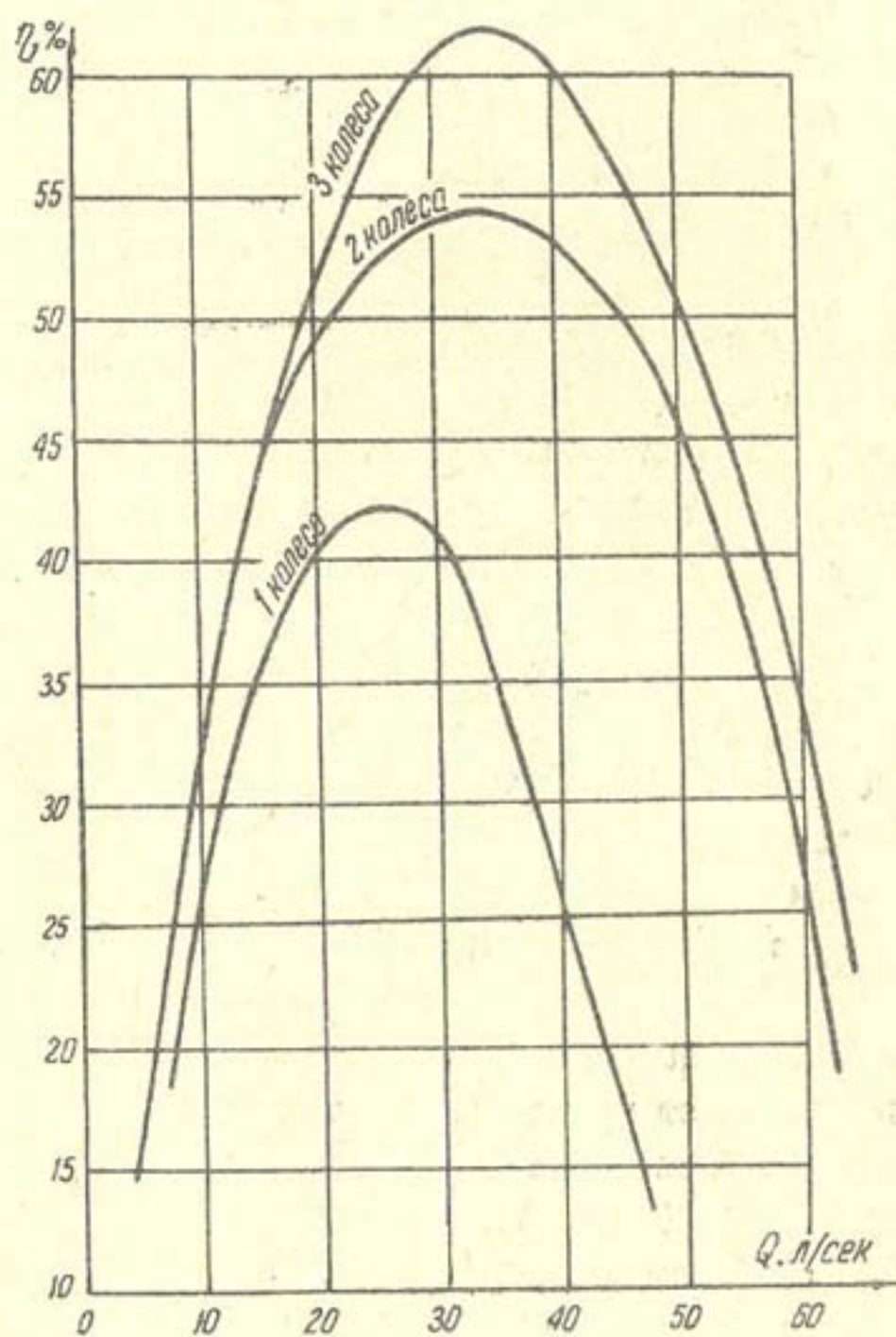


Рис. 9

Значительное ухудшение показателей одноколесного насоса объясняется наличием всех направляющих аппаратов и указывает на то, что его эксплуатация экономически нецелесообразна.

Влияние обточки рабочих колес и уменьшения числа ступеней на характеристики электродвигателя

Расширение диапазона применения погружных насосов описанными выше методами возможно только при уменьшении напора и некотором снижении производительности насоса и, следовательно, уменьшении мощности на валу и мощности, потребляемой электродвигателем. Снижение мощности приводит к падению $\cos \varphi$. При значительном падении необходимо применять специальные меры для его повышения: 1) замена двигателя на двигатель меньшей мощности; 2) переключение обмоток двигателей с треугольника на звезду, если их нагрузка не превышает 35%; 3) подключение конденсаторов параллельно электродвигателю.

В ы в о д ы

В связи с тем, что количество типоразмеров насосов, выпускаемых нашей промышленностью, недостаточно, часто встречаются случаи неоправданного завышения параметров водоподъемных установок. При этом значительная часть мощности теряется непроизводительно. Для уменьшения затрат мощности и расширения диапазона применения погружных насосов в работе рекомендуется снять рабочие ступени насосов; а также подрезать рабочие колеса малоколесных насосов.

При наличии соответствующей компенсации $\cos \varphi$ с помощью указанных приемов можно получить наиболее экономичные установки. Иногда для пересчета рабочих характеристик насоса необходимо провести дополнительные исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Турк В.И. Насосы и насосные станции, М., Госстройиздат, 1953.
2. Труды ЛПИ № 231, "Гидромашины", Л., Mashgiz, 1964.
3. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы, М.-Л., ОНТИ, 1937.

А.К.ЗАКУРДАЕВ, С.И.КЕБЕРЛЕ

ВЛИЯНИЕ ОЧЕРТАНИЯ НИЖНЕЙ КРОМКИ ПЛОСКОГО ЗАТВОРА НА ВЕРТИКАЛЬНУЮ СОСТАВЛЯЮЩУЮ ЕГО ВИБРАЦИИ

Одним из факторов, затрудняющих установку плоских затворов на большие напоры, является вибрация затворов от пульсации гидродинамической нагрузки. Вибрация, возникающая под действием пульсации, — явление малоизученное; еще не накоплен достаточно большой опыт по методике проведения подобных исследований. Из работ по изучению вибрации затворов очень интересны статьи А.С.Абелева /1,2,3/, который определял влияние гидравлического режима водотока на вибрацию плоского затвора и создал наиболее совершенную, по нашему мнению, методику расследования суммарной гидродинамической нагрузки на плоские затворы. Однако влияние очертания нижней кромки плоского затвора на его вибрацию в литературе не освещено. По этому вопросу имеются лишь краткие рекомендации американских инженеров.

Цель экспериментов, проведенных гидротехнической лабораторией САНИИРИ в 1960–1961 гг., — установить влияние очертаний нижней кромки плоского затвора на его вибрацию. Исследования проводились на модели ($M=1:25$) натуральной величины одной из труб водосброса Южносурханского водохранилища. Напор на пороге щитового отверстия составлял 1 м; подпор со стороны нижнего бьефа отсутствовал. Модель затвора перекрывала отверстие шириной 120 мм и высотой 200 мм, при этом ширина паза равнялась 26 мм, а глубина — 12 мм; средняя гидростатическая нагрузка на затвор при полном закрытии была около 22 кг. Средние скорости истечения из-под затвора, измеренные "трубкой САНИИРИ", превышали 4 м/сек. При минимальном открытии затвора $Q = 2$ см число Рейнольдса составляло ($Re = 40000$); при максимальном — $Re = 1500000$.

Режим протекания полностью находился в автомоделной области.

Модель затвора была изготовлена из дюралюминия; вес ее не превышал 250 г. В нижней части имелось специальное приспособление, позволявшее быстро менять нижние кромки затвора по ходу опыта. Нижние кромки имели различное очертание и небольшой вес. Высота затвора со всеми нижними кромками была постоянной.

Для удобства проведения опытов модель затвора подвешивали к шести упругим элементам датчиков в специально сделанных подвижных пазах (рис. I /2/), имеющих направляющие, которые могли скользить по пазам модели донной трубы. Направляющие были очень тщательно подогнаны к пазам трубы, так что утечка воды при опытах была ничтожной и не влияла на результаты.

Вибрация модели затвора отмечалась шестью индуктивными датчиками, два из которых фиксировали вертикальную составляющую, четыре — горизонтальную. Механический и электрический расчет индуктивных датчиков и измерительных цепей к ним производили по методике, разработанной лабораторией САНИИРИ /4/. Запись проводили на осциллографе МПО-2 вибраторами типа УШ.

Датчики жестко крепили к подвижным пазам и соединяли с затвором при помощи стальных тяг. Таким образом, модель затвора являлась одним воспринимающим элементом шести датчиков (рис. 2).

Исследование вибрации модели затвора (вынужденных колебаний) под действием пульсации гидродинамической нагрузки с учетом всех особенностей конструкций затвора и щитовой камеры — очень сложная задача. Решить ее в общем виде в настоящее время невозможно, так как не известно влияние масштабных эффектов целого ряда явлений: трения в пазам, деформации самой модели затвора и т.д.; кроме

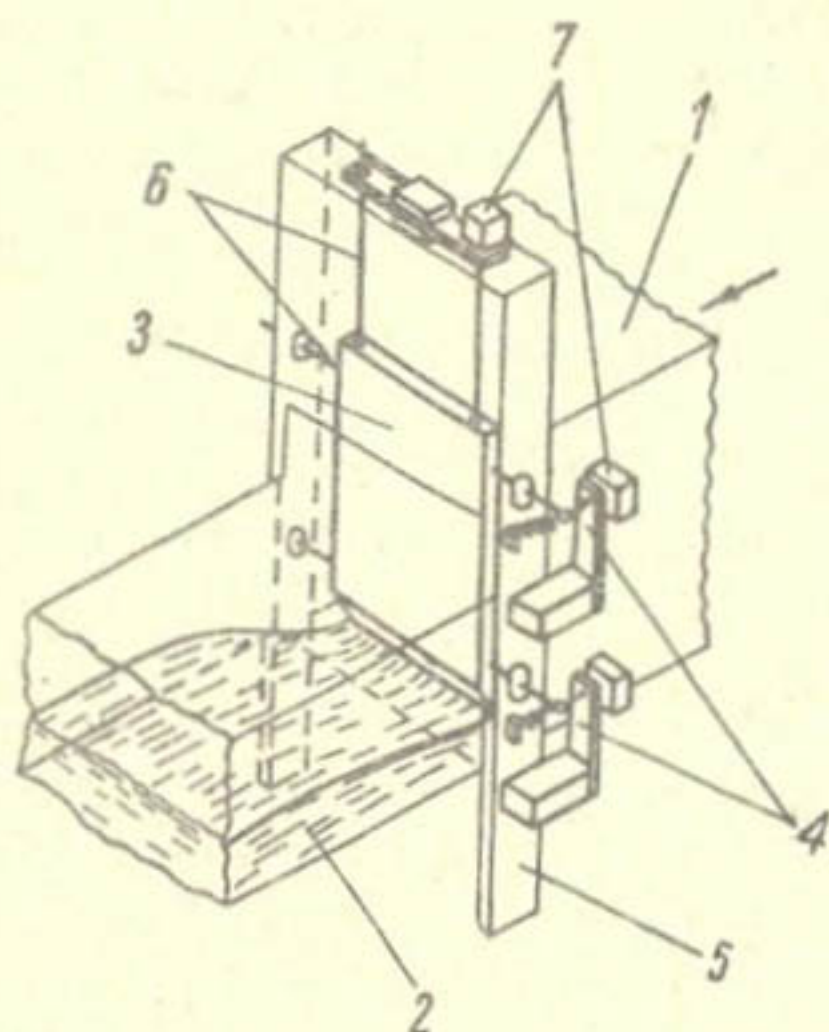


Рис. I. Схема модели и модельной установки плоского затвора: 1—напорная труба верхнего бьефа; 2—безнапорная труба нижнего бьефа; 3—модель плоского затвора; 4—упругие элементы датчиков; 5—подвижные пазы; 6—тяги к датчикам; 7—индуктивные катушки датчиков.

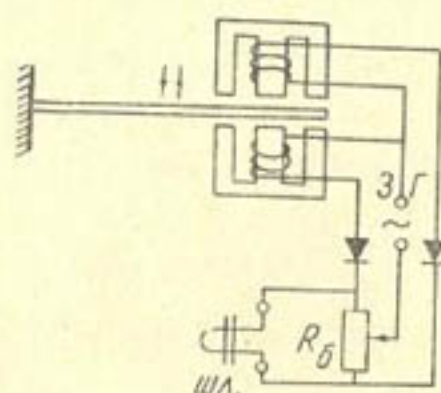


Рис.2.Схема индуктивного датчика и измерительной цепи к нему.

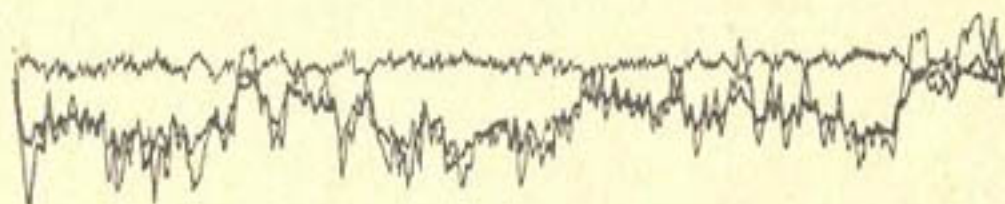


Рис.3.Характерная запись пульсации суммарной гидродинамической нагрузки:
вверху-запись вертикальной составляющей (одна кривая);внизу-горизонтальной составляющей (две кривые).

того, модель затвора не совсем подобна натурному затвору. Поэтому изучали лишь главный фактор, вызывающий вибрацию — пульсацию гидродинамической нагрузки (возмущающая сила).

На пульсацию потока влияют условия входа в водовод; длина и форма его, относительная гладкость стен; абсолютная величина скорости потока; форма и размеры пазов; условия сопряжения с нижним бьефом и др. Поэтому вибрацию затвора рассматривали на пространственной модели сооружения сброса.

Собственная частота упругой системы "затвор-датчики" составляла около 120 гц, что позволяло регистрировать без искажений колебания с частотами 40–50 гц. Поскольку датчики располагались симметрично относительно продольной оси модели, запись вели только от трех датчиков, находящихся с одной стороны (результаты при обработке удваивались), так как предварительные опыты показали абсолютно синхронную работу датчиков левой и правой сторон. Пульсацию фиксировали от трех датчиков на одну пленку одновременно (рис.3).

Подобная запись позволяла судить о суммарной гидродинамической нагрузке в целом на весь затвор. Прогнозы колебаний упругих элементов датчиков составляли сотые доли миллиметра.

Испытанию подверглись восемь вариантов нижних кромок различных очертаний (рис.4).

Пульсационную гидродинамическую нагрузку записывали при восьми открытиях затвора (для каждого из описанных вариантов нижних кромок) соответственно в долях от полного открытия:

$$n = \frac{a}{h} = 0,125; 0,25; 0,375; 0,5; 0,625; 0,75; 0,875 \text{ и } 0,95,$$

где a — высота открываемого щитового отверстия;
 h — высота затвора.

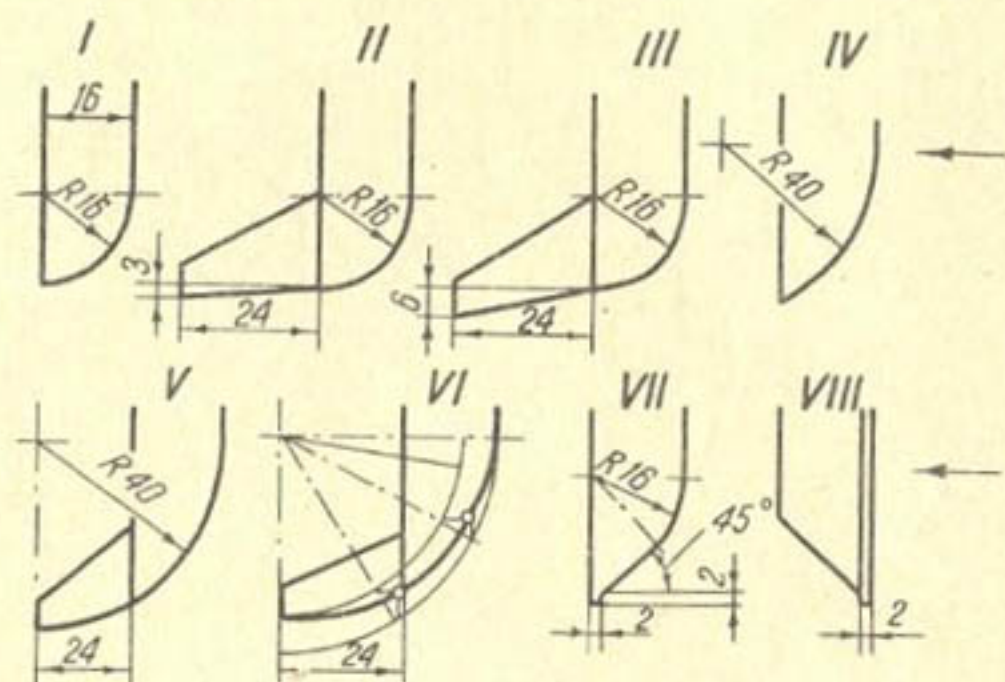


Рис. 4. Варианты нижних кромок затвора (стрелками показано направление потока, размеры модели, мм).

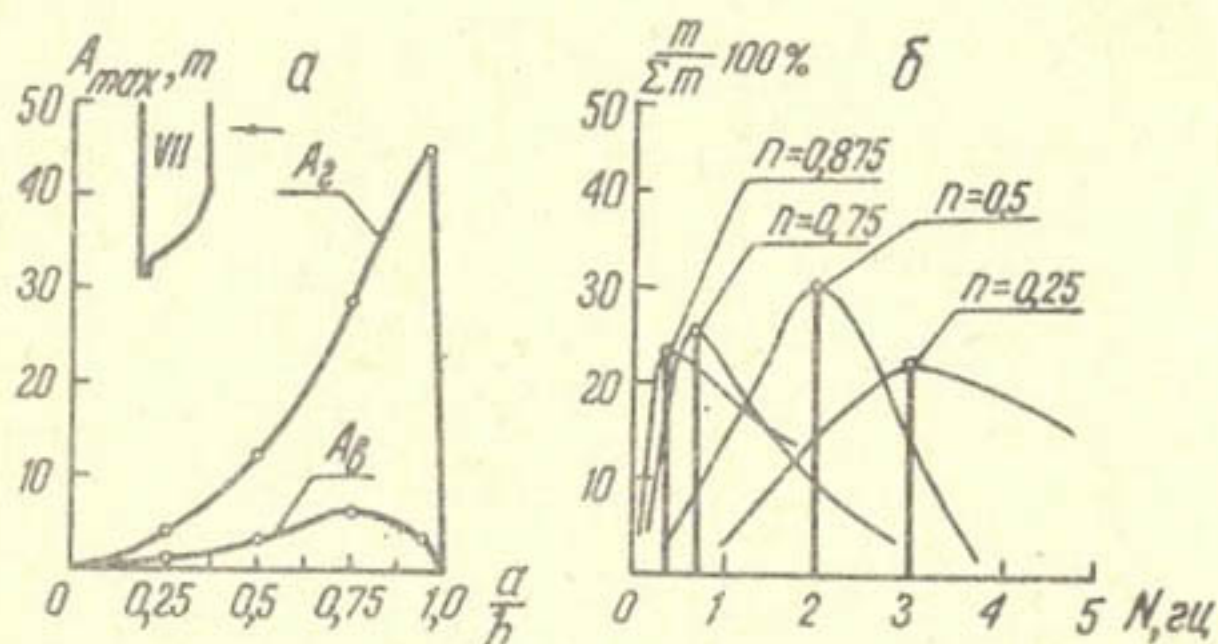


Рис. 5. Характеристики суммарной гидродинамической нагрузки для затворов с нижней кромкой, очерченной по варианту УП: а—амплитудная; б—частотная.

Горизонт воды в верхнем бьефе для всех открытий поддерживался постоянным на отметке НПГ, при этом напор на модели соответствовал I м на пороге щитового отверстия. Максимальный расход составлял около 85 л/сек.

Съемку осциллограмм проводили при двух скоростях движения пленки — 10 и 100 мм/сек. Первая скорость позволяла выявлять крупномасштабную пульсацию, хорошо развивавшуюся при открытиях $\pi > 0,5$; вторая — судить о всех действующих на затвор частотах, в частности мелкомасштабных пульсациях, характерных при $\pi < 0,5$. Длина осциллограмм колебалась в пределах 0,2–0,5 м.

Осциллограммы обрабатывали по методике ВНИИГа /1, 5, 6/. Максимальный размах пульсации и преобладающую частоту, определяемую статистическими методами, пересчитывали на натуру по формулам

$$A_{max, nat} = \lambda^2 A_{max, mod} \quad (1)$$

$$F_{max, nat} = \lambda F_{max, mod} \quad (2)$$

$$N_{pr, nat} = \lambda^{-0,5} N_{pr, mod} \quad (3)$$

где A_{max} — максимальный размах пульсации (в весовых единицах — кг, т);

F_{max} — максимальный размах пульсации (м вод.ст.);

N_{pr} — преобладающая частота пульсации;

λ — масштабный коэффициент.

Среднестатистические данные обработки осциллограмм пульсации для максимального размаха (горизонтальной и вертикальной составляющих) выглядят следующим образом:

Вариант нижней кромки затвора	$\mathcal{A}_{max,2}$	$\mathcal{A}_{max,6}$
I	0,8	1,6
II	1,0	1,8
III	0,9	1,7
IV	0,8	1,3
V	0,8	1,3
VI	0,9	1,4
VII	0,9	0,9
VIII	1,0	1,0

В качестве эталона взят затвор с очертанием нижней кромки по варианту VIII. Числа показывают отношение максимальных размахов, отмеченных затвором с нижними кромками, вариантов I-VII к варианту VIII, принятому за единицу.

Если горизонтальные составляющие пульсации ($\mathcal{A}_{max,2}$) для всех вариантов мало отличаются друг от друга, то вертикальные значительно изменяются в зависимости от очертания нижней кромки. Наименьшую вертикальную составляющую пульсации имеет затвор с очертанием по варианту VII, наибольшую (почти в два раза) — по варианту II.

На рис. 5 представлены характеристики суммарной гидродинамической нагрузки для затвора с нижней кромкой (очерчена по варианту VII), полученные в результате обработки осциллограмм по формулам (1), (2), (3) и пересчитанные на натуру. На рис. 5, а дана амплитудная характеристика возмущающей силы; $\mathcal{A}_{max,2}$ достигает наивысшего значения — 45 т — при открытии $n = 0,9+0,93$ (затвор испытывает максимальное статическое давление, равное 330 т при полном закрытии), $\mathcal{A}_{max,6}$ достигает максимума при $n = 0,75$. Аналогичные характеристики имеют и другие варианты нижних кромок; кривые разнятся величиной ординат для максимумов функций

$$\mathcal{A}_{max,2} = f\left(\frac{a}{h}\right) \quad \text{и} \quad \mathcal{A}_{max,6} = f\left(\frac{a}{h}\right).$$

Частотные характеристики также мало отличаются друг от друга. Преобладающие частоты уменьшаются по мере открытия затвора (рис.5, б). Это объясняется тем, что с увеличением открытия и возрастанием турбулентности (а также масштаба турбулентности) в зоне открытия возникают крупномасштабные пульсации, характеризующиеся повышением амплитуды и снижением частоты колебания.

Сооружение, для которого производились настоящие исследования, построено с затворами, имеющими нижнюю кромку, очерченную по варианту УП; в 1971 г. намечается испытать затвор в натуре и результаты сравнить с данными лабораторных исследований.

Рекомендации

1. Для условий, аналогичных описанному, мы рекомендуем использовать плоские затворы с очертанием нижней кромки по варианту УШ.

2. При наличии нескольких труб с дитовыми камерами открытие затворов в них следует варьировать таким образом, чтобы для каждого затвора относительное открытие было:
 $\alpha \leq 0,7$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абелев А.С. Моделирование пульсации суммарной гидродинамической нагрузки на плоские затворы, "Известия ВНИИГ", т.61, Л., 1958.
2. Абелев А.С. Основные вопросы расчета и исследований вибрации затворов гидротехнических сооружений, "Известия ВНИИГ", т.54, Л., 1955.
3. Абелев А.С. Исследование пульсации суммарной гидродинамической нагрузки для расчета вибрации плоских глубинных затворов, "Известия ВНИИГ", т.58, Л., 1958.

4. Гехтер Л.А., Закурдаев А.К. Проектирование индуктивных датчиков и измерительных цепей к ним, "Вопросы гидротехники", вып.12, Ташкент, Изд-во АН УзССР, 1963.
5. Кумин Д.И., Преображенский Г.А., Юдицкий Г.А. Моделирование пульсации давления на стенках напорной галереи, "Известия ВНИИГ", т.52, Л., 1954.
6. Леви И.И. Моделирование гидравлических явлений, М.-Л., Госэнергоиздат, 1960.

Р Е Ф Е Р А Т Ы

к выпуску 122 Трудов САНИИРИ
им.В.Д.Журина

(Механизация водохозяйственных работ, автоматизация
гидромелиоративных работ)

1970 год

УДК 666.727: 666.73

ТЕХНОЛОГИЯ И МЕХАНИЗАЦИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ
ГОНЧАРНЫХ ДРЕНАЖНЫХ ТРУБ С ФАСКАМИ

В.Н.БЕРДЯНСКИЙ, Ф.Ф.БЕГЛОВ, А.Н.МИРСАГАТОВ

Труды САНИИРИ, вып. I22, 1970

В статье приводится разработанная отделом организации и механизации водохозяйственных работ САНИИРИ технология изготовления гончарных дренажных труб с коническими фасками и выступами, конструкция которых защищена авторским свидетельством № I95973.

Описаны конструкция и работа оборудования для поделки конических фасок и выступов, устанавливаемого на вертикальные трубные прессы типа УР-35 и УР-45 и профильных поддонов, применяемых для сушки труб.

Рис.2.

УДК 626.862.002.2

О ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬСТВА ГЛУБОКИХ
ЗАКРЫТЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДРЕНВ.И.БЕРДЯНСКИЙ, А.Г.БУССЕЛЬ
Труды САННИРИ, вып. 122, 1970

В статье рассматривается вопрос о выборе наиболее рациональной технологии комплексно-механизированного строительства глубоких закрытых горизонтальных дрен из труб с круговой фильтрующей засыпкой. Авторы проводят сравнительный анализ двух технологий: с предварительной планировкой пути дреноукладчика и без нее. Приведена оценка этих технологий по следующим показателям: обеспечение высокого качества строительства и надежности выполнения технологического процесса, сложность конструкции специальных машин и надежность их работы, производительность машин и темп строительства, стоимость строительства.

Авторы считают, что технология с расчлененными операциями планировки пути дреноукладчика по заданному уклону и укладки дрены является более рациональной. Каждая операция выполняется отдельной специализированной машиной.

Рекомендуется создать специализированную планировочную машину непрерывного действия с активным рабочим органом.

Рис.3.

УДК 621.822: 621:649.7

ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ТИПА

П.Н.ПАК

Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970

Одной из основных причин преждевременного выхода из строя крупных насосных агрегатов на насосных станциях Средней Азии является интенсивный износ нижних направляющих подшипников взвешенными частицами, содержащимися в смазывающей воде.

В статье ставится вопрос о необходимости изыскания путем повышения долговечности подшипников для крупных вертикальных насосов. Применение гидростатических подшипников скольжения в таких насосах должно увеличить срок их службы.

Дается описание существующих конструкций гидростатических радиальных подшипников и приводятся их достоинства и недостатки.

Рис. 8.

УДК 621.822; 621:649.7.004.2

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ
КРУПНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАСОСОВ
В СРЕДНЕАЗИАТСКИХ РЕСПУБЛИКАХ

П.Н.ПАК

Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970

В целях ознакомления с работой подшипниковых узлов крупных вертикальных насосов, эксплуатирующихся в условиях повышенного содержания наносов в перекачиваемой воде, мы обследовали насосы Кумазарской, Хамзинской, Алатской, Каттагарской и голодностепских № 1, № 2 насосных станций.

В статье приводятся данные о величинах износа и сроках службы облицовок валов и вкладышей подшипников насосов с водяной смазкой. Дается анализ возможных причин быстрого выхода из строя подшипниковых узлов насосов.

В статье также даются основные технические требования к подшипникам крупных вертикальных насосов при смазке водой.

Рис. 5, таб. I.

УДК 626.822.002.5

АВТОМАТИЗАЦИЯ ВОДОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ
НА ХЛОПКОВОДЧЕСКИХ ВНУТРИХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ
СИСТЕМАХ (ПО ВЕРХНЕМУ БЬЕФУ)

М.В. БУТЫРИН

Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970

В статье излагаются общие положения и рекомендации по автоматизации учета и регулирования воды при ее распределении на хлопководческих внутрихозяйственных (совхозных) оросительных системах для следующих их типов:

- 1) открытая сеть с поливом по бороздам,
- 2) с лотковой сетью и орошением из гибких трубопроводов,
- 3) с трубчатой сетью и орошением из гибких трубопроводов или дождеванием.

Даны примеры размещения типов и местоположения водомерных и автоматизированных устройств (автоматов расхода, и горизонтов верхнего бьефа).

Рис.2.

УДК 626.822:62.55

ПОПЛАВКОВЫЙ РЕГУЛЯТОР УРОВНЯ ВОДЫ
ДЛЯ ЗАКРЫТЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

М.П.САЛЬНИКОВ

Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970

В статье приводится описание конструкции, принцип ее действия и область применения нового поплавкового регулятора, стабилизирующего уровень в водоприемном колоде независимо от изменений величины забираемого количества воды и напора в трубопроводе.

Отличительная особенность регулятора состоит в том, что для управления основным потоком используется небольшой управляющий поток. Это позволяет стабилизировать уровень с высокой точностью при помощи небольшого поплавка.

Рис. I.

УДК 626.822.001.2:62.55

К АНАЛИЗУ РАБОТЫ ПОПЛАВКОВОГО РЕГУЛЯТОРА УРОВНЯ
ДЛЯ ЗАКРЫТЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

М.П.САЛЬНИКОВ

Труды САНИИРИ, вып.122, 1970

Приводится анализ устойчивости системы автоматического регулирования, состоящей из водоприемника-гасителя и поплавкового регулятора уровня.

Даются соотношения основных конструктивных размеров водоприемника и поплавкового регулятора для обеспечения устойчивости указанной системы регулировки.

Рис.1.

УДК 626.822: 62.43

ТРУБЧАТЫЙ ВОДОМЕР-РЕГУЛЯТОР С БОКОВЫМ ЦИЛИНДРОМ

В.Е.СТАРКОВСКАЯ

Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970

В статье описан принцип действия новой конструкции трубчатого водомера регулятора с боковым цилиндром (авторское свидетельство № 174889), предназначенного для учета и регулирования оросительной воды на ирригационных каналах.

Приводится гидравлический расчет трубчатого водомера регулятора с боковым цилиндром.

Имеются практические рекомендации и технические требования по устройству сооружения.

В заключении дан пример расчета ТВР б/ц.

Рис.5.

УДК 626.822:654.9.62.531.6

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ МАНЕВРИРОВАНИЯ ЗАТВОРА

М.САЛИХОВ

Труды САНИИРИ, вып. 122, 1970

Осуществление прямого телеуправления с диспетчерского пункта многочисленными объектами требует выбора скорости маневрирования затвора с учетом занятости канала связи и минимально потребную мощность электропривода. Основываясь на этих обоих факторах, в данной статье предлагается расчет и рекомендуется, исходя из точки пересечения зависимостей $P = f(V)$, $\epsilon = f(V)$, скорость маневрирования в пределах от 0,0825 до 0,1125 м/мин. Скорость, равная 0,096 м/мин, считается оптимальной для затворов водовыпускных сооружений линейного водораспределения с расходом до 2-3 м³/сек.

Рис. I, таб. I.

УДК 626.8:621.002.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ
НА АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ И ТЕЛЕМЕХАНИЗИРОВАННЫХ
ИРРИГАЦИОННЫХ КАНАЛАХ

М.Р.САЛИХОВ

Труды САНИИРИ, вып.122,1970

В данной статье рассматривается анализ положения по осуществлению авторегулирования и телеуправления оросительной водой.

Дается направление и методика изучения условий и режима работы, а также электропотребляемости исполнительных механизмов гидротехнических сооружений, которые тормозят внедрение новой техники в ирригацию.

Рис. I .

УДК 621.6.001.2:628.112.1

ВЕТРОВОДОПОДЪЕМНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ
ИЗ ШАХТНЫХ КОЛОДЦЕВ НА ПАСТБИЩАХ СРЕДНЕЙ АЗИИ

В.Н.МАШКОВ, А.Г.ЕРЕМЕНКОВ

Труды САНИИРИ, вып.122, 1970

Описана конструкция ветроводоподъемника с резервным двигателем внутреннего сгорания, предназначенного для водоснабжения из шахтных колодцев на пастбищах пустынь Средней Азии.

Приводятся оригинальные конструктивные решения, не применяемые ранее на ветродвигателях: механизм включения ветродвигателя с помощью тормоза, применение полуперекрестной клиноременной передачи для привода водоподъемника от ветродвигателя, использование масляных ванн для смазки подшипников вертикального вала, увеличение прочности ветроколеса велосипедного типа особым способом расположения спиц и др. Цель этих решений — упростить обслуживание и повысить надежность агрегата.

Рис.4.

УДК 621.6.001.2: 628.112.1

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ И ВЫБОР ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ВЕТРОВОДОПОДЪЕМНОГО АГРЕГАТА ВВТ-4,2

В.Н.МАШКОВ, А.Г.ЕРЕМЕНКОВ

Труды САНИИРИ, вып.122, 1970

Описана методика снятия аэродинамической характеристики ветроколеса при работе ветродвигателя ВВТ-4,2 и приведены его экспериментальные характеристики. Рассмотрен способ выбора передаточного отношения от ветродвигателя к водоподъемнику для работы агрегата в оптимальном режиме на шахтных колодцах различной глубины.

Рис.5.

УДК 621.6.001.42: 628.112.1

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВЕТРОВОДОПОДЪЕМНОЙ
УСТАНОВКИ ВВТ-4,2

А.Г.ЕРЕМЕНКОВ, В.Н.МАШКОВ

Труды САНИИРИ, вып.122, 1970

В статье рассмотрены результаты эксплуатационной проверки прочности, износостойкости узлов и деталей ветроводоподъемника ВВТ-4,2, которые ранее не применялись на пастбищных установках Средней Азии и Казахстана.

Длительные эксплуатационные испытания показали работоспособность установки в течение сезона и более без технического ухода и надзора.

Рис.1.

УДК 621.65/68.001.2

РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА ПРИМЕНЕНИЯ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ

Н.Н.ОМЕЛИН, О.П.БАЛЯСНИКОВ
Труды САНИИРИ, вып.122, 1970

Предлагается как мера для уменьшения затрат мощности и расширения диапазона применения погружных насосов — снятие рабочих ступеней насосов.

Рис.9.

УДК 627.833/834.534.1

ВЛИЯНИЕ ОЧЕРТАНИЯ НИЖНЕЙ КРОМКИ ПЛОСКОГО ЗАТВОРА
НА ВЕРТИКАЛЬНУЮ СОСТАВЛЯЮЩУЮ ЕГО ВИБРАЦИИ

А.К.ЗАКУРДАЕВ С.И.КЕБЕРЛЕ
Труды САННИРИ, вып. 122, 1970

В статье описываются краткие результаты лабораторных опытов по определению влияния восьми форм очертания нижней кромки плоского затвора на его вибрацию.

Рис. 5.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

Ф.Н.НАДЖИМОВ. Развитие гидромелиоративной науки в Средней Азии.....	3
У.Ю.ПУЛАТОВ. Состояние механической очистки каналов Средней Азии и исследования САНИИРИ в этой области.....	15
В.Н.БЕРДЯНСКИЙ, Ф.Ф.БЕГЛОВ, А.Н.МИРСАГАТОВ. Технология и механизация изготовления гончарных дренажных труб с фасками.....	38
В.Н.БЕРДЯНСКИЙ, А.Г.БУССЕЛЬ. О технологии строительства глубоких закрытых горизонтальных дрен.....	54
П.Н.ПАК. Подшипник скольжения гидростатического типа.....	67
П.Н.ПАК. Изучение работы подшипниковых узлов крупных вертикальных насосов в Среднеазиатских республиках.....	83
М.В.БУТЫРИН. Автоматизация водораспределения на хлопководческих внутрихозяйственных оросительных системах (по верхнему бьефу).....	97
М.П.САЛЬНИКОВ. Поплавковый регулятор уровня воды для закрытых оросительных систем.....	118
М.П.САЛЬНИКОВ. К анализу работы поплавкового регулятора уровня для закрытых оросительных систем.....	122
В.Е.СТАРКОВСКАЯ. Трубчатый водомер-регулятор с боковым цилиндром.....	127
М.САЛИХОВ. Исследование исполнительной аппаратуры на автоматизированных и телемеханизированных ирригационных каналах.....	140
М.САЛИХОВ. Выбор оптимальной скорости маневрирования затвора.....	147

В.Н.МАШКОВ, А.Г.ЕРЕМЕНКОВ. Ветроводоподъемный агрегат для водоснабжения из шахтных колодцев на пастбищах Средней Азии.....	157
В.Н.МАШКОВ, А.Г.ЕРЕМЕНКОВ. Стендовые испытания и выбор эксплуатационных характеристик ветроводоподъемного агрегата ВВТ-4,2.....	170
А.Г.ЕРЕМЕНКОВ, В.Н.МАШКОВ. Эксплуатационные испытания ветроводоподъемной установки ВВТ-4,2..	182
Н.Н.ОМЕЛИН, О.П.БАЛЯСНИКОВ. Расширение диапазона применения погружных насосов.....	192
А.К.ЗАКУРДАЕВ, С.И.КЕБЕРЛЕ. Влияние очертания нижней кромки на вертикальную составляющую вибрации плоского затвора.....	210
Рефераты к статьям выпуска 122 Трудов САНИИРИ.....	221