

ВОПРОСЫ ГИДРОТЕХНИКИ

ВЫПУСК

15

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УЗБЕКСКОЙ ССР

ЎЗБЕКИСТОН ССР ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ

СУВ ПРОБЛЕМАЛАРИ ВА ГИДРОТЕХНИКА ИНСТИТУТИ

ГИДРОТЕХНИКА МАСАЛАЛАРИ

15-КИТОВ

СУВ ХЎЖАЛИГИ
ИШЛАРИНИ МЕХАНИЗАЦИЯЛАШ

ЎЗБЕКИСТОН ССР ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ НАШРИЁТИ
ТОШКЕНТ - 1963

А К А Д Е М И Я Н А У К У З Б Е К С К О Й С С Р

ИНСТИТУТ ВОДНЫХ ПРОБЛЕМ И ГИДРОТЕХНИКИ

ВОПРОСЫ ГИДРОТЕХНИКИ

ВЫПУСК 15

МЕХАНИЗАЦИЯ
ВОДОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УЗБЕКСКОЙ ССР

ТАШКЕНТ • 1963

631.6
В 74

В сборнике освещаются вопросы влияния стоимости электроэнергии на эффективность установок машинного орошения, рекомендуются методы расчета совместной работы насосных агрегатов, сообщается о новых моделях водоподъемников. Рассматриваются задачи комплексной механизации строительства закрытого дренажа и автоматизации планировочных работ, теория подводного среза растительности при очистке каналов и водоемов, предлагается рациональная форма рабочих органов каналоочистителей.

Сборник предназначен для работников водохозяйственных, проектных, эксплуатационных и научных организаций.

Редакционная коллегия

З. Х. ХУСАН-ХОДЖАЕВ (отв. редактор), член-корреспондент АН УзССР М. С. ВЫЗГО, С. Г. ЗАПРОМЕТОВ, Е. Д. РОЖДЕСТВЕНСКИЙ, А. М. МУХАМЕДОВ, М. В. БУТЫРИН, М. В. ВАСИЛЬЕВ, И. И. ГОРОШКОВ, Н. Ф. ЦВЕТИКОВА, Г. Г. ВАЛЕНТИНИ.

В. А. БАРАНОВ

К ВОПРОСУ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ МАШИННОГО ОРОШЕНИЯ

В сумме эксплуатационных затрат на подъем воды в системах электромашинного орошения энергетическая составляющая играет основную роль. Для уменьшения этой составляющей принимаются всевозможные меры, направленные на снижение удельного расхода электроэнергии путем повышения к. п. д. насосных станций, применения зональной подачи воды, снижения потерь энергии в электросети и сокращения расхода ее на собственные нужды.

Второй компонент энергетической составляющей — тариф на электроэнергию — во всех случаях берется в соответствии с прейскурантом, а для действующих насосных станций определяется, кроме того, договором между конторой энергосбыта и управлением оросительной системы.

В различных районах Средней Азии, в частности в Узбекской и Таджикской республиках на установках электромашинного орошения применяются разные по величине и структуре одноставочные и двухставочные тарифы. В настоящее время тарифы подвергаются изменениям, которые в разной степени отражаются на эффективности действия насосных станций, находящихся в разных условиях эксплуатации.

Тарифы на электроэнергию представляют собой отпускные цены, устанавливаемые Госпланом СССР для потребителей различных категорий. Как всякая цена, тариф для той или иной группы потребителей может быть изменен, когда в этом возникает необходимость.

Разработка и корректирование тарифов входит в ведение Бюро цен при Госплане СССР и представляет собой самостоятельную задачу, которая здесь не рассматривается. Исследуются только показатели, необходимые для сравнения экономичности насосных станций, находящихся в разных режимах платы за электроэнергию.

В проектах электрифицированных насосных станций машинного орошения стоимость электроэнергии принимается по фиктивному одноставочному тарифу, заменяющему двухставочный, или по действительному одноставочному тарифу для государственных сельскохозяйственных потребителей, снабжаемых электроэнергией от районной сети.

Действительный тариф за электроэнергию, учтенную со стороны вторичного напряжения, для всех энергетических районов Средней Азии и Южного Казахстана, за исключением Ташкентского, равен 1) — 19 коп/10 квт·ч, 2) — для Ташкентского энергорайона — 15,1 коп/10 квт·ч. Кроме того, оросительные и дренажные установки малой мощности могут получать электроэнергию от районной сети по

тарифу 3) — для промышленных установок с присоединенной мощностью до 50 *квa* — 17 *коп/10 квт·ч*.

Все крупные и большинство средних насосных станций, подключенных к районным электросетям, в настоящее время получают электроэнергию по двухставочным тарифам, установленным для промышленных предприятий с оплачиваемой мощностью 50 *квa* и выше, что создает им экономию эксплуатационных затрат по сравнению с платой по одноставочному тарифу.

Но бывают случаи, когда для оросительной системы более выгодно платить за электроэнергию по одноставочному тарифу, например в тех районах, где машинное орошение чередуется с самотечным (в низовьях Аму-Дарьи), в результате чего сильно понижаются коэффициенты использования рабочего времени насосных станций.

Двухставочные тарифы включают основную годовую плату за установленную (оплачиваемую) мощность в *квa*, или за возможную максимальную нагрузку потребителя в *квт*, и дополнительную плату за электроэнергию в *квт·ч*, учтенную на стороне первичного или вторичного напряжения.

Вопрос о применении того или другого вида основной и дополнительной платы решается в каждом отдельном случае энергосбытом при заключении договора. В электромашинном орошении принимается, за редким исключением, плата за установленную мощность в *квa* и энергию, учтенную со стороны вторичного напряжения.

До середины 1962 г. в системах электромашинного орошения Средней Азии действовали двухставочные тарифы, установленные в трех энергосистемах (прейскурант № 09—01):

Энергосистема	Основная плата в год		Дополнительная плата, <i>коп/10 квт·ч</i>
4) Ташкентская	12,9 <i>руб/квa</i>	17,6 <i>руб/квт</i>	4,8/5,2
5) Ферганская	26,4 "	40,1 "	5,6/6,1
6) Таджикэнерго	26,3 "	31,2 "	2,1/2,4

С 1 июля 1962 г. тарифы 4 и 5 исключены и заменены общим двухставочным тарифом:

7) Узбекэнерго	16,6 <i>руб/квa</i>	21,4 <i>руб/квт</i>	5,5/5,9
----------------	---------------------	---------------------	---------

Объединение тарифов связано с объединением Ферганской и Ташкентской энергосистем.

В 1962 г. в УзССР было организовано Республиканское министерство энергетики и электрификации. В связи с этим в начале 1963 г. ликвидированы организации Узкоммунэнерго и Узсельэлектро, имевшие свои электростанции, и также снабжавшие электроэнергией установки электромашинного орошения по своим ведомственным тарифам. В электросетях, принадлежавших этим организациям, вводятся тарифы Узбекэнерго.

Электростанции промышленных предприятий, имеющих свои сети, в отдельных случаях продают электроэнергию для машинного орошения по своей калькуляции, но такие случаи являются исключением.

Редко встречаются насосные установки, например, дренажные установки в Мирзачуле, которым плата за электроэнергию начисляется по одноставочному тарифу 35 *коп/10 квт·ч*.

По одноставочному тарифу в размере 19 или 35 *коп/10 квт·ч* оплачивается обычно электроэнергия, израсходованная на собственные нужды насосной станции.

Многие из насосных станций, особенно крупные, являются в свою очередь перепродавцами электроэнергии от своих трансформаторов близлежащим колхозам и другим потребителям.

Разнообразие тарифов на электроэнергию затрудняет объективную оценку и сравнение эффективности действующих машинных оросительных систем. С этой точки зрения наиболее удобным будет единый тариф для всей ирригации в Средней Азии, соответствующий осуществляемому развитию объединенной Среднеазиатской высоковольтной сети и объединению управления народным хозяйством республик Средней Азии.

Согласно решениям XXII съезда КПСС, предусматривающим развитие электромашинного орошения в хлопкосеющих районах Советского Союза, Госпланом СССР разрабатывается проект льготного одноставочного тарифа на электроэнергию для машинного орошения. Предполагается, что он будет введен в действие в 1964 г. Не исключена возможность, что будут приняты такие тарифы:

8) — возможный двухставочный для промышленных предприятий 15,7 руб/квч, 2,6 коп/10 квт·ч;

9) — возможный одноставочный для машинного орошения 6 коп/квт·ч.

Как видно, существовавшие, существующие и предполагаемые тарифы в значительной степени различаются между собой по величине и структуре. Чтобы проследить создаваемые ими изменения энергетической составляющей стоимости эксплуатации насосной станции и себестоимости поднятой воды, используем метод, основанный на вычислении фиктивных одноставочных тарифов, эквивалентных двухставочным, с учетом характерных режимов работы насосных станций разных типов, расположенных в различных мелиоративных районах Средней Азии.

Необходимо иметь в виду, что среди существующих электрифицированных насосных станций машинного орошения имеется немало таких, на которых установлены разнотипные насосные агрегаты. Чаще всего это связано с расширением орошаемых площадей, заменой изношенного, или потерпевшего аварию оборудования.

Установленная мощность насосной станции с разнотипным оборудованием равна

$$N_{\text{уст}} = \sum_1^z N, \quad (1)$$

где z — число агрегатов;

N , квт — номинальные мощности их двигателей.

Подводимая электрическая мощность, отнесенная к средневзвешенной высоте подъема, учитываемая электрическими счетчиками со стороны вторичного напряжения, при работе всех агрегатов станции составляет

$$N_{\text{подв}} = \sum_1^z \frac{\delta \cdot N}{\eta}; \quad (2)$$

здесь δ — коэффициенты нагрузки двигателей агрегатов при средневзвешенной высоте подъема воды;

η — к. п. д. двигателей при данной нагрузке.

Ниже мы приводим к. п. д. высоковольтных электродвигателей трехфазного тока в зависимости от мощности и нагрузки:

Номинальная мощность, <i>квт</i>	Нагрузка				
	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$
4000	88	94	96	96	96
2000	87	93	95	95	95
800	86	92	94	94	94
500	85	91	93	93	93
400	84	90	92	92	92
300	82,5	88,5	90,5	91	91
200	81	87,5	89,5	90	90

Как видим, к. п. д. электродвигателей в широком диапазоне нагрузок практически остается постоянным. Поэтому можно не делать различия между номинальными значениями к. п. д. и значениями их при данной нагрузке.

Величина оплачиваемой мощности насосной станции зависит от схемы ее электропитания и от того, как решено учитывать собственные нужды, оплачивать их отдельно по своему одноставочному тарифу или не выделять из общей платы по двухставочному тарифу для всей станции.

Электрические схемы современных насосных станций машинного орошения можно свести к пяти принципиальным схемам, изображенным на рис. 1.

Схемам соответствуют следующие оплачиваемые мощности:

$N_{\text{опл}}$ Собственные нужды оплачиваются отдельно	Номер схемы по рис. 1
$T - T_{\text{с.н.}}$, <i>квa</i>	1;2
$N_{\text{мах}}$, <i>квт</i>	3;5
$N_{\text{уст}}$, <i>квa</i>	3;5
T , <i>квa</i>	4
Оплата собственных нужд не выделяется из общей платы	
T , <i>квa</i>	1;2;3
$T + T_{\text{с.н.}}$, <i>квa</i>	4
$N_{\text{мах}}$, <i>квт</i> и $T_{\text{с.н.}}$, <i>квa</i>	5
$N_{\text{уст}}$, <i>квa</i> + $T_{\text{с.н.}}$, <i>квa</i>	5.
T и $T_{\text{с.н.}}$ — мощности трансформаторов.	

Отношение подводимой мощности станции к ее оплачиваемой мощности, выраженной в *квт*, назовем коэффициентом нагрузки оплачиваемой мощности станции, который равен

$$\delta_0 = \frac{N_{\text{подв}}}{N_{\text{опл}} \cdot \cos \varphi} \quad (3)$$

где $N_{\text{опл}}$ — оплачиваемая мощность, *квa*.

В общем виде расход электроэнергии основными агрегатами насосной станции составляет

$$\sum E_{\text{агр}} = \sum_{i=1}^{l-2} N_i \int_0^{T_i} \frac{\delta_i}{\eta_{ii}} dT_i \quad (4)$$

(N_i — номинальные мощности агрегатов).

В данном случае при постоянном средневзвешенном значении высоты подъема нагрузка двигателей насосных агрегатов остается постоянной, что дает возможность для определения расхода электроэнергии при выводе основных зависимостей воспользоваться коэффициентом использования рабочего времени установленной мощности станции.

Коэффициент использования рабочего времени насосной станции по существу представляет собой отношение подаваемого за период учета объема воды к объему, который станция условно могла бы подать, работая все время на полную производительность. Поэтому данный коэффициент, отнесенный к насосной станции, которая имеет разнотипное оборудование, может быть определен на основании паспортных производительностей насосных агрегатов, приведенных к средневзвешенной высоте подъема воды. Это те производительности, на основании которых обычно планируется работа насосной станции и составляются месячные отчеты о количестве поданной воды, так как существующие насосные станции еще не оснащены водомерной аппаратурой в нужном количестве. При этом условии коэффициент использования рабочего времени насосной станции, плановый или отчетный, получается равным

$$\alpha = \frac{\sum_1^z Q T_{\text{агр}}}{T_{\text{уч}} \sum_1^z Q}, \quad (5)$$

где Q — производительность каждого из насосных агрегатов, $\text{м}^3/\text{час}$.
 $T_{\text{агр}}$ — число часов работы каждого агрегата за период учета, час.;
 z — число агрегатов на станции;
 $T_{\text{уч}}$ — продолжительность периода учета работы станции, час.

В описанном случае продолжительность периода учета должна быть принята равной 8760 час., что даст среднегодовое значение коэффициента использования рабочего времени. Тогда продолжительность работы станции в году, приведенная к ее полной загрузке, составит, в часах,

$$T_{\text{ст}} = \alpha \cdot 8760, \quad (6)$$

а годовой расход электроэнергии насосными агрегатами определится по очень простой формуле

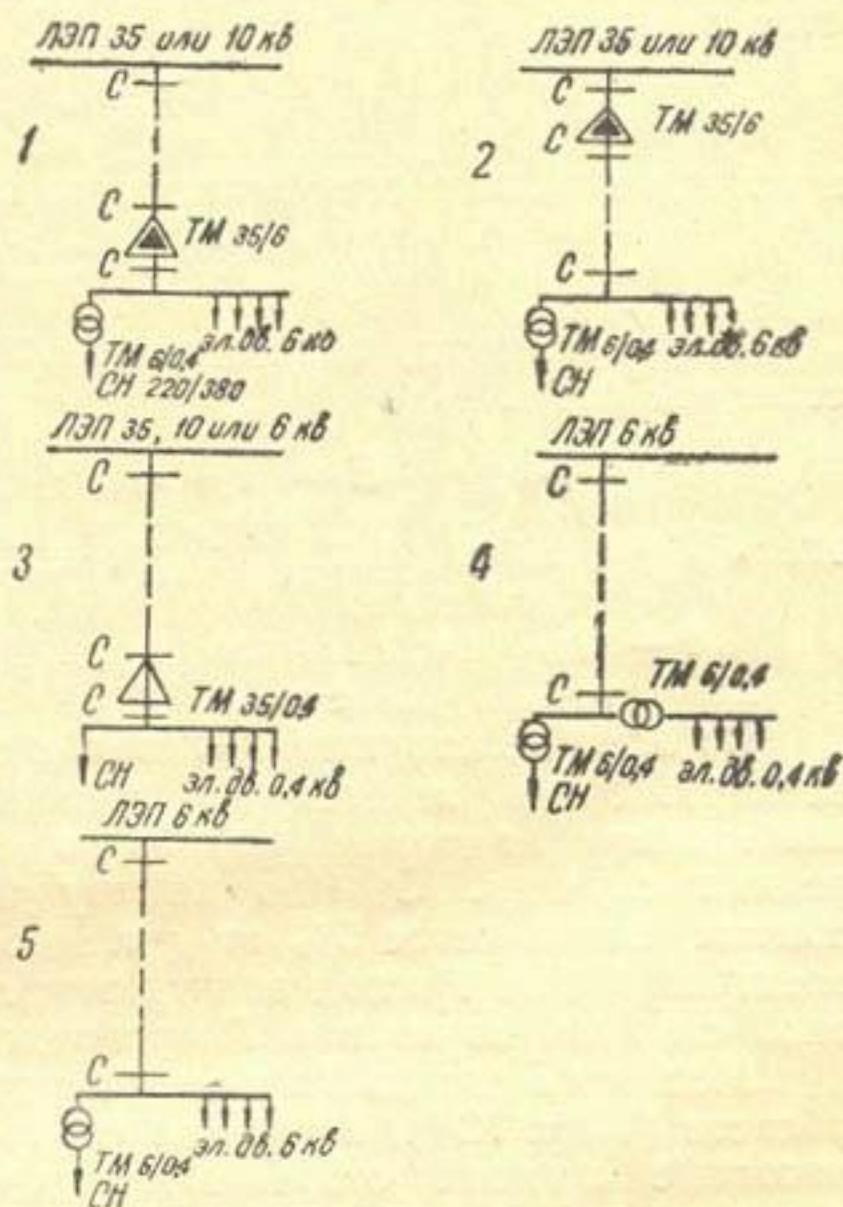


Рис. 1. Принципиальные электрические схемы насосных станций машинного орошения:

с — место возможного раздела сетей энергосистемы и машинного орошения.

$$\Sigma E_{\text{агр}} = N_{\text{подв}} \cdot T_{\text{ст}}. \quad (7)$$

Полный годовой расход электроэнергии насосной станцией включает, кроме того, расход на собственные нужды, который принимается равным

$$E_{\text{с.н}} = \beta \Sigma E_{\text{агр}}, \quad (8)$$

и потери в электросети машинного орошения, имеющие вид

$$\Delta E_{\text{с}} = \theta (\Sigma E_{\text{агр}} + E_{\text{с.н}}). \quad (9)$$

Таким образом, полный годовой расход электроэнергии насосной станцией равен

$$E = (1 + \theta) (1 + \beta) N_{\text{подв}} T_{\text{ст}}; \quad (10)$$

здесь β — коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции;

θ — коэффициент потери энергии в электросети потребителя за точкой раздела.

Во всех действующих системах электромашинного орошения учет электроэнергии ведется на насосных станциях; потери энергии в электросети от точки раздела до насосной станции учитываются в редких случаях. Обычно на эту потерю по соглашению с энерго-сбытом начисляется 5% от учтенного на насосной станции расхода электроэнергии. Расход электроэнергии на собственные нужды насосной станции, по нормам Гипроводхоза СССР, составляет 1,5%.

Месячные сводки Управления машинного орошения Ленинабадской области (ТаджССР), в системе которого находятся крупные и средние насосные станции современных типов, показывают, что эти нормы достаточно близки к действительности. Как уже было сказано, собственные нужды обычно оплачиваются по одноставочному повышенному тарифу.

В общем виде энергетическая составляющая эксплуатационных издержек по насосной станции при одноставочном тарифе на электроэнергию может быть представлена так:

$$I_{\text{э1}} = 0,01 E_{\text{т}} [s_1 (1 - \beta) + s\beta], \quad (11)$$

где s_1 — тариф на электроэнергию для насосных агрегатов, коп/квт·ч;

s — тариф на электроэнергию для собственных нужд коп/квт·ч;

$E_{\text{т}}$ — расход электроэнергии за период учета, квт·ч.

При двухставочном тарифе энергетическая составляющая расходов по эксплуатации получается равной

$$I_{\text{э2}} = \frac{T_{\text{уч}}}{8760} S N_{\text{опл}} + 0,01 E_{\text{т}} [s_2 (1 - \beta) + s\beta]; \quad (12)$$

здесь S — основная плата за установленную мощность, руб/квта·год;

s_2 — дополнительная плата за электроэнергию, коп/квт·ч;

$T_{\text{уч}}$ — период учета, час.

Принимая период учета равным 8760 час. и

$$I_{\text{э2}} = I_{\text{э1}},$$

находим из уравнений (11) и (12), (3) и (10) условное число часов в год работы станции всеми агрегатами, при котором сравниваются платы за электроэнергию по двухставочному и одноставочному тари-

фам. Условное число равно

$$T_{\text{ст.о}} = \frac{100S}{(s_1 - s_2)(1 + \theta)(1 - \beta^2)\delta_0 \cdot \cos\varphi}, \quad (13)$$

где в нормальных условиях эксплуатации $\theta = 0,05$ и $\beta = 0,02$.

В формуле (13) мы примем для коэффициента мощности среднее из его номинальных значений:

$$\cos\varphi \cong 0,87^*$$

(см. каталоги электродвигателей мощностью 400 — 2000 *квт*).

Теперь решим уравнение (13) относительно s_1 . Примем за независимую переменную

$$T_{\text{ст.о}} = T_{\text{ст.}}$$

В результате получим искомый фиктивный тариф, эквивалентный двухставочному в зависимости от приведенного числа часов работы станции в год и коэффициента загрузки трансформатора полной мощностью станции, в виде

$$s_1^{\phi} = s_2 + (105 \div 115) \frac{S}{T_{\text{ст.}}\delta_0}. \quad (14)$$

Полученная формула (14) совместно с уравнениями (1), (2), (3), (5), (6) позволяет правильно и быстро оценивать эффективность применения двухставочного тарифа в каждом частном случае. Если принять в этой формуле

$$s_1^{\phi} = s_1,$$

то появится возможность проверять допустимость тех или иных значений параметров станции δ_0 и $T_{\text{ст}}$ в зависимости от системы платы за электроэнергию.

Наконец, изменения себестоимости кубометра поднятой воды, вызванные теми или иными изменениями в тарифах, могут быть определены на основании следующих соображений.

Себестоимость кубометра поднятой воды равна

$$s_{\text{в}} = \frac{I_{\text{э}} + I_{\text{проч}}}{W}, \quad (15)$$

где $I_{\text{э}}$ — энергетическая составляющая стоимости эксплуатации, руб/год.

$I_{\text{проч}}$ — сумма всех прочих расходов по эксплуатации насосной станции, руб/год.

W — количество поднятой воды, $\text{м}^3/\text{год}$.

При переходе с одного тарифа на другой в этом уравнении изменяется только энергетическая составляющая и, следовательно, отношение себестоимостей поднятой воды будет равно

$$\frac{s'_{\text{в}}}{s_{\text{в}}} = \frac{I'_{\text{э}} + I_{\text{проч}}}{I_{\text{э}} + I_{\text{проч}}}. \quad (16)$$

* Постановлением СМ СССР № 338 1958 г. о скидках и надбавках к тарифам на электроэнергию определено нейтральное значение коэффициента мощности в пределах 0,9—0,92.

Разделив числитель и знаменатель первой части последнего равенства на I_0 , получим

$$\frac{s'_0}{s_0} = \frac{\frac{I'_0}{I_0} + a}{1 + a}, \quad (17)$$

где $a = I_{\text{проч}} : I_0$;

величины с индексом (') относятся к новому тарифу, а без индекса — к старому.

Чтобы воспользоваться уравнением (17), надо на основании уравнений (11) и (14) найти отношение новой энергетической составляющей к старой путем приведения двухставочного тарифа к фиктивному одноставочному. При этом будем иметь

1) для перехода с двухставочного тарифа на одноставочный

$$\frac{I'_0}{I_0} = \frac{s_1(1 - \beta) + s\beta}{s_1^0(1 - \beta) + s\beta}; \quad (18)$$

2) для перехода с одноставочного тарифа на двухставочный

$$\frac{I'_0}{I_0} = \frac{s_1^0(1 - \beta) + s\beta}{s_1(1 - \beta) + s\beta}; \quad (19)$$

Коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды и тариф на электроэнергию для собственных нужд в данном случае считаются постоянными, но это не обязательно. Если потребуется, в формулах (18) и (19) можно в числителях поставить новые значения этих величин;

3) для перехода с одного двухставочного тарифа на другой, тоже двухставочный, надо задаться произвольно вспомогательным одноставочным тарифом и определить сначала по уравнению (18) отношение вспомогательного тарифа к старому двухставочному, затем по уравнению (19) — отношение нового двухставочного тарифа к вспомогательному и, наконец, перемножить полученные отношения. При переходе с одноставочного тарифа на двухставочный пересчет настолько прост, что не требует пояснений.

Таким образом, формулы (3), (14), (17), (18), (19) охватывают все возможные случаи пересчета удельной стоимости водоподачи, связанные с изменениями режима работы насосных станций и платы за электроэнергию, не затрагивая к. п. д. насосных агрегатов и станций. Помимо тарифов на электроэнергию, в этих формулах основную роль играют три коэффициента: a , δ_0 и α .

Величина отношения годовой стоимости эксплуатации насосной станции, за вычетом энергетической составляющей, к этой составляющей (a) должна (без учета амортизации) уменьшаться усовершенствованием эксплуатации и увеличением мощности станции, ее к. п. д., числа часов работы. По отчетным данным УМО Ленинабадской области за 1959 г., мы получили следующие значения этого показателя*:

* В сумму эксплуатационных издержек амортизация не включена.

Насосная станция	z	$N_{уст}, кВт$	a
Ходжа-Бакирган II	5	9780	0,158*
Ходжа-Бакирган I	7	8680	0,131
Самгар I	7	8680	0,108
Дальверзин I	5	5910	0,284
Нау I	4	2280	0,181
Унджи I	4	1360	0,43
Нау II	2	950	0,40
Унджи II	4	920	0,81.*

Отклонения величины показателя от закономерного изменения с ростом мощности отражают индивидуальные особенности эксплуатации станций. Средневзвешенное округленное значение этого показателя для данной группы насосных станций, имеющих общее управление эксплуатацией, равно 0,2.

Рассмотрим значения коэффициента загрузки оплачиваемой мощности для нескольких насосных станций современных типов.

Насосная станция	$N_{уст}, кВт$	$\delta_{уст}$	$T/T_{с.н}, ква^{**}$	$N_{опл}, ква$	δ_0
Дальверзин I	5910	0,78	$\frac{3200 \times 2}{100}$	6300	0,93***
Ляур I ($z=4$)	4000	0,80	0/50	4650	0,86
Самгар II	3360	0,89	5600/100	5500	0,70
Янтас I	1600	0,79	3200/100	3100	0,52
Самгар III	1365	0,83	3200/100	3100	0,47

В расчетах к. п. д. электродвигателей принят равным 0,93.

Для насосной станции Ляур I, на которой смонтированы высоковольтные электродвигатели и нет силового трансформатора, оплачиваемую мощность мы определяли непосредственно по установленной мощности станции. Полученное при этом значение коэффициента загрузки оплачиваемой мощности, равное 0,86 с небольшими отклонениями, можно считать характерным вообще для насосных станций, работающих по схемам $a5$ и $a3$ (см. рис. 1), так как в этом случае

$$\delta_0 = \frac{N_{подв}}{N_{уст}} = \frac{\delta_{уст}}{\eta_{уст}}; \quad (3a)$$

$\delta_{уст}$ и $\eta_{уст}$ — соответственно средневзвешенные значения коэффициента загрузки электродвигателей и их к. п. д. на данной насосной станции.

Возможные величины коэффициента использования рабочего времени насосной станции лежат в широком диапазоне от 0,1 для насосных станций, которые в маловодный период года подпитывают самоходные оросительные системы, до 0,8 для машинных оросительных систем, имеющих буферные водохранилища, в которые вода может накачиваться непрерывно в течение всего года. Для одной и той же насосной станции величина его может изменяться по годам в зависимости от водообеспеченности, проводимых гидромелиоративных мероприятий, усовершенствования техники орошения, изменения состава орошаемых культур и других причин, совершенно не связанных с самой насосной станцией.

* Станция работала неполный сезон.

** Главные трансформаторы — типа ТМ 35/6 кВ, а трансформаторы собственных нужд — ТМ 6/0,4.

*** Данное значение получено после установки дополнительного пятого агрегата.

Значения коэффициента использования рабочего времени насосной станции, подсчитанные по запланированным на 1960 г. подачам воды для восьми насосных станций в Ленинабадской области, следующие:

Насосная станция	z	$Q_{ст}, м^3/сек$	$W, тыс. м^3/год$	$\alpha_{пл}$
Ходжа-Бакирган I	7	13,2	171,970	0,41
Самгар I	7	12,6	162,406	0,41
Дальверзия I	5	9,0	113,993	0,40
Самгар II	4	6,6	86,190	0,46
Явтак I	4	5,2	78,457	0,395
Нау I	4	4,0	46,263	0,37
Самгар III	2	2,0	26,530	0,415
Нау II	2	2,0	24,400	0,355

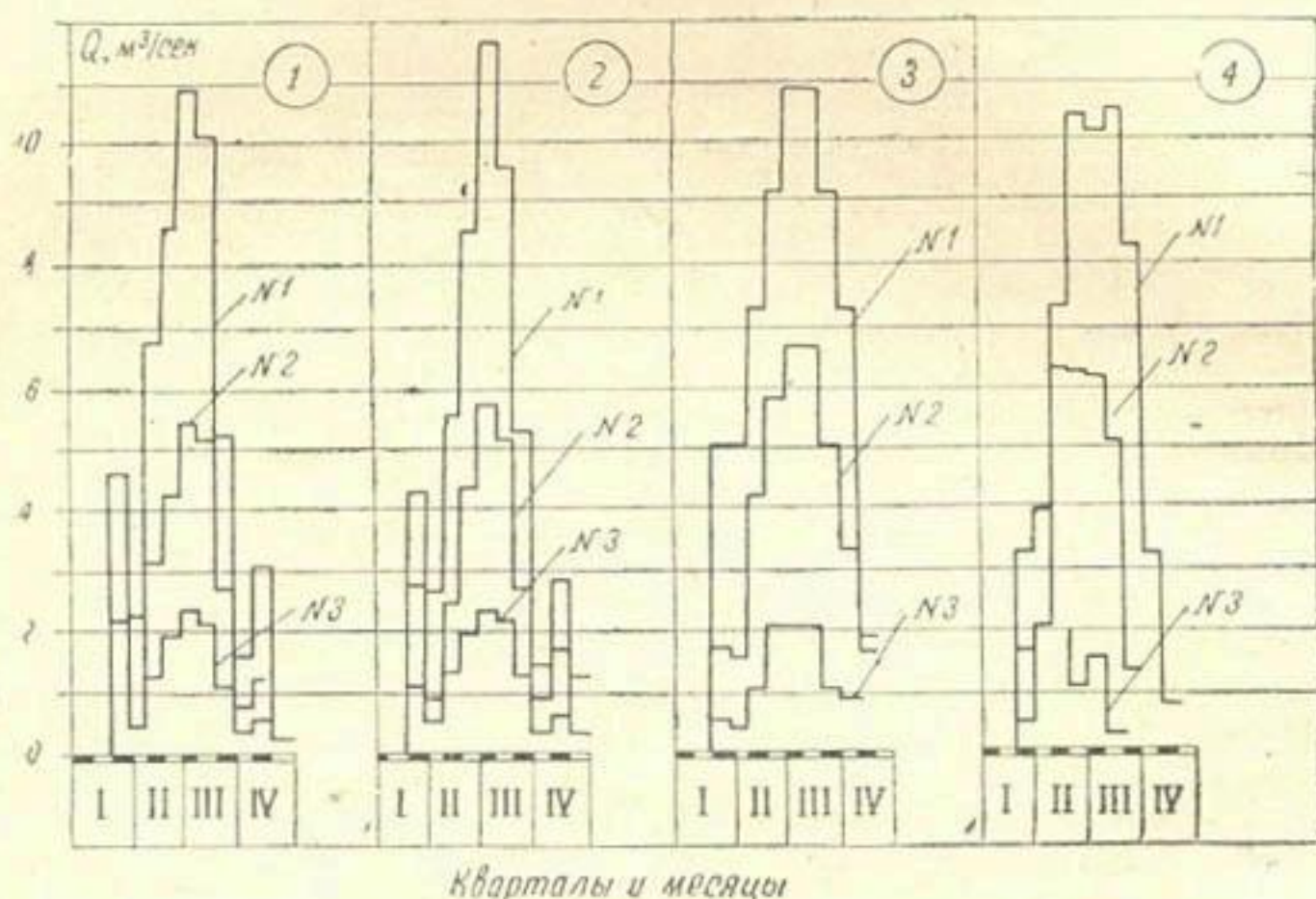


Рис. 2. Среднемесячная подача ($м^3/сек$) воды насосными станциями № 1, 2 и 3 зонального машинного орошения Самгарского массива (ТаджССР):

1—требуемые подачи воды (100 %); 2—проектные подачи воды (100 %); 3—расходы воды, подсчитанные на основании плана 1960 г. (116 %); 4—расходы воды, полученные на основании отчетных данных за 1960 г. (102 % проектной потребности, или 88 % плана).

Средневзвешенное округленное значение этого коэффициента в данном случае равно

$$\alpha_{ср} \cong 0,4.$$

Фактические значения коэффициентов использования рабочего времени насосных станций часто получаются меньше проектных. Так, для трех насосных станций Самгарского каскада получены по отчетным данным за 1960 г. величины, значения которых приведены ниже. Здесь же даны для сравнения эти коэффициенты, подсчитанные по проектным данным и по плану водоподачи на 1960 г.

Насосная станция	$Q_{ст}, м^3/сек$	$\alpha_{пр}$	$\alpha_{пл}$	$\alpha_{отч}$
Самгарская I	12,6	0,39	0,41	0,36
II	6,6	0,34	0,46	0,40
III	2,0	0,49	0,415	0,30.

Характер графиков водоподачи этих насосных станций показан на рис. 2.

Сравнение проектных значений коэффициентов использования рабочего времени четырех насосных станций Ак-Газинской системы зонального машинного орошения в Вахшской долине с их отчетными данными за 1962 г. дает результаты, сходные с приведенными выше аналогичными показателями работы Самгарских насосных станций в Ферганской долине:

Насосная станция	Проектные данные		Отчетные данные за 1962 г.	
	$N_{уст}, \text{квт}$	$\alpha_{пр}$	$N_{уст}, \text{квт}$	$\alpha_{отч}$
Акгазинская № 1	1000	0,39	1400	0,33
" № 2	600	0,38	720	0,355
" № 3	320	0,375	555	0,32
" № 4	165	0,36	300	0,34
" № 5	110	0,347	0	—

Отчетные данные о работе насосных агрегатов этих станций за июль и август 1962 г. свидетельствуют о том, что увеличенные по сравнению с проектом мощности насосных станций не создают сколько-нибудь ощутимого резерва мощности.

Таким образом, действительные значения коэффициента использования рабочего времени насосных станций, лежащие в пределах округленно 0,3—0,4, могут до некоторой степени характеризовать работу современных насосных станций зонального машинного орошения.

Оросительные насосные станции Андижанской области находятся в иных условиях, характеризующихся пониженными и неустойчивыми коэффициентами использования их рабочего времени:

Насосная станция	z	$N_{уст}, \text{квт}$	$Q_{ст}, \text{м}^3/\text{сек}$	$\alpha_{отч}$	
				1960 г.	1961 г.
Учкурганская (Нарын)	6	2270	8,3	0,25* ¹	0,32
Тюрякурганская (СФК)	4	2400	4,0	0,23* ²	0,33
Чартакская (СФК)	4	1520	4,0	—	0,23* ³
Маданиятская (к. Пахтаабад)	3	475	2,08	—	0,273* ⁴
Зауракская (Шаарихан Сай)	3	390	1,67	0,25	0,23* ⁵

Низкие коэффициенты использования рабочего времени являются основной причиной неэкономичной работы насосных станций по двухставочному тарифу.

Коэффициенты же загрузки оплачиваемой мощности насосных станций Андижанской области мало чем отличаются от коэффициентов, полученных для насосных станций Ленинабадской области. По предварительным данным они составляют:

Насосная станция	δ_0	Насосная станция	δ_0
Учкурганская	0,63	Маданиятская	0,84
Тюрякурганская	0,67	Зауракская	0,70
Чартакская	0,84		

*¹ В напряженный период поливов (июль и август) самые мощные агрегаты № 5 и 6 работали очень мало.

*² Коэффициент отнесен к трем агрегатам, четвертый агрегат не работал.

*³ Насосная станция начала работать в июне, закончила в сентябре.

*⁴ Коэффициент отнесен к двум агрегатам, так как третий не работал.

*⁵ Станция работала с марта по ноябрь, но с малым использованием рабочего времени всех агрегатов.

Наконец, относительная величина „прочих“ затрат при эксплуатации насосной станции (a) по отношению к энергетической составляющей стоимости эксплуатации для насосных станций Андижанской области имеет следующие значения, полученные на основании отчетов по эксплуатации.

Насосная станция	Издержки по эксплуатации, тыс. руб.					
	1960 г.			1961 г.		
	I	I_9	a	I	I_9	a
Тюрякурганская	—	—	—	124,897	107,135	0,165
Чартакская	721,611	560,799	0,296	87,496	78,035	0,121
Маданиятская	190,449	136,864	0,391	17,636	13,308	0,325
Зауракская	195,430	123,847	0,58	17,111	11,108	0,54

Они немногим превосходят аналогичные показатели, полученные для ленинабадских насосных станций.

α	s_1^{Φ} , конт/квт·ч	$\frac{I_9'}{I_9}$	$\frac{s_1'}{s_1}$	
			$a = 0,2$	$a = 0,4$

$$\delta_0 = 0,92$$

0,1	2,77	0,304	0,42	0,50
0,3	1,32	0,49	0,575	0,636
0,4	1,135	0,565	0,635	0,60
0,6	0,95	0,66	0,717	0,76

$$\delta_0 = 0,46$$

0,1	4,36	0,154	0,295	0,396
0,3	2,00	0,328	0,440	0,52
0,4	1,68	0,390	0,490	0,565
0,6	1,315	0,490	0,575	0,636

На основании формул (6) и (13) подсчитаны приведенные ниже нейтральные значения коэффициентов использования рабочего времени насосных станций Андижанской области, соответствующие прежнему и настоящему двухставочным тарифам (5) и (7):

$$\alpha_0 = \frac{0,234}{\delta_0 \cdot \cos \varphi} \quad \text{и} \quad \alpha'_0 = \frac{0,144}{\delta_0 \cos \varphi}$$

Насосная станция	α_0	α'_0
Учкурганская	0,42	0,26
Тюрякурганская	0,40	0,25
Чартакская	0,32	0,20
Маданиятская	0,32	0,20
Зауракская	0,38	0,24

Полученные величины этих коэффициентов в сопоставлении с приведенными выше отчетными данными по указанным насосным станциям за 1960 и 1961 гг. ясно показывают, что применение одноставочного тарифа (1) прежде способствовало повышению эффективности действия андижанских насосных станций, а в настоящее время снижает ее; выгоднее переходить на двухставочный тариф (7).

В таблице приведен расчет возможного относительного снижения себестоимости поднятой воды для различных насосных станций в результате введения льготного одноставочного тарифа (9) вместо

существующего двухставочного (7). Повышение эффективности действия насосной станции будет тем больше, чем меньше величина отношения себестоимостей поднятой воды.

Как видим из таблицы, в диапазоне наиболее распространенных значений коэффициента использования рабочего времени насосных станций 0,3—0,4 снижение себестоимости поднятой воды только за счет введения льготного тарифа на электроэнергию может составить с округлением 30—50% в зависимости от технических параметров станции и условий ее эксплуатации. Снижение тарифа окажет значительное содействие развитию электромашинных оросительных систем, улучшит их удельные эксплуатационные показатели и позволит поднять еще выше границу эффективного использования машинного орошения в предгорных зонах.

В. А. БАРАНОВ, Н. Н. ОМЕЛИН

РАСЧЕТ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК НА БУРОВЫХ СКВАЖИНАХ, ПИТАЮЩИХ ОБЩУЮ МАГИСТРАЛЬ

В настоящее время для водоснабжения применяются водозаборы подземных вод, чаще всего буровые скважины с установленным в них водоподъемным оборудованием. Чтобы получить необходимое количество воды, приходится использовать одновременно несколько (иногда свыше 20) рассредоточенных скважин. Как правило, их располагают вне зоны потребления воды, исходя из условий залегания подземных вод и санитарных требований.

Для доставки воды к потребителю все водозаборные сооружения связываются между собой при помощи магистрального трубопровода — коллектора. Расчет водозаборных сооружений и магистрального трубопровода с ответвлениями к каждой скважине затрудняется их взаимным влиянием. Любое изменение параметров сети приводит к изменению режима насосов, т. е. к их перерегулированию, и наоборот. Указанное обстоятельство требует иного подхода к решению задачи, чем при расчете обычных систем водоснабжения с сосредоточенным водозабором. Методы решения поставленной задачи приведены ниже.

Аналитическое решение задачи. Предлагаемый метод расчета совместной работы насосных установок на буровых скважинах разработан В. А. Барановым в результате консультаций в Узгоспроекте при проектировании нового водопровода в Бухаре в 1961 г. Пример расчета взят в измененном виде из проектного задания первой очереди этого водопровода.

Рассматривается система, состоящая из нескольких, например, восьми буровых скважин, на которых установлены насосы, подключенные к общему трубопроводу — коллектору. Из коллектора вода поступает в бассейн, уровень воды в котором поддерживается постоянным.

Решая задачу в общем виде, будем считать, что на буровых скважинах, имеющих разные гидравлические параметры, смонтированы насосы различных марок. Отметка динамического горизонта воды в любой скважине в зависимости от откачки воды из нее, определяется уравнением

$$Z_{\text{дин}_i} = Z_{\text{ст}_i} - a_i \cdot Q_i^x, \quad (1)$$

где i — порядковый номер скважины или насоса;

$Z_{\text{ст}_i}$ — отметка статического горизонта воды;

a_i и x — эмпирические коэффициенты, характеризующие водоотдачу скважины.

Проектировщики часто принимают

$$\alpha = 1 \text{ и } \alpha = \frac{1}{q_i};$$

здесь q_i — удельный дебит скважины, определяемый путем опытных откачек, $\text{м}^3/\text{сек} \cdot \text{м}$.

Геометрическая высота подъема воды насосом, установленным в скважине, будет переменной, равной

$$H_{г_i} = Z_0 - Z_{\text{дин}_i}. \quad (2)$$

Сумма потерь напора в колонне водоподъемных труб насоса и отводе, соединяющем насос с коллектором, зависит от работы только одного данного насоса и выражается так:

$$h_{w_i} = (K_k + K_c)_i \cdot Q_i^2, \quad (3)$$

где K_c — коэффициент характеристики сопротивления соединительного отвода;

K_k — коэффициент характеристики сопротивления колонны водоподъемных труб насоса.

Таблица 1

Коэффициенты характеристики сопротивления (S) звена колонны водоподъемных труб насосов для буровых скважин

Насос	$l_{\text{зв}}, \text{м}$	$d_{\text{вз}}, \text{мм}$	$n, \text{об/мин}$	Q		S^*	Источник информации
				л/сек	$\text{м}^3/\text{час}$		
12НА	3,5	200	1470	30 40 50	129,5 144,0 180,0	0,000162 0,000108 0,000083	[1]
АТН-14	2,5	245	1470	50 70 90	180,0 252,0 324,0	0,0000242 0,0000168 0,0000152	[1]
АТН-10	2,5	168	1450	15 20 25	54,0 72,0 90,0	0,000108 0,00007 0,000056	[2]
АТН-8	1,9	127	1450	7 10	25,5 36,0	0,00066 0,00058	[2]
20А-18	2,3	300	1450	60 120 143	216,0 432,0 515,0	0,000039 0,00000596 0,00000567	[1]
АП	10 10 10	100 125 150	— — —	— — —	— — —	0,00025 0,000075 0,000028	[2]

* S — коэффициент сопротивления звена для расхода, $\text{м}^3/\text{час}$.

В табл. 1. приведены некоторые данные о размерах и сопротивлениях колонн водоподъемных труб насосов для буровых скважин. Коэффициенты характеристики сопротивления (S) относятся к стандартным звеньям труб, длина и диаметр которых указаны в табл. 1.

В конце каждого звена помещается крестовина, фиксирующая направляющий подшипник или кожух вала.

По данным табл. 1 определяем

$$K_k = m \cdot S = f(Q)$$

(m — число звеньев водоподъемной трубы насоса на данной установке).

Уравнения (2) и (3) дают возможность выделить ту часть создаваемого насосом напора, которая может быть израсходована на преодоление гидравлических сопротивлений в коллекторе. Называя ее активным напором, приведенным к данному сечению (i) коллектора (рис. 1), получаем

$$H_{a_i} = H_i - H_{r_i} - H_{w_i}. \quad (4)$$

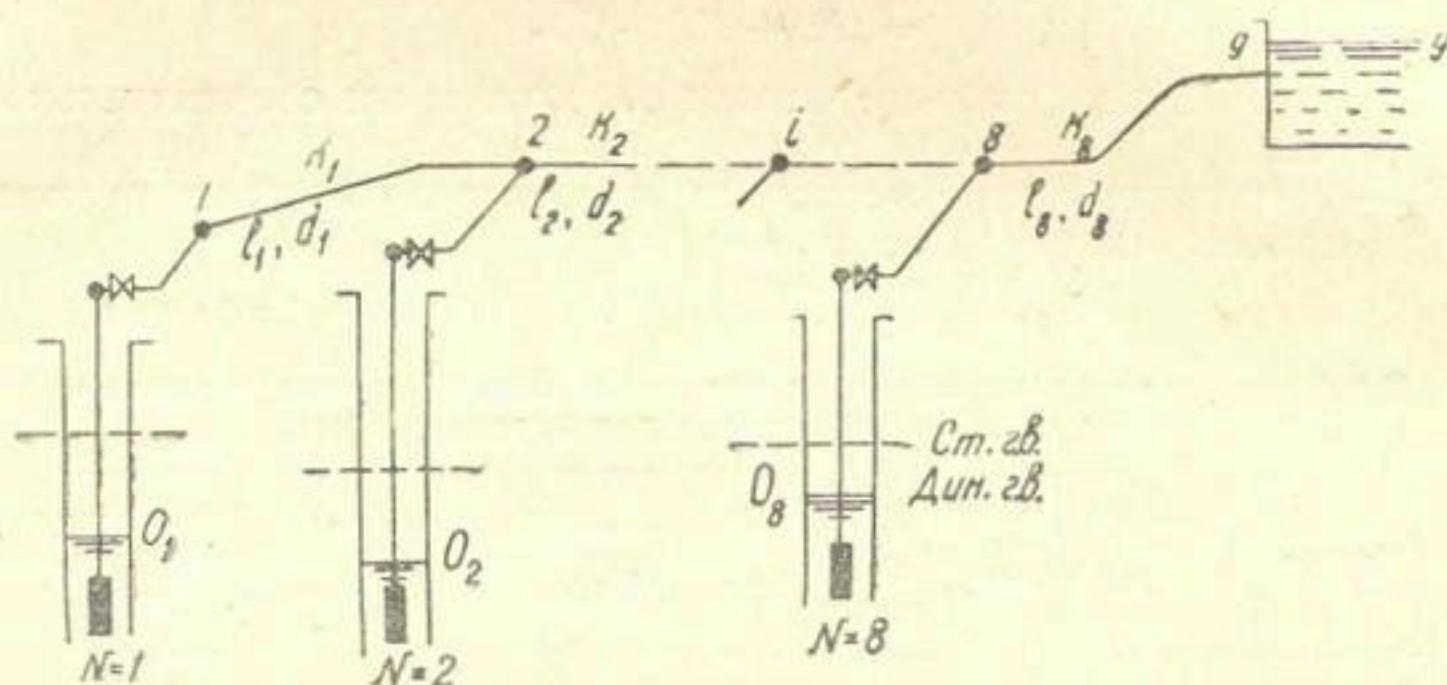


Рис. 1. Расчетная схема водовода.

С помощью этого уравнения построим кривые активных напоров на напорных характеристиках всех насосов по образцу, показанному на рис. 2.

Построением кривых активных напоров, приведенных к точкам 1, 2, ..., 8 на линии коллектора, заканчивается первая часть расчета.

Вторая часть расчета заключается в определении коэффициентов характеристик сопротивления участков коллектора 1, 2, ..., 8 по уравнениям

$$K = \frac{h_w}{Q^3},$$

причем потери напора вычисляются для произвольно заданных значений расхода воды.

Для каждого из насосов, входящих в данную систему водоподачи, уравнение установившегося режима при совместной работе имеет вид

$$H_{a_i} = \sum_{i=1}^8 h_w, \quad (5)$$

что выражает состояние динамического равновесия системы, состоящей из насоса и трубопровода. Правая часть уравнения (5) представляет собой сумму потерь напора в коллекторе на пути от точки подключения данного насоса до водоприемного бассейна.

Потерю напора на каждом из участков коллектора можно вычислить по уравнению

$$h_{w_i} = K_i \left(\sum_1^i Q \right)^2, \quad (6)$$

(K_i — коэффициент характеристики сопротивления данного участка коллектора).

С помощью уравнений (5) и (6) можно решить задачу о параллельной работе насосных агрегатов, при помощи метода последовательного приближения путем подбора исходного параметра. В качестве такого параметра удобно принять ожидаемую производительность системы $\sum_{i=1}^8 Q_i$, $\text{м}^3/\text{сек}$.

Расчет ведется от последнего насоса (№ 8) к первому. Задавшись ожидаемой производительностью системы, вычисляем по уравнению (6) потерю напора в конечном участке коллектора (рис. 1)

$$h_{w_8} = K_8 \left(\sum_1^8 Q \right)^2$$

и на основании уравнения (5) при $i=8$ находим производительность насоса № 8 по кривой его активных напоров (см. рис. 1):

$$Q_8 = f(H_{a_8}).$$

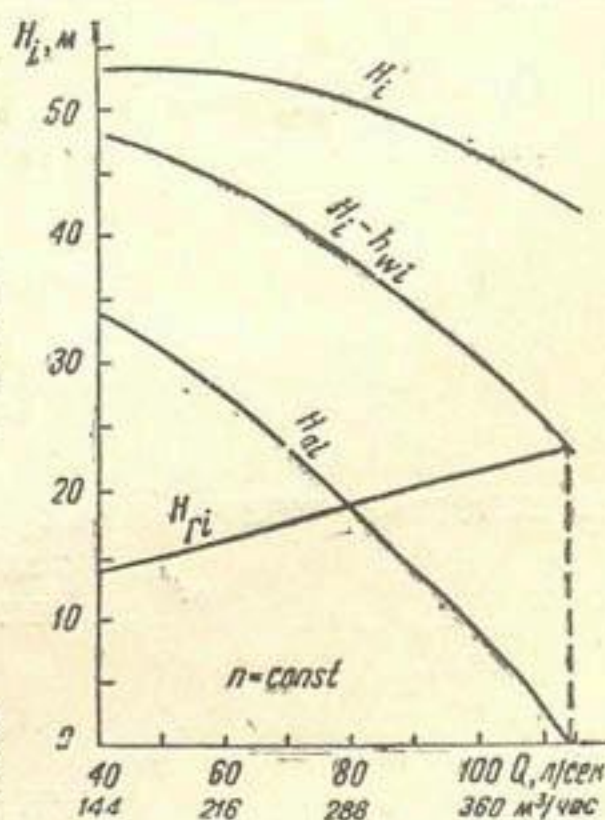


Рис. 2. Построение кривой активных напоров насоса, работающего совместно с другими насосами.

Это позволяет определить расход воды и потерю напора на участке № 7 коллектора. Действительно, расход воды на участке № 7 равен

$$\sum_1^7 Q = \sum_1^8 Q - Q_8$$

и согласно уравнению (5) при $i=7$ потери напора составляют

$$\sum_7^8 h_w = K_7 \left(\sum_1^7 Q \right)^2 + h_{w_8}.$$

На основании того же уравнения (5) производительность насоса № 7 должна быть равна

$$Q_7 = f(H_{a_7}) \text{ — по кривой активных напоров насоса № 7.}$$

Переходим к насосу № 6. Расход воды на участке № 6 коллектора составляет

$$\sum_1^6 Q = \sum_1^7 Q - Q_7,$$

сопротивление водовода при $i=6$ —

$$\sum_6^8 h_w = K_6 \left(\sum_1^6 Q \right)^2 + \sum_7^8 h_w.$$

По кривой активных напоров насоса № 6 находим

$$Q_6 = f(H_{a_6}).$$

Аналогично для насоса № 5 имеем

$$\sum_1^5 Q = \sum_1^6 Q - Q_6,$$

$$\sum_5^8 h_w = K_5 \left(\sum_1^5 Q \right)^2 + \sum_6^8 h_w,$$

$Q_5 = f(H_{a_5})$ — по кривой насоса № 5.

Наконец, для насоса № 1 получаем

$$Q_1 = \sum_1^2 Q - Q_2,$$

$$\sum_1^8 h_w = K_1 Q_1^2 + \sum_2^8 h_w$$

и в качестве контрольной величины снова определяем производительность насоса № 1 по кривой его активных напоров

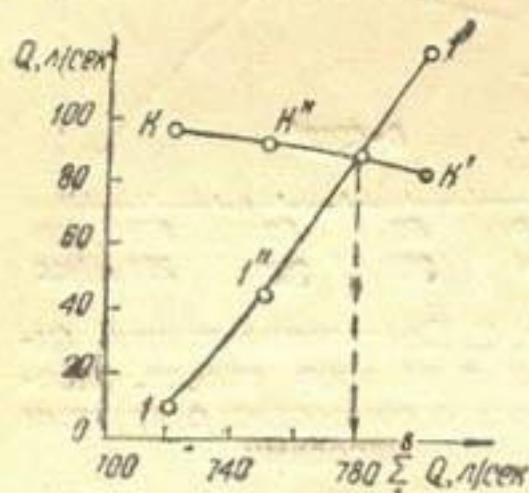


Рис. 3. Выбор уточненной величины исходного расчетного параметра.

$$Q_{1к} = f(H_{a1}).$$

Расхождение между величинами Q_1 и $Q_{1к}$ покажет, в каком направлении надо изменить исходный параметр, после чего весь расчет повторяется и снова выявляется расхождением между Q'_1 и $Q'_{1к}$.

Третье, уточненное, значение исходного параметра выбирается в результате построения графика, показанного на рис. 3.

Задача будет решена, если в результате расчета получим

$$Q_{1к} \approx Q_1.$$

Таблица 2

Вычисление активных напоров насосной установки в точке подключения к коллектору (уравнения 1—4)

Расход, л/сек	40	50	60	70	80	90	100	110
H_1	53,35	53,0	52,67	51,75	50,5	48,5	46,25	43,5
h_{w1}	5,35	7,0	8,67	11,0	13,0	14,25	16,25	18,25
$H_1 - h_{w1}$	48,0	46,25	55,0	40,75	37,5	34,25	30,0	25,25
$H_{г1}$	14	15,25	16,5	17,75	19,0	20,25	21,5	22,75
H_{a1}	34	31	27,5	23	18,5	14	8,5	2,5

Ввиду того, что линии, соединяющие точки 1—1'—1'' и K—K'—K'' (см. рис. 3) немного отличаются от прямых, может потребоваться еще один цикл расчета для более точного решения.

Таким образом, расчеты по изложенному выше способу надо повторять три или четыре раза.

Таблица 3

Расчет водоподдачи восьми насосных установок, подключенных к общему трубопроводу, методом последовательного приближения

Расчет	1	2	3	4*	Примечание
$\sum_1^8 Q, \text{ м}^3/\text{сек}$	0,72	0,8	0,75	0,78	$K_8=3,91$
$H_{a_8}, \text{ м}$	2,08	2,5	2,19	2,28	
$Q_8, \text{ м}^3/\text{сек}$	0,111	0,11	0,111	0,1105	
$\sum_1^7 Q$	0,619	0,69	0,639	0,6695	$K_7=8$
H_{a_7}	5,16	6,3	5,45	5,96	
Q_7	0,106	0,104	0,1055	0,1045	
$\sum_1^6 Q$	0,513	0,586	0,5335	0,565	$K_6=8$
H_{a_6}	7,26	9,04	7,72	8,51	
Q_6	0,102	0,099	0,1015	0,1	
$\sum_1^5 Q$	0,401	0,487	0,432	0,465	$K_5=8$
H_{a_5}	8,55	10,94	9,2	10,24	
Q_5	0,1	0,095	0,099	0,097	
$\sum_1^4 Q$	0,301	0,392	0,333	0,368	$K_4=8$
H_{a_4}	9,77	12,17	10,088	11,32	
Q_4	0,098	0,093	0,097	0,095	
$\sum_1^3 Q$	0,203	0,299	0,236	0,273	$K_3=8$
H_{a_3}	10,092	12,885	10,534	11,916	
Q_3	0,097	0,092	0,096	0,094	
$\sum_1^2 Q$	0,106	0,207	0,140	0,179	$K_2=69,6$
H_{a_2}	10,872	15,835	11,897	14,141	
Q_2	0,096	0,086	0,094	0,0895	
Q_1	0,01	0,121	0,046	0,0895	$K_1=69,6$
H_{a_1}	10,879	16,83	12,044	14,697	
$Q_{1к}$	0,096	0,0835	0,093	0,0885	

* В конце столбца 4 получены $Q_{1к} \cong Q_1$.

Для сокращения числа иллюстраций при расчете, показанном в табл. 2 и 3, все насосы приняты одинаковыми с напорными харак-

теристиками, соответствующими рис. 2. Гидравлические параметры скважин в уравнении (1) также одинаковы:

$$z_{\text{ст}} = 255 \text{ м}, \quad x = 1 \text{ и } q = 0,008 \text{ м}^3/\text{сек} \cdot \text{м}.$$

Отметка уровня воды в водоприемном бассейне (уравнение 2) постоянная, равная

$$z_0 = 264.$$

Для построения кривой активных напоров насоса приняты также одинаковые для всех насосов значения коэффициентов в уравнении (3):

$K_c = 0,000262$	$K_k = 0,000232$	$0,00016$	$0,000126$	$0,000116$
$m = 8$	$Q = 144$	216	288	$360 \text{ м}^3/\text{час}$

В табл. 2 приведены данные расчета кривой активных напоров насоса по уравнению (4). Расчетные значения коэффициентов характеристик сопротивления участков коллектора указаны в примечании к табл. 3.

В результате четырех пробных расчетов получены в столбце № 4 табл. 3 производительности всех насосов, объединяемых данным коллектором при совместной работе.

Графическое решение задачи. Ниже предлагается графоаналитический метод расчета режимов работы разрозненных насосных установок на общий магистральный трубопровод, предложенный Н. Н. Омелиным. Чтобы получить наиболее общий случай, приняли попарное расположение восьми групп скважин. На каждой скважине устанавливаются глубинные насосы соответствующей производительности. Все насосы работают на общий магистральный трубопровод (коллектор), по которому вода поступает в водосборный бассейн.

Задача решается в общем виде, поэтому скважины взяты с различными характеристиками и на них устанавливаются насосы различных марок. Схема водозабора подземных вод и магистрального трубопровода представлена на рис. 4.

Графоаналитический метод расчета заключается в определении режима работы каждой насосной установки в отдельности. Предполагается, что насосная установка работает на излив. Для этого в координатах $H-Q$ строятся характеристики скважин $H_d = f(Q)$, водоподъемных труб $\sum h_w = f_1(Q)$ и поверхностного водовода $H_b = f_2(Q)$. Характеристика скважины строится либо по удельному дебиту — q л/сек·м и статическому уровню грунтовых вод, либо по результатам строительных или специальных откачек; характеристика водоподъемных труб — путем пересчета опытных величин в зависимости от количества звеньев (глубины погружения насоса в скважину) и производительности установки. Потери в трансмиссии насосов, полученные опытным путем, даны при длине трансмиссии 16—18 м (рис. 5). Характеристика поверхностного трубопровода строится обычным способом для участка от насоса до места подключения к магистральному трубопроводу (1—1, 1—2, 2—1 и т. д. на рис. 4б). Потом характеристики $H_d = f(Q)$, $\sum h_w = f_1(Q)$ и $H_b = f_2(Q)$ геометрически складываются и получается суммарная характеристика системы скважина — насос — сеть, выраженная кривой $H_c = f_3(Q)$ [4]. Затем наносятся напорные характеристики $H-Q$ нескольких насосов и производится выбор наиболее подходящего насоса (по производительности и напору). Из напорных характеристик принятых насосов вычитаются соответствующие суммарные характеристики систем и получаются

кривые избыточных напоров насосов, отнесенные к соответствующим узлам—активные напоры. Построения для насосов первого узла показаны на рис. 6 (кривые $H_a - Q$).

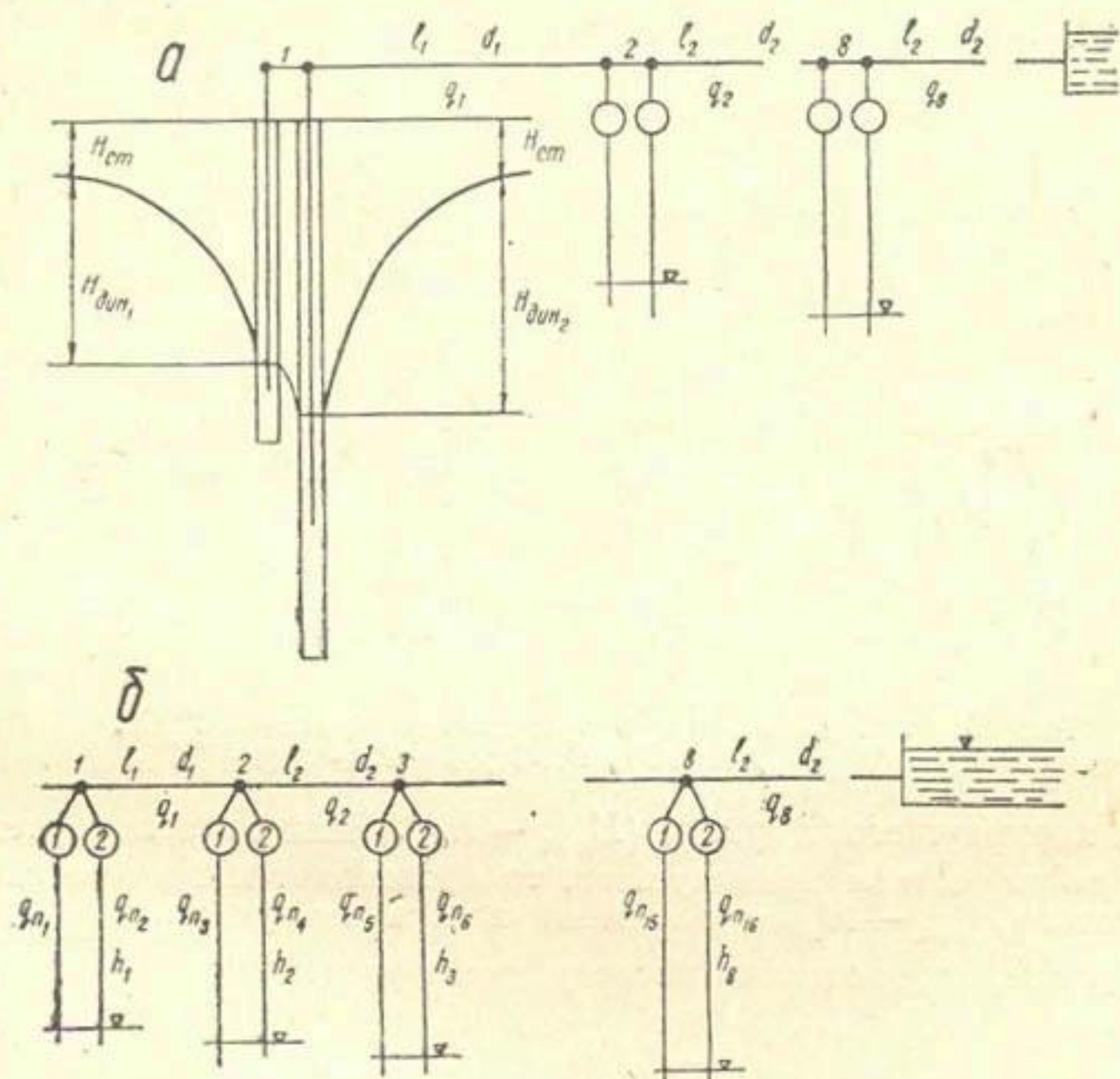


Рис. 4. Схемы группового водозабора подземных вод и магистрального трубопровода:

a —общая; b —расчетная.

Кривые активных напоров строятся для каждого насоса отдельно, чтобы в дальнейшем можно было бы определить режим его работы (рис. 7).

Принято, что к каждому узлу качают воду два насоса, которые работают параллельно. Параллельная работа насосов, отнесенная к соответствующим узлам, выполняется сложением кривых активных напоров. Оно производится графически путем сложения производительностей соответствующих кривых активных напоров при одинаковых напорах ($aA_1 + aA_2 = aA$) (рис. 8). Полученные кривые характеризуют активный напор в узле, развиваемый двумя параллельно работающими насосами. Суммарные кривые можно рассматривать, как кривые активных напоров, развиваемые отдельными насосами увеличенных размеров. Последнее положение показывает, что параллельная работа нескольких насосов на один узел может быть сведена к работе одного насоса на этот же узел.

После окончания указанных построений можно приступить к определению суммарной подачи всех насосов и режимов работы каждого насоса. Группы насосов в системе можно рассматривать как работающие параллельно. Чтобы выявить режимы параллельной работы насосов, необходимо учесть потери напора между отдельными узлами

и высотные отметки самих узлов. Для этого в зависимости от производительности определяются потери напора между узлами, которые алгебраически складываются с разностью отметок последующего

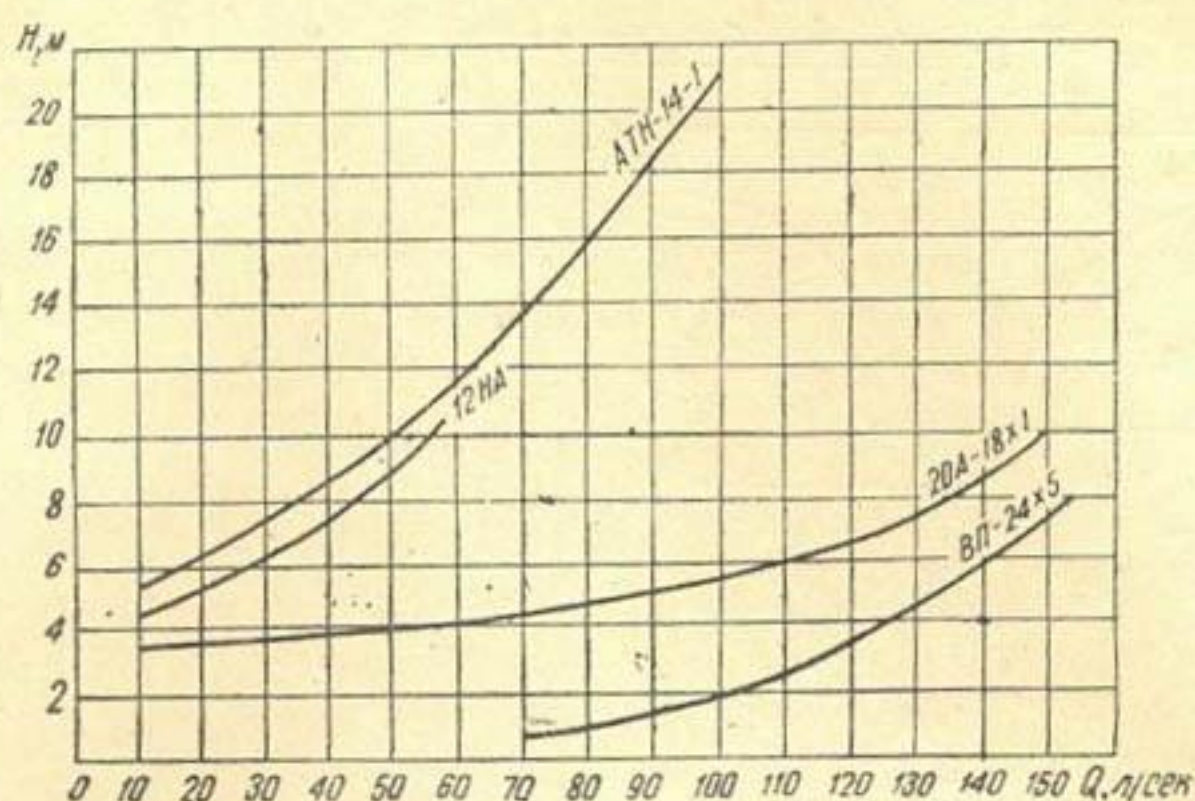


Рис. 5. Потери напора в трансмиссии насосов 12НА, АТН-14-1, ВП-24×5 и 20А-18×1.

$(n+1)$ и предыдущего (n) узлов $(H_{n+1} - H_n)$. Если отметка последующего узла выше, чем предыдущего, то производится простое сложение высоты $(H_{n+1} - H_n)$ с потерями напора на участке $\sum h_{w_{n \div n+1}}$ (рис. 9а). Если же отметка последующего узла ниже предыдущего,

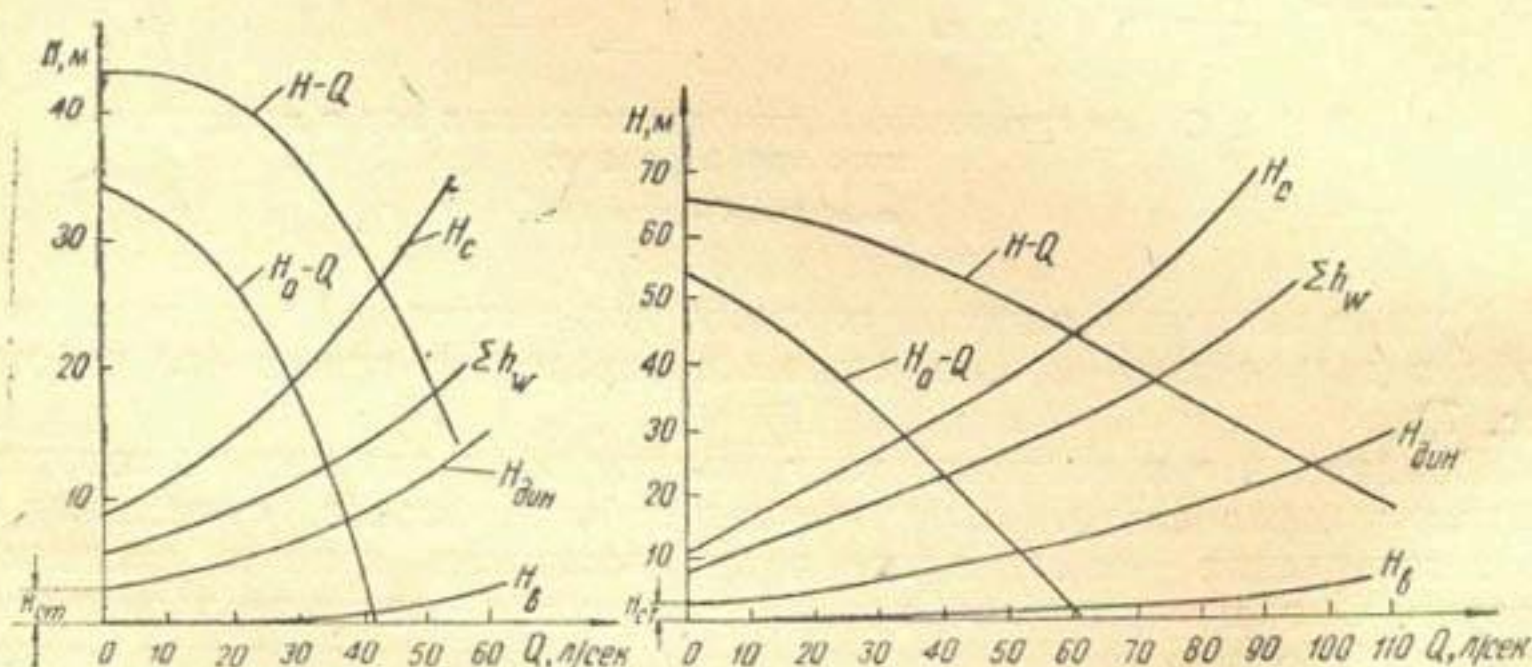


Рис. 6. Определение активных напоров насосов первого узла:
а—первый; б—второй насосы.

то геометрическая высота $(H_{n+1} - H_n)$ оказывается со знаком „минус“ и откладывается ниже оси абсцисс. При сложении общие потери получаются вычитанием геометрической высоты $(H_{n+1} - H_n)$ из потерь напора $\sum h_{w_{n \div n+1}}$ (рис. 9б). Точка „1“ пересечения полученной кривой с осью абсцисс показывает тот расход, который может пройти по данному трубопроводу самотеком.

После определения суммарных характеристик трубопровода между отдельными узлами можно перенести активные напоры первого узла

ко второму. Для этого из активных напоров двух параллельно работающих насосов первого узла вычитаются обычным путем общие потери напора между первым и вторым узлами. Получаются раз-

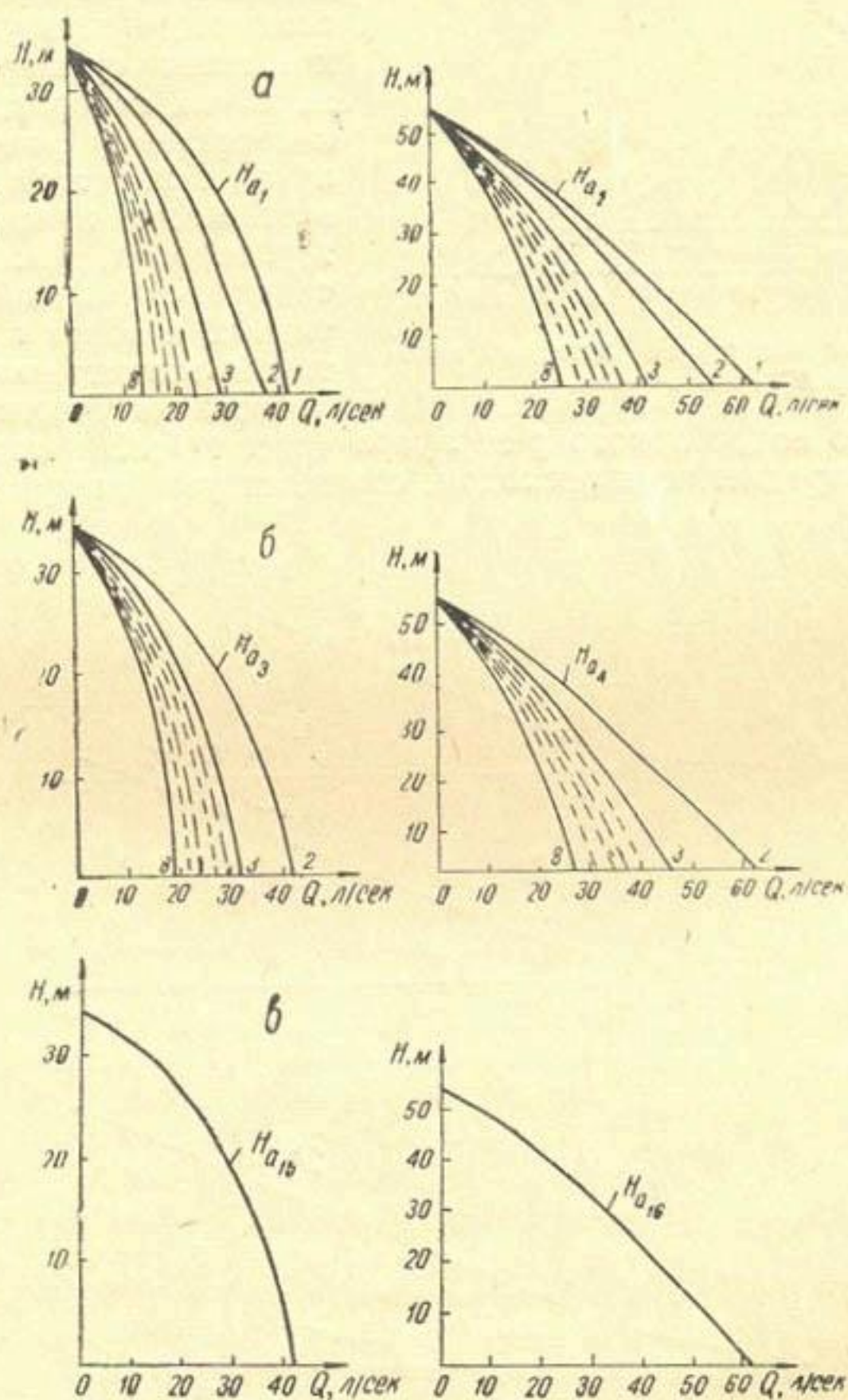


Рис. 7. Кривые активных напоров отдельных насосов:

а—для первого; б—второго; в—восьмого узлов.

виваемые насосами первой группы активные напоры, которые могут быть использованы у второго узла (на рис. 8 кривая $\sum_2 H_{a2}$). В случае, показанном на рис. 9б, ординаты суммарной характеристики на участке 0—1 складываются с активными напорами, а за точкой 1—вычитаются. Так как насосы работают параллельно, активные напоры первой и второй групп насосов, приведенные ко второму узлу, также складываются. Для этого при одинаковых напорах складываются производительности и получается кривая активных напоров насосов первой и второй групп, отнесенных ко второму узлу (рис. 10а).

Затем активные напоры насосов, приведенные ко второму узлу, переносятся к третьему. Для этого из активных напоров насосов первой и второй групп вычитаются общие потери напора между вторым и

третьим узлами. Затем приведенные активные напоры насосов первой и второй групп складываются с активными напорами третьей группы.

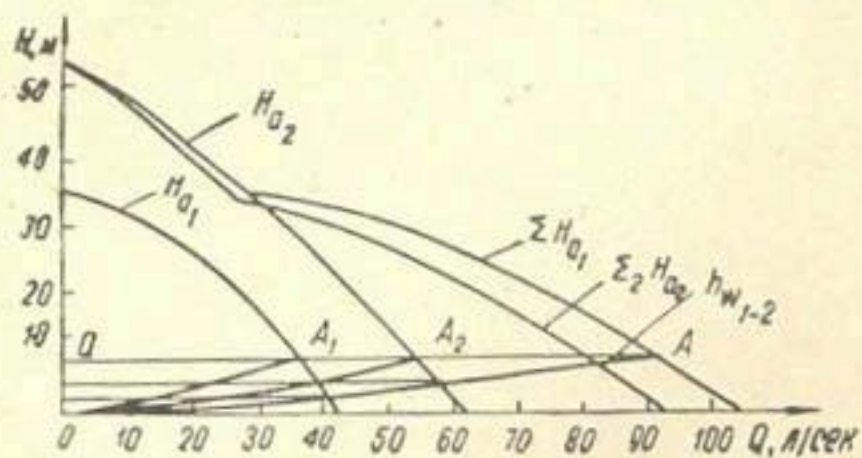


Рис. 8. Суммарная кривая активных напоров первого узла.

Так, активные напоры последовательно переносятся к последующему узлу. После нахождения суммарной кривой активных напоров, отнесенных к последнему узлу, обычным путем находится общая подача всех насосов на магистральный трубопровод, как точка пересечения суммарной кривой активных напоров с характеристикой магистрального трубопровода на участке от послед-

него узла до водосборного резервуара (рис. 10б). Эта точка P характеризуется определенным расходом, соответствующим суммарной про-

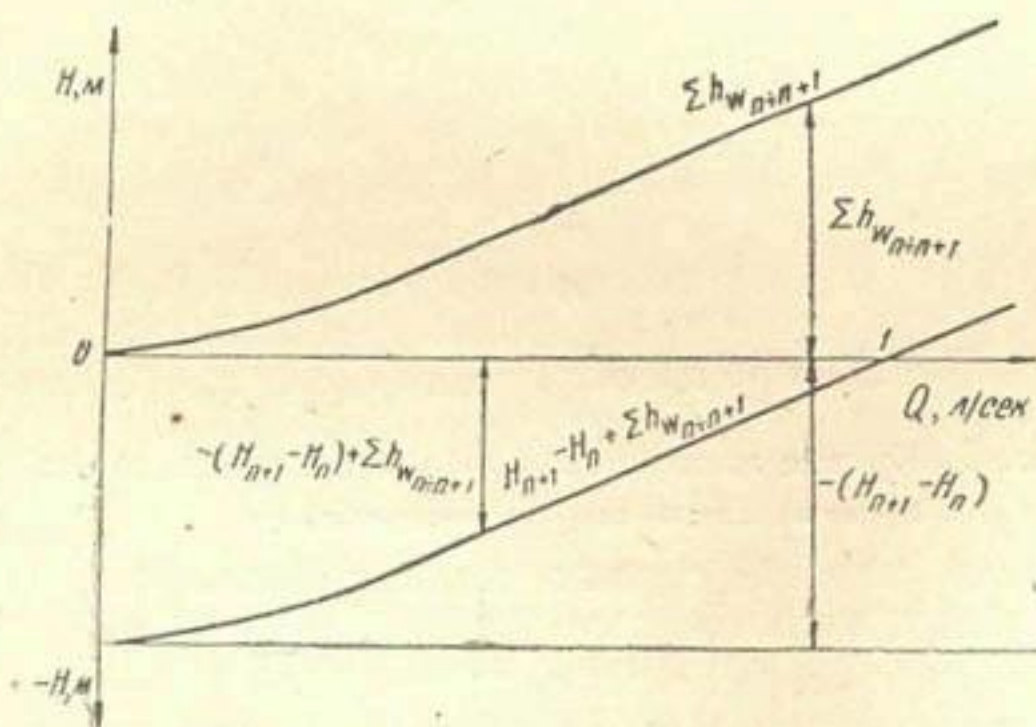
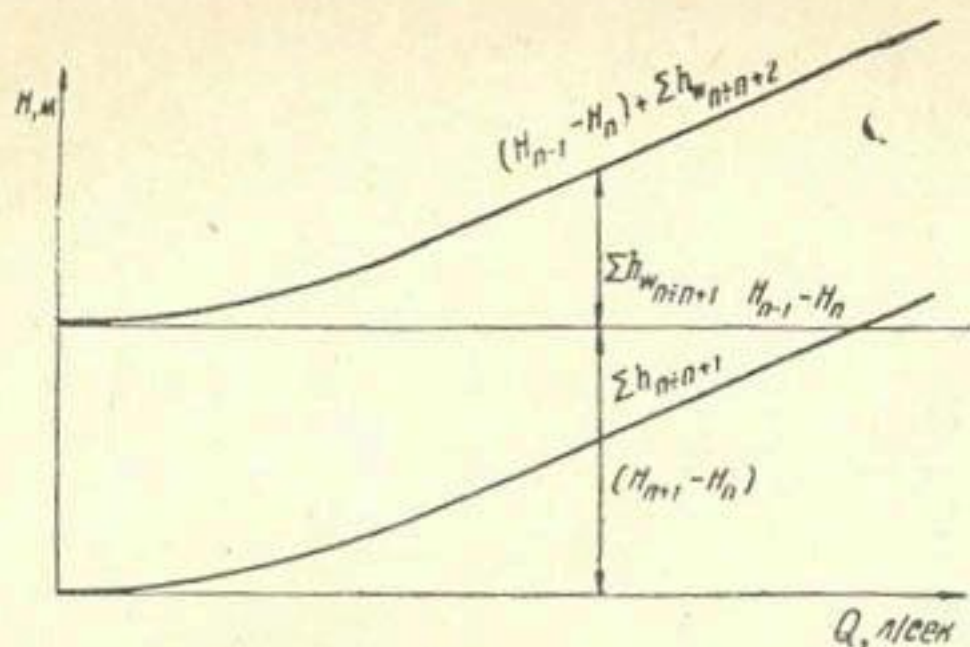


Рис. 9. Определение суммарной характеристики трубопровода между отдельными узлами:

a —узел расположен ниже предыдущего узла; $б$ —узел расположен выше предыдущего узла.

изводительности насосов, и напором, который совершенно не характеризует режимов работы отдельных насосов, позволяющих судить о правильности их выбора.

Чтобы выявить режимы работы любого насоса, нужно активные

напоры каждого насоса привести к последнему узлу. Перенос активных напоров от узла к узлу, как было сказано выше, производится с учетом потерь напора между этими узлами и их высотных отметок.

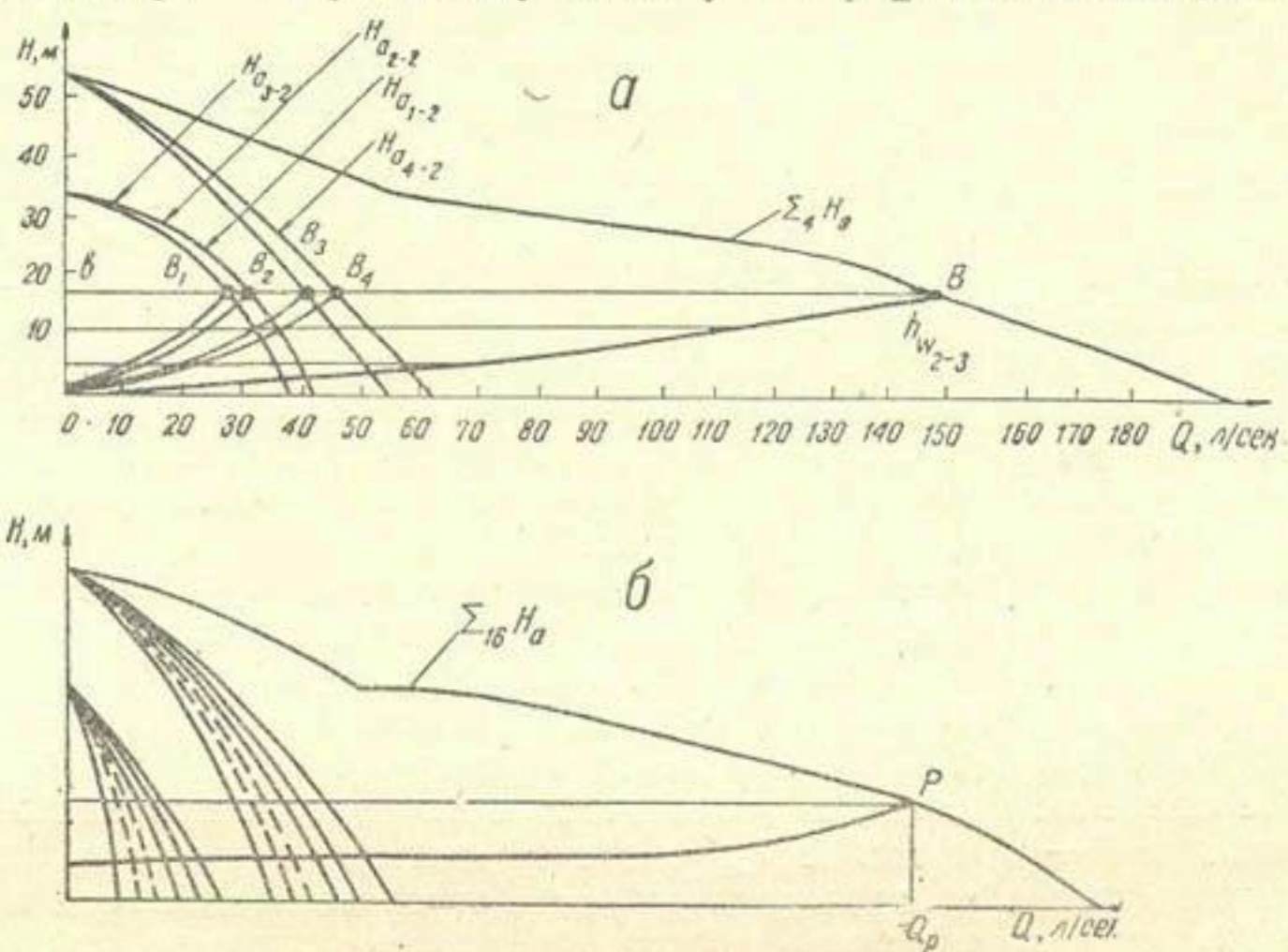


Рис. 10. Суммарная кривая активных напоров второго (а) и восьмого (б) узлов.

Однако при переносе активного напора насоса одного узла к другому не известно, какие вычитать потери напора, так как по трубопроводу подается вода от нескольких насосов. Поэтому необходимо выделить ту долю потерь напора, которая приходится на отдельный насос при параллельной работе нескольких насосов. Для этого можно представить, что магистральный трубопровод между выбранными узлами разделен продольными перегородками. Сечение трубопровода окажется разделенным на несколько „отсеков“, численно равных количеству работающих на трубопровод насосов.

Площади „отсеков“ пропорциональны производительностям параллельно работающих насосов, а начальные и конечные величины потерь напора одинаковы, что позволяет разделить суммарные потери напора между узлами по отдельным насосам. Рассмотрим перенос активных напоров каждого насоса первого узла ко второму (рис. 8). Из активного напора насоса № 1 первого узла нельзя сразу вычесть общих потерь напора, так как они относятся к разным расходам. Но известно, что потери напора первого и второго насосов первого узла соответствуют ординате точки А, т. е. точкам A_1 и A_2 . При отсутствии подачи воды потери равны нулю.

Таким образом, для каждой кривой потерь напора известны две точки: одна — в начале координат; вторая — в пересечении кривой активных напоров с прямой, проходящей через точку А параллельно оси абсцисс. Промежуточные точки находятся так: проводится несколько прямых, параллельных оси абсцисс, на расстоянии меньшем, чем ордината точки А. Отрезки от оси ординат до точек пересечения с кривой $h_{w1-2} = f(Q)$ делятся в отношении $aA_1 : aA$ и $aA_2 : aA$.

В результате получаются точки, характеризующие потери напора, приходящиеся на каждый насос при совместной работе двух насосов.

Соединяя указанные точки плавными кривыми, получаем зависимости потерь напора от производительности для отдельного насоса при совместной работе обоих насосов.

Для переноса активных напоров насосов первого узла ко второму необходимо из активных напоров вычесть соответствующие потери напора. Такие вычитания удобнее делать на отдельных графиках (см. рис. 7).

Перенос активных напоров насосов к следующему узлу требует выполнения построений, аналогичных описанным выше. Через точку B (см. рис. 10а) проводится прямая, параллельная оси абсцисс. Точки пересечения этой прямой с кривыми активных напоров дают предельные точки кривых потерь напора при совместной работе всех насосов. Таким же образом находятся и промежуточные точки (см. рис. 10а). Вычитая из активных напоров насосов, приведенных ко второму узлу, соответствующие потери напора, получают активные напоры, приведенные к следующему узлу (см. рис. 7 и 8).

Выполняя построения в указанном порядке, активные напоры можно привести к последнему узлу. В результате создается система кривых активных напоров по отдельным узлам (на рис. 7 они показаны пунктиром, причем нумерация кривых активных напоров соответствует тому узлу, к которому напор перенесен).

Пересечение кривой, параллельной оси абсцисс и проведенной на расстоянии $P-Q_p$ (рис. 10б), с кривой активных напоров любого насоса характеризует производительность этого насоса. А зная производительность, можно очень просто определить режим работы насоса по графикам (см. рис. 6). Для этого полученную производительность откладывают на рабочих характеристиках насоса и проводят прямую, параллельную оси ординат. Точки пересечения этой прямой с кривыми $H-Q$, $N-Q$ и $\eta-Q$ будут характеризовать режимы работы собственно насоса. Последнее позволяет сделать выводы о возможности применения принятого насоса.

На основании анализа графоаналитического метода определения режимов работы насосов и их суммарной подачи на общий магистральный трубопровод можно сделать следующие выводы.

Применение большого количества параллельно работающих насосов нерационально, так как снижается производительность каждого из включенных насосов. Для выполнения лучшего варианта нужно сравнить указанный вариант с вариантом, в котором работа этих насосов производится отдельными группами на излив в водосборные резервуары и далее насосами второго подъема в общий магистральный трубопровод.

Потери напора между отдельными группами насосов должны быть минимально возможными. Чем больше эти потери и чем больше насосов включено в отдельные группы, тем менее эффективна работа насосов.

Из параллельно включенных насосов наиболее эффективны насосы, расположенные близко к водосборным резервуарам. Это надо учитывать при эксплуатации установок. Поэтому при уменьшении потребности в воде должны выключаться в первую очередь самые удаленные установки.

При определении режимов работы отдельных установок может оказаться, что они будут подавать очень мало воды (или совсем не будут подавать). Это свидетельствует о том, что были выбраны насосы с недостаточным рабочим напором.

ЛИТЕРАТУРА

1. Омелин Н. Н. Насосные установки вертикального дренажа, Труды САНИИРИ, вып. 94, Ташкент, 1958.
 2. Воробков Л. Н., Гаврилко В. М., Лобачев П. В., Шестаков В. М. Водоснабжение в гидротехническом строительстве, ГСИ, М., 1960.
 3. Конюшков А. М., Яковлев С. В. Водоснабжение и канализация, ГСИ, М., 1960.
 4. Омелин Н. Н. „Водоснабжение и санитарная техника“, № 6, 1960.
 5. Плевако Н. А. Основы гидравлики и гидравлические машины, М., Ростехиздат, 1960.
 6. Сидоров А. Н., Ивановский М. Н. Гидравлика и гидросиловые установки, М., Сельхозгиз, 1959.
 7. Товстолес Ф. П. Гидравлика и насосы, ч. III, Л., ГОНТИ, 1938.
 8. Турк В. И. Насосы и насосные станции, М., ГСИ, 1953.
-

В. Н. МАШКОВ

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ НОВЫХ МОДЕЛЕЙ ЛЕНТОЧНЫХ ВОДОПОДЪЕМНИКОВ

Ленточные водоподъемники, разработанные лабораторией гидравлических машин ИВПиГ АН УзССР (б. САНИИРИ), применяются на пастбищах среднеазиатских республик и Казахстана и в настоящее время являются основным средством механизации подъема воды из шахтных колодцев в пустынной и полупустынной зонах СССР.

Общий выпуск ленточных водоподъемников на заводах Ашхабада, Манкента и Ферганы достигает 5000 агрегатов в год. Впервые ленточные водоподъемники под маркой ЭЛ-100 САНИИРИ начали серийно изготавливаться в 1956 г. по чертежам лаборатории гидравлических машин на Ашхабадском заводе, в 1958 г. — в Фергане и несколько позже — на Манкентском ремонтно-механическом заводе.

В процессе изготовления заводы совершенствовали технологию производства этих машин, одновременно вносили конструктивные изменения, снижающие стоимость изготовления и улучшающие, по мнению завода, их эксплуатационные качества. С изменением конструкции отдельных узлов водоподъемника изменились марки этих машин. Так, машины, выпускаемые Ашхабадским заводом, получили марку «Ашхабадец», а водоподъемники Манкентского завода — ВЛМ-100.

Однако не все конструктивные изменения и упрощения положительно сказались на эксплуатационных качествах ленточных водоподъемников. Так, в инструкции по эксплуатации ленточных водоподъемников «Ашхабадец» завод рекомендует производить сшивку концов рабочего органа (прорезиненной ленты) путем продольного расслоения одного из концов ленты и закрепления с помощью металлических скоб другого конца ленты между этими двумя половинками (рис. 1а). При работе водоподъемника такая сшивка сбрасывает часть воды с ленты обратно в колодец, снижая производительность и коэффициент полезного действия водоподъемника.

В инструкции дана таблица, показывающая уменьшение производительности ленточного водоподъемника при увеличении высоты подъема воды. Такая таблица приводится многими авторами как основная характеристика ленточных водоподъемников вообще. Это неверно, так как производительность ленточных водоподъемников при постоянной скорости ленты не зависит от высоты подъема воды, а приведенные данные характеризуют лишь качество работы рекомендуемой сшивки рабочего органа.

При сшивке внахлестку, как показано на рис. 1б, сброса воды с ленты не происходит, и в случае постоянной скорости движения ленты

и увеличения высоты подъема воды производительность водоподъемника не изменяется.

В комплект водоподъемников Л-100 (Фергана) входит набор шкивов, позволяющих получать производительность водоподъемников, равную 1, 1,5 и 2 л/сек.

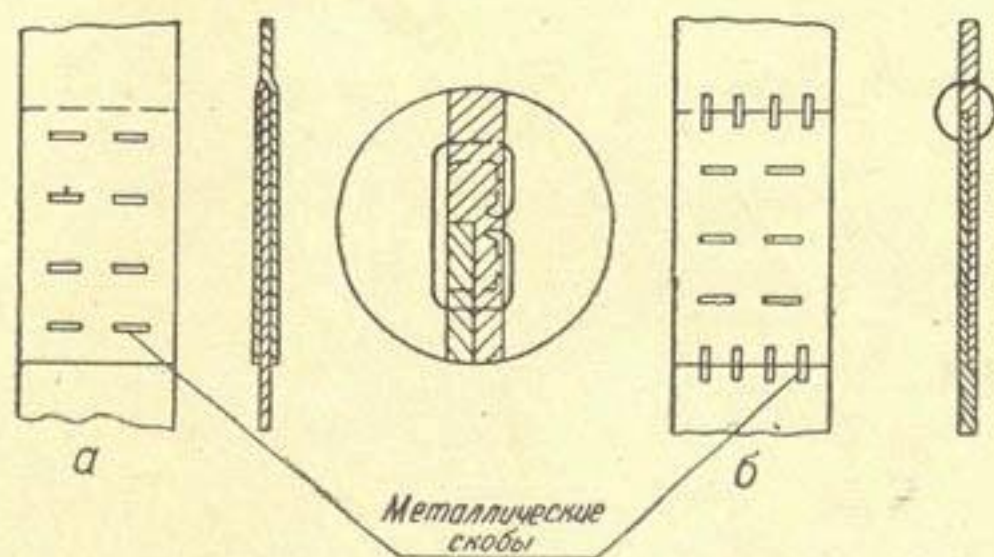


Рис. 1. Сшивка рабочего органа.

При эксплуатации ленточных водоподъемников на колодцах небольшой глубины часто наблюдаются случаи, когда при увеличении числа оборотов ведущего барабана (шкива, на котором висит рабочий орган) производительность водоподъемников не повышается. Это объясняется тем, что водяной клин, образующийся между поверхностью ведущего барабана и внутренней стороной ленты, резко уменьшает сцепление между ними; ведущий барабан начинает пробуксовывать, и скорость движения ленты не увеличивается, а иногда даже снижается. Ликвидировать это явление можно путем увеличения натяжения ветвей рабочего органа. Вес нижнего натяжного устройства серийного ленточного водоподъемника рассчитан на среднюю для республики глубину колодца (около 40 м). При работе на более мелких колодцах уменьшение натяжения ветвей рабочего органа вследствие уменьшения его длины можно компенсировать соответствующим увеличением веса груза нижнего натяжного устройства. При использовании в качестве рабочего органа перфорированной резиновой ленты (рис. 2) водяной клин между поверхностью ленты и ведущим барабаном не образуется, так как вода, поднимаемая внутренней стороной ленты, выдавливается сквозь отверстия перфорации. Перфорация рабочего органа увеличивает (на 20—30%) производительность ленточных водоподъемников, несколько повышает их к. п. д. и, что особенно важно при агрегатиро-

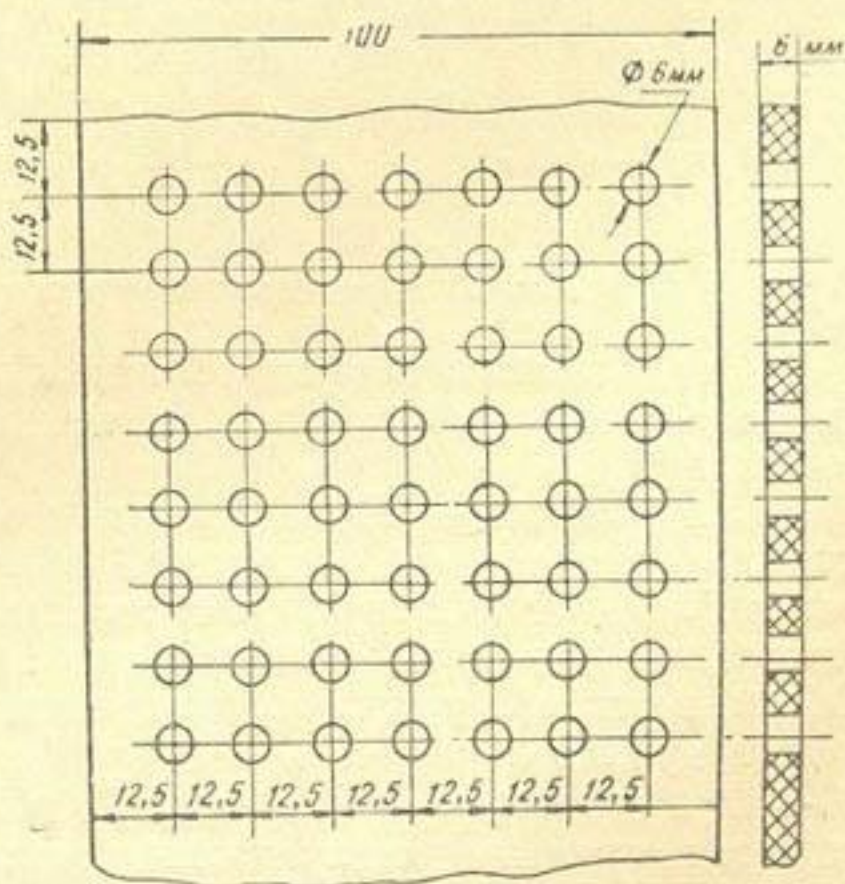


Рис. 2. Схема перфорации резиновой ленты ленточных водоподъемников.

вании ленточных водоподъемников с ветродвигателями, снижает величину скорости ленты, при которой начинается сбрасывание воды с рабочего органа.

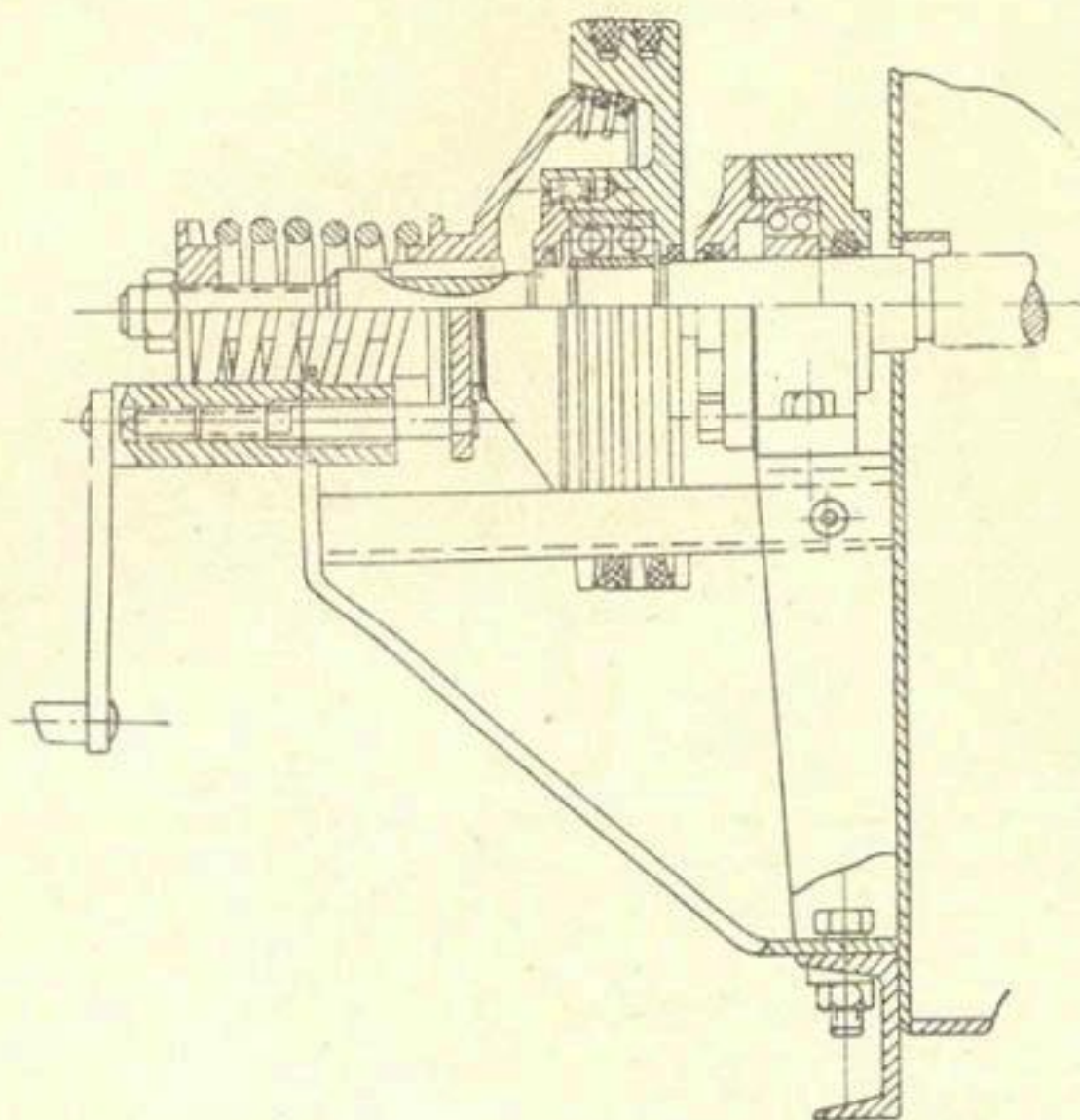


Рис. 3. Фрикционная муфта водоподъемника ВЛМ-100.

К недостаткам перфорированных рабочих органов следует отнести их более высокую стоимость и меньшую износостойчивость (долговечность).

Как показали обследования механизированных водоподъемных пунктов на пастбищах Бухарской области, в конструкции водоподъемников ВЛМ-100 (Манкент) имеются некоторые недостатки, существенно снижающие эксплуатационные качества ленточных водоподъемников. Объемные потери у этих водоподъемников достигают 20%. Подшипники вала ведущего барабана преждевременно выходят из строя, проработав 20—30% положенного им срока. Кроме того, во многих агрегатах в первые же месяцы эксплуатации ухудшается работа фрикционной муфты (рис. 3). Анализ причин, вызывающих эти нежелательные явления, свидетельствует о том, что при разработке конструкции данной машины не были учтены результаты производственных и лабораторных исследований ленточных водоподъемников, а также опыт конструирования и эксплуатации их в Узбекистане и Туркмении.

При работе ленточного водоподъемника вода, сброшенная с ленты центробежной силой, после удара о крышку корпуса падает на дно водосборного корпуса в основном в виде дождя и частично стекает по стенкам корпуса. Для сокращения объемных потерь необходимо по возможности уменьшить живое сечение карманов, так как объемные потери пропорциональны их площади.

Чтобы уменьшить объемные потери при сбрасывании воды с ленты в корпусе водоподъемника, к днищу корпуса приваривали карманы, имеющие с двух сторон козырьки (рис. 4). При установке водоподъем-

ников на колодце эти козырьки подгибаются к рабочему органу (прорезиненной ленте) так, чтобы зазор между лентой и козырьками составлял $6 \div 7$ мм. При таком положении козырьков объемные потери на всех режимах работы водоподъемников не превышают $2 \div 3\%$.

В водоподъемнике ВЛМ-100 карманы очень широкие и небольшой высоты. Объемные потери в первой модели этого водоподъемника достигали 40% ; борьбу против объемных потерь вели путем изменения формы крышки корпуса (рис. 5).

Выбор удачной формы крышки корпуса дал возможность несколько сократить объемные потери, однако они и в последней модели достаточно велики. Без резкого уменьшения отверстия карманов в плане вряд ли удастся сократить эти потери на всех режимах работы водоподъемников до $2-3\%$, как это имеет место на водоподъемниках Л-100. По-видимому, целесообразно изменить конструкцию карманов водоподъемника ВЛМ-100, приняв за основу форму карманов водоподъемника Л-100.

При работе ленточного водоподъемника ВЛМ-100 капли воды попадают на вал ведущего барабана и, продвигаясь вдоль него, протекают в корпуса подшипников. Канавка, сделанная на валу при выходе его из корпуса водоподъемника, не является препятствием для капли, так как ее размеры не превышают размеры капель. Вода, попадая в подшипники, вызывает их коррозию, что влечет за собой интенсивный износ, а затем преждевременный выход шарикового подшипника из строя.

Лабораторией гидромашин ИВПиГ АН УзССР еще при разработке первой модели ленточного водоподъемника был предложен способ предотвращения протекания воды в подшипники, заключающийся в устройстве буртов на ведущем валу при выходе его из корпуса водоподъемника и экранов (привариваемых к крышке корпуса водоподъемника) для защиты от попадания воды на вал за буртом (см. рис. 4).

Вода, продвигаясь вдоль вала, встречает на своем пути бурты и сбрасывается центробежными силами. Эти же силы не позволяют перетечь воде с большего диаметра на меньший.

Результаты производственных исследований и опыт длительной эксплуатации ленточных и шнуровых водоподъемников показал большую надежность такой защиты.

Условия работы подшипников ведущего вала водоподъемника ВЛМ-100 ухудшаются еще потому, что шариковые подшипники жестко зажаты в корпусах подшипников, которые в свою очередь жестко укреплены на необработанной поверхности кронштейнов. Это требует излишнего напряжения в подшипниках при температурном расширении (удлинении) вала и не гарантирует от перекосов при установке подшипника. Для устранения данного недостатка необходимо, чтобы один из подшипников имел скользящую посадку по наружному диаметру, а также торцевые зазоры для компенсации температурных расширений и погрешностей при сборке.

Основным конструктивным недостатком фрикционной муфты водоподъемника ВЛМ-100 является недостаточная сила сцепления, вызывающая пробуксовывание не только в момент включения, но и во время работы водоподъемника. Дефект этот может быть устранен путем увеличения силы нажатия пружины или уменьшения угла (при вершине) конусной поверхности сцепления. Кроме того, желательно усилить резьбу (увеличить шаг) на штоке механизма включения и путем установки шпонки на штоке исключить трение вилки включения о цилиндрическую поверхность муфты во время работы водоподъемника.

В разработанном впоследствии ЦНИЛВом (Центральная научно-исследовательская лаборатория по ветросиловым установкам и ветроэлектростанциям) ветроподъемном агрегате ВП-3 в качестве водоподъемного средства используется ленточный водоподъемник с перфорированной лентой.

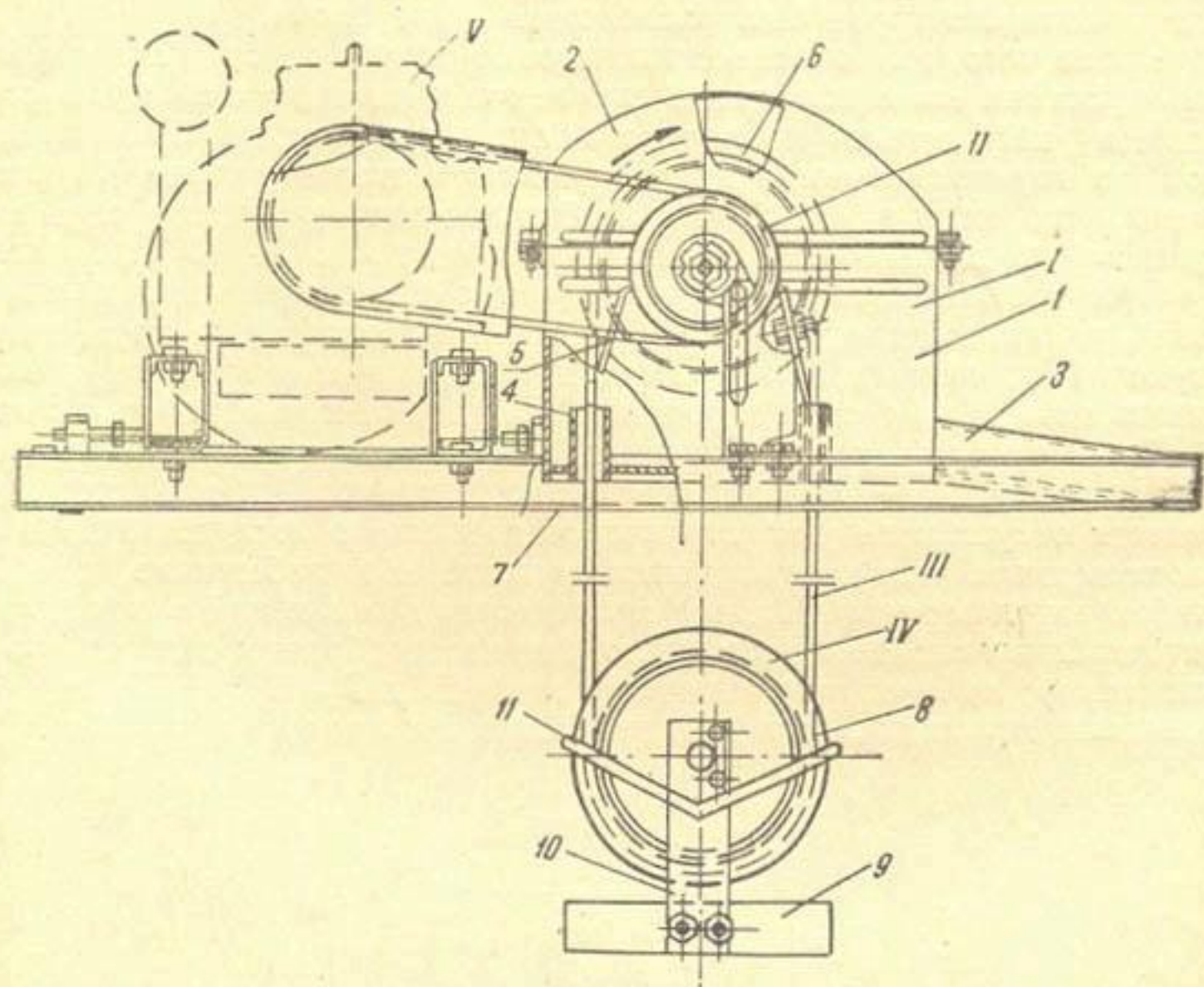


Рис. 5. Схема установки ленточного водоподъемника ВЛМ-100:

I—корпус с рамой; *II*—муфта сцепления; *III*—лента; *IV*—блок-балласт; *V*—двигатель внутреннего сгорания; *1*—водосбросочный корпус; *2*—крышка; *3*—сливной патрубок; *4*—карман; *5*—опора корпуса подшипника; *6*—ведущий шкив; *7*—рама водоподъемника; *8*—блок натяжного устройства; *9*—груз; *10*—серьга; *11*—охранная скоба.

При испытаниях ветроводоподъемников ВП-3 на пастбищах ККАССР нижние натяжные устройства водоподъемников очень часто опрокидывались, заклинивали ремень, и водоподъемники переставали подавать воду. Причиной опрокидывания является в основном неправильный профиль рабочей поверхности блока натяжного устройства и отсутствие охранных скоб. Основная часть рабочей поверхности блока натяжного устройства ленточного водоподъемника на агрегате ВП-3 имела бочкообразный профиль; высота буров, ограничивающих горизонтальное перемещение ремня по блоку, составляла не более 20 мм.

Бочкообразная форма шкива при его фиксированной оси вращения позволяет центрировать ремень относительно большого диаметра на поверхности шкива. В случае, если шкив свободно висит на ремне и ось шкива не зафиксирована, бочкообразная форма шкива теряет смысл и ухудшает работу передачи, создавая в начальный момент трогания с места, до и во время работы перекос оси шкива, который способствует опрокидыванию натяжного устройства.

Центр тяжести груза натяжного устройства расположен слишком высоко. Осуществляя необходимое натяжение ремня, груз плохо вы-

полняет вторую свою функцию — создание момента, препятствующего опрокидыванию, так как плечо действия силы от веса груза весьма мало.

Исследования работы натяжных блоков различных конструкций для ленточных водоподъемников показали, что в целях полного исключения явления опрокидывания необходимо, чтобы высота буртов блока составляла не менее 30 мм, рабочая поверхность была цилиндрической, а центр тяжести груза был расположен ниже блока.

Кроме того, для обеспечения невозможности опрокидывания блока при опускании его в колодец, в случае задевания его о выступы стенок колодца необходимо приваривать охранные скобы, охватывающие блок по горизонтальному диаметру или несколько выше. Примером правильного исполнения блока нижнего натяжного устройства могут служить блоки водоподъемников «Ашхабадец» и Л-100 (см. рис. 4).

При проектировании натяжных устройств желательно натяжение ветвей ремня создавать за счет веса блока (шкива), а груз, препятствующий опрокидыванию, делать как можно меньше, что позволит снизить потери на трение в подшипниках блока и уменьшить их износ.

Возникновение конструктивных недостатков при технологическом усовершенствовании ленточных водоподъемников, по-видимому, объясняется отсутствием у конструкторов данных по исследованию и производственным испытаниям этих машин. Во избежание подобных ошибок заводам-изготовителям при внесении изменений в конструкции ленточных водоподъемников было бы целесообразно согласовать эти изменения с лабораторией гидромашин ИВПиГ АН УзССР, где были проведены детальные исследования узлов этих водоподъемников.

В. И. БУДАЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНСОЛЬНОГО РОТОРА ПРИМЕНительно К ЛОПАСТНЫМ НАСОСАМ

В настоящее время все большее значение приобретает вопрос об орошении с механическим подъемом воды. Во многих районах Узбекистана подъем воды в основном производится насосами с двигателями, работающими на жидком топливе, или потребляющими электроэнергию. Для получения дешевого машинного орошения целесообразно применять водоподъемные установки с гидротурбинным приводом, использующие внутрисистемную энергию перепадов ирригационных систем.

Опыт эксплуатации насосных установок показывает, что узлами, определяющими продолжительность бесперебойной работы, являются сальники и подшипники, уходу за которыми уделяется особое внимание. Простой насосных установок часто происходит из-за неполадок сальников и подшипников. Поэтому вопрос об уплотнениях и опорах вала приобретает серьезное экономическое значение.

Практически важно разработать для ирригационных насосных установок простые, надежные, дешевые конструкции насосов на малые и средние высоты подъема оросительной воды. Отличительные особенности такого насоса — отсутствие подшипников в погружной части, наличие консольного ротора с вертикальным гибким валом и специального выравнивающего устройства.

Применяемые в Узбекистане вертикальные пропеллерные насосы в нижней части имеют сложный подшипниковый узел с лабиринтовым и манжетным уплотнением [1]. Подвод смазки к нему осуществляется по маслоподводящим трубкам, идущим снаружи вдоль корпуса насоса и внутри водоподъемных труб. Скрытый от постоянного наблюдения и ухода подшипниковый узел не может быть обеспечен достаточным техническим надзором и своевременным текущим ремонтом во время эксплуатации, а потому является причиной вынужденного простоя насосной установки при выходе его из строя. В случае подъема оросительной воды, содержащей абразивные частицы, и нарушения работы уплотнения срок службы подшипников значительно сокращается.

Внутренняя труба трансмиссии, крестовины и маслоподводящая трубка значительно уменьшают сечение, нарушают установившееся движение потока жидкости в водоподъемной трубе и создают дополнительные гидравлические потери, снижающие экономичность насосной установки.

Существенным недостатком насосной установки является наличие значительной вибрации, вызываемой вращением динамически неуравновешенного длинного трансмиссионного вала.

При разработке конструкции модельного насоса учитывали рассмотренные выше недостатки. Для повышения надежности и бесперебойной работы насоса подшипники из погружной части выносили в доступное для наблюдения и ухода место, а сальниковое уплотнение совсем устранили. Вал размещали в центральной части водоподъемной трубы. Рабочее колесо закрепляли к консольной части вертикального вала. В корпусе насоса предусмотрен выправляющий аппарат и специальное выравнивающее устройство, необходимое для обеспечения устойчивой работы рабочего колеса.

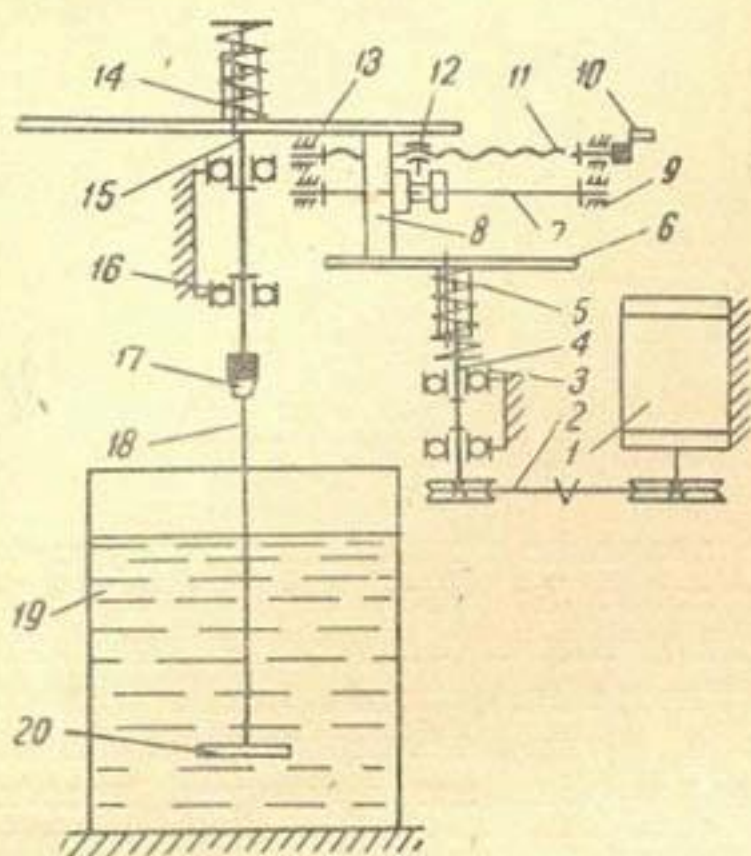


Рис. 1 Схема стенда для исследования собственных колебаний консольного ротора и испытания модельных насосов:

1—электродвигатель; 2—клиноременная передача; 3, 16—подшипник качения; 4, 15—ведомый вал; 5, 14—пружина; 6, 13—лобовой диск; 7—ось; 8—ролик с направляющим пазом; 9—опора оси; 10—рукоятка; 11—винт; 12—гайка с вилкой; 17—патрон; 18—гибкий вал; 19—бак с водой; 20—диск.

ду, а также влияние на собственные частоты колебаний различных факторов: среды, формы рабочего органа и др.

Необходимость решения перечисленных вопросов вызывается тем, что разрабатываемая конструкция насоса включает гибкий вал, обладающий свойством самоцентрирования при рабочей скорости, лежащей выше критической. Обычно задача нахождения критической скорости вала, нагруженного сосредоточенными массами, сводится к определению частот его собственных колебаний, так как критическая скорость вала есть скорость, равная любой круговой частоте его собственных колебаний. Если рабочие скорости совпадают с критическими или даже слишком приближаются к ним, то возникают явления, аналогичные резонансу, при которых вал может разрушиться. Рабочее число оборотов не должно совпадать ни с одной из критических скоростей вала — таким образом можно обеспечить устойчивую в вибрационном отношении работу системы.

Проведенные исследования имели целью также экспериментально получить вибрационные характеристики моделей системы, с тем чтобы в дальнейшем использовать эти данные для пересчета на натуру, учитывая при этом законы динамического подобия [2].

Описание стенда и методика проведения экспериментов. Собственные колебания системы изучали на стенде с применением приборов для измерения вибраций. Схема стенда показана на рис. 1. На этом же стенде намечается провести испытания модельных насосов. Вал

Было рассмотрено (после предварительной экспериментальной проверки) несколько расчетных схем насоса. Наиболее приемлемой в смысле простоты конструктивного выполнения является расчетная схема (вертикальный гибкий консольный вал с диском), именуемая в дальнейшем системой, которая при надлежащем гидравлическом уравновешивании упростит наблюдение и обслуживание насоса в процессе эксплуатации.

Цель нашего исследования — экспериментально определить частоты собственных колебаний системы при различных для нее параметрах и погружениях в во-

исследуемой системы закрепляли в патроне вертикального вала передачи. Систему размещали в баке, передняя стенка которого выполнена из стекла для визуального наблюдения за протекающими процессами.

Для проведения исследований были изготовлены образцы валов и дисков. Исследования системы вели в следующей последовательности. Замеряли длину и диаметр вала, толщину и диаметр диска, а также глубину погружения вала в воду. Определяли вес вала и диска. Испытания проводили сначала в воздухе, затем в воде. Для возбуждения колебаний вал отводили от равновесного состояния в сторону на небольшое расстояние и отпускали. Собственные колебания системы и время протекания процесса записывали пишущими перьями на равномерно движущейся ленте прибора «Отт», снабженного часовым механизмом, приводящим в движение катушку с лентой. При совершении полного периода колебаний системы вал, периодически соприкасаясь с легкой пластинчатой пружиной, вызывал замыкание электрической цепи, в которую включен электромагнит. Якорь электромагнита, связанный с пишущим пером, срабатывал, и на ленте делалась отметка колебаний. Одновременно от специального прибора с электрическим реле (отметчик времени) на той же ленте проводили отметки времени через каждую секунду. Для этого посланный электрическим реле импульс тока направлялся во второй электромагнит прибора, и пишущее перо, связанное с якорем электромагнита, отмечало на ленте равные интервалы времени. По полученным записям на ленте подсчитывали время t в секунду N -го количества полных колебаний системы. Кроме того, для измерения продолжительности опыта при испытаниях применяли секундомер общего назначения.

Период T и частоту собственных колебаний системы определяли следующим образом:

$$T = \frac{t}{N} \text{ сек.}, \quad (1)$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \text{ гц}, \quad (2)$$

Имея данные экспериментального числа собственных колебаний системы, можно определить критическое число оборотов

$$n_k = 60 \cdot f = 60 \frac{1}{T} \text{ об/мин.} \quad (3)$$

Как известно, критическое число оборотов в секунду выражается формулой

$$n_{kc} = \frac{n_k}{60} = \frac{1}{2\pi} \omega_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad (4)$$

где m — масса диска;

C — коэффициент жесткости вала, зависящий от системы опор вала и метода его нагружения, представляющий собой силу, прогибающую вал на единицу длины.

Выражение (4) совпадает с выражением для числа собственных изгибных колебаний такого же вала. Таким образом, критическое число оборотов может быть найдено экспериментальным определением частоты собственных колебаний. Следовательно, критическое состояние есть не что иное, как явление резонанса между числом собственных колебаний вала и его круговых колебаний, вызванных вращением вала [3].

Исследование колебаний системы. Первую группу опытов проводили для выяснения изменения периода (частоты) собственных колебаний

системы: вертикальный консольный вал с диском в зависимости от глубины погружения ее в воду для различных длин валов.

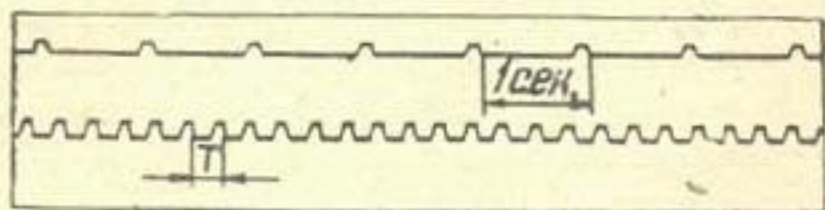


Рис. 2. Образец записи собственных колебаний системы: вертикальный консольный вал с диском в воде. Данные системы:

$d=6$ мм; $l=450$ мм; $D=118$ мм; $G=782$ г; $I_B=100$ мм;
 $T=0,291$ сек; $f=3,438$ гц.

и составлял 782 г. Возбуждение колебаний производили по описанной выше методике. Образец записи собственных колебаний системы показан на рис. 2. Кривые изменения частот собственных колебаний системы: вертикальный консольный вал с диском в зависимости от глубины ее погружения в воду для различных длин валов изображены на рис. 3а.

Как видно, частота собственных колебаний системы в воде снижается по сравнению с частотой собственных колебаний в воздухе, что обусловливается влиянием инерции окружающей воды, часть которой принимает участие в колебаниях системы и как бы увеличивает ее массу. При значительном погружении колеблющейся системы влияние присоединенных масс, зависящих от формы ротора, будет больше. Действие водяной среды сказывается также и в демпфировании колебаний вследствие появления сил сопротивления, в результате чего происходит рассеяние энергии.

Некоторое изменение частот собственных колебаний наблюдается при глубине погружения системы в диапазоне 0—150 мм. Это объясняется изменением величин присоединенных масс колеблющейся систе-

Первый замер периода собственных колебаний системы осуществляли в среде воздуха, последующие — в воде при соответствующей глубине погружения.

Образцы валов диаметром 6 мм имели длину 350, 450, 550, 650 и 750 мм, вес диска диаметром 118 мм при всех опытах сохранялся постоянным

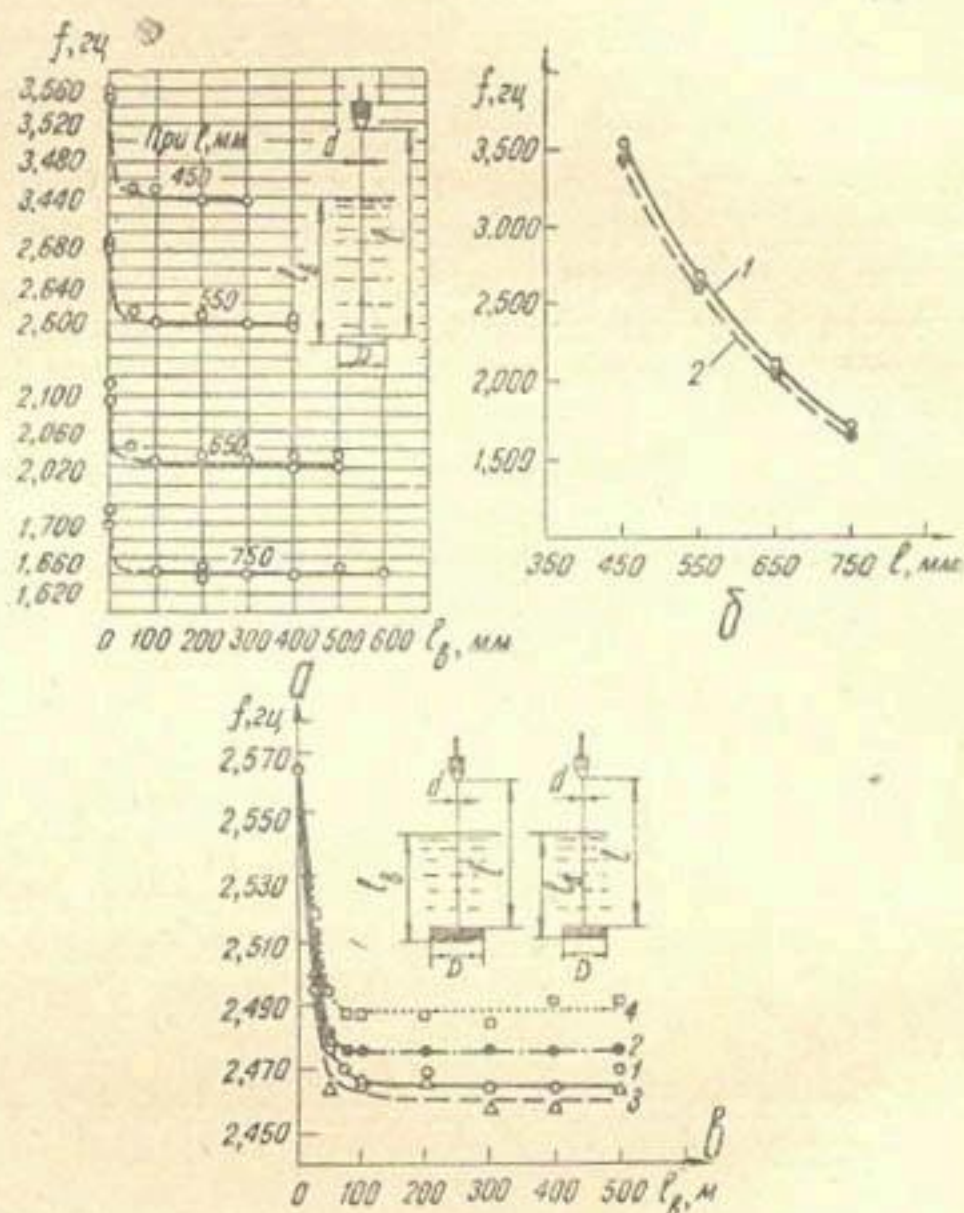


Рис. 3. Изменения частот собственных колебаний системы: вертикальный консольный вал с диском:

а — в зависимости от глубины ее погружения в воду для различных длин валов; данные системы: $d=6$ мм; $l=\text{var}$; $D=118$ мм; $G=782$ г; $I_B=300$ мм. б — в воздухе (1) и воде (2) при постоянной глубине погружения в зависимости от длины вала; данные системы: $d=6$ мм; $l=\text{var}$; $D=118$ мм; $G=782$ г; $I_B=300$ мм; в — в зависимости от глубины ее погружения в воду; 1 — входные и выходные части рабочего колеса открыты; 2 — входные и выходные части рабочего колеса закрыты целлофаном, вода внутри колеса отсутствует; 3 — рабочее колесо заполнено водой, выхода воды из колеса не происходит; 4 — рабочее колесо заменено эквивалентной массой, составленной из дисков; данные системы: $d=6$ мм; $l=650$ мм; $D=97$ мм; $G=470$ г; $I_B=\text{var}$; вес рабочего колеса с водой в опыте (3) $G=495$ г.

мы с изменением глубины ее от свободной поверхности воды. При глубине погружения системы, превышающей 150 мм, дальнейшее изменение глубины погружения системы практически не изменяет частот собственных колебаний ввиду стабилизации присоединенных масс и сопротивления системы в среде.

Сравнение частот собственных колебаний стальной системы: вертикальный консольный вал с диском в воздухе, воде при глубине погружения $l_v = 300$ мм

Дли- на вала (<i>l</i>), мм	Частота, гц			Разница в значениях частот		Относительное изменение частот, %		Отно- шение $\frac{f_{\text{вод}}}{f_{\text{возд}}}$
	анали- тичес- ки в воз- духе	опытом		$f_{\text{ан}} - f_{\text{возд}}$	$f_{\text{возд}} - f_{\text{вод}}$	$\frac{f_{\text{ан}} - f_{\text{возд}}}{f_{\text{ан}}} \cdot 100$	$\frac{f_{\text{возд}} - f_{\text{вод}}}{f_{\text{возд}}} \cdot 100$	
		в воз- духе	в воде					
450	3,640	3,550	3,436	0,090	0,114	2,470	3,21	0,97
550	2,700	2,683	2,538	0,017	0,085	0,630	3,17	0,97
650	2,105	2,100	2,024	0,005	0,076	0,024	3,62	0,96
750	1,695	1,700	1,640	0,005	0,060	0,024	3,53	0,96

В таблице приведены сравнительные данные о частотах собственных колебаний стальных систем в случае колебаний в воздухе и воде при одинаковой глубине погружения каждой системы, равной 300 мм. Наибольшее снижение частоты достигает 3,6% для системы с длиной вала 650 мм, у других систем снижение частот относительно уменьшается и для вала длиной 550 мм составляет 3,2%. Полученные коэффициенты снижения частот собственных колебаний системы в воде могут быть использованы для пересчета частот собственных колебаний в воздухе систем больших размеров к условиям в воде.

На рис. 3б показаны опытные кривые частот собственных колебаний системы в воздухе и воде для различных длин валов при глубине погружения ротора 300 мм. Как видим, с увеличением длины вала, при постоянной массе диска и диаметре вала частота понижается, а с уменьшением — повышается, т. е. система с малой жесткостью оказывается относительно низкочастотной, с жесткой — высокочастотной. Погружение системы в воду незначительно изменяет частоту собственных колебаний по сравнению с колебаниями в воздухе.

Аналитическое определение частот собственных колебаний системы по формуле (4) хорошо согласуется с опытными данными частот собственных колебаний в воздухе. Наибольшее значение относительного изменения частоты не превышает 2,5%.

Чтобы определить, насколько существенно влияют на изменение частотных характеристик системы форма ротора и инерция соприкасающейся воды, были проведены сравнительные исследования системы с рабочим колесом центробежного типа и эквивалентным ему по массе диском. Система имела длину вала 650 мм, диаметр — 6 мм, вес рабочего колеса 470 г при диаметре 97 мм.

В первом опыте входные и выходные части рабочего колеса оставались открытыми, во втором — закрытыми тонким целлофаном; вода между стенками и лопатками рабочего колеса отсутствует; в третьем — рабочее колесо полностью заполнено водой, вода не выходит; и в последнем опыте — рабочее колесо заменено эквивалентной массой, составленной из дисков.

На рис. 3в представлены результаты экспериментов по определению частот собственных колебаний системы при различных условиях исследования. Сплошная линия — кривая частоты, относящаяся к первому опыту. Изменение частот наблюдается при глубине погружения до 150 мм, дальнейшее увеличение глубины погружения системы практически не изменяет частот собственных колебаний. Снижение частоты собственных колебаний системы в воде по сравнению с частотой собственных колебаний ее в воздухе объясняется влиянием инерции окружающей воды, часть которой принимает участие в колебаниях системы и как бы увеличивает ее массу. Штрих-пунктирная линия — изменение частот для второго опыта. Уменьшение масс воды, присоединенных к колеблющейся системе, незначительно повышает частоту по сравнению с первым опытом при глубине погружения системы, превышающей 150 мм. Штриховой линией представлена опытная кривая частот системы для третьего опыта. С увеличением массы системы частоты понижаются по сравнению с первым опытом. Точечная кривая показывает изменение частот собственных колебаний системы, в которой рабочее колесо заменено дисками. В этом случае частота повышается (около 1%) по сравнению с частотой в первом опыте.

В результате проведенных опытов установлено, что на собственные колебания системы действуют не только инерция окружающей воды, но и форма ротора. С увеличением глубины погружения системы влияние присоединенных масс, зависящих от формы ротора, сказывается в большей степени. Замена рабочего колеса центробежного типа эквивалентным по массе диском способствует незначительному повышению частоты собственных колебаний системы, так что повышением этим можно пренебречь.

Таким образом, частота собственных колебаний системы в воде снижается по сравнению с частотой собственных колебаний в воздухе, что вызвано влиянием инерции окружающей воды. Кроме того, вследствие появления сил сопротивления, водная среда оказывает демпфирующее действие на колеблющуюся систему.

При глубине погружения системы, превышающей 150 мм, частота собственных колебаний практически не изменяется. Частота собственных колебаний системы в воде понижается по сравнению с частотой собственных колебаний в воздухе в среднем на 3,4%.

Аналитический метод определения частот собственных колебаний системы по формуле (4) хорошо согласуется с опытными значениями частот собственных колебаний, определенных в воздухе.

Наибольшая разница между пересчитанными и экспериментальными значениями частот собственных колебаний стальных систем в воздухе составляет около 2,5%.

На собственные колебания системы оказывает влияние не только инерция окружающей воды, но и форма ротора.

Замена рабочего колеса центробежного типа эквивалентным по массе диском за счет лучшей в гидравлическом отношении формы диска способствует повышению частоты собственных колебаний системы в воде примерно на 1%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Монтаж и эксплуатация насосов ВП-24 × 5 конструкции САНИИРИ, Инструкция, сост. С. К. Переверзев, Ташкент, 1957.
2. Ульяновский Д. Д. Определение частот и форм собственных колебаний лопастей гидротурбин, В сб.: «Колебания в турбомашинах», М., АН СССР, 1956.
3. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов, пер. с нем., М., Машгиз, 1960.

Л. П. ЗАЙЦЕВ

К ВЫБОРУ ФОРМ ЛОПАТОК РАБОЧИХ ОРГАНОВ КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

В настоящее время разработаны конструкции специальных каналочистителей непрерывного действия. Испытание опытных образцов таких машин показало, что наиболее эффективны машины с ротационными и скребковыми рабочими органами [4, 7].

В отличие от землеройных машин общего назначения каналочистители работают на больших скоростях резания (5—15 м/сек), выбрасывая грунт из канала на расстояние 3—12 м. Толщина стружки (величина подачи), срезаемой каждой лопаткой каналочистителя, незначительна (5—15 мм), в то время как для землеройных машин общего назначения она в среднем составляет 150—200 мм.

Известно, что с уменьшением толщины стружки удельное сопротивление грунта копанию повышается, а следовательно, повышается энергоемкость копания.

Как отмечает Н. Г. Домбровский [2], уменьшение толщины стружки от 300 до 100 мм дает повышение удельного сопротивления копанию на 5—6%.

А. Д. Далин [1], выполняя опыты с фрезерной грунтообрабатывающей машиной, где толщина стружки изменялась от 125 до 25 мм, нашел, что удельное сопротивление грунта резанию возрастает на 50—55%.

Проведенные нами опыты по резанию глинистого грунта вертикальным ножом показали, что с уменьшением толщины стружки грунта от 25 до 2 мм удельное сопротивление резанию возрастает с 0,8 до 6 кг/см², т. е. увеличивается в 7,5 раза [5]. Таким образом, удельное сопротивление грунта резанию увеличивается с уменьшением толщины стружки.

Энергоемкость процесса копания зависит не только от величины удельного сопротивления грунта резанию, но в значительной мере и от сил трения, возникающих при перемещении рабочего органа. Для экскавационных машин усилие копания P складывается из сопротивлений грунта резанию P_p , перемещения призмы волочения и движения грунта по рабочему органу P_n , трения рабочего органа о грунт P_t , т. е.

$$P = P_p + P_n + P_t.$$

Составляющие P_p , P_n , P_t изменяются в широких пределах и зависят от формы рабочего органа и принципа его действия. Данные, полученные Н. Г. Домбровским, показывают, что для грунтов I и II категорий сопротивления резанию P_p изменяются в пределах 22—63%, а

остальная часть усилия копания затрачивается на преодоление сил трения призмы волочения и трения ковша о грунт [3]:

Категория грунта	Ковш	P_p	P_n	P_r
I	Струга	24	40	36
	Драглайна	22	46	32
	Скрепера	23	31	46
	Лопаты	42	51	7
II	Струга	40	32	28
	Драглайна	38	36	26
	Скрепера	37	28	35
	Лопаты	63	31	6

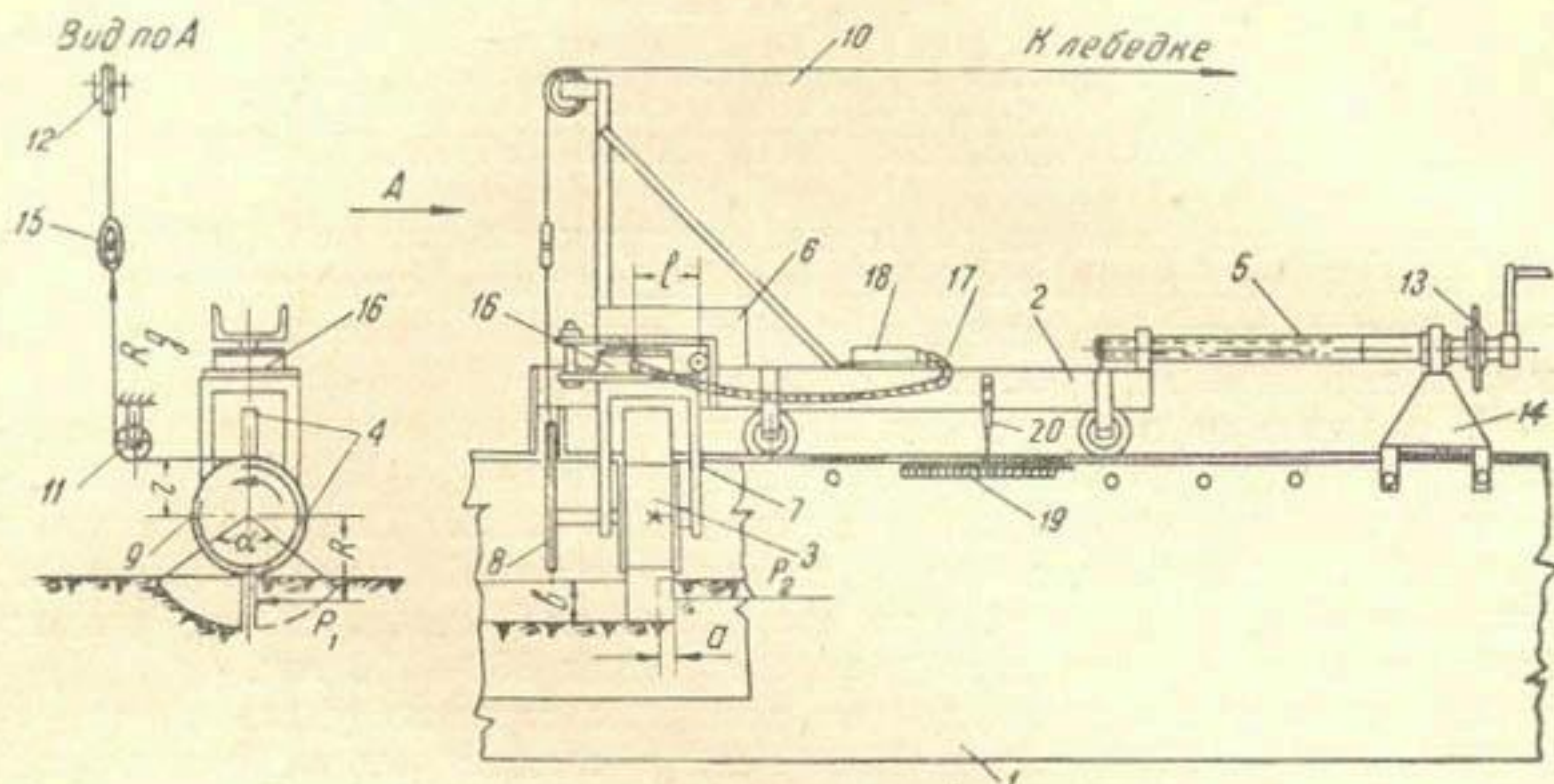


Рис. 1. Экспериментальная установка.

Действие сил трения на срезаемую стружку грунта проявляется в деформации стружки. С увеличением P_n степень деформации повышается. Поэтому одним из способов, обуславливающим снижение энергоемкости копания, является создание рабочего органа такой геометрической формы, при которой деформация стружки сводилась бы к минимуму.

Каналоочистителям непрерывного действия указанные рабочие органы особенно нужны, так как удельное сопротивление резанию здесь намного выше, чем у землеройных машин общего назначения, а дополнительные затраты усилия на преодоление сил сопротивления от трения еще в большей мере повысили бы значение удельного сопротивления.

Для определения рациональной формы лопаток ротационного рабочего органа мы провели специальные эксперименты с регистрацией усилий, действующих на лопатки. Для опытов использовали установку, общий вид которой представлен на рис. 1. Основными узлами установки являются грунтовый лоток (1) длиной 6 м, шириной 1,5 м и высотой 0,8 м; тележка (2) с барабаном (3) для закрепления лопаток (4); винтовой механизм (5); лебедка с электроприводом и измерительная аппаратура.

На боковых стенках лотка проложены металлические прогоны, по которым перекачивается тележка. К задней стороне тележки закреплен кронштейн (6), к которому шарнирно крепится рамка барабана (7). Барабан диаметром 350 мм, установленный на двух шарикоподшип-

никах, имеет отверстия под болты для закрепления лопаток различной формы. Одновременно на барабане диаметрально противоположно установлены две одинаковые лопатки, одна из которых являлась рабочей, другая — уравнивающей.

На валу барабана жестко посажен желобчатый шкив (8) с местом (9) для крепления конца тягового троса (10). Трос направляется к лебедке двумя роликами (11, 12). От шкива до нижнего ролика (11) трос идет горизонтально, а затем вертикально. Подтягивание троса осуществляется реверсивной электрической лебедкой, расположенной на эстакаде перед лотком.

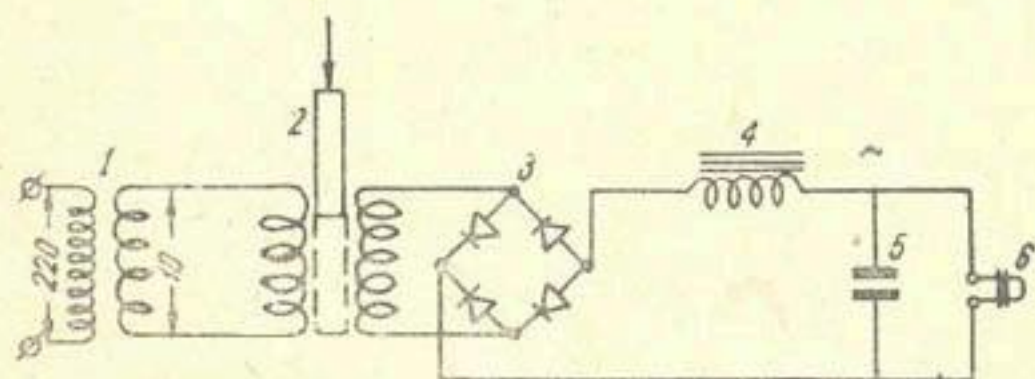


Рис. 2. Схема подключения приборов:

1 — трансформатор; 2 — датчик; 3 — выпрямительный мостик; 4 — дроссель; 5 — конденсатор; 6 — шлейф осциллографа.

Механизм, предназначенный для перемещения тележки вдоль лотка на величину подачи, равную толщине стружки, состоит из двух параллельных винтов, соединенных между собой цепной передачей (13). Подшипники винтов установлены на отдельной раме (14), которая болтами крепится к стенкам лотка. Гайки винтов закреплены на раме тележки. При вращении одного из винтов с помощью цепи приводится в движение и второй винт, что обеспечивает равномерное перемещение тележки вдоль лотка без забления какой-либо из ее сторон.

В измерительную аппаратуру установки входят стабилизатор напряжения, трансформатор, два измерительных звена, являющихся датчиками, полупроводниковые диодовые выпрямители и восьмишлейфовый осциллограф Н-102. Электрическая схема подключения приборов представлена на рис. 2.

Стружка грунта отделяется за счет подтягивания троса лебедкой и последующего поворота барабана с лопатками на угол α .

Установка позволяет измерять составляющие усилия резания во взаимноперпендикулярных плоскостях. Изменение составляющей усилия копания P_1 , находящейся в плоскости вращения барабана, передается осциллографу индуктивным датчиком 15 (см. рис. 1), включенным в вертикальную ветвь тягового троса, а горизонтальная составляющая (P_2), нормальная к плоскости вращения, передается гидравлической месдозой (16), установленной между горизонтальной частью кронштейна и опорной площадкой рамки барабана. Месдоза шлангом высокого давления (17) соединена со вторым индуктивным датчиком (18), который посылает сигналы осциллографу об изменении усилия P_2 .

Вследствие того, что трос с приводного шкива барабана сходит в горизонтальном направлении, сила P_1 не может оказать влияния на работу месдозы и целиком отражается датчиком, включенным в приводной трос.

Датчик для регистрации усилия P_1 (рис. 3) представляет собой эллиптическую пружину, в средней части которой с одной стороны укреплен катушка с двумя одинаковыми обмотками, с другой — металлический сердечник. Одна из обмоток (первичная) постоянно находится под напряжением. При натяжении троса пружинное звено сжимается по малой оси эллипса, и сердечник входит в катушку.

По мере ввода сердечника во вторичной обмотке катушки индуцируется ток, пропорциональный количеству витков, перекрытых сердеч-

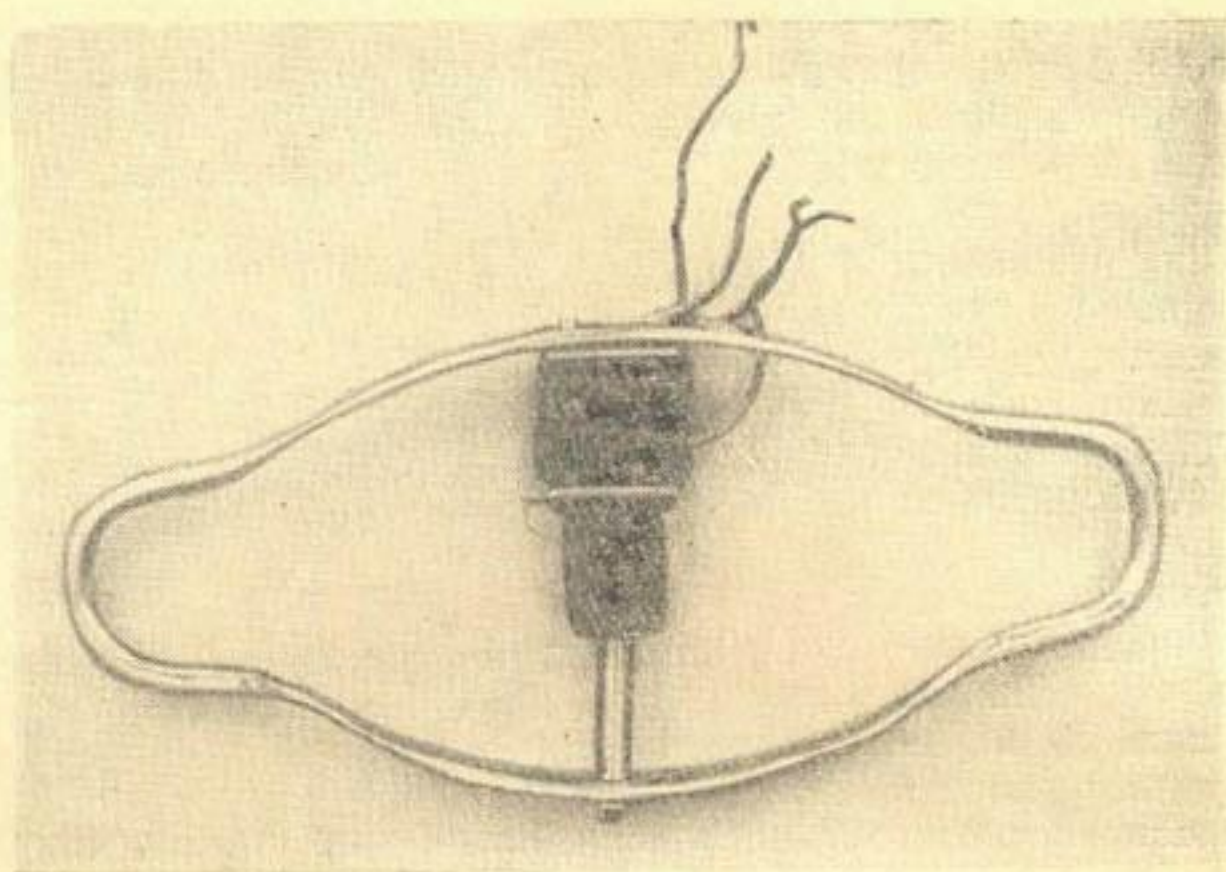


Рис. 3. Датчик для регистрации усилия P_1 .

ником. Из вторичной обмотки ток через выпрямитель поступает к vibratorу осциллографа и регистрируется на фотопленке.

Датчик для регистрации усилия P_2 (рис. 4) также основан на индукции и отличается от рассмотренного датчика лишь конструктивно. Сила P_2 , воспринимаемая месдозой, передается по шлангу манометрической пружинной трубки. Разгибаясь, трубка поворачивает стрелку, на конце которой закреплен изогнутый металлический сердечник. Последний, по мере отклонения стрелки, входит в изогнутую катушку с двумя обмотками. Индуцируемый во вторичной обмотке ток передается через выпрямитель к vibratorу осциллографа.

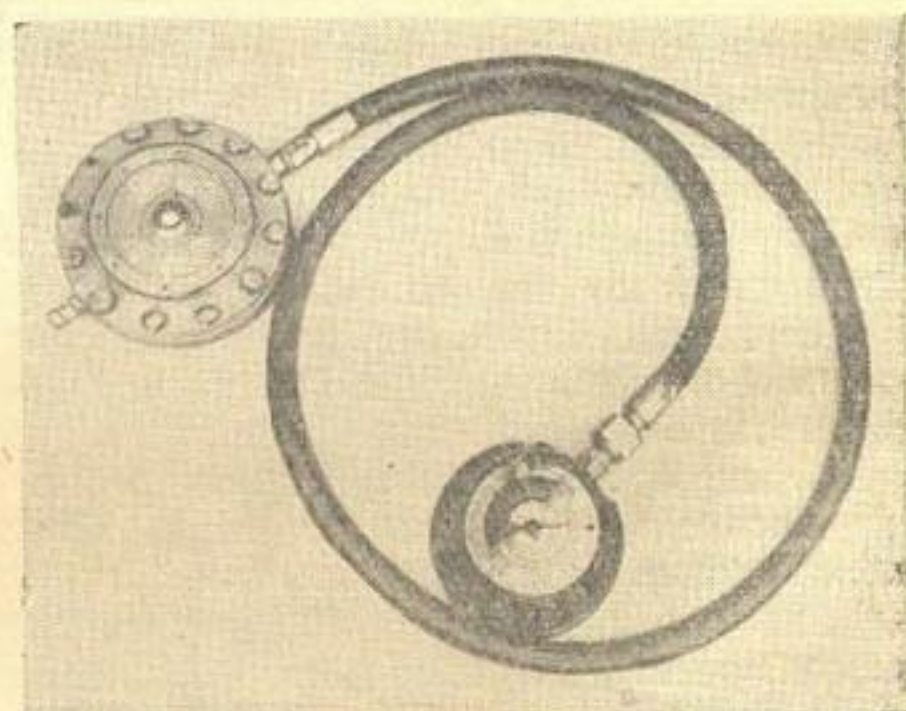


Рис. 4. Датчик для регистрации усилия P_2 .

Опыты проводили на глинистом грунте. Ниже показан гранулометрический состав грунта:

Размер фракций, мм	Содержание, %	Грунт, по Охотину
>0,5	6,29	Суглинок тяжелый пылеватый
0,25—0,1	4,15	
0,1—0,05	12,22	
0,05—0,01	39,72	
0,01—0,005	8,17	
<0,005	29,45	

Разрыхленный и доведенный до необходимой влажности грунт тщательно перемешивали, выравнивали, а затем уплотняли равномерным трамбованием. Уплотнение считалось законченным, если число ударов S ударника ДОРНИИ в различных местах лотка было одинаковым. Кроме того, равномерность уплотнения контролировали по объемному весу проб, которые отбирали грунтоотборником емкостью цилиндра 100 см^3 в начале, середине и конце лотка.

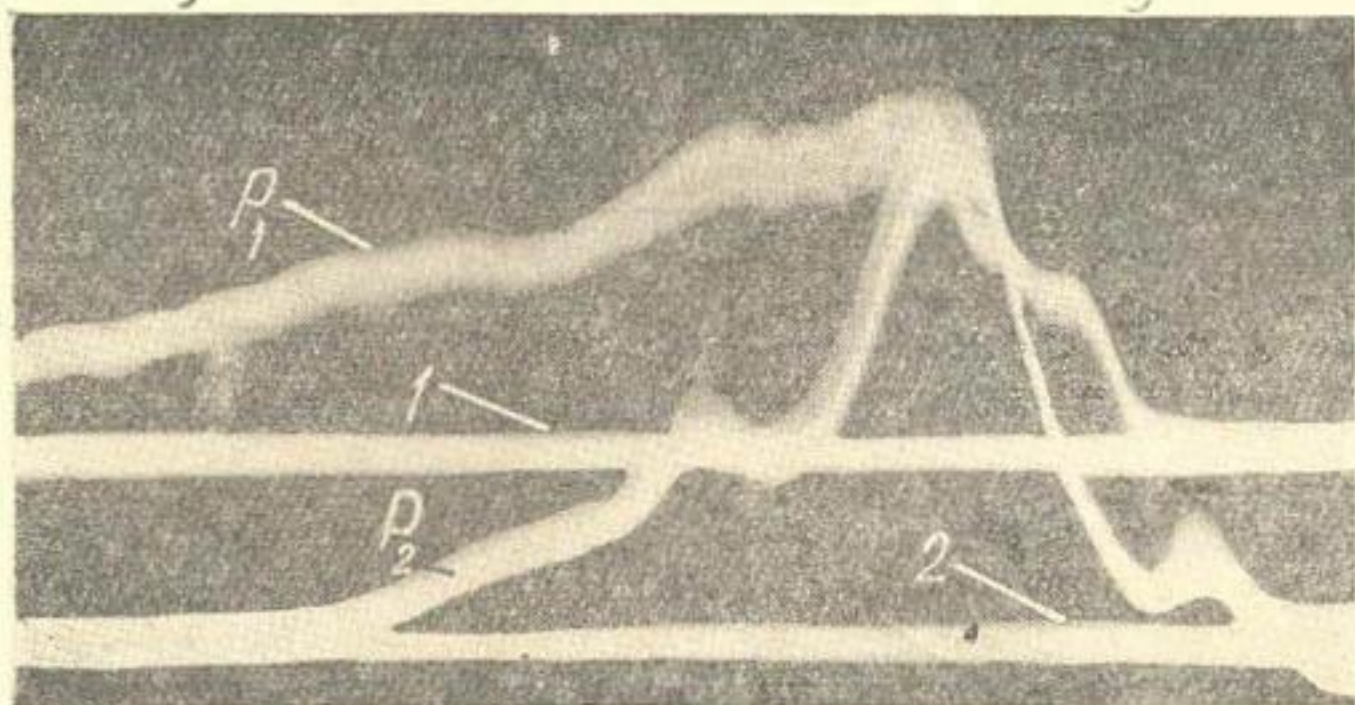


Рис. 5. Осциллограмма процесса копания изогнутой лопаткой:
1—нулевая линия силы P_1 ; 2—нулевая линия силы P_2 .

По окончании уплотнения грунта поверхность его вторично выравнивали под необходимую отметку для того, чтобы глубина резания, или высота стружки оставалась постоянной. Затем тележку откатывали к началу лотка, и барабан с лопатками устанавливали над заранее подготовленным приемком.

Раму винтового механизма болтами закрепляли к стенкам лотка. Вращением рукоятки лопатку барабана подвели к стенке забоя грунта. Это положение отмечали на линейке 19 (см. рис. 1) по показанию стрелки (20), закрепленной на раме тележки. Первоначально забой выравнивали лопаткой при повороте барабана на угол α . По выходе лопатки из грунта мотор лебедки выключался, и лопатка возвращалась в исходное положение. Далее винтовым механизмом производили продольную подачу всей тележки на толщину стружки грунта a (величину стружки контролировали по линейке). По окончании подготовки опыта исследуемой лопаткой отделяли стружку. Одновременная запись осциллографом двух составляющих усилий P_1 и P_2 в течение всего процесса копания позволяет судить о величине и характере изменения каждой из них.

На рис. 5 представлена одна из полученных осциллограмм. В силу конструктивного различия датчиков масштабы сил P_1 и P_2 различны. Силы P_1 и P_2 , приведенные к одному масштабу, показаны на рис. 6.

Сопротивление копания P_1 определяли из равенства

$$P_1 = P_{oc} \frac{r}{R} \text{ кг},$$

где P_{oc} — максимальное усилие по осциллограмме, кг;

r — радиус приводного шкива — 134 мм;

R — плечо действия силы P_1 — 245 мм.

Усилие P_2 вычисляли умножением соответствующей максимальной ординаты осциллограммы на масштаб, полученный при снятии тарировочной кривой соответствующего датчика.

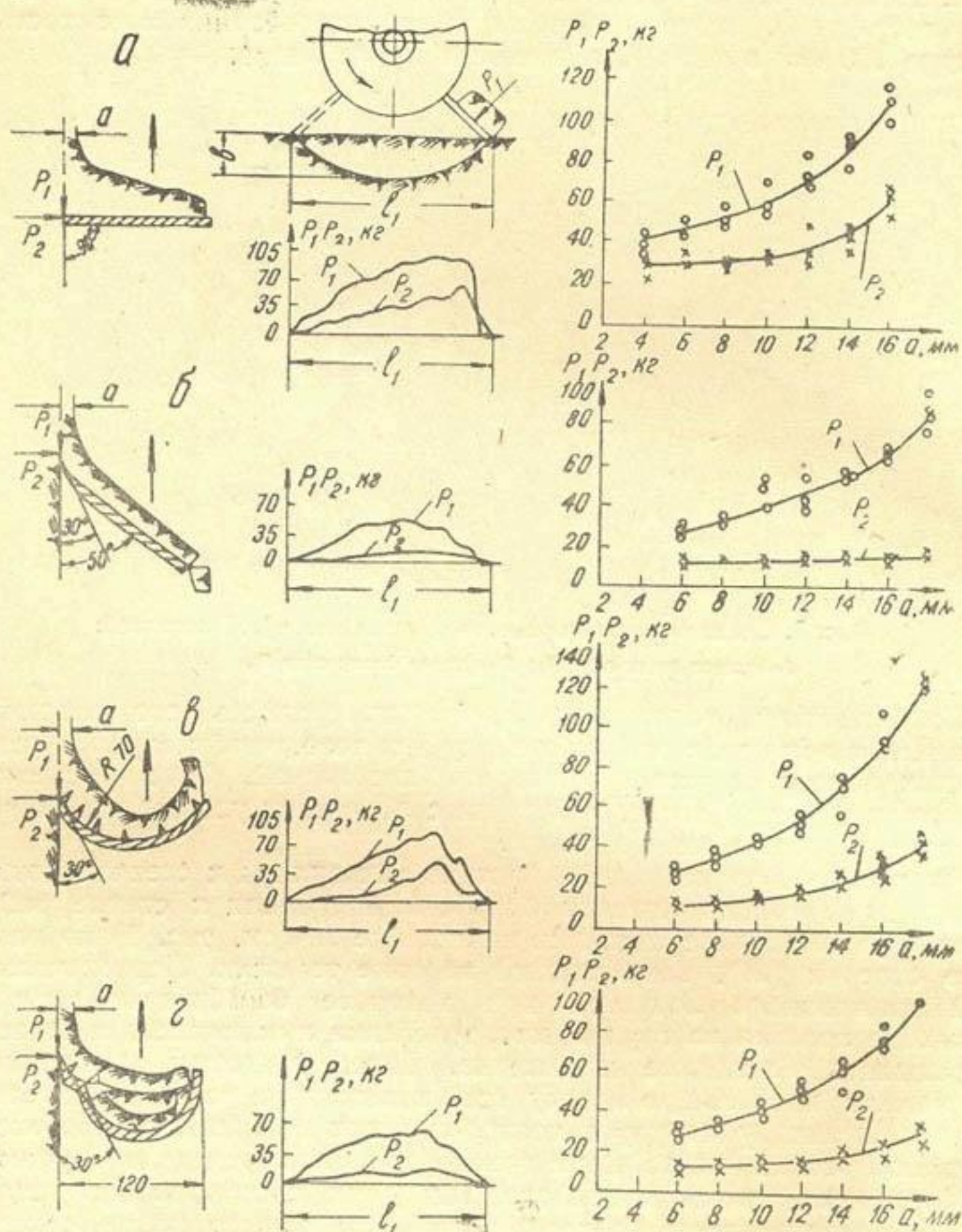


Рис. 6. Формирование стружки и характер изменения составляющих P_1 и P_2 при копании:

α — плоской лопаткой с углом резания 90° ; β — плоской лопаткой, поставленной под углом 50° ; γ, δ — лопаткой соответственно с одним и двумя изгибами.

Опыты проводили различными формами лопаток при резании грунта почти одинаковой плотности ($C = 2 \div 2,5$) и влажности ($W = 17-18\%$) (см. рис. 6).

Величина заглубления b для всех лопаток принималась равной 12,5 см; толщина стружки a изменялась от 6 до 18 мм через каждые 2 мм. Каждый опыт повторяли не менее трех раз.

Стружку грунта отделяли плоской лопаткой (рис. 6а) при угле резания 90° . При этом грунт сжимался и, перемещаясь по лопатке в сторону открытой части забоя, заполнял ее.

Одновременно на режущем крае лопатки образовывается уплотненное ядро, которое в последующем является деформирующим элементом [6]. Ядро увеличивает сопротивление резанию, так как коэффициент трения грунта о грунт (0,8—1,2) вдвое больше, чем грунта о сталь (0,4—0,6). Под действием факторов выпирания и резания происходит отрыв стружки грунта, сдвигающейся по поверхности лопатки от общего массива.

В результате пластического сжатия срезаемого слоя стружка оказывается короче того участка, с которого она срезана. Так, для толщины стружки 8 мм отношение e длины участка l_1 (см. рис. 6), с которого срезана стружка, к длине самой стружки l_2 изменяется от 3 до 3,3.

Отделение стружки грунта плоской лопаткой сопровождается значительным сопротивлением со стороны сил P_1 , P_2 , о чем свидетельствует осциллограмма составляющих усилий резания (см. рис. 6а). Причем по мере продвижения лопатки величина усилий возрастает даже и после прохождения максимальной ординаты в сечения забоя. В месте выхода лопатки происходит вырывание грунта и резкое падение сил сопротивления, что отражено на осциллограмме.

При работе лопатки, которая выполнялась по схеме плоского ножа (рис. 6б), поставленного под углом 50° к направлению движения, усилия копания оказываются наименьшими. В данном случае усилие в основном затрачивается на преодоление сопротивления резанию и сопротивления трения грунта по лопатке. Кроме того, на режущей части лопатки, имеющей угол резания 30° , уплотненное ядро не образуется [5], вследствие чего снижается сопротивление при перемещении лопатки. Затрата усилия копания почти пропорциональна сечению стружки, о чем свидетельствует полученная осциллограмма и площадь вырезаемого сечения „канала“. Сопоставляя их, видим, что максимальное значение усилия копания соответствует наибольшей высоте стружки.

О степени деформации можно судить по величине $e = \frac{e_1}{e_2}$, которая для стружки толщиной 8 мм составляет 1,1—1,25.

Несмотря на минимальные значения усилий P_1 и P_2 рассматриваемая лопатка не может быть использована в работе, так как при копании подрезанный грунт сходит с ее поверхности и остается в канале. Преждевременный сход грунта исключается, если поперечный профиль лопатки имеет изогнутую форму (рис. 6 в). В этом случае лопатка способствует заворачиванию стружки, и грунт полностью остается на ней.

При копании изогнутой лопаткой появляется дополнительное сопротивление, затрачиваемое на изгиб стружки по профилю лопатки. В результате происходит продольная усадка стружки. Например, для стружки толщиной 8 мм $e = 1,7—1,9$. Усадка стружки сопровождается ее утолщением. Наибольшее утолщение образуется у режущей кромки, что обуславливается суммированием сил сопротивления от изгиба стружки и продвижения ее по лопатке. Дальнейшее перемещение стружки связано с еще большим сопротивлением, так как с увеличением толщины сопротивление изгибу увеличивается. Поэтому на осциллограмме силы P_1 и P_2 продолжают расти и после того, как лопатка проходит наибольшую глубину выемки ($v_{\max}$).

Перед выходом лопатки из выемки усилия копания начинают снижаться. Скорость падения P_1 и P_2 от максимального значения до 0 происходит медленнее, чем у плоской лопатки с углом резания 90° , и быстрее, чем у плоского ножа, установленного под углом 50° .

Величина сопротивления от изгиба для какой-либо стружки может быть найдена вычитанием ординат кривых P_1 и P_2 (рис. 6б) из ординат кривых P_1 и P_2 (рис. 6в), т. е.

$$P_{1\text{ из.}} = P_{16в} - P_{16б},$$

$$P_{2\text{ из.}} = P_{26в} - P_{26б}.$$

Снижение усилия копания может быть достигнуто за счет уменьшения сопротивлений, возникающих при продвижении стружки грунта по всей поверхности лопатки.

В результате анализа результатов опытов и наблюдений за формированием стружки нами была предложена лопатка с двумя изгибами (рис. 6г). Первая часть поверхности, ограниченная режущей кромкой и линией перегиба, предназначена для срезания и направления стружки внутрь лопатки; вторая часть поверхности, расположенная за линией перегиба, — для приема срезанного грунта. Процесс копания у такой лопатки протекает следующим образом. При зарезании лопатки происходит отделение стружки грунта. Перемещаясь по первой части поверхности, стружка слегка изгибается и направляется к противоположной (задней) стороне лопатки. По мере продвижения под действием сил трения, возникающих между нижним краем стружки и дном канала, стружка ломается по линии перегиба и отодвигается во вторую часть лопатки, образуя первый слой. Вновь подрезанная стружка под действием тех же причин располагается впереди первого слоя, образуя второй слой, и т. д. Таким образом, происходит послойное заполнение всей емкости лопатки, причем предыдущая часть стружки после излома не препятствует перемещению последующей части, что уменьшает общее сопротивление копанию. Такое заполнение лопатки происходит при срезании стружки толщиной свыше 4—5 мм.

С увеличением толщины стружки повышается ее сопротивляемость, и расстояние между изломами увеличивается. Как показали опыты, для стружек толщиной свыше 14 мм напряжение от одних сил трения становится недостаточным, и стружка, не ломаясь, доходит до задней стенки лопатки. При встрече со стенкой в стружке появляется дополнительное напряжение сжатия, которое способствует излому. В этом случае линия излома наблюдается в средней части стружки между задней стенкой лопатки и линией перегиба. Моменту излома соответствует падение сил сопротивления, что видно из осциллограммы. Замеры длины стружек толщиной 8 мм показали, что усадка ϵ не превышает 1,3—1,4.

При работе лопатки с двумя изгибами усилие копания P_1 складывается из следующих сил: сопротивления резанию $P_{1р}$, сопротивления трения и изгиба по поверхности первого участка P_1 и сопротивления трения стружки о дно канала $P_{1т}$, т. е.

$$P = P_{1р} + P_{1\text{ из.}} + P_{1т}.$$

Наибольшей из них является $P_{1р}$, значение которой, без большой погрешности, можно принять из графика рис. 6б. Разность ординат

соответствующих точек кривых P_1 на рис. 6в, 2 представляет собой сумму $P_{из} + F_{1т}$, которая для стружки толщиной 16 мм не превышает 12%, в то время как для изогнутой лопатки (рис. 6в) сумма $P_{из} + P_{1т}$ доходит до 27%.

Исходя из схемы заполнения лопатки при срезании стружек различной толщины, площадь поперечного сечения емкости лопатки F_{λ} должна удовлетворять равенству $F_{\lambda} = l \cdot a \cdot k_p$,

где l — хорда вырезаемого сечения за один рабочий ход лопатки;

k_p — коэффициент разрыхления, учитывающий количество изломов стружки и характер ее расположения;

a — величина подачи или толщина стружки, срезаемой лопаткой.

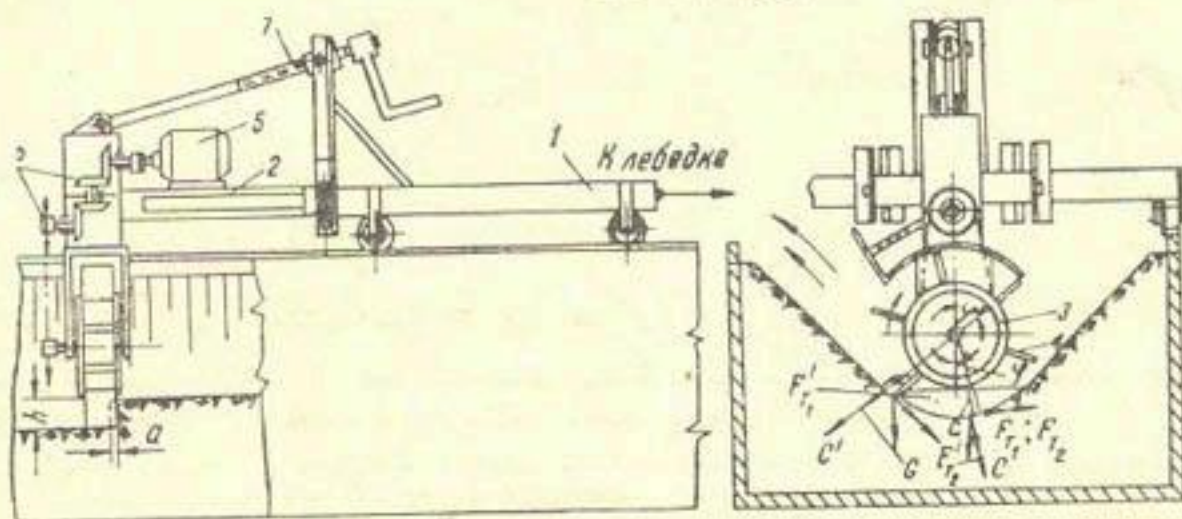


Рис. 7. Экспериментальная установка с ротационным рабочим органом.

Для глинистых грунтов влажностью 17—25% среднее значение k_p можно считать равным 1,2—1,3.

Принятая ширина лопатки 120 мм обеспечивала хорошую заполняемость стружками (толщиной до 16 мм). Для каналоочистителей с ротационным рабочим органом этого вполне достаточно, так как максимальная толщина стружки у них доходит до 12 мм.

Для более полной оценки лопаток в последующем в том же грунтовой лотке были выполнены эксперименты с ротационным рабочим органом диаметром 600 мм, работающем в режиме каналоочистителя. Опыты проводили на установке (рис. 7), основными узлами которой являются тележка (1), стрела (2), рабочий орган (3) с шестью сменными лопатками (4), электродвигатель (5) мощностью 7 квт, механическая передача (6), винтовой механизм (7), двухбарабанная лебедка с электроприводом, электронизмерительная аппаратура.

Подготовку грунта перед каждым опытом проводили в соответствии с ранее изложенной методикой.

Процесс копания сводился к следующему. При вращении рабочего органа с постоянной скоростью 300 об/мин и одновременном перемещении тележки вдоль лотка лопатками ротора срезали стружки грунта. Выбрасывание грунта осуществлялось за счет центробежных сил, развиваемых ротором. В результате в лотке отрывался канал с цилиндрической поверхностью.

Толщина стружки a , срезаемой каждой лопаткой, зависит от скорости передвижения тележки V , числа оборотов ротора n , числа лопаток, установленных на роторе z , и выражается равенством

$$a = \frac{60 \cdot V}{n \cdot z} \cdot 1000 \text{ мм.}$$

В нашем случае величина a изменялась в пределах 3,5—14 мм вследствие изменения скорости V . Скорость регулировали путем постановки на вал лебедки сменных барабанов разных диаметров.

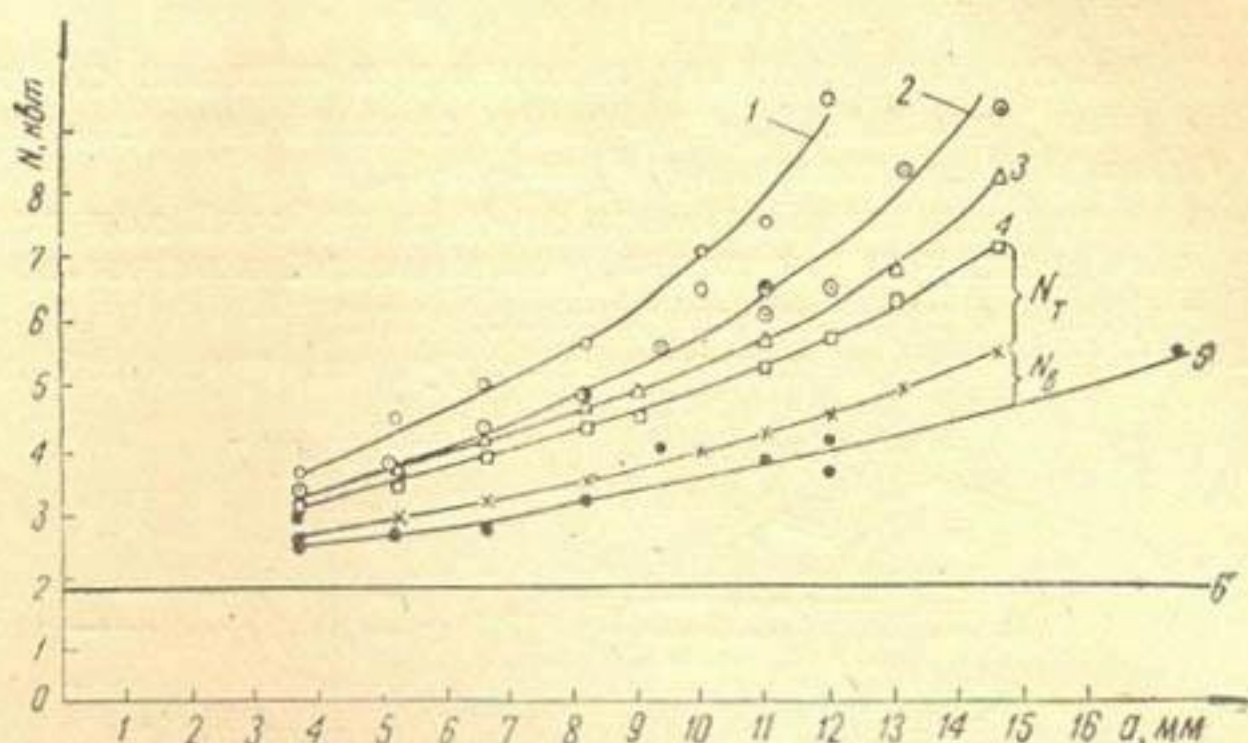


Рис. 8. Зависимость мощности, потребляемой ротором с различными типами лопаток, от толщины стружки a :

1—плоские лопатки; 2,3—лопатки соответственно с одним и двумя изгибами; 4—совершенный тип лопаток; 5—ножи; 6—холостой ход ротора.

Мощность, затрачиваемую различными формами лопаток, измеряли методом двух ваттметров, подключенных к электромотору ротора. По данным опытов мы построили графические зависимости $N = f(a)$ для различных форм лопаток (рис. 8). Из рис. 8 следует, что наибольшую мощность потребляют плоские лопатки; несколько меньшую — лопатки с одним изгибом, наименьшую — лопатки с двумя изгибами. Разница в затрате мощности возрастает с увеличением толщины стружки.

Затрачиваемую мощность можно рассматривать как сумму составляющих

$$N_k = N_p + N_T + N_d + N_v,$$

где N_p — мощность, затрачиваемая на резание;

N_T — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения срезанного грунта о дно канала;

N_d — мощность, затрачиваемая на деформирование стружки при заполнении лопатки;

N_v — мощность, затрачиваемая на выбрасывание грунта из канала.

Величину N_p определяли при резании грунта ножами, поставленными на ротор вместо лопаток. Длина ножа равнялась длине режущей части лопаток, а угол резания ножа — углу резания изогнутых лопаток. С увеличением толщины стружки мощность резания N_p возрастала. Резание ножами сопровождалось незначительным отбрасыванием стружки в сторону по направлению нормали к заточенной поверхности ножа. При резании стружек толщиной более 6—8 мм отбрасывание уменьшается, а при работе на стружке толщиной свыше 8 мм наблюдается сдвиг стружки. На поверхности грунта остаются следы ножа в виде вертикальных прорезей, при этом трение ножа о грунт увеличивается за счет того, что срезанная стружка начинает оказывать сопротивление трению по наружной стороне ножа, в результате чего мощность резания возрастает.

Составляющая N_T определяется равенством

$$N_T = \frac{F_T \cdot V}{102} \text{ кВт}, \quad (1)$$

где F_T — сила трения, кг;

V — окружная скорость по концам лопаток, м/сек.

Сила трения возникает от действия составляющей веса стружки $G \cos \varphi$ и центробежной силы C (см. рис. 7), т. е.

$$F_T = (G \cos \varphi + C) f$$

(f — коэффициент трения грунта по грунту),

$$G = \omega a \gamma,$$

где ω — площадь сечения вырезаемого канала, дм^2 ;

γ — объемный вес грунта, $\text{дм}^3/\text{кг}$;

a — величина подачи, или толщина стружки, дм^2 , определяемая из равенства

$$a = 10 \frac{V_n}{z};$$

здесь V_n — скорость перемещения тележки, м/сек;

z — число лопаток, участвующих в копании в течение 1 сек.,

$$z = \frac{n \cdot z_1}{60}$$

(n — число оборотов ротора в 1 мин., z_1 — число лопаток на роторе). Подставляя значение z в выражение, для a получим

$$a = 10 \frac{60 V_n}{n z_1} \text{ дм.}$$

Значение центробежной силы определяли по формуле

$$C = \frac{m_1 V^2}{R} = \frac{\omega a \gamma V^2}{R g},$$

где m_1 — масса грунта, срезаемая лопаткой за 1 сек.

Подставляя значение a в формулы для определения G и C , получим окончательное значение силы трения

$$F_T = 600 \frac{V_n}{n z_1} \omega \gamma f \left(\frac{V^2}{R} \right) + \cos \varphi. \quad (2)$$

Своего максимума сила F_T , а следовательно, и мощность трения N_T достигает при повороте лопатки на угол $\varphi < \varphi'$, что соответствует моменту выхода лопатки из забоя.

Из формул (1) и (2) следует, что N_T не зависит от формы лопаток и для одинаковых стружек есть величина постоянная.

Составляющую N_v вычисляли по формуле

$$N_v = \frac{m V^2}{\eta \cdot 102} \text{ кВт.}$$

При известных значениях N_k и ее составляющих N_p , N_v и N_T мощность, затрачиваемую на деформацию стружки, определяли из равенства

$$N_d = N_k - (N_p + N_T + N_v).$$

Величина N_d отражает степень совершенства формы лопаток. Для наглядности на графике выше линии (мощность резания) 5 отложена сумма $N_r + N_v$. Полученную кривую 4 можно принять за мощность копания $N = f(a)$ для совершенного типа лопатки, при работе которой деформация стружки в момент заполнения лопатки отсутствует. Площади, заключенные между линиями 2 и 4, 3 и 4 являются показателем затраты мощности на деформирование стружки при работе той или иной лопатки. График показывает выгодность применения лопаток с двойным изгибом при резании грунта стружками более 8 мм.

ВЫВОДЫ

Для каналоочистителей непрерывного действия, работающих на стружках толщиной до 7—8 мм, целесообразно применять лопатки с одним изгибом, на больших стружках — лопатки с двумя изгибами, обеспечивающие послойную укладку стружки в емкость лопатки с меньшей затратой мощности на ее деформацию.

Для получения меньшего сопротивления копанию емкость лопатки следует принимать с учетом толщины стружки, сечения вырезаемой выемки и коэффициента разрыхления грунта.

Из потребляемой мощности ротационным рабочим органом значительная часть ее затрачивается на трение, которое зависит от параметров стружки, скорости резания и не зависит от формы лопаток.

ЛИТЕРАТУРА

1. Далин А. Д., Павлов П. В. Ротационные грунтообрабатывающие машины, М., Машгиз, 1950.
2. Домбровский Н. Г. Повышение производительности одноковшовых экскаваторов, М., Стройиздат, 1951.
3. Домбровский Н. Г. Строительные машины, ч. II, М., Стройиздат, 1948.
4. Васильев М. В., Зайцев Л. П. „Механизация хлопководства“, 1961, № 3.
5. Зайцев Л. П. Сопротивление грунта резанию ротационным рабочим органом каналоочистителя, В сб. „Вопросы гидротехники“, вып. 3, Ташкент, АН УзССР, 1961.
6. Зеленин А. Н. Физические основы теории резания грунтов, М., АН СССР, 1950.
7. Колоша В. Г. Строительные и дорожные машины, 1962, № 6.

В. Н. БЕРДЯНСКИЙ, Э. Ш. КУПЕРМАН, А. Н. МИРСАГАТОВ

ТЕХНОЛОГИЯ КОМПЛЕКСНО-МЕХАНИЗИРОВАННОГО СТРОИТЕЛЬСТВА ЗАКРЫТОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ДРЕНАЖА В ГОЛОДНОЙ СТЕПИ

К настоящему времени накопился достаточный производственный опыт механизированного строительства глубоких закрытых горизонтальных дрен на новых землях Голодной степи. Строительство это ведется по технологии, разработанной Институтом водных проблем и гидротехники (ИВПиГ) УзССР, предусматривающей механизированное выполнение всех операций комплектом машин, в котором ведущим является дреноукладочный комбайн типа Д-251 (Д-301 или Д-351).

Ниже рассматриваются состав операций, последовательность их выполнения, способы строительства, работа машин для производства отдельных операций, расчет комплекта машин и технико-экономические показатели.

СОСТАВ ОПЕРАЦИЙ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ИХ ВЫПОЛНЕНИЯ

Технологический процесс комплексно-механизированного строительства закрытых горизонтальных дрен состоит из 25 операций с ниже-следующей последовательностью их выполнения:

привязка проекта на месте строительства, разбивка и нивелировка трассы дрены; планировка пути дреноукладчика; контрольная проверка продольного профиля пути дреноукладчика; погрузка, развозка и раскладка железобетонных колец для контрольно-смотровых колодцев дренажных и концевых труб по трассе дрены; рытье траншей; отсыпка подстилающего слоя фильтра; укладка дренажных труб; подсыпка фильтра по бокам труб; контроль качества укладки труб; засыпка труб фильтром; отсыпка предохранительного слоя грунта; уплотнение предохранительного слоя грунта; погрузка фильтра в гусеничный транспортер; подвозка и разгрузка фильтра в бункер дреноукладчика; строительство концевой части дрены; строительство устья дрены; контроль продольного профиля дренажных труб; обратная засыпка траншей дрены; уплотнение грунта в траншее; засыпка основной и дополнительной выемок; уплотнение грунта в выемках; подготовка скважин для контрольно-смотровых колодцев; монтаж контрольно-смотровых колодцев; обратная засыпка с уплотнением пазух колодцев; окончательный контроль качества строительства и сдача дрены с сооружениями.

СПОСОБЫ СТРОИТЕЛЬСТВА И МАШИНЫ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ОПЕРАЦИЙ

Приступая к строительству закрытых горизонтальных дрен, работники стройучастка или прорабства должны ознакомиться с проектны-

ми материалами, тщательно изучить объект строительства в натуре и в соответствии с его конкретными условиями определить весь комплекс необходимых подготовительных мероприятий. В этот комплекс входит проверка наличия подъездных путей к объекту строительства, определение необходимого количества материалов для данной дрены (дренажные и концевые трубы и материал фильтра) и железобетонных колец для контрольно-смотровых колодцев. Важную роль в повышении производительности труда играет своевременная доставка этих материалов на объект строительства до начала прокладки дрены.

Типо-размер дренаукладчика выбирается в зависимости от глубины дрены. При этом подборе исходят из того, чтобы средняя глубина разрабатываемой выемки по трассе дрены не превышала 0,5 м. Так, для проектов по Голодной степи глубину закладки дрен обеспечивают три типо-размера:

Глубина дрены, м	Индекс применяемого дренаукладчика
2,5—3,0	Д-251
3,0—3,5	Д-301
3,5—4,0	Д-351.

Отдельные операции выполняются следующим образом.

Привязка проекта на месте строительства, разбивка и нивелировка трассы дрены. Привязка проекта на местности выполняется обычно отысканием или переносом какого-либо репера с абсолютной отметкой, причем расстояние репера до строящегося объекта не должно превышать одного «взгляда» через нивелир. Разбивка производится согласно одному из геодезических способов, удовлетворяющих точность переноса.

Разбивку трассы дрены следует производить от устьевой части. Перед началом работ на оси будущей дрены через каждые 100 м устанавливаются вехи высотой 2,0—2,5 м, от точности расстановки которых зависит правильность направления дрены. После этого трасса разбивается на десятиметровые участки, которые выносятся и фиксируются сторожками на левой стороне по уклону дрены на расстоянии 2,5 м от ее оси. Затем производится нивелировка трассы по оси дрены против отмеченных точек и сравнение фактических отметок с проектными. Далее, вносятся, если есть в этом необходимость, коррективы в отметки поверхности земли, указанные в проекте. Пользуясь проектом, при планировке пути дренаукладчика можно подсчитать необходимую величину срезки грунта через каждые 10 м и крупными цифрами записать на забитых сторожках; здесь же отмечаются места установки контрольно-смотровых колодцев. Выполняются эти работы дренажным мастером.

Планировка пути дренаукладчика. На трассе дрены подготавливается путь по уклону дрены для передвижения дренаукладчика. В зависимости от рельефа местности эта подготовка сопровождается разработкой выемки, которая является дополнением к постоянной глубине, обеспечиваемой дренаукладчиком. Ширина выемки — 3,0 м, что связано с габаритными размерами дренаукладчика и рабочим органом машины, используемой на этой работе.

Для свободного размещения вынимаемого из траншеи грунта в отвале нужно соблюдать следующее условие (рис. 1):

$$H_T \geq H_0 + H_{0.в},$$

где H_T — оптимальная высота подъема транспортера от опорной поверхности гусениц экскаватора;
 $H_{o.в}$ — глубина основной выемки;
 H_o — высота отвала грунта, образующегося под транспортером дреноукладчика.

Высота отвала грунта определяется по формуле

$$H_o = \sqrt{S' \cdot K_p \cdot \operatorname{tg} \varphi};$$

здесь S' — площадь поперечного сечения траншеи, разрабатываемой дреноукладчиком;

K_p — коэффициент разрыхления грунта;

φ — угол естественного откоса насыпных грунтов в градусах

Если высота подъема транспортера $H_T < H_o + H_{o.в}$, то с правой стороны основной выемки по уклону дрены разрабатывается дополнительная выемка, глубина которой определяется по формуле

$$H_{д.в} = H_o + H_{o.в} - H_T.$$

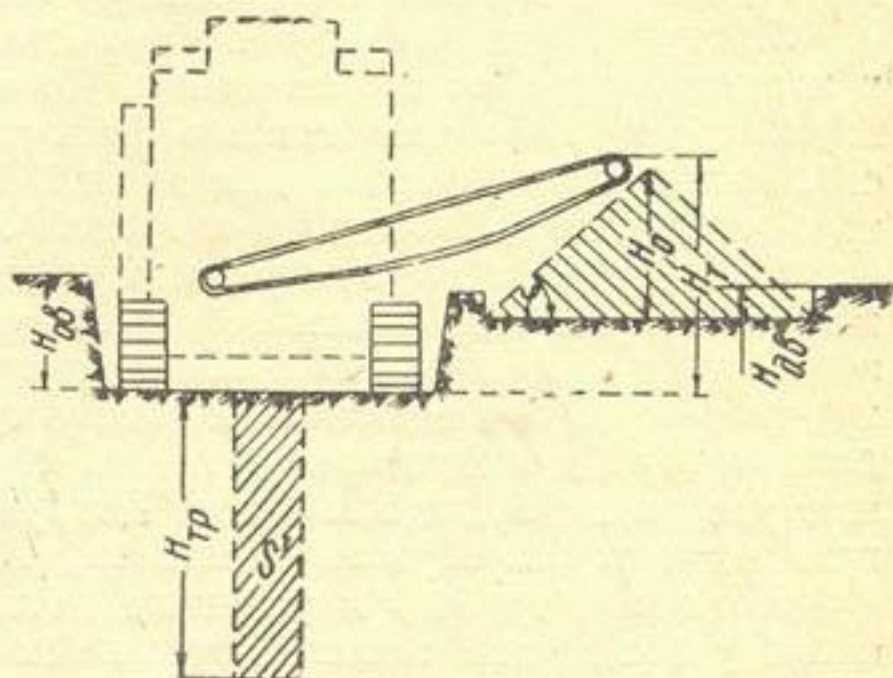


Рис. 1. Схема для расчета глубины основной и дополнительной выемок.

Так как разработка дополнительной выемки производится тем же механизмом, что и основной выемки, ее ширина принимается равной тоже 3,0 м.

При разработке выемок между ними оставляется перемычка нетронутого грунта шириной 0,3—0,4 м (см. рис. 1), высотой не более 0,9 м и от дна основной выемки для обеспечения свободного прохода транспортера. Эта перемычка предотвращает растекание грунта из отвала в основную выемку в случае работы дреноукладчика в переувлажненных грунтах. При работе в сухих грунтах такая перемычка не нужна.

Разработка грунта в основной и дополнительной выемках выполняется скрепером, при этом нож скрепера должен быть без уступов. Трасса дрены делится на отдельные участки длиной 40—50 м, разработка грунта на них производится по эллипсной схеме.

Если глубина основного корыта превышает 0,2 м, то разработку грунта также эффективно можно производить бульдозером. При этом трасса дрены делится на отдельные участки длиной 15—20 м. На каждом участке работа выполняется следующим образом: сначала бульдозер продольными проходами разрабатывает грунт с укладкой его в промежуточный вал. По мере накопления грунта в вале бульдозер поперечными ходами перемещает его в кавальер.

Грунт из основной и дополнительной выемок укладывается с правой стороны по уклону дрены на расстоянии 10—12 м. Левая сторона должна оставаться свободной, так как на ней производятся все вспомогательные операции, связанные с работой дреноукладчика (развозка дренажных труб, загрузка бункера фильтром и т. п.). Поэтому при планировке основной выемки надо стремиться, чтобы левая стенка ее не разрушалась и по возможности оставалась вертикальной.

Контрольная проверка продольного профиля пути дренаукладчика производится инструментальной съемкой по оси дрены в точках, отмеченных во время разбивки трассы. При этом допускаются отклонения от проектных отметок ± 3 см. Поперечный уклон дна основной выемки не должен быть более 0,01 в любую сторону.

Погрузка, развозка и раскладка железобетонных колец дренажных и концевых труб по трассе дрены. До начала работы дренаукладчика на приобъектный склад должно быть завезено необходимое количество строительных материалов для данной дрены (дренажных и концевых труб, железобетонных колец и гравия).

С приобъектного склада дренажные трубы развозятся специальным тракторным прицепом по трассе дрены с левой стороны по уклону и раскладываются вдоль и перпендикулярно бровке основной выемки кучками по 10 шт. Расстояние между кучками определяется суммарной длиной труб, находящихся в ней, т. е. при длине каждой трубы 0,5 м шаг раскладки будет 5 м и т. д. Погрузка и разгрузка дренажных труб производятся без сбрасывания, осторожно.

Концевые трубы и устьевые детали развозятся и разгружаются около устья дрены, железобетонные кольца для контрольно-смотровых колодцев — в местах устройства их, предусмотренных проектом.

Приобъектный склад располагается с левой стороны по уклону дрены примерно в средней части ее, но с таким расчетом, чтобы радиус его действия не превышал 1,0—1,1 км. Если длина дрены больше 2,2 км, то необходимо организовать два склада и т. д.

Закладка дрены. Технология предусматривает строительство закрытых горизонтальных дрен начинать с устьевой части. Это дает возможность отводить грунтовую воду по уложенным уже дренажным трубам.

Работа дренаукладчика начинается с того, что он задним ходом въезжает на спланированный путь и становится в исходное положение около устья дрены. При этом продольная ось дренаукладчика должна совмещаться с продольной осью дрены.

До начала работы дренаукладчика на его пути справа по ходу через каждые 100 м устанавливаются вехи высотой 1,5—2,0 м, по которым ведется ориентировка движения. Дав сигнал предосторожности и включив транспортер и ковшовую цепь, начинают заглублять в грунт ковшовую раму. Если дрена впадает в открытый коллектор, то траншея в концевой части ее на длине, заложенной проектом (20 м), отрывается без укладки дренажных труб и фильтра. Глубина траншеи в этой части меньше на толщину слоя фильтра, укладываемого под трубы. Это достигается путем соответствующего заглубления ковшовой рамы. Для этого на верхней дуговой раме экскаватора делается разметка с точностью 1 см, а на ковшовой раме устанавливается стрелка. После достижения требуемой глубины рабочий ход выключают и начинают рыть траншею.

Открыв нужной длины концевую часть траншеи, опускают ковшовую раму до проектной глубины (по второй метке на раме) и проходят еще 1,8 м. После этого останавливают дренаукладчик, снимают хомуты, крепящие прицепное оборудование в ковшовой раме, и с помощью механической лебедки (для этого приводной вал лебедки соединяется с помощью малого карданного вала с валом промежуточной опоры) прицепное оборудование опускается в траншею до тех пор, пока не встанет на свои колеса или гусеничную тележку. Если ходовое оборудование снималось при транспортировании, то оно устанавливается после окончания опускания.

Подготовка прицепного оборудования к работе заключается в следующем.

С помощью двух брусьев производится сцепка с экскаватором; приводной вал лебедки отсоединяется от вала промежуточной опоры; ведущий вал редуктора № 1 карданным валом соединяется с валом промежуточной опоры; подающий механизм регулируется на необходимый диаметр дренажных труб и заправляется ими; над подающим механизмом устанавливается загрузочное устройство для закладки дренажных труб; трубопровод заполняется дренажными трубами; затвор, расположенный на задней стенке бункера, регулируется на проектную толщину засыпки; прибор ПТ-3 контроля качества укладки дренажных труб настраивается для данного диаметра их; снимаются уравнивательные блоки с крюков бункера; первый и второй отсек бункера загружается фильтром; включается муфта предельного момента в редукторе № 1; включается рабочий ход дреноукладчика и на длине 2,5 м производится укладка подстилающего слоя фильтра и труб; загружается последний отсек бункера фильтром; еще через 0,5 м опускается засыпатель и регулируется толщина предохранительного слоя грунта; когда длина засыпанной части дрены будет не менее 3,0 м, в траншею с помощью автокрана опускается каток для уплотнения предохранительного слоя грунта.

Считается, что на этом подготовительные работы заканчиваются и дреноукладчик может осуществлять непрерывное строительство дрены. Если дрена впадает в закрытый коллектор, то строительство ее производится без концевой части, и укладка фильтра и дренажных труб начинается с самого начала. В процессе работы дреноукладчика подающий механизм по мере необходимости заправляется дренажными трубами, а бункер периодически (через каждые 15—20 м) загружается материалом фильтра. Для запаса труб на дреноукладчике устроена специальная площадка, емкость которой рассчитана на 20 руб. Площадка заполняется ими периодически через каждые 10 м.

Дреноукладчик, передвигаясь по спланированному под проектный уклон, пути, одновременно выполняет такие операции:

отрывает траншею; укладывает подстилающий слой фильтра; укладывает дренажные трубы; подсыпает фильтр по бокам труб; проверяет качество укладки дренажных труб; засыпает дренажные трубы фильтром; засыпает дрину предохранительным слоем грунта; уплотняет предохранительный слой грунта.

Погрузка фильтра в гусеничный транспортер. Привезенный материал фильтра (гравий, песок и др.) разгружается на специально подготовленную площадку — приобъектный склад.

До 1961 г. погрузка фильтра на транспорт на приобъектном складе выполнялась одноковшовым экскаватором Э-153. Практика показала, что применение этой машины для данной операции вызывает уменьшение производительности дреноукладчика.

С 1961 г. погрузка фильтра на транспорт осуществляется более производительной машиной — погрузчиком ДТ-РУ-06 на тракторе ДТ-54А. (рис. 2 а).

Подвозка и разгрузка фильтра в бункер дреноукладчика. Подвозка фильтра от приобъектного склада и погрузка его в бункер дреноукладчика до 1961 г. производилась автосамосвалом ЗИЛ-585 с разгрузкой назад. Кузов его оборудовался специальным удлинительным лотком.

Исследования работы автомашины в производственных условиях показывают, что проходимость ее очень низкая, особенно в дождливое время года. Кроме того, каждый раз на маневры при разгрузке филь-

ра в бункер дреноукладчика затрачивается до 3—4 мин. Все это время дреноукладчик простаивает, ввиду чего потери составляют до 30% сменного рабочего времени дреноукладчика.

С 1961 г. указанная операция выполняется специальным гусеничным транспортером ГТ-2,25 на тракторе ДТ-54А. Эта машина подъезжает к дреноукладчику справа, двигаясь параллельно с ним. Опуская лоток, она загружает фильтр в нужный отсек бункера.

Строительство концевой части дрены. Оставленный зуб в концевой части траншеи длиной 20 м подготавливается к укладке концевых труб.

Для этого поверхность дна траншеи нивелируется и планируется до проектных отметок. На подготовленное дно с помощью автокрана опускаются длинные (3—4-метровые) асбоцементные трубы, соединяемые между собой муфтами без уплотнительных колец. Один конец этих труб консольно выпускается в коллектор, а другой соединяется с дренажными трубами. После контрольной проверки уложенных труб концевые трубы засыпаются грунтом слоями по 20 см и уплотняются ручной трамбовкой.

Если дрена впадает в закрытый коллектор, то на пересечениях двух дренажных линий устанавливается контрольно-смотровой колодец и конец дренажной трубы заделывается в отверстие нижнего кольца. При выполнении этих работ необходимо соблюдать правила техники безопасности. Стенки траншеи должны быть закреплены, что может

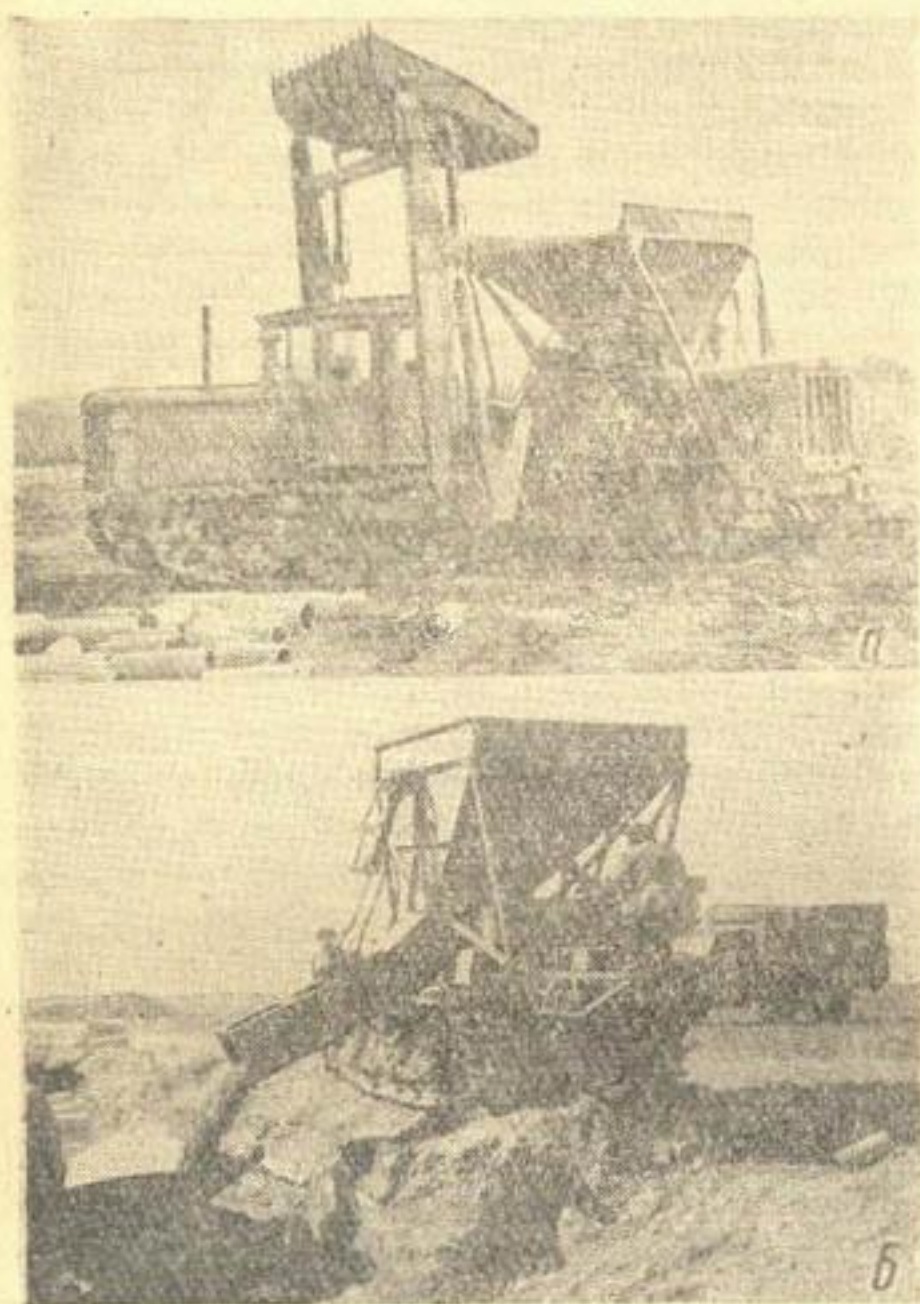


Рис. 2. Гусеничный транспортер:
а—во время загрузки; б—на разгрузке.

производиться с помощью переносной крепи.

Строительство устья дрены. В зависимости от принятой проектом конструкции устья работа по устройству выполняется по-разному. Наиболее часто встречающиеся конструкции—отмостка дна и откосов коллектора рваным камнем или бетонными плитами. Институтом водных проблем и гидротехники АН УзССР рекомендуются щелевое и лотковое устье.

Подготовка места для бетонного устья заключается в том, что от выступающей части концевой трубы до дна коллектора на ширине 80 см производится углубление на 10 см. Для создания устойчивого основания на этом участке грунт уплотняется. Укладку бетонных плит (размером 40 × 50 × 10 см) или камней на подготовленное основание необходимо начинать с донной части коллектора и заканчивать откосами. Откос коллектора облицовывается до уровня выступающей части концевой трубы.

Для создания монолитной облицовки стыки между бетонными плитами заделываются цементным раствором.

Строительство щелевого устья выполняется следующим образом: на откосе коллектора под выступающей частью концевых труб открывают щель прямоугольного сечения (в плане) шириной 0,6 м на глубину от концевой трубы до дна коллектора. Дно этой щели уплотняется ручной трамбовкой.

В подготовленную щель краном опускается железобетонный блок щелевого устья таким образом, чтобы выступающая часть концевой трубы вышла бы в отверстие. Зазор между стенками щели и блока заполняется грунтом и уплотняется ручной трамбовкой.

Строительство лоткового устья начинается с отрытия в дне и откосе коллектора приемки для заделки лотка, представляющего собой асбоцементную трубу, разрезанную по продольной оси на две части. Длина лотка определяется по месту с учетом заделки концов в дне коллектора (0,3 м) и на концевой трубе дрены (0,5 наружного диаметра ее). Диаметр лотка определяется наружным диаметром концевой трубы, которая должна вписываться во внутрь его, образуя таким образом замок для верхнего конца.

По откосу от выступающей части концевой трубы до дна коллектора производится полукруглое углубление радиусом, равным радиусу лотка. На подготовленное место устанавливается лоток; при этом надо достичь плотного прилегания его по всей длине. Верхний конец лотка соединяется с концевой трубой в замок, а нижний, длиной 0,3 м, заделывается в приемке для коллектора засыпкой смесью гравия с грунтом и последующим уплотнением.

Контрольная проверка продольного профиля дренажных труб. После прохода дреноукладчика до обратной засыпки дрены грунтом производится контрольная проверка положения труб в дрене в любых точках по требованию приемщика работ. Эта операция выполняется нивелировкой. Для установления положения дренажных труб, не вскрывая верхнего слоя фильтра, предлагается пользоваться специально нивелировочной рейкой конструкции ИВПиГ (рис. 3). На конце рейка имеет плоский штырь длиной 600 мм с заостренным концом. В средней части она снабжена фиксирующим устройством в виде двух распорок с закругленными концами. Фактические отметки положения верхней образующей уложенных труб заносятся в исполнительный про-

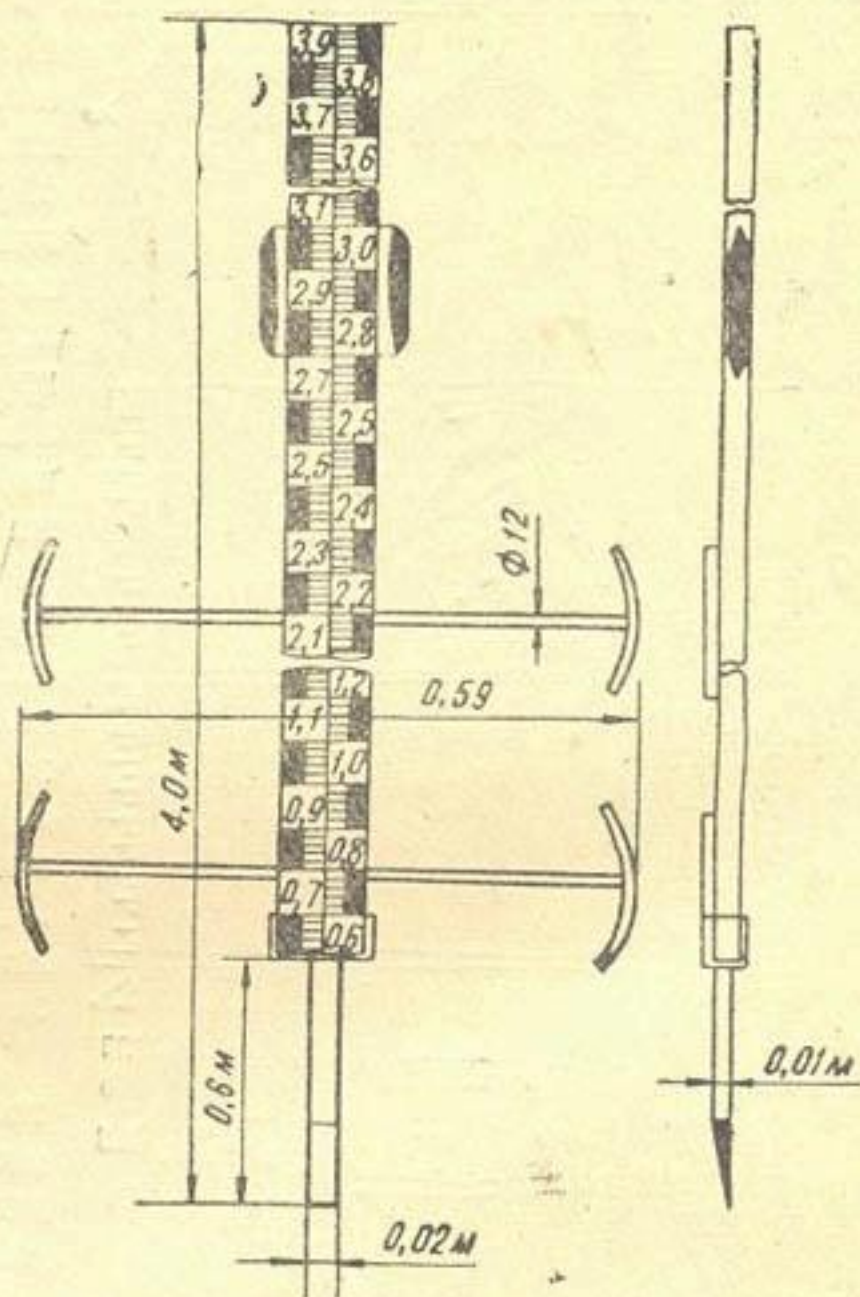


Рис. 3. Рейка специальная.

дольный профиль дрены. Сопоставляя проектные и фактические отметки, принимаем окончательное решение о качестве продольного профиля построенной дрены. Допустимые отклонения, назначаемые проектом, никогда не должны превышать половину внутреннего диаметра дренажных труб.

Обратная засыпка траншеи дрены производится в один прием до уровня основной выемки. Так как вынутый из траншеи грунт имеет влажность больше, чем поверхностный слой, то во избежание дополнительных работ по увлажнению обратную засыпку надо осуществлять в кратчайший срок (1—2 дня) после прокладки дрены. Это дает хороший результат при уплотнении грунта в траншее. Траншея засыпается бульдозером, схема производства работ которого приведена на рис. 4а.

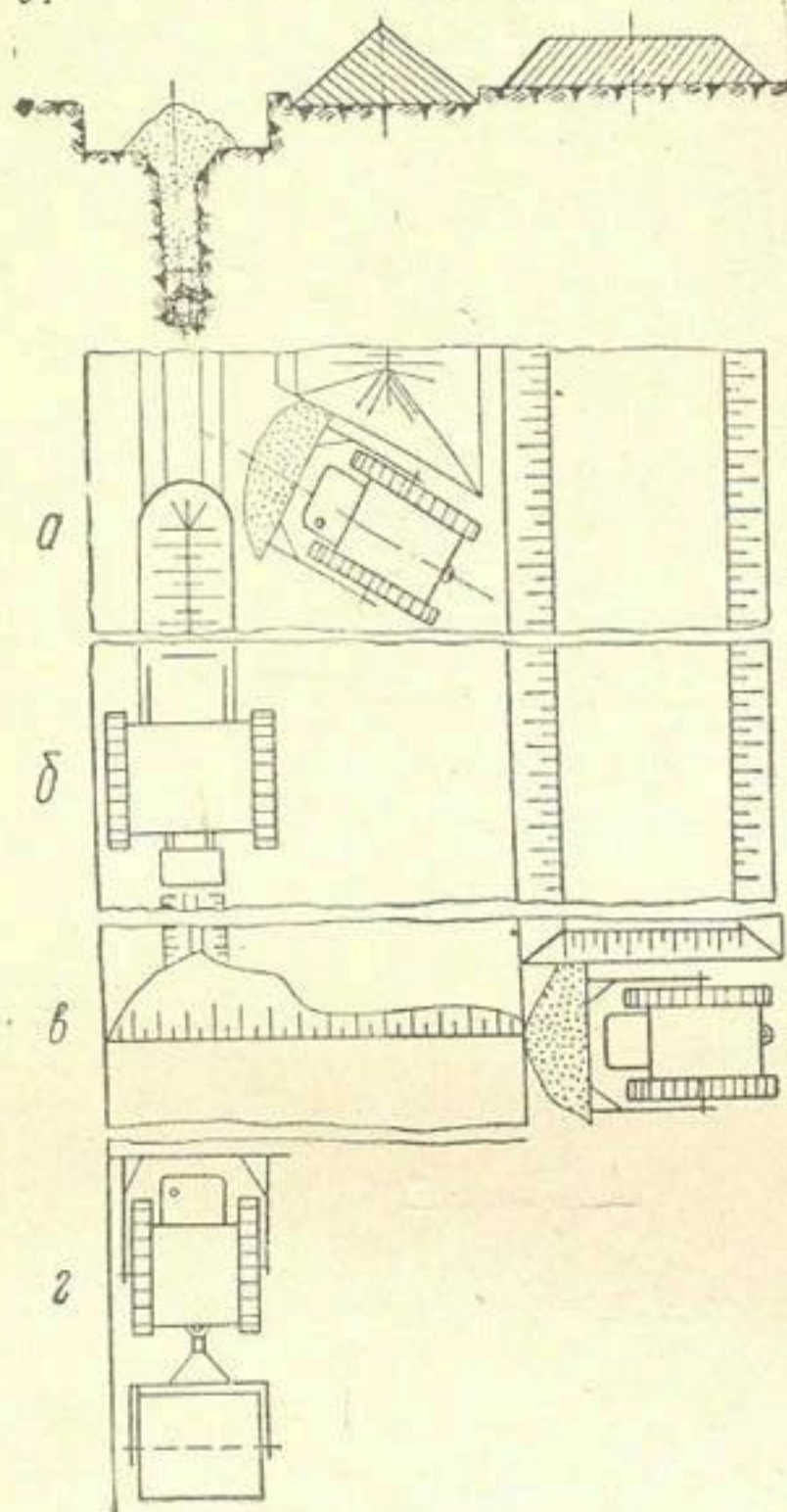


Рис. 4. Схема обратной засыпки дрены.

Уплотнение грунта в траншее. Грунт, засыпанный в траншею дрены, должен уплотняться до плотности этого грунта в естественном залегании. Для уплотнения грунта в траншее может быть применена трамбовка ударного действия СТUD-2. Она производит уплотнение за один проход по схеме, показанной на рис. 4б.

Засыпка основной и дополнительной выемок производится слоями по 20—25 см. Схема работ бульдозеров при засыпке показана на рис. 4в.

Уплотнение грунта в выемках осуществляется прицепным катком Д-130 по схеме, представленной на рис. 4г. Степень уплотнения грунта в траншее и выемках определяется влагомером-плотномером УкрДОР-НИИ.

Подготовка скважин для контрольно-смотровых колодцев. Над

осью построенной дрены в размеченных местах для установки колодцев бурятся скважины. Это бурение производится копателем шахтных колодцев марки КШК-25, КШК-30. Для установки буровой машины подготавливается горизонтальная площадка размером 5 × 10 м, при этом необходимо, чтобы оси бура и дренажной линии совпадали. Допускается отклонение оси скважины от вертикали на 4—5°. Скважины бурятся в два приема: а) до дренажных труб; б) до проектной отметки скважины.

Глубина скважины должна быть больше глубины траншеи на 20 см. Между скважинами производится разборка необходимого количества дренажных труб и удаление их из скважины. Выходы дренажных труб закрываются, чтобы туда не попала грязь во время бурения. Эти работы выполняются вручную.

Монтаж контрольно-смотровых колодцев. Колодцы устраиваются из отдельных железобетонных колец длиной 1,0 м и диаметром 0,75—1,0 м. Нижнее кольцо делается с железобетонным дном и отверстиями для включения дренажных труб. Диаметр отверстия должен быть в два раза больше диаметра дренажных труб, так как все работы по подключению и заделке их концов производятся через это отверстие. Расстояние от торца кольца до оси отверстия равно сумме толщины дна (H_d), нижнего слоя фильтра (H_f) и диаметра дренажных труб (d_n):

$$L = H_d + H_f + d_n.$$

Монтаж контрольно-смотровых колодцев осуществляется автокраном. На дно скважины опускается первое кольцо и в его отверстия цементным раствором заделываются концы разорванной линии дренажных труб.

Перед установкой следующего кольца на торец первого наносится слой цементного раствора толщиной 3—4 см для соединения их между собой. Кольца наращиваются до проектной отметки. После этого пазухи засыпаются грунтом с уплотнением. Вертикальность колодца проверяется по отвесу, а фактическое положение его дна — нивелировкой. Заканчивается строительство удалением строительного мусора из колодца и установкой сверху железобетонной крышки.

Обратная засыпка с уплотнением пазух колодцев. Обратная засыпка пазух колодцев осуществляется бульдозером с последующим разравниванием и уплотнением грунта вручную. Уплотнение производится пневмотрамбовкой типа ТР-1.

Качество строительства и сдача дрены с сооружениями окончательно контролируются представителями исполнителя работ и заказчика. При этом производится внешний осмотр всех сооружений на дрене, а также общего вида строительной площадки. По требованию заказчика дрена может вскрываться в отдельных местах.

РАСЧЕТ КОМПЛЕКТА МАШИН

При расчете комплекта машин для комплексно-механизированного строительства закрытого горизонтального дренажа исходим из сменной производительности ведущей машины дреноукладочного комбайна, выполняющего основную работу по объему и трудоемкости.

Сменная эксплуатационная производительность ведущей и комплектующих машин определены расчетным путем с учетом результатов производственных исследований и перехода на семичасовой рабочий день. Производительности некоторых комплектующих машин взяты из технической характеристики их, например, катка ударного действия, копателя шахтных колодцев, прицепа тракторного и др.

На рис. 5 показана графическая зависимость от удельных объемов работ производительности скрепера (а), дреноукладчика (б), погрузчика (в), гусеничного транспортера (г) и бульдозера (д).

Таким образом, зная сменную производительность всех машин, входящих в комплект, можно произвести расчет его в зависимости от глубины закладываемой дрены.

Комплект машин для строительства закрытого горизонтального дренажа, например дреноукладчика Д-251, приведен в табл. 1.

В табл. 2 показан состав обслуживающего персонала для комплектов машин, приведенных в табл. 1.

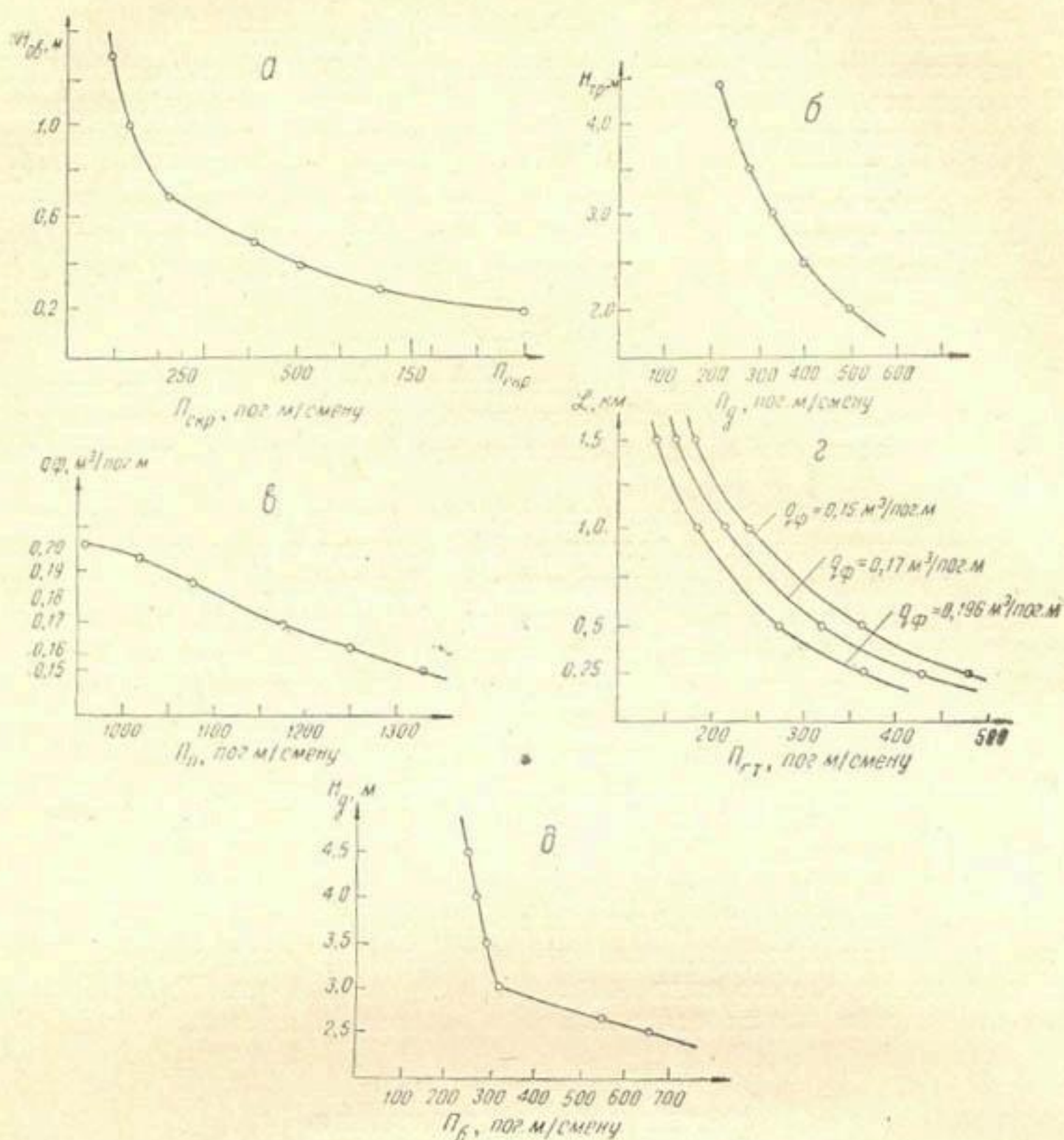


Рис. 5. График зависимости производительности:

а—скрепера от глубины выемки; б—дреноукладчика от глубины разрабатываемой траншеи; в—погрузчика от удельного расхода фильтра; г—гусеничного транспортера от дальности поски и удельного расхода фильтра; д—бульдозера от удельного объема грунта в траншее и выемке.

Таблица 1

Машины	Модели машин	Комплект № 1		Комплект № 2	
		количество	коэффициент использования	количество	коэффициент использования
Дреноукладчик	Д-251	1	1,0	2	1,0
Скрепер	Д-374	1	1,0	2	1,0
Бульдозер	Д-271	2	0,98	4	0,98
Гусеничный транспортер	ГТ-2,25	2	0,98	4	0,98
Погрузчик на тракторе ДТ-54А	ДТ-РУ-0,6	1	0,34	1	0,68
Автокран	К-32	1	0,46	1	0,92
Трамбовка ударного действия	СТУД-2	1	0,5	1	1,0
Копатель шахтных колодцев	КШК-25	1	0,47	1	0,94
Каток	Д-130Б	1	0,48	1	0,96
Прицеп тракторный	—	1	0,1	1	0,2

Таблица 2

Должность	Разряд	Обслуживаемые машины	Модели машин	Количество	
				комплект № 1	комплект № 2
Машинист	VI	Дреноукладчик	Д-251	1	1
Помощник машиниста	V	"	"	1	2
Оператор	IV	"	"	1	2
Машинист	VI	Скрепер	Д-374	1	2
Машинист	VI	Бульдозер	Д-271	2	4
Тракторист	VI	Гусеничный транспортер	ГТ-2,25	2	4
Шофер-крановщик	II	Автокран	К-32	1	1
Тракторист	VI	Погрузчик на тракторе ДТ-54А	ДТ-РУ-0,6	1	1
Машинист	VI	Копатель шахтных колодцев	КШК-25	1	1
Машинист	VI	Трамбовка ударного действия	СТУД-2	1	1
Рабочий	IV	—	—	2	4

Таблица 3

Показатели	Единица измерения	Комплект № 1	Комплект № 2	Ручной способ строительства
Производительность комплекта машин или бригады	пог. м/смену	400	800	100
Производительность труда одного рабочего	пог. м/чел.смену	28,6	33,3	5,5
Трудоемкость единицы продукции	чел.смен./пог. м	0,035	0,03	0,18
Энергоемкость единицы продукции	л.с.пог. м/см	1,73	1,44	7,3
Металлоемкость единицы продукции	т/п.м, смену	0,273	0,226	1,17
Стоимость строительства одного погонного метра дрены	руб.	0,50	0,43	2,62

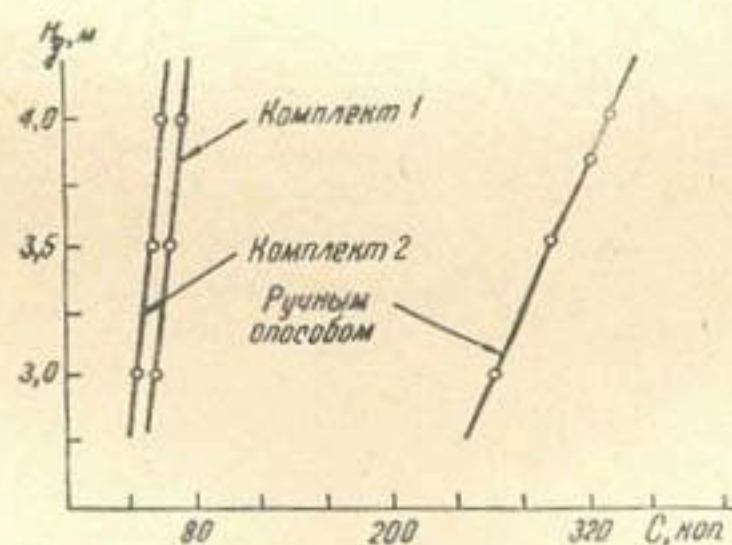


Рис. 6. График зависимости строительства закрытых дрен от глубины закладки их.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Техническая возможность и экономическая целесообразность применения той или иной машины или целого комплекта их на данных работах, помимо таких параметров, как вес, габариты и проходимость, определяется технико-экономическими показателями.

В табл. 3 рассматриваются технико-экономические показатели двух комплектов машин, расчет которых произведен соответственно составу машин, описанным в табл. 1 и 2.

Стоимость строительства ручным способом определяется по фактическим данным строительно-монтажного управления № 3 Главголодно-степстроя.

На рис. 6 графически сопоставляются стоимости строительства закрытых горизонтальных дрен в зависимости от глубины их.

П. Я. САРУХАНОВ

К ТЕОРИИ ПОДВОДНОГО СРЕЗА РАСТИТЕЛЬНОСТИ

Один из основных вопросов теории резания — определение скорости среза свободностоящего стебля. Основоположителем этой теории является В. П. Горячкин [1]. В работах В. А. Желиговского [3], Е. М. Гутьяра [2], А. Ю. Ишлинского [4], Босого Б. С. [5], Ю. Ф. Новикова [6] и других предлагаются методы расчета, справедливые при срезе растительности в воздушной среде.

При срезе стебля в каждый момент процесса необходимо, чтобы усилие резания было равно сумме сил, сопротивляющихся срезу. При наземном срезе, если пренебречь сопротивлением воздуха, такими являются силы сопротивления стебля, как балки, защемленной одним концом, и инерционные силы массы стебля. При подводном срезе к этим силам прибавляются силы сопротивления передвижению стебля в воде. Если принять усилие среза не зависящим от скорости его осуществления, то первая сила не будет зависеть от скорости движения ножа, а вторая и третья возрастут с увеличением скорости движения режущего аппарата.

Процесс разрушения стебля начинается с момента соприкосновения ножа со стеблем. В случае малых, стремящихся к нулю скоростей движения ножа основную роль при срезе будет играть сила сопротивления прогибу стебля, как балки. С увеличением величины прогиба возрастают силы, сопротивляющиеся срезу.

При определенном положении стебля сила его сопротивления прогибу будет равна максимальному усилию, необходимому при срезе. Мы считаем, что это усилие будет иметь место при прохождении ножом зоны, расположенной в районе диаметра стебля, перпендикулярного направлению движения ножа. При дальнейшем движении ножа усилие резания падает, и стебель начинает отклоняться в обратную сторону, причем при отклонении постоянно сохраняется условие равенства сил резания и сопротивления.

Скорость резания до прохождения зоны, требующей максимального усилия резания, меньше, чем скорость движения ножа. В зоне максимального усилия они равны. Затем скорость резания становится больше скорости движения ножа. Таким образом, скорость резания — величина всегда переменная при постоянной (конечной) скорости движения ножа и конечной высоте среза растений. Если предположить, что усилие резания не зависит от скорости резания, то при увеличении скорости движения ножа отклонение растения при срезе и силы сопротивления отгибу будут уменьшаться и при бесконечной скорости движения ножа отклонение растений будет равно нулю.

Отклонение растений в процессе резания создает нежелательные нагрузки на лезвие ножа, имеющие составляющую, направленную перпендикулярно плоскости среза, что при срезе жесткой растительности может привести к невозможности осуществления среза вследствие ве-

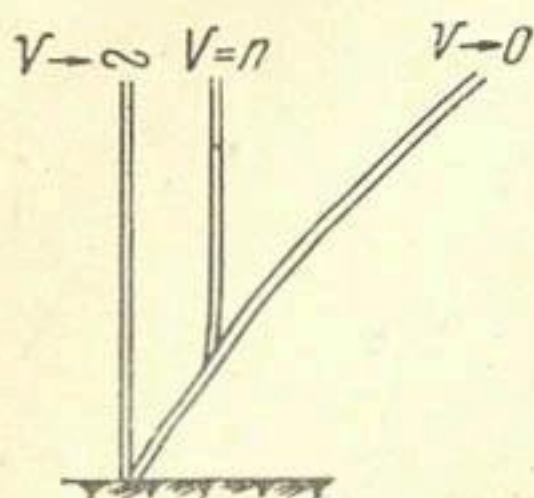


Рис. 1.

роятности выкрашивания кромки с малым углом заточки, имеющим, как известно, наименьшее сопротивление при срезе. Поэтому величина прогиба растений при срезе жесткой растительности должна быть минимальной или, по крайней мере, не превышать определенной величины. При увеличении скорости движения ножа инерционные силы и силы сопротивления передвижению стебля в воде начинают изменять траекторию движения стебля в процессе среза.

Если пренебречь упругими колебаниями растения и считать стебель равнопрочным по всей длине, то схема положения стебля в момент преодоления максимального сопротивления при различных скоростях можно схематически представить следующим образом (рис. 1).

I случай при $V \rightarrow 0$.

При бесконечно малой скорости движения ножа и инерционные усилия и силы сопротивления жидкости будут весьма малы и ими можно пренебречь. Тогда усилие, с которым воздействует нож на стебель, равно упругому сопротивлению стебля отгибу. Если предположить, что стебель жестко закреплен в грунте, то усилие отгиба будет иметь вид.

$$S = S_y = \frac{3yEI}{l_0^2},$$

где E — модуль упругости;

I — момент инерции;

l_0 — расстояние от точки приложения силы до точки закрепления;

y — прогиб.

Таким образом, величина силы упругости S , кроме физических параметров стебля, зависит от высоты среза l_0 и величины отгиба стебля y . Принимая постоянным значением l_0 , видим, что единственной переменной является величина y . Так как величина отгиба стебля y пропорциональна силе упругости, то сила воздействия ножа на стебель будет изменяться по тому же закону.

Максимальная величина отгиба y , а следовательно, и наибольшее значение величины силы упругости $S_{\max}$ и равное ей усилие среза $P_{\max}$ будут зависеть от конструктивных параметров ножа, условий среза и биологии растений. Необходимым условием при этом будет,

$$S_{\max} \geq P_{\max}.$$

II случай при $V \rightarrow \infty$.

При бесконечно большой скорости движения ножа, когда сопротивления стебля отгибу будут пропорциональны инерционному усилию стебля, мы получим уравнение

$$S_y + m_{\text{пр}} \frac{d^2y}{dt^2} = P.$$

При этом величина первого члена окажется величиной второго порядка по сравнению с $m_{\text{пр}} \frac{d^2y}{dt^2}$. Ею можно пренебречь так же, как и силой сопротивления среды. Тогда получим

$$m_{\text{пр}} = \frac{d^2y}{dt^2} = P.$$

При этом P_{max} будет так же определяться конструктивными параметрами ножа, условиями среза и биологией растений.

III случай при $V = n$.

При конечных скоростях движения ножа, когда усилие упругости стебля отгибу, инерционные усилия и силы сопротивления среды будут величинами одного порядка, мы получим общее уравнение условий подводного среза, выраженное следующим образом:

$$S, y + m_{\text{пр}} \frac{d^2y}{dt^2} + l \left(\frac{dy}{dt} \right)^n = P. \quad (1)$$

Рассматривая данное уравнение, видим, что, отражая в общем виде условия подводного среза, оно не вскрывает всех факторов, влияющих на усилие резания, и имеет определенные допущения.

Приведенная масса, принятая как некоторая постоянная величина, не отвечает реальным условиям среза, так как не вся масса стебля приходит одновременно в движение в момент резания.

Сопротивление среды, по-видимому, не пропорционально квадрату скорости и по мере отклонения и разрушения стебля изменяется.

В уравнении (1) все три силы сопротивления действуют на протяжении всего процесса разрушения стебля, что не отвечает картине среза, так как с момента соприкосновения ножа со стеблем до разрушения последнего влияние отдельных сил сопротивления различно. Скорость резания в процессе среза всегда переменна: в первую половину процесса разрушения она меньше поступательной скорости движения ножа, а во вторую — больше.

В первый момент резания основную роль играют силы инерции, имеющие максимальное значение в момент соприкосновения лезвия со стеблем и резко убывающие в дальнейшем.

Сила сопротивления среды также будет переменной величиной в процессе среза ввиду изменения скорости отклонения стебля, и в первый момент среза может, по-видимому, рассматриваться как упругое основание.

Сила сопротивления, вызванная отгибом, постоянно увеличивается до величины, соответствующей максимальному прогибу стебля в процессе среза при данной скорости.

Таким образом, уравнение (1) только в общем виде отображает условия возможности подводного среза растительности. Раскрытие закономерностей изменения во времени сил сопротивления, а также решение этого уравнения в общем виде — сложная задача. Однако, если учесть, что скорость движения стебля в жидкости в процессе среза незначительна, то силу сопротивления среды можно принять пропорциональной первой степени скорости движения стебля. Тогда общее уравнение условий подводного среза примет вид

$$S, y + m_{\text{пр}} \frac{d^2y}{dt^2} + K \frac{dy}{dt} = P$$

и может быть решено.

Для интегрирования уравнения

$$S, y + my'' + Ky' = P$$

вначале с помощью подстановки $y_1 = e^{\alpha t}$ интегрируем однородные

$$S, y_1 + my_1'' + Ky_1' = 0.$$

Отсюда имеем $S, e^{\alpha t} + m\alpha^2 e^{\alpha t} + K\alpha e^{\alpha t} = 0,$

или

$$m\alpha^2 + K\alpha + S_1 = 0.$$

Корни имеют значения

$$\alpha_1 = \frac{-\frac{K}{2} + \sqrt{\frac{K^2}{4} - 4S}}{m}; \quad \alpha_2 = \frac{-\frac{K}{2} - \sqrt{\frac{K^2}{4} - 4S}}{m}.$$

Следовательно,

$$y_1 = C_1 e^{\alpha_1 t} + C_2 e^{\alpha_2 t}.$$

Частное решение данного уравнения следующее:

$$y_0 = C; \quad C = \frac{P}{S_1}.$$

Итак,

$$y = C_1 e^{\alpha_1 t} + C_2 e^{\alpha_2 t} + \frac{P}{S_1}. \quad (2)$$

Входящие в уравнение (2) корни имеют переменные значения, изменяющиеся в процессе среза. Так, в первый момент среза значение $\frac{K^2}{4} - 4S_1 = \Delta > 0$, при этом действителен корень $\alpha_1 \neq \alpha_2$ и решение уравнения имеет вид

$$y = C_1 e^{\alpha_1 t} + C_2 e^{\alpha_2 t} + \frac{P}{S_1}.$$

По мере разрушения стебля значение Δ уменьшается и при $\Delta=0$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha = -\frac{K}{2m}.$$

В этом случае

$$y = (C_1 t + C_2) e^{\alpha t} + \frac{P}{S_1},$$

а при $\Delta < 0$ система приходит в колебательное движение, корень оказывается мнимым $\alpha_1 = a + ib$, $\alpha_2 = a - ib$, и решение имеет вид

$$y = C_1 e^{at} \cos b + C_2 e^{at} \sin b + i(C_1 e^{at} \sin b - C_2 e^{at} \cos b) + \frac{P}{S_1} =$$

$$= C_1 e^{at} \cos b + iC_{II} e^{at} \sin b + \frac{P}{S_1},$$

$$C_I = C_1 + C_2; \quad C_{II} = C_1 - C_2.$$

ных условиях срез может осуществляться при рубящем и скользящем действии ножа. Скользящее резание требует значительно меньших усилий и может быть осуществлено на меньших скоростях, что является желательным условием в случае подводного среза. При определении усилия резания за основу была принята теория резания лезвием [3], раскрывающая связь усилия резания, рассматриваемого как равнодействующая, с углом трения и углом наклона лезвия.

Давление P_n лезвия на материал с силой трения $P_\tau = P_n \cdot \operatorname{tg} \varphi$ дает равнодействующую P_p , отклоненную от нормали на угол трения φ .

Давление лезвия сминает материал прежде, чем он будет разрушен под ним. В процессе смятия каждая частица материала, соприкоснувшаяся с точкой O лезвия, перемещается по направлению силы P_p до тех пор, пока, наконец, не будет разрушена в некотором новом своем положении m , (рис. 2).

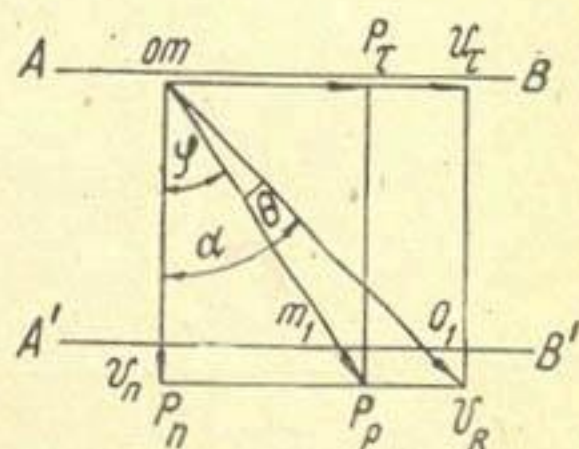


Рис. 2.

В то же время точка O , первоначально соприкоснувшаяся с частицей m , перемещаясь по направлению движения лезвия, приходит в положение O' . Так как от момента соприкосновения с лезвием в положении m до момента ее разрушения в положении m , частица непрерывно находилась на лезвии, то за это время она прошла по лезвию путь m, O , по разрезаемому материалу — путь m, O' . С увеличением угла $(\alpha - \varphi)$ давление лезвия на материал может быть снижено, но удельная работа резания закономерно возрастает. Необходимая сила давления лезвия на разрезаемый материал с увеличением угла $\alpha - \varphi$ сокращается. Если угол α между нормалью к лезвию и направлением его движения равен углу φ , то резание происходит без скольжения и подчиняется совсем другим законам. Таким образом, основным условием, определяющим скользящее резание, является неравенство $\alpha > \varphi$.

Рассмотрим факторы, влияющие на основные параметры ножей и режим работы режущего аппарата. Наиболее рациональным способом, обеспечивающим скользящее резание, будет закрепление ножей на звене, огибающем две звездочки, одна из которых ведущая. Такое закрепление ножей обеспечит изменение угла наклона лезвия γ (угол между кромкой и направлением движения машины) при встрече с жесткими стеблями, позволит иметь широкозахватный режущий аппарат.

I случай при $\gamma = 90^\circ$

В этом случае при скорости движения машины, равной конечной величине v_m , и скорости движения ножа v_n , равной нулю, абсолютная скорость движения ножа v_R будет совпадать с направлением скорости движения машины и нормальной составляющей скорости. Угол α будет равен нулю, скользящего резания не будет (рис. 3А). Если задать какую-то скорость движения ножа v_n , направленную перпендикулярно скорости движения машины v_m , то направление абсолютной скорости движения ножа v_R будет находиться под некоторым углом β скорости v_n :

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n}; \quad \alpha = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n}.$$

Нормальная v_n и тангенциальная v_τ составляющие скорости v_R будут совпадать со скоростями соответственно v_m и v_n (рис. 3B). Наличие угла α указывает на возможность получения скользящего резания.

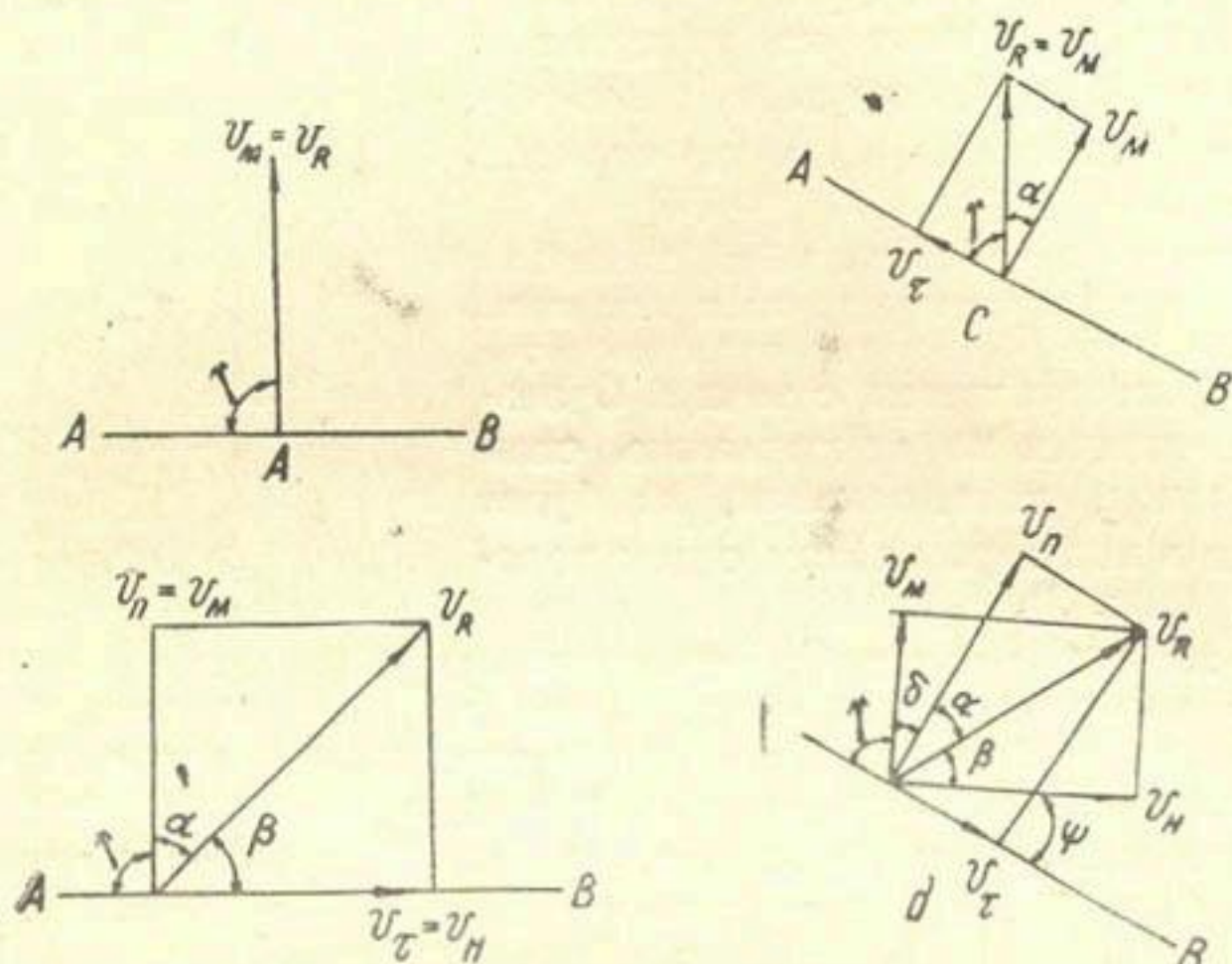


Рис. 3.

Рис. 4.

II случай $90^\circ > \gamma > 0$

При скорости движения машины v_m , равной конечной величине, и скорости движения ножа v_n , равной нулю, абсолютная скорость движения ножа v_R , равная скорости v_m , будет совпадать с ней по направлению. В то же время абсолютная скорость v_R может быть разложена на составляющие нормальную v_n и тангенциальную v_τ (рис. 4c). Нормальная составляющая характеризует скорость движения системы стебель — нож, а тангенциальная — скорость скольжения. Появление угла α , вызванное изменением угла γ и указывает на возможность осуществления скользящего резания. Угол α при этом зависит от угла γ

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \gamma.$$

Если при этом условии кроме скорости движения машины v_m приложить еще и скорость движения ножа v_n , то направление абсолютной скорости движения ножа будет под некоторым углом к скорости движения машины. При этом на стебель действуют нормальная v_n и тангенциальная v_τ составляющие абсолютной скорости движения ножа v_R (рис. 4 d).

Углы α , γ , β , δ могут быть определены следующим образом:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n};$$

$$\operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n} + \alpha + \delta = \frac{\pi}{2};$$

$$\gamma = \alpha + \operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n};$$

$$\operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n} + \alpha + \frac{\pi}{2} - \gamma = \frac{\pi}{2};$$

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \gamma;$$

$$\alpha = \gamma - \operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n}.$$

Имеются возможности осуществления скользящего резания, но величины углов при условии протекания процесса на оптимальном режиме могут быть найдены экспериментальным путем. Если задаться, что скорость движения машины v_m равна скорости движения ножа v_n , то минимальным возможным значением угла γ будет $\gamma > 45^\circ$, так как при 45° нормальная составляющая скорость v_n совпадает с направлением абсолютной скорости движения ножа и угол $\alpha = 0$, т. е. получить скользящее резание будет невозможно.

Как было сказано выше, необходимым условием для получения скользящего резания является $\alpha > \varphi$ или $\alpha - \varphi = \Theta$, при этом усилие резания выражается равнодействующей от нормального усилия и силы трения

$$P_p = \sqrt{P_n^2 + P_\tau^2} = \sqrt{P_n^2 + (P_n \operatorname{tg} \varphi)^2}.$$

Подставляем значение угла φ . Уравнение равнодействующей усилий примет вид

$$P_p = \sqrt{P_n^2 + \left[P_n \operatorname{tg} \left(\gamma - \operatorname{arctg} \frac{v_m}{v_n} - \Theta \right) \right]^2}.$$

Из данного уравнения следует, что для определения усилия резания свободностоящего стебля необходимо задаться величинами γ , Θ , P_n и отношением скоростей v_m , v_n , оптимальные значения которых могут быть найдены экспериментальным путем. Минимальная длина лезвия ножа определяется путем l_1 , проходным стеблем по лезвию (от момента встречи с лезвием до разрушения стебля), с учетом, что встреча стебля может произойти не в начале лезвия.

При равенстве углов α и φ очевидно $l_1 = d_{cp}$, а при $\alpha - \varphi = \Theta$ (по условиям скользящего резания) $l_1 = d_{cp} + d_{cp} \operatorname{tg} \Theta$

$$l_{\min} = l \cdot K_d,$$

где d_{cp} — средний диаметр стебля;

K_d — коэффициент запаса длины лезвия.

Длина лезвия определяется также из условий удельной нагрузки (усилие, приходящееся на единицу длины лезвия) при максимальной густоте стояния стеблей:

$$\frac{P_{\max}}{l} n = P_{уд},$$

где n — число одновременно срезаемых стеблей.

Причем $P_{уд}$, рассматриваемая как равномерно-распределенная нагрузка, действующая на лезвие, не должна превышать общего усилия натяжения гибкого звена при учете инерционных сил, возникающих при отгибании им звездочек:

$$P_{уд} = P_{нат}.$$

При этом длина лезвия будет равна $L = d_{cp} n$. Высота ножа определяется $h = L \sin (90 - \gamma)$. Расстояние между ножами (шаг) измеряется

траекторией ножа при работе режущего аппарата (рис. 5). Уравнение движения точки d вершины лезвия имеет вид

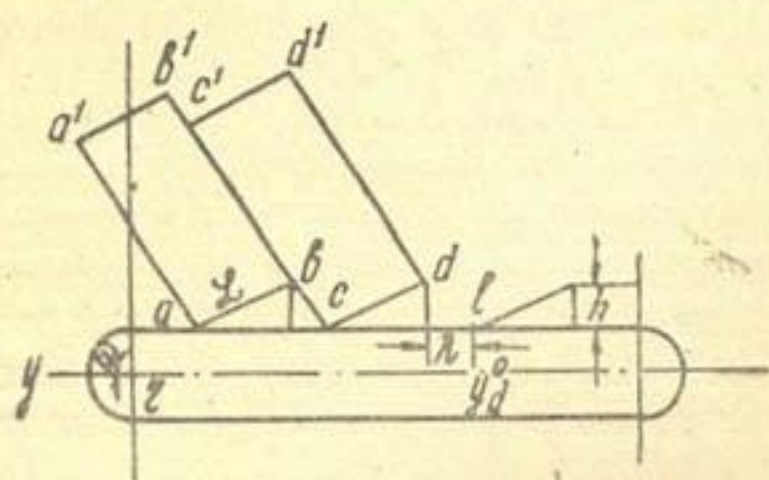


Рис. 5.

$$x_d = v_m t = \frac{x_d}{v_m};$$

$$y_d = y_d^0 - r\omega t; y_d = y_d^0 - \frac{r\omega x_d}{v_m};$$

здесь t — время;
 v_m — скорость движения машины;
 ω — угловая скорость ножа;
 r — радиус звездочки.

Уравнение движения точки e можно записать так

$$y_e = y_d^0 - \lambda - r\omega t = y_d + \lambda,$$

$$x_e = x_d - h = v_m t - h,$$

где h — высота ножа;

$$y_e = y_d^0 + \lambda - \frac{r\omega}{v_m} (x_e + h);$$

$$y = y_d^0 - \frac{r\omega}{v_m} x;$$

$$y = y_d^0 + \lambda - \frac{r\omega h}{v_m} - \frac{v\omega x}{v_m};$$

$$y_d^0 = y_d^0 + \lambda - \frac{r\omega h}{v_m}.$$

Обеспечение работы режущего аппарата без перекрытия площадок, пробегаемых активными лезвиями ножей, достигается соблюдением условия

$$\lambda = \frac{r\omega h}{v_m} = h \frac{v_n}{v_m}.$$

Проведенный анализ позволил выявить в первом приближении условия подводного среза растительности, факторы, влияющие на режим работы, и основные параметры режущего аппарата. Сделанные при выводе формул допущения дают несколько искаженные значения определяемых величин, которые должны быть уточнены путем проведения экспериментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горячкин В. П. Собрание сочинений, т. 5, М., Сельхозгиз, 1940.
2. Гутьяр Е. М. „Сельхозмашина“ 1931, № 7.
3. Желиговский В. А. Экспериментальная теория резания лезвием, Труды Московского института механизации и электрификации с/х, вып. IX, М., 1940.
4. Ишлинский А. Ю. „Сельхозмашина“, 1937, № 5—6.
5. Босой Б. С. „Сельхозмашина“ 1953, № 4.
6. Новиков Ю. Ф. „Сельхозмашина“, 1957, № 8.

В. Я. КОЗИКОВ

К ВОПРОСУ ОБ АВТОМАТИЗАЦИИ ПЛАНИРОВОК

Как известно, планировка орошаемых площадей требует выполнения следующих операций:

топографической съемки и камеральной обработки полевых материалов; составления проекта планировки; восстановления и закрепления вехами точек на участках планировки; производства и контроля за качеством производства планировочных работ.

Однако наблюдающийся на практике разрыв во времени между этими операциями значительно усложняет производство планировок и делает необходимым повторение отдельных операций.

Упрощения и улучшения качества планировок производственные и научно-исследовательские организации добивались двумя путями: упрощением составления проектов планировки и соответственно производства планировочных работ; созданием механизмов и приспособлений для ликвидации полностью или частично операций, предшествующих производству планировок. Второй путь наиболее перспективен, поскольку упрощение или полная ликвидация подсобных операций создают предпосылки для развития автоматизации производства планировок.

Сотрудники ВНИИГиМа создали специальные планировочные механизмы — планировщики, обеспечивающие качественно спланированную поверхность без предварительно составленных проектов. Для качественной работы планировщика необходим рельеф с постоянными переходами от срезок к подсыпкам (рис. 1), с длиной подъема или опускания, не превышающей 30—35 м. Категория грунта и величины срезок должны обеспечивать качественную планировку с минимальным количеством проходов (не более 5—7) планировщика по одному месту, поскольку с увеличением проходов грунт уплотняется, срезанный слой при транспортировке распыляется, и производительность машины снижается.

Длина базы планировщика, обеспечивающая автоматическую срезку — подсыпку, для планируемых участков Азербайджана и Грузии ограничивает возможность применения планировщиков. Коллектив АзНИИГиМа проводил специальные исследования по вопросу о возможностях применения планировщика ПТ-4 конструкции ВНИИГиМа на полях Азербайджана, в результате чего были даны рекомендации во ВНИИГиМ для изменения конструкции планировщика. Внедрению планировщиков в таком виде, в котором они пропагандируются, препятствуют небольшие участки с лесопосадками по границам, узкие проселочные дороги и мосты, небольшие радиусы поворотов дорог.

АзНИИГиМ предлагает уменьшать габариты планировщика в транспортном положении до поля планировки, сделав ферму машины из телескопических труб; конструктивно обеспечить быстрый монтаж машины с транспортного положения в рабочее; далее считать целесообразным, чтобы планировщик работал с трактором ДТ-54—наиболее распространенным в колхозах и совхозах УзССР.

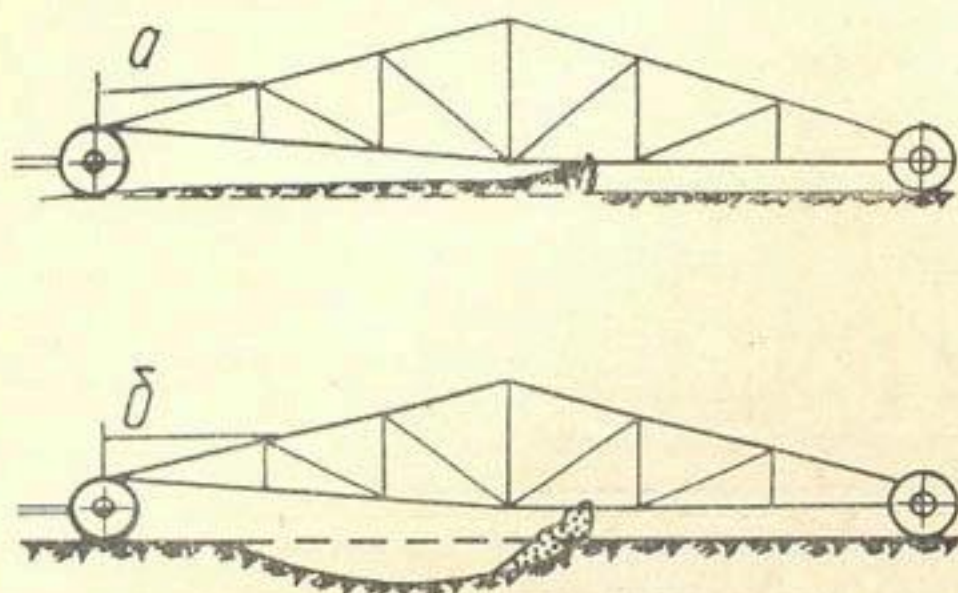


Рис. 1. Схема работы планировщика ВНИИГиМ: а—срезка почвы ковшем с повышенного места; б—отсыпка почвы в местах понижения.

снижение производительности и качества планировки. Практика показала, что планировщики выгоднее использовать при доравнивании поверхностей после скреперно-грейдерных работ.

А. А. Лордкипанидзе (Грузинский Институт механизации и электрификации сельского хозяйства) предлагает несколько схем, обеспе-

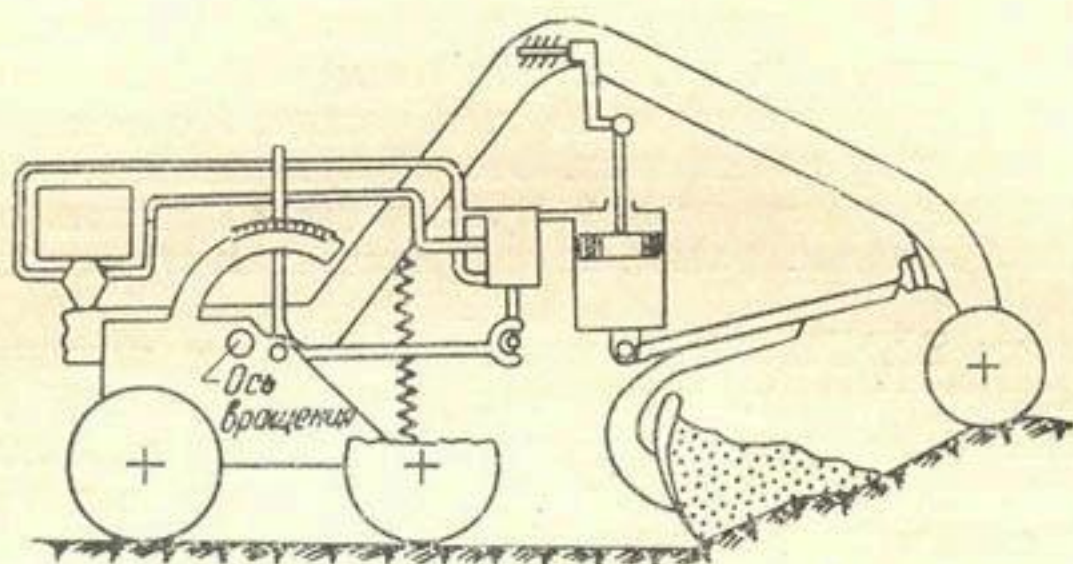


Рис. 2. Принципиальная схема навесного автоматического планировщика (автор А. А. Лордкипанидзе).

чивающих автоматическую работу прицепного и самоходного грейдеров, бульдозера, модернизированных электрическим или гидравлическим управлением. Эти схемы построены по принципу следящих устройств, выполненных в виде колеса (рис. 2, 3), катящегося впереди планировочной машины, и двух сбалансированных колес (для грейдера) или базы трактора (для бульдозера). Спаренные колеса или база трактора двигаются в процессе работы по спланированной поверхности заданного наклона, а следящее колесо повторяет неровности рельефа и тем самым, воздействуя на золотниковый распределитель гидравлической системы управления или щетку переменного сопротивления электрической системы управления, осуществляет подъем или опускание рабочего органа. Рабочий орган — нож с открьлками или без них.

Планировку можно вести с наклоном и под горизонтальную поверхность.

При работе механизма кромка ножа должна следовать по проектной плоскости; следовательно, неровности по высоте и длине своей должны соответствовать усилию на крюке, ширине срезаемой полосы и категории грунта. Наибольшая высота срезки и наибольшая глубина подсыпки лимитируются еще опусканием и подъемом рабочего органа, в противном случае механизм расстраивается и дает ложные показания, а исполнитель работ об этом может не знать. Значит, перед началом работ необходимо тщательно проанализировать планируемый рельеф.

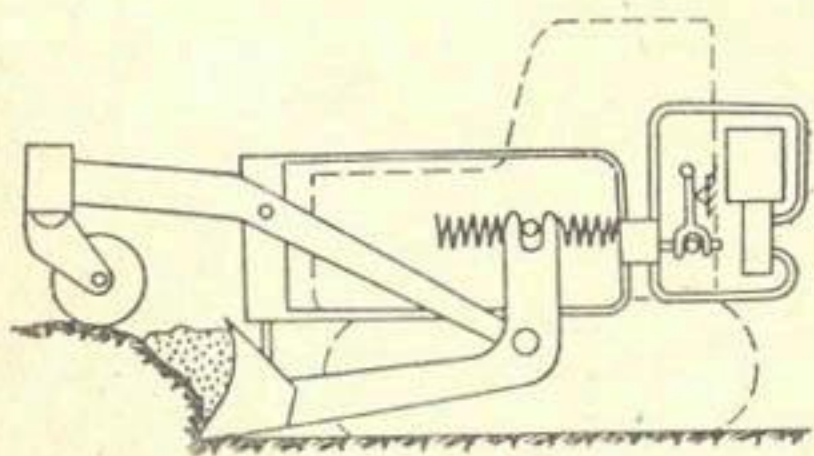


Рис. 3. Принципиальная схема навесного автоматического планировщика (автор А. А. Лордкипанидзе).

Проектный наклон планируемой поверхности выдерживается при помощи установки в гидравлической системе золотникового распределителя и первоначальным положением сбалансированных колес грейдера или базы трактора. Однако площадка для установки механизма перед началом работ не может быть идеально (с точностью до 1 см) выравненной. К тому же возможна неравномерная просадка сбалансированных колес грейдера, достигающая 2—3 см на 1 м расстояния между колесами. Превышения в 2 см на 1 м заложения составляют уклон 0,02—предельный уклон на размыв борозды. Получается, что возможная ошибка от первоначального положения базы превышает величину максимально возможного уклона. Следовательно, планировщик, оборудованный полуавтоматическим устройством на базе грейдера со сбалансированными колесами, на планировках поливных участков с проектными уклонами менее 0,02 работать не может.

Требованиям производства планировок могут отвечать лишь те механизмы и приспособления, которые позволят с точностью проводить планировки на участках с различными площадями под горизонтальную проектную поверхность и с уклоном менее 0,02.

В отделе орошения ИВПиГ АН УзССР по схемам, предложенным автором, разработаны два варианта прибора для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном.

Прибор для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном. В настоящее время при производстве планировочных работ скреперист, работающий с прицепным орудием, координирует свои действия по вешкам, которые установлены в местах срезок, подсыпок и нулевых работ. На вешках условно обозначены величины срезок или подсыпок. Расстояние между вешками, между центрами или вершинами квадратов—не менее 20 м. Следовательно, скреперист может с точностью выдержать проектную плоскость только в непосредственной близости от вешек. Поэтому в процессе земляных работ необходима инструментальная корректировка работы скрепера.

Было бы несравненным облегчением и упрощением, если бы скреперист в процессе выравнивания неровностей знал о надобности срезок или подсыпок по величине до проектной плоскости в каждой желательной точке планируемого участка. Предлагаемый нами прибор дает эту величину h срезки-подсыпки от точки на местности до проектной линии в каждый конкретный момент времени.

В основе прибора использован гироскоп с тремя степенями свободы. Гироскопический момент, величина которого определяется произведением момента инерции гироскопа, угловой скорости вращения ротора гироскопа и угловой скорости прецессии, имеет вид

$$= I \cdot \omega \cdot \omega'.$$

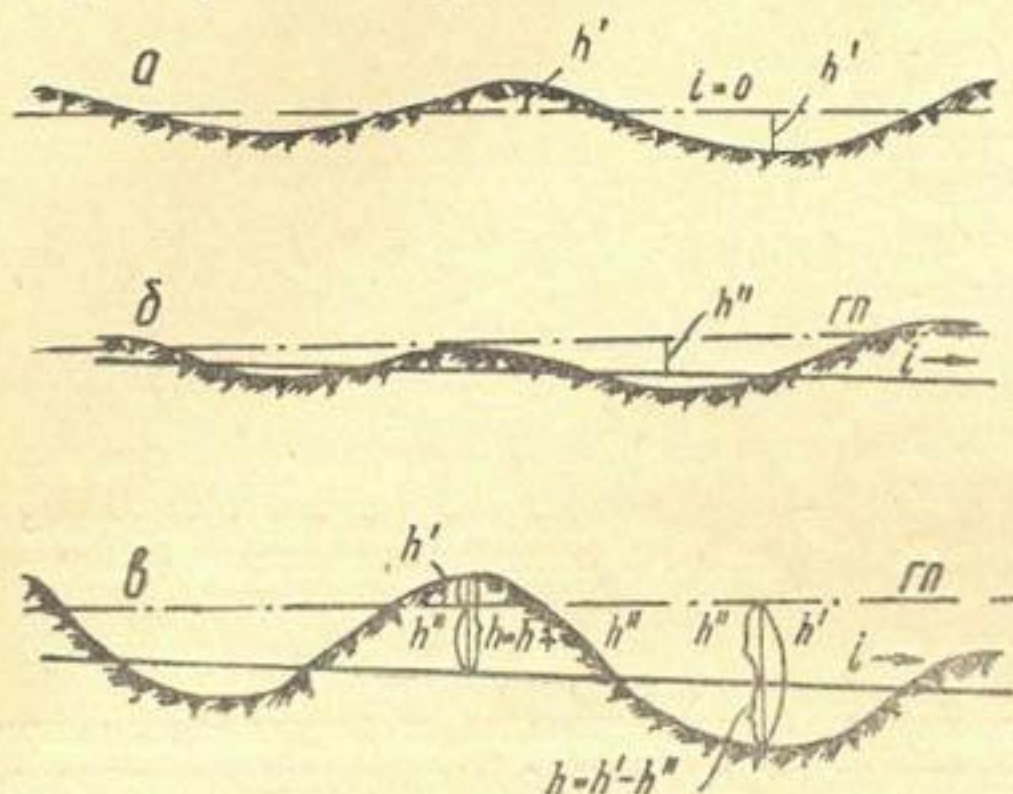


Рис. 4. Превышения, получаемые при работе гироскопической (а) и уклонной (б) частей прибора и совместной работе обеих частей прибора (в).

кости. Это значение превышения и будет искомой величиной, если планировка ведется под горизонтальную плоскость (рис. 4 а):

$$h' = f(\alpha, V, t),$$

где α — угол подъема или опускания трактора;

V — скорость движения трактора;

t — время движения с данным углом.

Однако в природе часто встречаются такие рельефы, планировка которых под горизонтальную плоскость будет сопряжена с большими объемами земляных работ. В этих случаях планировка ведется под наклонную плоскость. В приборе предусмотрено специальное устройство, дающее превышение от горизонтальной плоскости до проектной линии (рис. 4 б):

$$h'' = f(i, V, t');$$

здесь i — проектный уклон;

t' — время движения с данным уклоном.

Совместные показания обеих частей прибора дадут искомую величину превышения от точки на местности до проектной линии (рис. 4 в):

$$h = f(\alpha, i, V, t, t')$$

(h — искомая величина срезки или подсыпки).

Механическая схема прибора. Работа первой (гироскопической) части прибора, дающей величину превышения от горизонтальной плоскости до точки на местности, заключается в следующем. При движении трактора вращение от ведущей звездочки левого колеса трактора через гибкий вал 2 (рис. 5) передается на шестерню 3, делающую, как и ведущая звездочка колеса трактора, 0,5 об/м пути. Через шестерню 4 вращение передается на шестерню 5, делающую 2 об/м пути. Посредством кривошипно-шатунного механизма 6 поступательные движения

передаются на вилку 7, снабженную крючками, которые направлены в противоположные стороны. Расстояние между концами крючков равно $\frac{\pi D}{4}$. Зона действия каждого крючка составляет четверть окружности, а обоих — 0,5 длины окружности. Храповое колесо 8 в зоне действия крючков на 0,5 окружности прикрыто сектором 11, соединенным неподвижно с шестерней 12. Длина окружности сцепления шестерни 12 в два раза меньше окружности сцепления шестерни 13, насаженной неподвижно на ось внешней рамки гироскопа 14. Храповое колесо посредством шестерен 15, 16 и оси 9 передает свое вращение на стрелку 10. По величине отклонения стрелки на шкале превышений от нуля в одну сторону определяется величина подсыпки, в другую — величина срезки. Шкала превышений отградуирована в сантиметрах превышений.

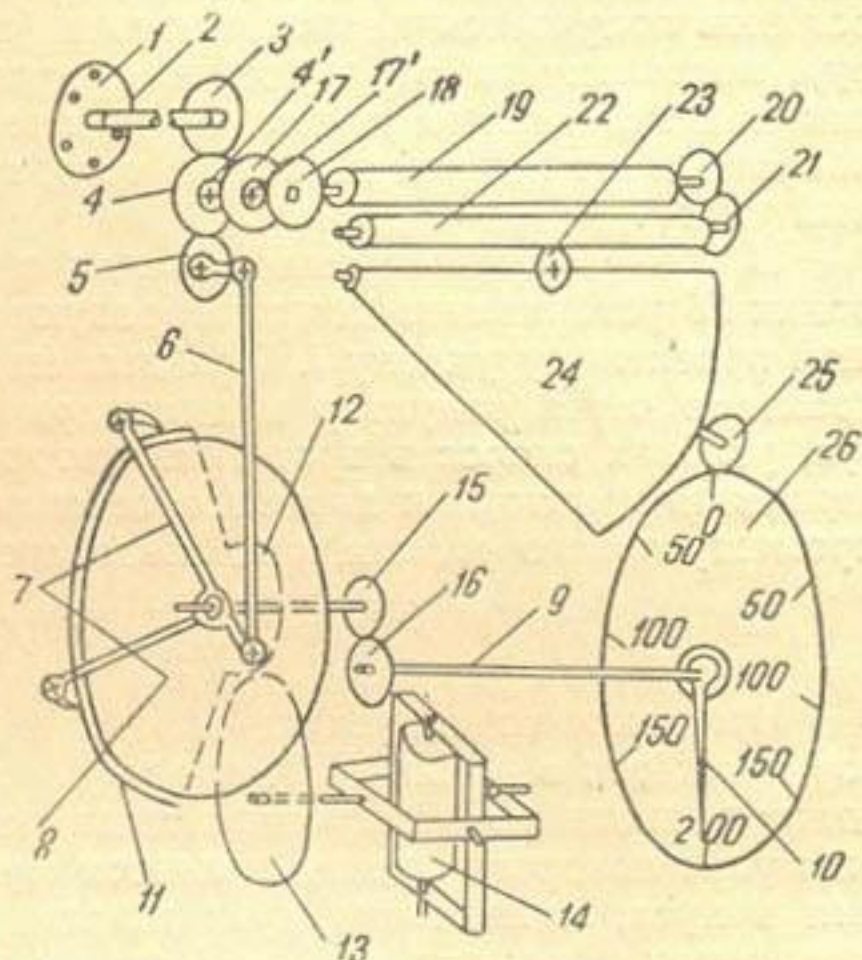


Рис. 5. Кинематическая (механическая) схема прибора для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном:

1—ведущая звездочка левого колеса трактора; 2—вал; 3, 4, 4', 5, 12, 13, 15, 16, 17, 17', 18, 25, 26—шестерни; 6—кривошипно-шатунный механизм; 7—вилка; 8—храповое колесо; 9—ось; 10—стрелка; 11—сектор; 14—ось внешней рамки гироскопа; 19, 22—цилиндрические ролики; 23—промежуточный ролик; 24—конус.

При подъеме или опускании базы трактора на какой-то угол крючки меняют положение относительно неподвижного сектора, прикрывающего зубья храпового колеса. Следовательно, при возвратно поступательном движении один из крючков будет входить в зацепление с зубьями храпового колеса и тем самым осуществлять его поворот на определенный угол, соответствующий углу подъема или опускания. Вращение передается стрелке, величина отклонения которой от нуля будет характеризовать величину срезки или подсыпки в данной точке до горизонтальной плоскости.

Вторая часть прибора дает величину h (см. рис. 4 в), соответствующую проектному уклону i . Значение уклонов изменяется в пределах 0,0002—минимальный уклон борозды—до того значения уклона, при котором получается критическая скорость на размыв борозды. Зададимся оптимальным значением уклонов 0,0005—0,01. В этих пределах должна работать вторая часть прибора.

Вращение шестерни 4 посредством блока шестерен 4', 17, 17', 18 конструктивно замененного червячной парой, передается на цилиндрические ролики 19 и 22, которые вращаются в противоположном направлении друг по отношению друга. Цилиндрические ролики вращаются с угловой скоростью 0,05 об/м пути. Из этого отношения видно, что количество оборотов, а следовательно, какая-то часть от оборота, есть не что иное, как величина h . Получается, что каждому значению уклона соответствует своя угловая скорость вращения. Конус 24 и является той деталью, которая обеспечивает различные угловые скорости вращения. Передача вращения на шестерню 26, к которой прикреплена шкала, осуществляется посредством шестерни 25.

В результате проведенных расчетов установлено, что уклонный конус получается усеченным. При минимальном диаметре в 10 мм (для уклона 0,01) большой диаметр получается равным 200 мм (для $i = 0,0005$). Расположение точек касания промежуточного ролика на образующей конуса для передачи вращения конусу от цилиндрических роликов получается неравномерным (сгущено к минимальному диаметру), поскольку за образующую конуса в целях упрощения изготовления принята прямая линия. Вращение конуса осуществляется в обоих направлениях в зависимости от того, прямой это или обратный проектный уклон.

В точке перегиба уклонов или в начале участка промежуточный ролик 23 устанавливается на образующей конуса в точке, соответствующей проектному уклону i . При движении трактора вращение от колеса трактора через редуктор и цилиндрические ролики передается на конус, угловая скорость вращения которого будет функцией от скорости движения трактора и диаметра сечения конуса в данной точке касания промежуточного ролика или, следовательно, уклона i , т. е.

$$\omega_{\text{кон}} = f(V, i).$$

Вращение от конуса передается на шкалу превышений. Если трактор движется в данный момент по горизонтальной плоскости, то происходит вращение шкалы относительно неподвижной стрелки. Центральный угол поворота шкалы является функцией угловой скорости вращения конуса, а величина дуги шкалы дает представление о величине срезки или подсыпки в данной точке:

$$h'' = f(V, i, t')$$

(t' — время движения трактора с данным уклоном).

Показания обеих частей прибора дадут истинную величину превышения от любой точки на местности до проектной линии. А суммирование $h' + h''$ или вычитание $h' - h''$ происходит за счет разностороннего или одностороннего направления вращения стрелки шкалы превышений.

В экспериментальных механических мастерских ИВПиГ АН УзССР был выполнен экспериментальный образец прибора (рис. 6), который проходил лабораторные испытания и должен был пройти производственные. В результате лабораторных исследований этого прибора были установлены следующие недостатки:

механическое взаимодействие гироскопа с подвижными частями механизма прибора. Гироскоп получает дополнительную механическую нагрузку, которая вызывает прецессию. В этих условиях может работать гироскоп с большой величиной гироскопического момента и откорректированный на дополнительную нагрузку.

Весь прибор, в том числе и гироскоп, находится на тракторе, база которого меняет свое положение не только в зависимости от рельефа местности, но и от неравномерного проседания носовой и хвостовой частей трактора, что на длинной дистанции может дать ошибку в показаниях прибора. Для работы с прибором необходимо, чтобы шкала превышений и уклонов находилась в кабине трактора перед скреперистом. Проседание — величина переменная и зависит от плотности грунта, усилия на крюке трактора, типа трактора и др.

Показания стрелки по шкале превышений импульсные, соответствующие импульсам поступательных движений крючков, которые обеспечивают вращение стрелки. Интервал между импульсами для данного экспериментального образца 0,5 м пройденного пути. Возможно, что

показание стрелки от одного импульса не всегда будет средним между начальным и конечным превышениями на полуметровой длине пути.

Работа уклонной части прибора, дающей величину превышения от горизонтальной плоскости до проектной линии, вызывает отклонение нуля шкалы превышений. Переменное положение нуля, возможно, затрудняло бы работу с прибором.

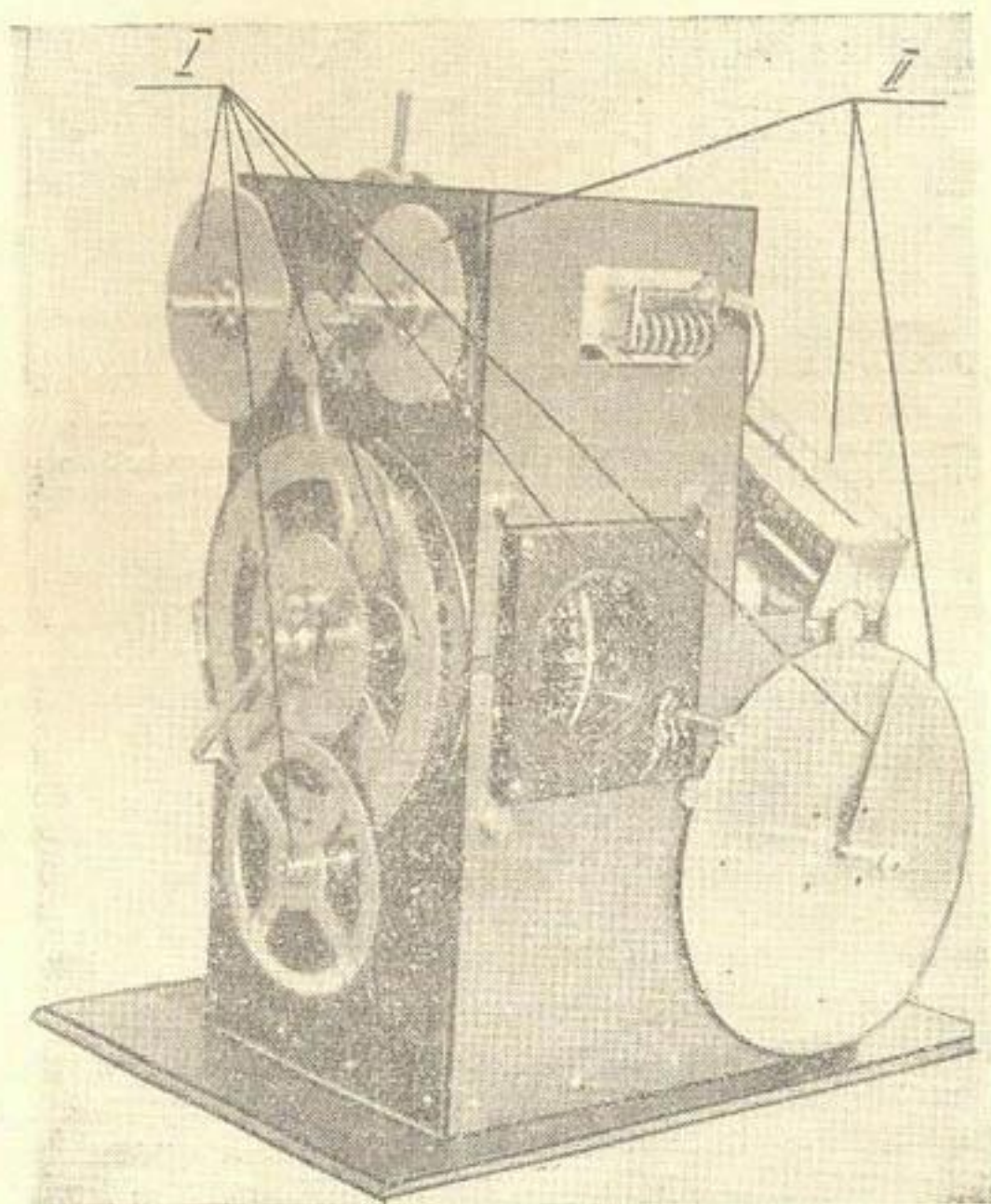


Рис. 6. Общий вид конструкции прибора для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном (механическая схема):

I—гидроскопическая; *II*—уклонная части.

Электрическая схема прибора для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном, представляющая собой полный аналог механической схемы (без указанных недостатков), дает возможность монтажа схемы из готовых элементов и проверенных в других отраслях народного хозяйства. Высокое качество электрических узлов, особенно заимствованных из авиационной промышленности, не вызывает сомнений.

Электрическая схема позволяет размещать отдельные узлы в наиболее выгодных местах планировочного агрегата, повышая при этом степень точности показаний прибора, например, гироскопа. Установка его на дышле скрепера позволит с большей точностью фиксировать существующий характер рельефа.

Вследствие отсутствия большого количества механически взаимодействующих деталей в электрической схеме точность показаний прибора повышается. Шкала превышений в электрической схеме неподвижна (в отличие от механической), а следовательно, положение нуля всегда постоянно.

Положительное в электрической схеме — равномерное (линейное) распределение значений уклонов на задатчике проектных уклонов, однако минимальным значением проектного уклона является минимальная величина разбаланса электрического моста сопротивлений (рис. 7),

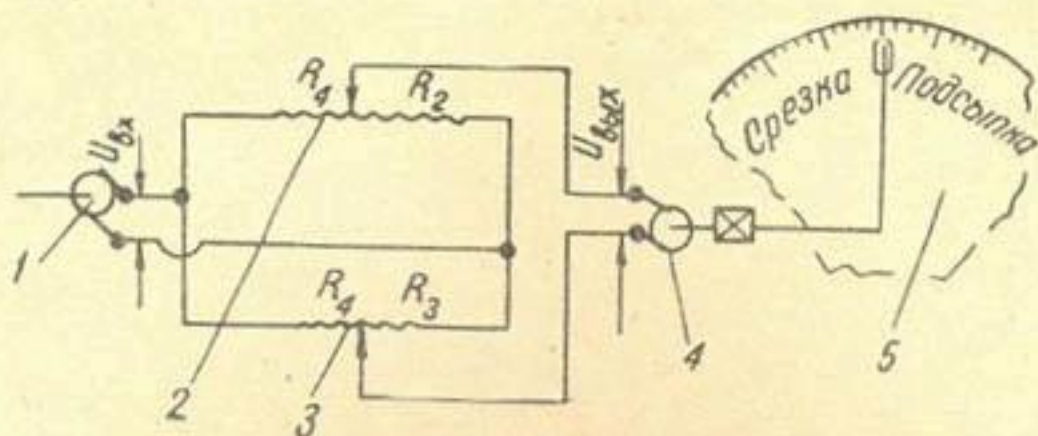


Рис. 7. Электрическая схема прибора для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном:

1 — тахогенератор постоянного тока; 2 — потенциометр датчика; 3 — потенциометр задатчика; 4 — интегрирующий двигатель; 5 — шкала преувеличений.

при которой напряжение на выходе будет достаточным для начала работы интегрирующего двигателя с линейной характеристикой.

Уравнение моста сопротивлений следующее:

$$U_{\text{вых}} = U_{\text{вх}} \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}.$$

Плечи моста сопротивлений приняты равными

$$R_1 = R_2; \quad R_3 = R_4.$$

Напряжение выхода будет равно нулю, когда щетки потенциометров датчика и задатчика займут среднее положение; среднее положение щеток возможно тогда, когда проектный уклон равен нулю (щетка потенциометра задатчика делает плечи R_3 и R_4 равными) и дышло скрепера (датчик гироскоп устанавливается на дышле) находится в горизонтальном состоянии, т. е. трактор со скрепером в данный момент перемещается по горизонтальной плоскости. В этом случае щетка потенциометра датчика, соединенная с осью внешней рамки гироскопа, делит поровну сопротивление потенциометра датчика.

При подъеме или опускании дышла скрепера (базы гироскопа), повторяющего изменение рельефа, изменяется положение корпуса гироскопа и потенциометра датчика. Происходит разбаланс плеч моста сопротивлений; значение напряжения выхода будет иметь вид

$$U_{\text{вых}} = U_{\text{вх}} \frac{(R_1 + \Delta R) R_3 - (R_2 - \Delta R) R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}.$$

Величиной отклонения щетки потенциометра датчика будет функция угла α подъема или опускания базы гироскопа от горизонтальной плоскости. Следовательно, $U_{\text{вых}} = f(\alpha)$.

Разбаланс моста сопротивлений мог наблюдаться только вследствие смещения щетки потенциометра задатчика со среднего положения. Тогда

$$U_{\text{вых}} = U_{\text{вх}} \frac{R_1 (R_3 + \Delta R) - R_2 (R_4 - \Delta R)}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}.$$

Смещение щетки потенциометра задатчика производится вручную в начале уклона данного значения. Величина отклонения щетки — функция проектного уклона i . Следовательно,

$$U_{\text{вых}} = f(i).$$

Как видно из вышеизложенного, разбаланс может быть за счет смещения щеток обоих потенциометров, т. е. в момент, когда имеется и проектный уклон i , и угол наклона базы гироскопа к горизонту α . В этом случае

$$U_{\text{вых}} = f(\alpha, i).$$

Напряжение входа в цепь моста сопротивлений $U_{\text{вх}}$ подается от тахогенератора постоянного тока, ротор которого вращается пропорционально угловой скорости вращения колеса скрепера (тахогенератор приводится во вращение через редуктор от колеса скрепера), т. е.

$$\omega_{\text{т.г}} = f(V),$$

где $\omega_{\text{т.г}}$ — угловая скорость вращения ротора тахогенератора;

V — скорость движения планировочного агрегата.

Напряжение входа в мост сопротивлений, вырабатываемое тахогенератором, есть функция угловой скорости вращения ротора тахогенератора. Значит

$$U_{\text{вх}} = f(V).$$

Очевидно, что напряжение выхода из моста сопротивлений будет тем больше (меньше), чем больше (меньше) подаваемое напряжение на мост сопротивлений при постоянной величине разбаланса плеч электрического моста. Следовательно, напряжение выхода — функция трех переменных: скорости движения агрегата, величины и направления проектного уклона и неровности рельефа:

$$U_{\text{вых}} = f(\alpha, i, V).$$

Эта величина напряжения подается на интегрирующий двигатель, который через редуктор отклоняет стрелку по шкале превышений от нуля в одну или другую сторону в зависимости от направления тока в цепи. Величина отклонения стрелки есть не что иное, как величина срезки или подсыпки от любой точки на местности до проектной линии, которая может быть горизонтальной или с определенным уклоном.

Шкалу превышений градуировали на основе опытных данных. Методика проведения лабораторных испытаний была следующей. На стенде, оборудованном шкалой, отградуированной в градусах подъема или опускания, укрепляется гироскоп. Вначале грубой настройкой, а затем кремальерными винтами гироскоп приводили в горизонтальное положение, щетку задатчика устанавливали в среднем положении, т. е. $i = 0$, при этом $U_{\text{вых}} = 0$. Затем, не смещая щетки задатчика, гироскоп наклоняли на какой-то угол, долженствующий имитировать угол подъема или опускания планировочного агрегата. Имитацию изменения скорости движения трактора проводили путем изменения напряжения во входе на электрический мост сопротивлений $U_{\text{вх}}$, считая, что напряжение в 27 в соответствует скорости движения трактора, равной 4,65 км/час, т. е. II скорости. Через время одного или нескольких оборотов стрелки по шкале превышений и напряжения входа определяли величину пройденного пути; через синус

Таблица I

Угол, град	Напряжение на мост, в	Коли- чество замеров	Среднее время вра- щения стрелки (1 обор.), сек.	Скорость движения трактора, см/сек	Превышение	
					h , см	$h_{ср}$, см

Подъем

3	6,0	4	173,3	28,7	258	228
	12,2	4	75,7	58,38	230	
	17,8	3	48,9	85,18	217	
	23,3	4	37,8	111,5	219	
	25,5	4	34,0	122,0	216	
5	6,0	4	98,0	28,7	244	229
	12,2	4	45,6	58,38	231	
	17,8	3	31,2	85,18	232	
	23,3	4	22,7	111,5	220	
	25,5	4	20,6	122,0	218	
6	6,0	4	80,0	28,7	241	227
	12,2	4	37,8	58,38	232	
	17,8	4	24,8	85,18	222	
	23,3	4	19,0	111,5	222	
	25,5	4	17,0	122,0	218	
10	6,0	4	46,3	28,7	232	224
	12,2	4	22,5	58,38	228	
	17,8	4	15,2	85,18	224	
	23,3	3	11,2	111,5	217	
	25,5	4	10,3	122,0	219	
12	6,0	4	38,5	28,7	230	222
	12,2	4	18,7	58,38	226	
	17,8	3	12,4	85,18	222	
	23,3	4	9,4	111,5	218	
	25,5	4	8,5	122,0	216	
15	6,0	4	30,5	28,7	227	222
	12,2	5	15,0	58,38	226	
	17,8	4	10,2	85,18	223	
	23,3	4	7,5	111,5	217	
	25,5	4	6,9	122,0	218	

Опускание

3	6,0	4	165,0	28,7	246	223
	12,2	4	74,1	58,38	225	
	17,8	4	48,1	85,18	213	
	23,3	5	36,8	111,5	213	
	25,5	4	34,1	122,0	216	
5	6,0	4	97,0	28,7	242	224
	12,2	4	45,3	58,38	230	
	17,8	4	29,1	85,18	216	
	23,3	3	22,2	111,5	216	
	25,5	4	20,5	122,0	217	

Угол, град	Напряжение на мост, в	Коли- чество замеров	Среднее время вра- щения стрелки (1 обор.), сек.	Скорость движения трактора, см/сек	Превышение	
					h, см	h _{ср} , см
О п у с к а н и е						
6	{ 6,0 12,2 17,8 23,3 25,5	4	78,1	28,7	236	224
		4	37,6	58,38	230	
		4	24,7	85,18	221	
		4	18,2	111,5	213	
		4	17,1	122,0	219	
10	{ 6,0 12,2 17,8 23,3 25,5	4	46,0	28,7	230	221
		3	22,3	58,38	226	
		4	14,6	85,18	216	
		3	11,1	111,5	215	
		4	10,3	122,0	219	
12	{ 6,0 12,2 17,8 23,3 25,5	4	38,6	28,7	229	222
		4	18,9	58,38	229	
		3	12,2	85,18	219	
		4	9,3	111,5	216	
		4	8,6	122,0	218	
15	{ 6,0 12,2 17,8 23,3 25,5	4	30,4	28,7	227	222
		4	15,0	58,38	226	
		4	9,8	85,18	216	
		3	7,4	111,5	214	
		4	6,9	122,0	218	

Примечание. Цена шкалы превышений при подъеме — 225 см, при опускании — 222.

заданного угла и длину гипотенузы (пройденный путь) — величину превышения. А поскольку стрелка за это время сделала один оборот, то данное значение превышения и будет ценой деления всей шкалы.

Опыты проводили при разных значениях углов подъема и опускания и разных величинах $U_{\text{вх}}$, т. е. на разных скоростях, а также при разных значениях напряжения, подаваемого на мост сопротивлений, которые имитируют изменение скорости движения трактора. Время вращения стрелки по шкале превышений фиксировали секундомером. Точность прохода стрелкой окружности или части ее определяли „на глаз“. В табл. 1 представлены результаты опытов по установлению значения шкалы превышений.

В табл. 1 включены скорости, определяемые по формуле

$$V = 4,785 U_{\text{вх}}.$$

При этом считается, что напряжение в 27 в соответствует скорости трактора, равной 4,65 км/час.

Величину превышения определяли по формуле

$$h = V \cdot t \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

где h — превышение;

V — скорость трактора;

t — среднее время одного оборота стрелки;

α — угол подъема или опускания.

Эта величина превышения и будет являться ценой шкалы превышений для данного угла и напряжения. Среднее значение величин по напряжениям даст цену шкалы для данного угла, а среднее по значениям углов — цену шкалы для данного положения гироскопа.

Т а б л и ц а 2

Напря- жение на мост, $U_{вх}$	Скорость трактора, см/сек	Направле- ние уклона	Среднее время вра- щения 4/6 части шкалы превыше- ний, сек.	Среднее время для дан- ного на- пряже- ния, сек.	Длина прой- денного пути, см	Превы- шение, см	Макси- мальный проект- ный уклон $i = h/l$
11,3	54,07	Прямое	76,7	82,0	4434	37	0,00834
17,9	85,65	Обратное	87,3	42,7	3657	37	0,01012
26,9	127,72	Прямое	40,8	24,2	3115	37	0,01187
10,3	49,28	Обратное	44,7	81,4	4012	37	0,00922
		Прямое	25,0				
		Обратное	23,4				
		Прямое	60,2				
		Обратное	102,6				

П р и м е ч а н и е. Для каждого напряжения брали четыре замера.

Разница, наблюдаемая между средними значениями отсчетов времени положения «подъем» и «опускание», для одинаковых углов и напряжений есть следствие неточного нахождения положения нуля в цепи моста сопротивлений при горизонтальном состоянии базы. Различные значения отсчетов времени, а следовательно, и величин превышений для неодинаковых напряжений одного угла и различных углов одного положения получаются ввиду прецессии оси ротора гироскопа, т. е. ось ротора гироскопа не всегда вертикальна, прецессирует около вертикального положения (величина прецессии — до ± 15 угловых минут), вызывает произвольный разбаланс моста сопротивлений, тем самым изменяя показания прибора. Однако величины средних значений превышений для различных углов не представляют серьезных опасений. Максимальная разница этих величин составляет 3,1% для положения «подъем» и минимальная 1% — для «опускания».

Среднее значение цены шкалы превышений для «подъема» равно 225 см, для «опускания» — 222. Шкала превышений на приборе отградуирована на 222 см, из них 111 см приходится на «подсыпку» и столько же на «срезку». Из всех замеров 90% составляют ошибку менее 5%. Такие результаты для экспериментального образца можно считать удовлетворительными.

Работу второй части прибора, дающей величину превышения от горизонтальной плоскости до проектной линии, проверяли независимо от первой. Имитировали случай, когда агрегат движется по горизонтальной плоскости. Однако планировку нужно вести с каким-то значением прямого или обратного уклона. Определяли значение максимального проектного уклона для данного линейного потенциометра задатчика (табл. 2). При этом считали, что в промежутке между максимумом и нулем значения проектного уклона, которые брали для прямого и обратного уклона, будут распределяться линейно. Величину проектного

уклона находили через угловую скорость вращения стрелки по шкале превышения, считая последнюю равной 222 см. На основе полученных величин максимальное значение проектного уклона (прямого и обратного) принимаем равным 0,01.

Т а б л и ц а 3

Положе- ние базы	Угол, <i>град</i>	Уклон, <i>i</i>	Коли- чест- во замер- ов	Среднее время враще- ния 1 оборота стрелки, сек.	Прой- ден- ный путь, <i>см</i>	Превы- шение от точки на местнос- ти до горизон- тальной плоско- сти, <i>см</i>	Превы- шение от горизон- тальной плоскос- ти до проект- ной ли- нии, <i>см</i>	Об- щее пре- выше- ние, <i>см</i>	Ошиб- ки, % от 222 <i>см</i>		
Опуска- ние	5	0,01	Прямой	3	23,0	2840	247	-28,4	219	-1,4	
			Обрат- ный	3	17,4	2150	187	+21,5	209	-5,9	
				1	18,0	2222	194	+22,2	216	-2,6	
		<i>i</i> =0	3	20,0	2468	215	—	215	-3,0		
Подъем	15	0,01	Обрат- ный	1	6,3	778	202	+8,0	210	-5,4	
			0,01	Прямой	3	18,0	2222	194	+22,2	216	-2,6
					1	17,3	2136	186	+21,3	207	-6,6
		Обрат- ный		3	24,3	2999	261	-30,0	231	+4,0	
		<i>i</i> =0	3	20,0	2468	215	—	215	-3,0		

Последний этап испытаний прибора заключался в проверке совместных показаний обеих его частей. Уклон задавали максимальный, и положение базы принимали наклонно к горизонту под каким-то углом. Напряжение равнялось 25,8 в, скорость 123,45 см/сек.

Совместная работа обеих частей прибора дает удовлетворительные результаты. Самый высокий процент ошибки — 6,6%. Если считать, что наибольшая глубина срезки и высота подсыпки в 90% случаев не превышает 100 см, то максимально возможная ошибка в показаниях прибора будет в пределах 7 см — предел точности работы скрепера (табл. 3).

Таким образом, предлагаемый прибор для вождения планировочного агрегата с заданным уклоном вполне удовлетворяет требованиям производства планировочных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самсонова Н. П. Планировочные работы на орошаемых землях, М., Сельхозгиз, 1955.
2. Лордкипанидзе А. А., Труды ГрузНИИГиМа, вып. 20, Тбилиси, 1959, стр. 397.
3. Арутюнов В. О. Электрические измерительные приборы и измерения, М., Госэнергоиздат, 1958.

СОДЕРЖАНИЕ

В. А. Баранов. К вопросу об эффективности насосных станций машинного орошения.	5
В. А. Баранов, Н. Н. Омелин. Расчет совместной работы насосных установок на буровых скважинах, питающих общую магистраль.	18
В. Н. Машков. О некоторых особенностях новых моделей ленточных водоподъемников.	32
В. И. Будай. Экспериментальное определение частот собственных колебаний консольного ротора применительно к лопастным насосам.	39
Л. П. Зайцев. К выбору форм лопаток рабочих органов каналоочистителей непрерывного действия.	45
В. Н. Бердянский, Э. Ш. Куперман, А. Н. Мирсагатов. Технология комплексно-механизированного строительства закрытого горизонтального дренажа в Голодной степи.	57
П. Я. Саруханов. К теории подводного среза растительности.	69
В. Я. Козиков. К вопросу об автоматизации планировок.	77
