

A $\frac{278}{713}$

1894

ГОСУДАРСТВЕННАЯ БИБЛИОТЕКА
ПРИ ХИМИЧЕСКОМ ЗАВОДЕ
ОХТЕНСКОЕ

ПОДАРИНО

* БИБЛИОТЕКА *
Шифр 198
Иль. № 297

одному
шту.

882

Государственная
Библиотека
СССР
И. В. В. Давидов

25577-56

A 278
713

НАСОСЫ ПРЯМОГО ДѢЙСТВІЯ 1894

и

ИХЪ КОМПЕНСАЦІЯ.

(Съ чертежами на отдѣльныхъ таблицахъ).

Дѣйствительнаго члена Политехническаго Общ. В. Г. Шухова.

Изъ всѣхъ типовъ насосныхъ машинъ, наибольшимъ распространениемъ, какъ извѣстно, пользуются въ настоящее время сдвоенные насосы прямого дѣйствія.

Простота ихъ устройства, обусловливаемая отсутствиемъ клапановъ и коленъ съ передаточнымъ механизмомъ кривошипа и шатуна, позволяетъ конструировать эти насосы сравнительно очень легкими и даетъ въ общемъ машину, отличающуюся удобствомъ и простотою ухода.

Поршни паровыхъ и водяныхъ цилиндровъ сидятъ на общей штангѣ, и сдвоенность насосовъ, упрощая парораспределение, даетъ весьма важныя преимущества всей насосной системѣ.

Принципъ сдвоенности заключается въ томъ, что поршни одной половины насоса, подходя къ концу своего хода, открываютъ впускъ пара въ паровые цилиндры другой, при этомъ во время полной работы одного поршня другой находится почти въ покоѣ, и въ общемъ движеніе поршней сводится къ тому, что сумма ихъ скоростей остается въ каждый данный моментъ величиною приблизительно постоянною. Следовательно, и скорость выбрасываемой насосомъ жидкости также постоянна.

Въ этомъ отношеніи опыты, произведенные англійскимъ инженеромъ *Mair* надъ большимъ насосомъ Вортингтона съ правильно установленнымъ движеніемъ золотниковъ, показали,

что во время работы насосовъ почти не замѣчалось колебанъ въ магистральной нагнетательной трубѣ, при отсутствіи давленія воздушнаго колокола на этой трубѣ, и не было замѣчено никакой разницы въ колебаніяхъ давленія при работѣ съ колпакомъ безъ онаго.

Достаточное время остановки cadaго поршня въ концѣ его хода позволяетъ клапанамъ закрываться естественнымъ паденіемъ, и масса жидкости въ водяномъ цилиндрѣ, пружиннымъ измѣнить свое движеніе въ обратную сторону, оставаясь некоторое время въ покоѣ. Въ обыкновенныхъ насосахъ, приводимыхъ въ движеніе при посредствѣ маховаго колеса, поршень въ концѣ хода измѣняетъ непрерывно свое движеніе обратное, результатомъ чего получается ударъ жидкостей и неправильное паденіе клапановъ—обстоятельство, уменьшающее коэф. полезнаго дѣйствія насоса.

Словомъ, маховое колесо даетъ неравномѣрное и безостановочное движеніе поршнямъ, въ то время какъ насосы прямого дѣйствія имѣютъ болѣе постоянное движеніе поршней съ необходимыми концевыми остановками.

Съ другой стороны, отсутствіе маховаго колеса не позволяетъ въ насосахъ прямого дѣйствія пользоваться расширеніемъ пара; при небольшой скорости ихъ хода и незначительномъ вѣсѣ движущихся частей, во время работы нельзя пользоваться живыми силами движенія съ цѣлью запастись работой въ одинъ періодъ хода для отдачи ея въ другой періодъ.

Необходимымъ условіемъ правильности работы такихъ насосовъ является постоянное равенство между давленіемъ пара въ паровыхъ цилиндрахъ и давленіемъ гидравлическимъ водяныхъ. Такъ какъ послѣднее давленіе есть величина постоянная въ періодъ всего хода, то, слѣдовательно, и давленіе пара должно быть также въ теченіе всего хода величиною постоянною; всякій избытокъ пароваго давленія надъ гидравлическимъ пропадаетъ безслѣдно для работы, вызываетъ ускоренное движеніе поршней, увеличиваетъ бесполезное сопротивленіе въ насосѣ и въ концѣ расходуется на сжатіе выпускаемаго пара съ противоположной стороны цилиндра. Условія же постоянства давленія пара не позволяютъ,

КНИГА ИМЕЕТ

Листов печатных	Выпуск	В перепл. един. соедин №№ вып.	Таблиц	Карт	Иллюстр.	Служебн. №№	№№ списка и порядковый	200 г. 13
							сч	сч

с

видно, дѣлать его расширеніе въ паровомъ цилиндрѣ, а слѣд., и увеличивать экономію въ расходѣ пара.

Прибавленіемъ цилиндровъ расширенія къ паровымъ частямъ этихъ насосовъ можно увеличивать ихъ работу при одномъ и томъ же расходѣ пара, но это увеличеніе далеко не соотвѣтствуетъ выгодѣ, даваемой расширеніемъ пара въ обыкновенныхъ паровыхъ машинахъ.

Въ самомъ дѣлѣ, при расширеніи пара, независимо, конечно, отъ числа послѣдовательныхъ цилиндровъ, давленіе, производимое имъ на поршни, постепенно падаетъ отъ начала къ концу хода. Разъ должно существовать равенство въ каждой точкѣ хода между давленіемъ на паровые поршни и постояннымъ давленіемъ на водяной, то и въ концѣ хода это равенство должно имѣть мѣсто. Слѣдовательно, избытокъ давленія въ теченіе всего хода надъ конечнымъ пропадаетъ безслѣдно для полезной работы въ водяномъ цилиндрѣ. Этотъ бесполезный избытокъ давленія уничтожается или, лучше сказать, совсѣмъ не имѣетъ мѣста въ сдвоенныхъ насосахъ, благодаря постепенности открытія паровпускныхъ оконъ, которая какъ бы сама устанавливаетъ постоянство давленій вслѣдствіе сдвоенности насоса. Здѣсь открытіе оконъ золотника не зависитъ отъ положенія поршней разсматриваемой половины насоса. Если-бы данная половина поршней двигалась бы съ большей скоростью вслѣдствіе избытка давленій, то вторая половина, управляющая золотникомъ первой, приостановила бы нѣсколько свою скорость въ концѣ хода, а слѣдовательно, приостановила бы и открытіе золотника. Вотъ почему диаграммы давленій, снятыхъ съ паровыхъ частей насосовъ, показываютъ, что давленіе пара почти постоянно и равно тому, какое паръ имѣлъ бы въ концѣ хода.

На основаніи вышесказаннаго при расчетѣ насосовъ прямого дѣйствія съ цилиндрами расширенія, необходимо принимать за опредѣляемое давленіе на паровые поршни величину его въ концѣ ихъ хода, и ошибочно было бы вести расчетъ по среднему давленію, какъ это берется въ обыкновенныхъ паровыхъ машинахъ.

Съ цѣлью воспользоваться возможно полною работою расширенія пара въ машинахъ прямого дѣйствія, Вортингтонъ

Б. М. К. А.

впервые употребилъ такъ называемую компенсацію, устройство которой заключается въ слѣдующемъ:

Отъ начала хода поршней до ихъ средняго положенія производимое паромъ давленіе на поршни машины передается кромѣ водянаго цилиндра, еще и въ особые цилиндры, составляющіе компенсаторъ. Усиліе, принимаемое компенсаторомъ, постепенно уменьшается отъ начала хода къ серединѣ, сообразно съ уменьшеніемъ давленія пара; въ среднемъ положеніи поршней сила, передаваемая компенсаторамъ, равна нулю, и въ этой точкѣ давленіе на паровые поршни равняется давленію на поршни водянаго цилиндра.

Далѣе, при движеніи поршней отъ середины къ концу хода, давленіе пара постепенно падаетъ, а компенсаторы отдають полученныя ими въ первую половину хода усилія, величина которыхъ возрастаетъ отъ середины хода къ концу его.

Все устройство компенсаціи рассчитано такимъ образомъ, что сумма давленій на паровые поршни, принимаемыхъ или отдаваемыхъ компенсаторомъ, въ каждой точкѣ хода составляетъ величину постоянную и равную паровому давленію въ серединѣ хода, каковое въ свою очередь равно гидравлическому давленію на поршень водянаго цилиндра.

При такомъ устройствѣ, само собою понятно, можетъ быть утилизовано расширеніе пара, и машина прямаго дѣйствія, снабженная такими компенсаторами, можетъ работать также хорошо, какъ и обыкновенная паровая машина, при условіи равенства степени расширенія пара въ обоихъ случаяхъ.

Такъ какъ все дѣйствіе компенсаторовъ основано на давленіи, то процессъ регулированія ими работы насоса не зависятъ отъ скорости поршней, и такимъ образомъ компенсаторы являются регуляторами работы.

Размѣры маховаго колеса зависятъ отъ скорости движенія поршней и разности крайнихъ давленій пара въ паровыхъ машинахъ; размѣры компенсатора зависятъ только отъ разности давленій.

Устраиваемый Вортингтономъ компенсаціонный приборъ состоитъ изъ двухъ качающихся цилиндровъ А, А (фиг. 1, 2 и 4); скалки которыхъ связаны шарнирами со штангами поршней насоса. Цилиндры эти, наполненные жидкостью чрезъ свои

полы оси, получают давленіе отъ воздушнаго колпака или изъ нагнетательной трубы, вслѣдствіе чего давленіе въ компенсаторахъ поддерживается всегда пропорціональнымъ давленію, подъ которымъ нагнетается жидкость. Желая уменьшить діаметры цилиндровъ у компенсаторовъ, давленіе въ нихъ увеличиваютъ сравнительно съ таковымъ въ нагнетательной трубѣ посредствомъ введенія особаго аккумулятора съ дифференціальными поршнями.

Расположеніе компенсаціонныхъ цилиндровъ во время работы насоса симметрично относительно поршневыхъ штангъ машины, а потому давленіе компенсатора не вызываетъ въ этихъ штангахъ ломающихъ моментовъ.

На фиг. 2 изображены разныя положенія компенсатора въ зависимости отъ хода насосныхъ поршней. Въ точкѣ 1 (фиг. 2 и 3) цилиндры компенсатора получаютъ наибольшій избытокъ давленія, падающій постепенно до положенія въ точкѣ 2; здѣсь компенсаціонные цилиндры находятся въ равновѣсїи, слѣдовательно, не получаютъ и не отдаютъ давленія. Отъ точки 2 до точки 3 компенсаторъ отдаетъ полученныя имъ усилія, величина которыхъ, по проекціи штангъ, постепенно увеличивается и достигаетъ наибольшаго значенія въ точкѣ 3, т. е. въ концѣ хода.

На фиг. 7 показана діаграмма давленій паровыхъ поршней и компенсаторовъ.

Устройство аккумулятора, усиливающего давленіе въ компенсаціонныхъ цилиндрахъ, показано на фиг. 5 и 6; верхняя часть аккумулятора соединена съ нагнетательной трубой насоса, нижняя часть—съ компенсаціонными цилиндрами, и средняя сообщается со всасывающей камерой насоса. Придавая соответственные размѣры поршнямъ А и В, можно установить опредѣленное давленіе въ компенсаторѣ, значительно превосходящее таковое же въ нагнетательной трубѣ, но всегда ему пропорціональное. Эта связь между давленіемъ въ нагнетательной трубѣ и компенсаторахъ безусловно необходима въ томъ случаѣ, если насосы работаютъ при переменномъ давленіи въ нагнетательной трубѣ.

При измѣненіи давленія, подъ которымъ работаютъ насосы, придется измѣнить періодъ впуска пара въ паровомъ

цилиндрѣ, и вмѣстѣ съ тѣмъ автоматически измѣнится и усиленіе, принимаемое, а равно и отдаваемое, компенсаторами; то же самое и обратно; такимъ образомъ система паровыхъ поршней съ компенсаторомъ и водянаго поршня будетъ находиться всегда въ равновѣсіи.

Изъ вышеприведеннаго описанія компенсаціоннаго прибора видно, что устройство его для большихъ машинъ значительно легче маховаго колеса, что подтверждается и практикою дѣла; такъ, напр., въ большихъ насосахъ на нефтепроводныхъ линияхъ въ Америкѣ, механизмъ компенсаторовъ вѣситъ около 100 пуд. при слѣдующихъ размѣрахъ машины: діам. цилиндра впуска 41, цилиндра расширенія 82, ходъ насосовъ 48 дюйм.; скорость работы насоса измѣняется отъ 60 до 100 фуг. въ минуту. Маховое колесо при такихъ обстоятельствахъ движенія должно было бы вѣсить болѣе 3000 пуд. Кромѣ того, компенсаторъ гораздо меньше поглощаетъ полезной работы на треніе, чѣмъ механизмъ шатуна, кривошина и маховаго колеса, и въ общемъ при введеніи компенсаціи получается легкое и удобное устройство, которое заслуживаетъ особаго вниманія со стороны конструкторовъ насосовъ.

Насколько намъ извѣстно, въ технической литературѣ не разработанъ вопросъ о расчетѣ какъ цилиндровъ расширенія, такъ и компенсаторовъ для насосовъ прямого дѣйствія, поэтому въ нижеслѣдующихъ замѣткахъ мы дѣлаемъ попытку рѣшенія этого интереснаго вопроса.

1. Расчетъ паровыхъ цилиндровъ у насосовъ прямого дѣйствія безъ компенсаторовъ.

Всѣ дальнѣйшіе выводы основаны на предположеніи, что наиболѣе вѣроятная кривая расширенія пара можетъ быть принята за равностороннюю гиперболу, уравненіе которой

$$p \cdot v = const \dots \dots \dots (1)$$

Замѣтимъ однако, что возможныя въ практикѣ отступленія отъ этого предположенія почти не измѣняютъ вида конечныхъ уравненій.

Вообразимъ себѣ рядъ цилиндровъ, послѣдовательно расположенныхъ одинъ за другимъ. Свѣжій паръ поступаетъ въ

1-й изъ нихъ и работаетъ въ немъ съ опредѣленной отсѣч-
кой; въ концѣ хода паръ изъ 1-го цил. переходитъ во 2-й
и затѣмъ послѣдовательно чрезъ всѣ остальные цилиндры.
Предположимъ пока, что между цилиндрами нѣтъ промежу-
точныхъ камеръ (*receiver*), и нѣтъ отсѣчки пара въ послѣду-
ющихъ цилиндрахъ, работающих расширеніемъ пара.

Пусть обозначаютъ:

F_1, F_2, \dots, F_n — площади паровыхъ поршней послѣдова-
тельныхъ цилиндровъ;

x_1, x_2, \dots, x_{n-1} — отношенія площадей паров. поршней по-
слѣдующаго и предыдущаго цилиндра,
такъ что:

$$x_1 = F_2 : F_1; \quad x_2 = F_3 : F_2; \quad \dots \quad x_{n-1} = F_n : F_{n-1};$$

p — давленіе пара, выпускаемаго въ 1-й цил.;

p_0 — давленіе пара за поршнемъ въ послѣднемъ цил., или
давленіе въ холодильникѣ;

$2s$ — общій ходъ паровыхъ и насосныхъ поршней;

y — путь, пройденный поршнемъ отъ начала хода до раз-
сматриваемой точки;

$y : s = z$ — отношеніе этого пути къ половинѣ хода поршня.

α — отсѣчка пара въ 1-мъ цил., т. е. отношеніе хода при
впускѣ пара ко всему ходу поршня.

Давленіе пара q_1 передъ поршнемъ въ 1-мъ цил. въ про-
извольной точкѣ хода можетъ быть выражено слѣдующимъ
образомъ:

$$q_1 = \frac{2\alpha}{z} \cdot p F_1 \dots \dots \dots (2)$$

Если $\frac{z}{2} =$ или $< \alpha$, то $q_1 = p \cdot F_1 \dots \dots \dots (3)$

Если $z = 2$, т. е. поршень находится въ концѣ своего хо-
да, то

$$q_1 = \alpha \cdot p F_1 \dots \dots \dots (4)$$

Когда поршни отъ начала хода пройдутъ путь y , упру-
гость пара p_1 въ сообщенныхъ между собою пространствахъ
1-го и 2-го цил. (фиг. 8) будетъ по ур-ію (1) опредѣ-
ляться изъ равенства:

$$\alpha \cdot p \cdot F_1 \cdot 2s = [F_2 y + F_1 (2s - y)] \cdot p_1 \dots \dots (5)$$

Поэтому давлѣніе q_2 между 1-мъ и 2-мъ поршнями, направленное въ сторону движенія, будетъ опредѣляться такъ:

$$q_2 = p_1(F_2 - F_1) = \alpha p F_1 \frac{2s(F_2 - F_1)}{F_2 y + F_1(2s - y)}, \text{ или}$$

$$q_2 = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_1 - 1)}{z(x_1 - 1) + 2} \dots \dots \dots (6)$$

Въ концѣ хода поршней, когда $y = 2s$, упругость пара p_2 во второмъ цилиндрѣ, на основаніи (5), опредѣлится изъ такого равенства:

$$\alpha p F_1 = F_2 p_2, \text{ или } p_2 = \frac{\alpha p}{x_1} \dots \dots \dots (7)$$

Когда поршни отъ начала хода пройдутъ путь y , упругость пара p_3 въ сообщенныхъ между собою пространствахъ 2-го и 3-го цилиндра, на основаніи рав. (1), будетъ опредѣляться такъ:

$$p_2 \cdot F_2 \cdot 2s = p_3 [F_3 y + F_2(2s - y)], \text{ или}$$

$$p_3 = \frac{\alpha p F_2}{x_1} \cdot \frac{2s}{F_3 y + F_2(2s - y)} \dots \dots \dots (8)$$

Послѣ этого, соотвѣтственно пути y , давлѣніе q_3 между 2-мъ и 3-мъ поршнями, направленное въ сторону движенія, напишется слѣд. образ.:

$$q_3 = p_3(F_3 - F_2) = \alpha p F_1 \cdot \frac{2s(F_3 - F_2)}{F_3 y + F_2(2s - y)}, \text{ или}$$

$$q_3 = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_2 - 1)}{z(x_2 - 1) + 2} \dots \dots \dots (9)$$

Аналогично съ этимъ, давлѣніе q_4 между 3-мъ и 4-мъ поршнями, направленное въ сторону ихъ движенія, должно выразиться такъ:

$$q_4 = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_3 - 1)}{z(x_3 - 1) + 2} \dots \dots \dots (10)$$

А въ общемъ случаѣ, между поршнями съ площадью F_n и F_{n-1} , соотвѣтственно пути y , давлѣніе пара, направленное въ сторону движенія, будетъ:

$$q_n = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_{n-1} - 1)}{z(x_{n-1} - 1) + 2} \dots \dots \dots (11)$$

Противодавление q_0 за послѣднимъ поршнемъ будетъ:

$$q_0 = F_n p_0 = p_0 F_{n-1} \cdot x_{n-1} = p_0 F_{n-2} \cdot x_{n-1} \cdot x_{n-2} = \dots = p_0 F_1 \cdot x_{n-1} \cdot x_{n-2} \cdot \dots \cdot x_2 \cdot x_1 \dots \dots \dots (12)$$

Алгебраическая сумма всѣхъ этихъ давленій $q_1, q_2, \dots, q_n, q_0$ будетъ общимъ давленіемъ на всѣ поршни или движущею силою. Называя ее чрезъ P и полагая $p_0 : p = m$, будемъ имѣть:

послѣ отсѣчки пара въ 1-мъ цил., т. е. для $z > 2\alpha$,

$$P = 2\alpha p F_1 \left[\frac{1}{z} + \frac{x_1 - 1}{z(x_1 - 1) + 2} + \frac{x_2 - 1}{z(x_2 - 1) + 2} + \dots \dots \dots + \frac{x_{n-1} - 1}{z(x_{n-1} - 1) + 2} - x_{n-1} \cdot x_{n-2} \cdot \dots \cdot x_2 \cdot x_1 \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots (13)$$

до отсѣчки пара въ 1-мъ цил., т. е. для $z =$ или $< 2\alpha$,

$$P_0 = 2\alpha p F_1 \left[\frac{1}{2\alpha} + \frac{x_1 - 1}{2\alpha(x_1 - 1) + 2} + \frac{x_2 - 1}{2\alpha(x_2 - 1) + 2} + \dots \dots \dots + \frac{x_{n-1} - 1}{2\alpha(x_{n-1} - 1) + 2} - x_{n-1} \cdot x_{n-2} \cdot \dots \cdot x_2 \cdot x_1 \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots (14)$$

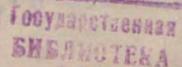
Въ наивыгоднѣйшемъ случаѣ работы разсматриваемыхъ машинъ нужно, чтобы P было *max*. Принимая величины x_1, x_2, \dots, x_{n-1} за переменныя, а величину α за постоянную, нужно будетъ взять 1-я частныя производныя отъ P по всѣмъ переменнымъ и приравнять ихъ нулю. Тогда получимъ:

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dx_1} &= \frac{2}{[z(x_1 - 1) + 2]^2} - x_2 \cdot x_3 \cdot \dots \cdot x_{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} = 0 \\ \frac{dP}{dx_2} &= \frac{2}{[z(x_2 - 1) + 2]^2} - x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 \cdot \dots \cdot x_{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} = 0 \\ \frac{dP}{dx_{n-1}} &= \frac{2}{[z(x_{n-1} - 1) + 2]^2} - x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot \dots \cdot x_{n-2} \cdot \frac{m}{2\alpha} = 0 \end{aligned}$$

Но всѣ эти уравненія первыхъ частныхъ производныхъ отъ P по всѣмъ переменнымъ совершенно симметричны относительно каждаго изъ переменныхъ, и поэтому они должны дать въ результатъ такое рѣшеніе:

$$x_1 = x_2 = x_3 = \dots = x_{n-1} \dots \dots \dots (15)$$

Слѣд., для полученія *max* движущей силы въ многцилиндровыхъ паровыхъ насосахъ, необходимо, чтобы отношеніе



площадей каждаго предыдущаго цилиндра къ послѣдующему было одинаковою величиною для всего ряда цилиндровъ, т. е.

$$F_1 : F_2 : F_3 : \dots : F_{n-1} : F_n = 1 : x \dots \dots \dots (16)$$

Высказанное положеніе составляетъ самое существенно условіе правильной конструкціи паровой части насоса, и въ практикѣ извѣстныхъ заграничныхъ заводовъ оно, дѣйствительно, всегда и встрѣчается выполненнымъ. Если же иногда и бываютъ отклоненія отъ этого принципа, то они объясняются различнаго рода практическими соображеніями, не имѣющими ничего общаго съ задачей о полученіи наивыгоднѣйшей работы.

Допуская существованіе рав. (15), получимъ:

$$P_{max} = 2\alpha p F_1 \left[\frac{1}{z} + \frac{(n-1)(x-1)}{z(x-1)+2} - x^{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots \dots \dots (A)$$

для $z > 2\alpha$

Это основное ур—іе и разрѣшаетъ всѣ вопросы о разсчетѣ машинъ по данной работѣ, если выбрана заранѣе конструкція насоса.

Такъ, напр., примѣняя эту формулу къ обыкновеннымъ насосамъ *сotround*, работающимъ безъ маховаго колеса безъ компенсаціи, т. е. при условіи работы конечнымъ давленіемъ, мы должны положить:

$$\alpha = 1 \text{ и } z = 2,$$

тогда формула (13) приметъ видъ:

$$P = p F_1 \left[1 + (n-1) \cdot \frac{x-1}{x} - x^{n-1} \cdot m \right] \dots \dots \dots (17)$$

Для нахожденія *max* P беремъ 1-ю производную отъ P по x и приравниваемъ ее нулю:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{n-1}{x^2} - m(n-1) \cdot x^{n-2} = 0, \text{ откуда}$$

$$x = 1 : \sqrt[n]{m} \dots \dots \dots (B)$$

Послѣ этого

$$P_{max} = np F_1 (1 - \sqrt[n]{m}) \dots \dots \dots (C)$$

*) Нѣсколько иной выводъ той же самой формулы былъ переданъ пр. П. К. Худяковымъ въ бюллетенѣ № 5 за текущій годъ.

Эта основная формула остается безъ измѣненія и въ томъ случаѣ, если между послѣдовательными цилиндрами имѣются промежуточные камеры, чрезъ которыя паръ проходитъ на пути изъ одного цилиндра въ другой, такъ какъ размѣры этихъ камеръ не оказываютъ никакого влiянiя на конечное давленiе пара.

Общее расширенiе пара, прошедшаго n цилиндровъ, будетъ x^{n-1} . Обозначивъ это расширенiе чрезъ β , на основанiи формулы $V = v x^{n-1}$, получимъ:

$$\beta = m^{\frac{n-1}{n}} \dots \dots \dots (D)$$

Примѣчанiе. Выведенное выше условiе равенства отношенiй площадей послѣдовательныхъ цилиндровъ соотвѣтствуетъ равенству разности давленiй въ каждомъ цилиндрѣ въ концѣ хода поршня на обѣ стороны его. Эта разность будетъ:

1-мъ цил.	$p F_1 (1 - \sqrt[n]{m})$
2-мъ "	$\frac{p}{x_1} F_2 (1 - \sqrt[n]{m})$
3-мъ "	$\frac{p}{x_1 x_2} F_3 (1 - \sqrt[n]{m})$
...	...
n -мъ цил.	$\frac{p}{x_1 \cdot x_2 \cdot \dots \cdot x_{n-1}} F_n (1 - \sqrt[n]{m})$

$$F_2 = F_1 \cdot x_1$$

$$F_3 = F_1 \cdot x_1 \cdot x_2$$

$$F_n = F_1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot \dots \cdot x_{n-1}$$

Отсюда видимъ, что разность давленiй на обѣ стороны поршня въ каждомъ изъ цил. будетъ одинакова и равна

$$p F_1 (1 - \sqrt[n]{m})$$

Слѣд., и при такомъ расположенiи цилиндровъ, какъ показано на фиг. 8, гдѣ паръ выпускается въ 1-й цил., а въ остальныхъ послѣдовательно расширяется, переходя изъ одного ряда въ другой, опредѣленiе размѣровъ у цилиндровъ нужно брать совершенно также какъ и прежде, когда всѣ цилиндры ставились въ одинъ рядъ, и обѣ части водяныхъ цилиндровъ

должны быть одинаковыхъ размѣровъ, какъ въ сдвоенныхъ сосахъ съ 2-мя цилиндрами впуска. Это замѣчаніе сдѣла намъ въ виду того, что *Вортингтонъ* строилъ сдвоенные сосы, располагая у нихъ паровые цил. именно такъ, какъ это указано на фиг. 8.

Переходимъ къ примѣрамъ.

Пусть давленіе впускаемаго въ 1-й цил. пара будетъ $p=1$ фунт., а давленіе пара, выпускаемаго изъ послѣдняго цил. $p_0=5$ ф., тогда $m=1:20$,

$$P = p \cdot F_1 \cdot n (1 - \sqrt[n]{0,05}) \text{ и}$$

$$x = 1 : \sqrt[n]{0,05}$$

При $n=1$	2	3	4	5	10	100
$P : p F_1 = 0,95$	1,55	1,89	2,1	2,25	2,58	3
$x=4,4$	2,7	2,1	1,82	1,34	1,0	

Отсюда видимъ, что съ увеличеніемъ n , начиная съ $n=$ возрастаніе P идетъ весьма медленно, и при очень большо n величина отношенія $P : p F_1$ не можетъ превзойти *трет*

Въ разсужденіяхъ о практическомъ опредѣленіи наивысшійшаго n , кромѣ стоимости машины и цѣны топлива, необходимо брать въ расчетъ и всѣ потери работы на преодолѣніе вредныхъ сопротивленій (на треніе поршней, треніе сальникахъ, треніе золотниковъ и пр.), а также и потерю давленія пара при переходѣ его изъ одного цил. въ другой. Всѣ эти потери могутъ быть выражены въ видѣ нѣкотораго добавочнаго противодавленія въ послѣднемъ цилиндрѣ. Въ рошо построенныхъ насосахъ съ достаточной точностью можно принимать, что всѣ перечисленные потери эквивалентны усиленію противодавленія въ послѣднемъ цилиндрѣ отъ 2 1½ фунт. на 1 кв. дм. для каждаго изъ n цилиндровъ; изъ этихъ двухъ указанныхъ цифръ примемъ высшую, т. е. 2 и давленіе въ холодильникѣ пусть будетъ также 2 ф., тогда $p_0 = 2(n+1)$ фунт.

и для $p=100$ ф. будетъ имѣть:

Число цил.	1	2	3	4	5	6
$p_0 = 2 + 2$	2+4	2+6	2+8	2+10	2+12	2+14
$m = 0,04$	0,06	0,08	1,10	0,12	0,14	0,16
$P : p F_1 = 0,96$	1,52	1,71	1,77	1,72	1,65	1,6

видимъ отсюда, что въ этомъ случаѣ (при $p=100$ ф. и при сопротивленіи отъ тренія 2 n фунт.) *max* отношенія $R : p F_1$ получается при 4 цилиндрахъ.

Если взять $p=100$ ф. и сопротивление тренія считать 5 n фунт., то получимъ:

число цил.	1	2	3	4	5	6
$p_0 = 2 + 1,5$	2 + 3	2 + 4,5	2 + 6	2 + 7,5	2 + 9	
$m = 0,035$	0,05	0,065	0,08	0,095	0,11	
$R : p F_1 = 0,965$	1,56	1,80	1,872	1,875	1,846	

ѣсь *max* R даютъ 5 цилиндровъ.

Когда выбрано n , то по даннымъ p и m , опредѣляютъ диаметръ цилиндровъ впуска по формулѣ:

$$p F_1 n (1 - \sqrt[n]{m}) = F p_w \dots \dots (18),$$

p_w —гидравлическое давленіе, слагающееся изъ высоты подъема жидкости и изъ потеряннаго напора, получающагося отъ сопротивленія тренію въ трубахъ, отъ сопротивленій при проходѣ чрезъ колѣна, суженія и проч. и отъ сопротивленій самомъ насосѣ; а

F —сумма площадей поршней у водяныхъ цилиндровъ.

ди насосовъ постоянной работы, при средней ихъ скорости, площадь поршня водянаго цилиндра (при величинѣ хода отъ 2" до 48") можетъ быть опредѣляема при помощи слѣдующаго легкозапоминаемаго практическаго правила:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Диаметръ насосн. поршня} \\ \text{въ дюймахъ} \end{array} \right\}^2 = \frac{\text{Числу ведеръ, по-}}{\text{даваемыхъ въ мин.}}$$

Максимальная скорость насоса м. б. считаема вдвое болѣе средней, тогда въ экстренныхъ случаяхъ и производительность насоса м. б. повышена почти вдвое.

Насколько намъ извѣстно, больше трехъ паровыхъ цилиндровъ въ насосахъ системы *compound* не строятъ. Хотя *Worthington* и ставилъ насосы съ 4-мя цил., но врядъ-ли работа ихъ отличается экономичностью. Необходимо имѣть въ виду, что, съ увеличеніемъ n , возрастаетъ поверхность охлаждения цилиндровъ, а слѣд., возрастаетъ также и расходъ пара на нагреваніе паровыхъ рубашекъ. Принимая во вниманіе увеличеніе расхода всей системы и увеличеніе ея стоимости при возрастаніи n , можно утверждать, что 4 паров. цилиндра представляютъ

собою крайній предѣлъ въ насосахъ *compound*, дальше ко-
раго итти не представляется выгоднымъ даже при давленіи
пара $p = 200$ ф. и при очень высокой стоимости топлива

2. Расчетъ паровыхъ цилиндровъ у насосовъ прямого дѣйствія, работающихъ съ компенсаторомъ.

Въ этомъ случаѣ, какъ уже было сказано выше, расчетъ
машинной части надо дѣлать по давленію пара при среднемъ
положеніи поршней, т. е. при $z = 1$. Тогда ур—іе А (стр. 10)
приметь видъ:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left[1 + \frac{(n-1)(x-1)}{x+1} - x^{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots$$

Какъ и въ предыдущемъ случаѣ, ближайшая задача дол-
здесь заключаться въ опредѣленіи x подъ условіемъ полу-
ченія *max p*.

Принимая α за величину данную, возьмемъ 1-ю произ-
водную отъ P по x и приравняемъ ее нулю. Сдѣлавъ это, по-
демъ къ ур—ію:

$$(x+1)^2 \cdot x^{n-2} = \frac{4\alpha}{m} \dots$$

Изъ этого ур—ія опредѣляется x по даннымъ α и m .

Но такъ какъ величины x и α , кромѣ условія достиженія
max P, должны еще удовлетворять условію возможности ком-
пенсациі, поэтому мы измѣнимъ ходъ вычисленій и начнемъ
борьбу всѣхъ условій сначала съ машины прямого дѣйствія
однимъ цилиндромъ, т. е. при $n = 1$. Для этого слѣдуетъ
форм. E даетъ:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left(1 - \frac{m}{2\alpha} \right) \text{ при } \alpha < \frac{1}{2}, \text{ или}$$

$$P = p F_1 (2\alpha - m) \dots$$

*) Подобно предыдущему и здѣсь можно было бы дать общую зависимость
 P отъ n , m и степени расширения α , величина которой опредѣлялась
общимъ расширеніемъ β . Тогда получили бы такую зависимость:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left[n - \frac{m}{\beta} \left\{ \frac{1}{2} + \frac{n-1}{1 + \sqrt{1 - (m:p)}} \right\} \right] \dots$$

Если взять два положенія поршней въ равныхъ разстоянiяхъ отъ середины, то, по условiю компенсаціи, избытокъ давленiя надъ серединнымъ въ одномъ изъ положенiй долженъ или превышать, или же равняться недостающей части давленiя въ другомъ положенiи. По свойству равносторонней гиперболы, представляемой ур—iемъ (1), это условiе будетъ соблюдено для всѣхъ точекъ хода, если только оно имѣетъ мѣсто относительно начальнаго и конечнаго положенiй поршней. Другими словами, по условiямъ компенсаціи, *начальное давленiе пара должно превышать срединное настолько, насколько срединное превышаетъ конечное.*

Не обращая пока вниманiя на величину давленiя, поглощаемаго тренiемъ механизма, необходимое для компенсаціи условiе можно вывести слѣд. образ.:

при давленiи въ періодъ впуска — p ,
давленiе въ средн. полож. поршней будетъ — $2pa$,
а давленiе въ концѣ хода — pa .

Тогда условiе компенсаціи выразится такъ:

$$p - 2pa \geq 2pa - pa, \text{ откуда} \\ \underline{\underline{a < \frac{1}{3} \dots \dots \dots (21)}}$$

Слѣдов., въ машинахъ съ однимъ цилиндромъ, для достиженiя компенсаціи, a нельзя имѣть больше $\frac{1}{3}$. Съ другой стороны, если не принимать въ расчетъ живыхъ силъ поршней, то и уменьшать степень отсѣчки при компенсаціи будетъ не экономично.

На это обстоятельство слѣдуетъ обратить особое вниманiе, т. к. имъ объясняется существенная разница между компенсаторомъ и маховымъ колесомъ.

Въ самомъ дѣлѣ, работа обыкновенной паровой машины за 1 размахъ поршня равняется пройденному имъ пути, умноженному на среднее давленiе пара, которое есть алгебраическая сумма всѣхъ давленiй, раздѣленная на число ихъ; и, рассуждая теоретически, мы можемъ сказать, что чѣмъ больше будетъ степень расширенiя, тѣмъ паровая машина будетъ выгоднѣе въ работѣ.

Далѣе, работа машины съ компенсаторомъ равняется произведенію изъ пройденнаго пути на давленіе въ среднемъ положеніи поршней, которое вообще не равняется среднему давленію пара въ обыкновенной паровой машинѣ.

Машина съ маховымъ колесомъ и машина съ компенсаторомъ могутъ работать одинаково выгодно только тогда, когда среднее давленіе пара равно *серединному* давленію, т. е. давленію при среднемъ положеніи поршней, или

$$pa \left(1 + \ln \frac{1}{\alpha} \right) = 2pa \dots \dots \dots (22)$$

Въ этомъ равенствѣ 1-я часть выражаетъ собою среднее давленіе пара, считаемое по діаграммѣ, а 2-я—серединное давленіе, указанное выше. Изъ (22) получаемъ:

$$\alpha = \frac{1}{e} = \frac{1}{2,71} \dots \dots \dots (23)$$

Эта формула даетъ степень расширения, удовлетворяющую условію одинаковой выгодности работы обѣихъ машинъ. Но т. к. полученное значеніе α не удовлетворяетъ условію компенсации, т. е. ур—ію (21), то отсюда слѣдуетъ, что машинъ съ маховымъ колесомъ и съ компенсацией, одинаково выгодныхъ въ теоретическомъ отношеніи, быть не можетъ, если устройство компенсации основано на давленіи пара въ среднемъ положеніи поршней. Это положеніе сохраняетъ силу и въ случаѣ произвольнаго числа послѣдовательныхъ цилиндровъ расширения, гдѣ среднее давленіе между двумя цилиндрами пропорціонально $\ln x$, а давленіе въ серединѣ пропорци-

онально $2 \cdot \frac{x-1}{x+1}$

Изъ нижеслѣдующей таблицы видно, что если

Степ. расш. = $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2,71}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{8}$
Среднее давл. = 0,847	0,74	0,7	0,597	0,522	0,465	0,421	0,385
Серединное „ = 1	0,74	0,66	0,5	0,4	0,32	0,28	0,25

т. е. компенсация по сравненію съ маховымъ колесомъ тѣмъ менѣе выгодна, чѣмъ менѣе степень расширения пара, т. к. при этомъ наблюдается тѣмъ большее отклоненіе срединнаго давленія отъ средняго. Слѣд., говоря вообще, отсѣвка не д. б. ни болѣе, ни менѣе $\frac{1}{3}$.

Примѣчаніе. Живая сила поршней, какъ объ этомъ упоминалось и ранѣе, представляетъ собою величину незначительную, но при той средней скорости, съ которой обыкновенно работаютъ насосы, она достаточна, чтобы всѣ части могли пройти нѣкоторое незначительное пространство въ среднемъ положеніи поршней, преодолевая нѣсколько большее давленіе пара, чѣмъ то, которое дается паромъ и компенсаторомъ. Если принять во вниманіе также и живую силу поршней, то можно повысить работу насоса, повышая срединное давленіе.

Изъ формулы давленій нетрудно видѣть слѣдующее:

при $\alpha = \frac{1}{3,3}$	среднее давл. болѣе срединнаго на 10%
" " $\frac{3,6}{1}$	" " " " " " 15%
" " $\frac{1}{4}$	" " " " " " 20%

Величина пути, которую долженъ будетъ пройти поршень, побѣждая большее давленіе, при этомъ будетъ слѣдующая:

$$\alpha = 1:3,3 \quad | \quad 1:3,6 \quad | \quad 1:4$$

велич. пути = 0,18 | 0,2 | 0,3 хода поршня.

Пройдя эти пути, давленіе пара + давленіе компенсаторовъ на поршни будетъ удовлетворять условію компенсаціи соотвѣтственно среднему давленію въ паровой машинѣ.

Такъ образ., пользуясь слабыми живыми силами поршней, можно увеличивать производительность насоса при дальнѣйшемъ уменьшеніи отсѣчки за $\frac{1}{3}$. И насосы *Вортингтона*, дѣйствительно, работаютъ при отсѣчкахъ отъ $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{4}$, причемъ въ началѣ, когда работа насоса идетъ тихо, и движеніе еще не установилось, отсѣчка ставится на $\frac{1}{3}$, а когда движеніе установится, и живая сила поршней будетъ представлять собою уже явленіе постоянное во время движенія, отсѣчку пара уменьшаютъ до $\frac{1}{4}$, производя ту же работу, что и прежде.

Цифровой подсчетъ показываетъ, что при скорости поршней 3 фута въ сек. степень расширенія можетъ быть понижена до 1:3,6, а общая работа машины увеличивается на 15%.

Все вышесказанное въ примѣчаніи относительно живыхъ силъ составляетъ, такъ сказать, побочный элементъ въ компенсаціи и не должно входить въ расчетъ послѣдней, а по-

тому, какъ окончательный выводъ для одного цил., можн поставить требованіе, чтобы α было $= 1:3$.

Если принять во вниманіе треніе механизма компенсаціи которое, по опытамъ съ механизмомъ Вортингтона, оказалось не превышающимъ 10% передаваемыхъ усилій, то величин α нужно будетъ опредѣлять изъ (21) съ нѣкоторой поправкой, а именно:

$$(p - 2pa)(1 - f) = (2pa - pa)(1 + f) \dots (24)$$

Здѣсь f указываетъ, какую часть передаваемыхъ усилій поглощаетъ треніе механизма. Изъ (24) получаемъ:

$$\alpha = \frac{1 - f}{3 + f} \dots (25)$$

Перейдемъ теперь къ разсмотрѣнію вопроса о компенсаціи насоса сист. *compound* съ 2 цил., т. е. при $n = 2$. Изъ основнаго ур—ія F (см. стр. 14) имѣемъ тогда:

$$\alpha = 2\sqrt{\frac{\alpha}{m}} - 1 \dots (26)$$

Внося эту величину въ ур—іе (E), получимъ серединно давление:

$$P = 2\alpha p F_1 \left(2 - 2\sqrt{\frac{m}{\alpha} - \frac{m}{2\alpha}} \right) \text{ или} \\ P = \alpha p F_1 \left(2 - \sqrt{\frac{m}{\alpha}} \right)^2 \dots (27)$$

Ур—ія 26 и 27 опредѣляютъ вполнѣ размѣры двухцилиндровой машины съ компенсаціей.

Примѣчаніе. Въ большинствѣ построенныхъ насосовъ такого типа

$$m = \text{отъ } \frac{1}{20} \text{ до } \frac{1}{25} \\ \alpha = \text{ " } \frac{1}{3} \text{ " } \frac{1}{4}$$

Тогда въ среднемъ (26) дастъ $x = 4$. Такое именно значеніе x на практикѣ встрѣчается для всѣхъ извѣстныхъ наибольшихъ насосовъ съ компенсаціей.

Общая степень распріенія пара, прошедшаго оба цилиндра, будетъ:

$$\beta = \frac{\alpha}{x} = \alpha : \left(2\sqrt{\frac{\alpha}{m}} - 1 \right) \dots (28)$$

Вышеприведенныя ур—ія (26) и (27), какъ основанныя

на ур—ин E (см. стр. 14), относятся къ тому случаю, когда $\alpha < 1/2$.

Подобно тому, какъ это было сдѣлано для случая одного цилиндра, и здѣсь необходимо провѣрить выборъ α и затѣмъ опредѣлить x условіями компенсаціи. Ходъ разсужденій остается тотъ же, и повторять его для двухъ цилиндровъ подробно представляется излишнимъ, а потому можно ограничиться здѣсь только краткими указаніями на путь расчета. Въ этомъ случаѣ на величину начального давленія между двумя цилиндрами оказываетъ большое вліяніе объемъ промежуточной камеры (ресивера). Обозначивши отношеніе объема камеры къ объему большаго цилиндра черезъ e , для опредѣленія давленія въ разныхъ точкахъ хода можно вывести слѣдующую формулу:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left[\frac{1}{z} + \frac{(e+1)(x-1)}{2ex + zx - z + 2} - \frac{mx}{2\alpha} \right]. \quad (29)$$

Если назовемъ чрезъ ψ коэффициентъ, выражающій уменьшеніе начального давленія между цилиндрами, вслѣдствіе существованія объема промежуточной камеры, и чрезъ f —коэф., указывающій, какая часть полнаго усилія, воспринимаемаго и отдаваемого компенсаторомъ, тратится на преодоленіе тренія, тогда условіе компенсаціи, опредѣляющее x , будетъ такимъ:

$$\left[\frac{\psi}{2} - \frac{1}{x+1} \right] (1-f) = \left[\frac{1}{x+1} - \frac{1}{x+2} \right] (1+f). \quad (30)$$

При $e = \frac{1}{5}$ и $f = \frac{1}{10}$, получимъ:

$$x = \text{или} > 3,5.$$

съ увеличеніемъ объема промежуточныхъ камеръ величина x уменьшается.

Въ разсматриваемомъ случаѣ, т. е. при 2 цил., срединное давленіе отстаетъ отъ средняго менѣе чѣмъ при одномъ цил., а потому увеличеніе x не даетъ здѣсь столь значительныхъ потерь, какъ уменьшеніе α при 1 цилиндрѣ.

Принимая $\alpha = \text{или} < \frac{1}{3}$ для цилиндра впуска, найдемъ

общую степень расширения

$$\beta = \alpha : x = \text{или} < \frac{1}{10} \text{ при } x = 3,5$$

$$\text{и } \beta = \text{или} < \frac{1}{12} \text{ при } x = 4$$

Въ насосахъ, построенныхъ Вортингтономъ, β колеблется отъ $\frac{1}{10}$ до $\frac{1}{16}$.

Совершенно аналогично съ этимъ могъ бы быть рассмотрѣнъ и случай трехъ цил. Но въ практикѣ до сихъ поръ еще не строятъ такихъ машинъ, такъ какъ онѣ могли бы имѣть значеніе только при очень большихъ давленіяхъ пара. При трехъ цилиндрахъ условіе компенсаціи для каждаго послѣдовательнаго цилиндра будетъ тоже $x = \text{или} < 3,5$, а общая степень расширения пара

$$\beta = \frac{\alpha}{x^2} = \text{или} < \frac{1}{37}$$

Эта послѣдняя цифра не говоритъ въ пользу устройства 3 цил.

Сравнимъ теперь результаты, полученные нами, съ выраженіемъ работы для обыкновенной паровой машины при расширеніи въ ней пара по закону, представляемому рав. (1). За время одного хода поршня эта работа будетъ:

$$L = pv_1 \left(1 + \ln \frac{1}{\beta} \right) - pv_0 \dots \dots \dots (31)$$

гдѣ v_1 — объемъ пара до начала отсѣчки,

v — конечный объемъ пара,

$\beta = v_1 : v$ — общая степень расширения пара.

Расходъ пара за одинъ ходъ поршня будетъ:

$$H = pv\beta \dots \dots \dots (32)$$

Отношеніе полученной отъ машины работы къ расходу пара характеризуетъ экономичность машины. Эта величина для обыкновенной паровой машины будетъ:

$$\phi = L : H = 1 + \ln \frac{1}{\beta} - \frac{m}{\beta} \dots \dots \dots (33)$$

Разсматривая величину ϕ как функцию β и определяя *max* ϕ , возьмем 1-ю производную от ϕ по β и приравняем ее нулю:

$$\frac{d\phi}{d\beta} = -\beta \frac{1}{\beta^2} + \frac{m}{\beta^2} = 0,$$

откуда $\beta = m$ (34) *

Для простаго насоса, работающаго безъ расширенія пара и безъ компенсаціи, т. е. при $\beta = 1$, формула (33) даетъ намъ:

$$\phi_1 = 1 - m \dots \dots \dots (37)$$

Для простаго насоса, работающаго съ компенсаціей, та же формула (33) даетъ:

$$\phi_2 = 2 - \frac{m}{\alpha} \dots \dots \dots (38)$$

Кромѣ того, для него мы имѣли по форм. (21):

$$\beta = \alpha = \text{или} < \frac{1}{3}.$$

Такимъ же образомъ, пользуясь основной формулой (C) на стр. 10, для компаундъ-насоса съ n цилиндрами, работающаго безъ компенсаціи, нашли бы:

$$\phi_3 = n(1 - \sqrt[n]{m}) \dots \dots \dots (39),$$

а степень расширенія опредѣлялась бы формулою (D) стр. 11.

*) Условіе это отнюдь не можетъ служить для опредѣленія степени отсѣчки. Съ цѣлю такого опредѣленія необходимо еще ввести практической поправочный коэффициентъ, получаемый изъ наблюденія надъ работою рядовъ серий подобныхъ машинъ. Пояснимъ это примѣромъ. Известно, что съ уменьшеніемъ β всѣ вредныя сопротивленія въ машинѣ возрастаютъ: всѣхъ маховаго колеса и передаточнаго механизма возрастаетъ обратно пропорціонально степени отсѣчки, при этомъ увеличивается также всѣхъ цилиндровъ и всей машины; съ уменьшеніемъ β , кромѣ того, растетъ расходъ пара на паровыя рубашки. Примемъ, что всѣ вредныя сопротивленія будутъ обратно пропорціональны 1-й степени β , тогда они м. б. выражены чрезъ $q : \beta$, гдѣ q — нѣкоторое давл. въ фунт. на 1" кв. площади цил. Обозначивъ $q : \beta = c$, получимъ:

$$\phi = 1 + \ln \frac{1}{\beta} - \frac{m}{\beta} - \frac{c}{\beta^2} \dots \dots \dots (35)$$

Изъ этого ур-ія найдемъ, что *max.* ϕ будетъ при слѣдующемъ значеніи β :

$$\beta = \frac{m}{2} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8c}{m^2}} \right] \dots \dots \dots (36).$$

И наконецъ, пользуясь формулою (27), въ компаундъ-насосѣ съ 2 цилиндрами и компенсаціей, нашли бы

$$\phi_4 = \left(2 - \sqrt{\frac{m}{\alpha}} \right)^2 \dots \dots \dots (40),$$

а степень расширения β опредѣлялась бы тогда по форм. (28)

Для примѣра возьмемъ обыкновенныя условія, чаще всего встрѣчаемыя въ практикѣ, а именно:

$$m = \frac{1}{20} \text{ при } p = 90 \text{ фнт. и } p_0 = 4,5 \text{ фнт.}$$

Примемъ наибольшую степень расширения $\beta = 1:12$ и рассмотрим числовое значеніе полученныхъ нами выше *коэффиціентовъ экономичности* машины во всѣхъ случаяхъ:

Для обыкновенной паровой машины:

$$\phi = 1 + 2,48 - 0,6 = \mathbf{2,88.}$$

Для простаго насоса безъ компенсаціи:

$$\phi_1 = 1 - 0,05 = \mathbf{0,95.}$$

Для простаго насоса съ компенсаціей:

$$\phi_2 = 2 - \frac{3}{20} = \mathbf{1,85.}$$

Для компаундъ-насоса съ n цил. безъ компенсаціи по форм. D имѣемъ:

$$\beta = m^{\frac{n-1}{n}} = \frac{1}{12}, \text{ откуда } n = \text{или} > 4.$$

При $n = 4$ по форм. (39) получаемъ:

$$\phi_3 = 4 \left(1 - \frac{1}{2,12} \right) = \mathbf{2,11.}$$

Если же возьмемъ компаундъ-насосъ безъ компенсаціи того типа, который строится у насъ въ Россіи, т. е. при $n = 2$, то для него получимъ изъ форм. (39):

$$\phi_3 = 2(1 - \sqrt{0,05}) = \mathbf{1,55.}$$

Для компаундъ-насоса съ 2 цилиндрами и съ компенсаціей по форм. (28) имѣемъ:

$$\beta = \alpha : \left[2 \sqrt{\frac{\alpha}{m}} - 1 \right] = \frac{1}{12}, \text{ откуда } \alpha = \frac{1}{3}.$$

Послѣ этого по форм. (40) находимъ

$$\phi_4 = \left(2 - \sqrt{\frac{3}{20}} \right)^2 = 2,61.$$

Для болѣе яснаго сравненія между собою полученныхъ цифръ, примемъ степень экономичности работы для обыкновенной паровой машины за *единицу*, тогда для перечисленныхъ типовъ насосовъ степень экономичности будетъ слѣдующею:

для простаго насоса безъ компенсаціи.	0,33
„ „ „ „ съ компенсаціею.	0,64
„ 2—цил. компаундъ-нас. безъ компенсаціи	0,53
„ „ „ „ „ съ компенсаціею	0,9
„ 4—цил. „ „ безъ компенсаціи	0,76.

Отсюда видно, сколь важное значеніе имѣетъ компенсація, и конструкторы насосовъ должны имѣть въ виду, что *гораздо экономичнѣе строить одно-цилиндровые насосы съ компенсаціею, чѣмъ обыкновенно практикуемые у насъ въ Россіи насосы прямого дѣйствія съ цилиндромъ расширенія*. Само собою понятно, что введеніе поправочныхъ коэффиціентовъ, о которыхъ говорилось выше, и которые зависятъ отъ присутствія каждой конструкціи бесполезныхъ сопротивленій, нѣсколько измѣнитъ цифровыя значенія ϕ , но въ общемъ вышеприведенныя сравнительныя величины даютъ достаточно полную картину измѣненія коэффиціента экономичности у паровыхъ насосовъ разныхъ конструкцій.

3. Примѣры большихъ насосовъ, построенныхъ въ послѣднее время Вортингтономъ (въ Америкѣ) и Симпсономъ (въ Англіи)*).

Указанная ниже производительность насосовъ всюду считана на 100 фунтовъ угля, сожженныхъ въ котлѣ, при испареніи однимъ фунт. угля десяти фунт. воды. Если при этихъ условіяхъ производительность насоса характеризуется A милліо-

*) Заводъ *James Simpson & Co Limited* въ Англіи строитъ насосы по патенту *Вортингтона* для Англіи и континента Европы.

нами фунто-футовъ работы, тогда расходъ угля (при испареніи 1 фун. угля 10 фун. воды) на 1 дѣйствительную силу въ часъ въ русск. фунтахъ можно считать 216 : А фунт.

а. Насосы безъ компенсаціи.

1. Водопроводъ въ *Brooklyn N. I.* Машина съ тройнымъ расширеніемъ пара. Диаметры паровыхъ цилиндровъ — $9\frac{1}{2}$ ", 15" и 25", водянаго цилиндра — 11", общій ходъ поршней — 48". Производительность неизвѣстна.

2. Водопроводъ въ *Concord.* Машины тройнаго расширенія. Діам. паровыхъ цил. — 9, 14 и 22 дм., водянаго — 12 дм., общій ходъ поршней — 18 дм. Производительность — 77.000.000 фн.-фт.

б. Насосы съ компенсаціей.

3. Водопроводъ въ *New Bedford.* Діам. паровыхъ цил. — 18 и 36 дюйм., $x=4$, $\beta=1:12$. Производительность — 115.000.000 фн.-фт.

4. Водопроводъ въ *Philadelphia.* Діам. паров. цил. 41 и 82 дм., $x=4$, діам. насосн. цил. — 36,5 дм., общій ходъ поршней 48 дм. Діам. компенсаціонныхъ цил. 11,5 дм., ходъ нырляль у нихъ $13\frac{3}{8}$ дм., давленіе въ компенсаторахъ — 625 фн.

5. Водопроводъ *Birmingham Ala.* Діам. водян. цил. $19\frac{1}{4}$ дм., діам. паров. цил. — $28\frac{3}{4}$ и $57\frac{1}{2}$ дм., $x=4$, общій ходъ поршней — 48 дм. Діам. компенсаціон. цил. — 12 дм., давленіе въ компенсат. — 180 фн.

6. Насосная станція *Memphis Tenn.* Машина вертикальная. Діам. водян. цил. — 27 дм., діам. паров. цил. — 30 и 60 дм., $x=4$, общій ходъ поршней — 48 дм. Діам. компенсаціон. цил. не данъ. Производительность = 117.325.000 фн.-фт.

7. Водопроводъ въ *Oxford.* Діам. водян. цил. 19,5 дм., діам., паров. цил. 22 и 43 дм., x — почти 4, общій ходъ поршней — 48 дм. Діам. компенсаціон. цил. — 8 дм. Производительность = 122.000.000 фн.-фт.

Въ нижеслѣдующей таблицѣ приведены результаты, полученные проф. *Unwin*’омъ при испытаніи насосныхъ машинъ, построенныхъ заводомъ *J. Simpson & C^o. Ltd.* для 6-ти различныхъ водопроводовъ:

- I. Водопр. *Lambeth Ditton*, машина вертикальная компаундъ.
- II. ” *West Middlesex, Hammersmith*, маш. вертик. Вульфа.
- III. Тамъ же, нас. *Ворминтона* съ компенсаціей.
- IV. Водопр. *West Middlesex, Hampton*, нас. *Ворминтона* съ компенсаціей.
- V. Водопр. *New River Stock Newington*, нас. *Ворминтона* съ компенсаціей.
- VI. Водопр. *Oxford*, нас. *Ворминтона* съ компенсаціей.

	I	II	III	IV	V	VI		
Подъемъ воды фут:	35	187,7	187,2	190,4	53,7	60,6	148,5	185,9
Полезн. раб. въ% отъ индикат.	77,4	83,8	85,0	87	84,9	84,3	91,5	92,3
Расх. воды въ фнт. на 1 дѣйств. лошади. силу при работѣ съ рубашкой . .	18,4	17,3	17,3	16,2	17,6	17,9	16,1	18,2*)
1 фн. угля, включая золу и шлаки, испаряя воды фнт.	8,35	9,44	9,37	8,01	9,92	9,92	7,74	10,2*)
Число милліон. фн.—фт. работы при расх. 112 фн. угля, включая золу и шлаки	112,6	118,1	117,7	128,3	111,5	111,5	121,0	128,2

Цифры этой таблицы указываютъ на то, что англійскій заводъ *J. Simpson & C^o. Ltd.*, специально занимающійся постройкою водопроводныхъ большихъ насосовъ, перейдя отъ постройки компаундъ машинъ съ маховымъ колесомъ къ выполненію насосовъ по патенту *Ворминтона* съ компенсаціей, въ соответственныхъ случаяхъ началъ получать не только не худшіе, но лучшіе чѣмъ прежде результаты относительно производительности машинъ.

Все вышеизложенное до сихъ поръ много говоритъ въ пользу компенсаціи, и потому строителямъ насосовъ слѣдуетъ обратить на нее должное вниманіе.

*) Расходъ приведенъ, включая сюда же питаніе рубашки паромъ.

4. Расчетъ компенсаціи Worthington'a.

На фиг. 9 схематически изображено расположеніе компенсаторовъ Ворthingтона. Поставленныя буквы обозначаютъ:

Q —давленіе на поршень въ цилиндрѣ компенсатора,
 h —разстояніе оси вращенія цил. компенсатора отъ главной оси насоса.

s —половина хода поршней машины,

y —путь, пройденный поршнемъ отъ начала хода до разсматриваемой точки,

φ —уголъ, образуемый осью цил. компенсатора съ направлениемъ поршневыхъ штангъ.

R —усиліе, передаваемое компенсаторами штангамъ поршней и направленное вдоль ихъ оси.

Тогда имѣемъ:

$$R = 2Q \cos \varphi$$

$$tg \varphi = h : (s - y)$$

Но $\cos \varphi = 1 : \sqrt{1 + tg^2 \varphi}$, слѣдовательно

$$R = 2Q \frac{s - y}{\sqrt{(s - y)^2 + h^2}}$$

Раздѣлимъ числителя и знаменателя на s и обозначимъ

$$\frac{h}{s} = \eta \quad \text{и} \quad \frac{y}{s} = z,$$

тогда получимъ окончательную формулу:

$$R = 2Q \frac{1 - z}{\sqrt{(1 - z)^2 + \eta^2}} \dots \dots \dots (41).$$

При $z < 1$ усиліе $R > 0$, т. е. компенсаторъ принимаетъ давленія отъ поршней цилиндровъ.

При $z = 1$ усиліе $R = 0$, т. е. въ среднемъ положеніи поршней насосной машины дѣйствіе компенсаторовъ = 0.

При $z > 1$ усиліе $R < 0$, т. е. компенсаторъ отдаетъ давленіе поршнямъ цилиндровъ.

Принимая отъ поршней паровой машины давленіе въ первую половину хода и отдавая таковое во вторую половину, ком-

компенсаторъ долженъ работать при условіи, чтобы сумма давлений поршней и компенсатора была величиной постоянной въ течение хода и равной срединному давленію пара на поршни машинъ. Это условіе выражается слѣд. образ.:

$$P_z - R = P_c, \text{ или } R = P_z - P_c \dots \dots \dots (42),$$

гдѣ P_z —давленіе на поршни насосной машины въ разсматриваемой точкѣ, а

P_c —срединное давленіе на поршни машины.

Для расчета компенсаціи достаточно разсмотрѣть только 2-ю половину хода при значеніи z отъ 1 до 2. Если требованіе компенсаціи будетъ соблюдено для этого періода, то оно будетъ отвѣчать условіямъ задачи также и въ 1-ю половину хода, такъ какъ разность давленій этой 1-й части хода превышаетъ такую же во 2-й части.

Ур—іе A (см. стр 10) даетъ намъ величину P_z , а ур—іе E (см. стр. 14)—величину P_c , если въ оба эти ур—ія внести $z = 2$, и тогда ур—іе (42) приметъ слѣдующій видъ:

$$2Q \frac{1 - z}{\sqrt{(1 - z)^2 + \eta^2}} = 2 \alpha p F_1 \left[\frac{1}{z} + \frac{x - 1}{z(x - 1) + 2} - \frac{mx}{2\alpha} - \right. \\ \left. - 1 - \frac{x - 1}{x + 1} + \frac{mx}{2\alpha} \right] \dots \dots \dots (45).$$

Полагая предварительно

$$2Q = 2 \alpha p F_1,$$

что для вывода безразлично, такъ какъ величины Q и $\alpha p F_1$ во все время хода остаются постоянными, получимъ:

$$\frac{z - 1}{(1 - z)^2 + \eta^2} = \frac{z - 1}{1 + \frac{x - 1}{x + 1} - \frac{1}{z} - \frac{1}{z + \frac{2}{x - 1}}} \dots \dots \dots (44)$$

Задача компенсаціи сводится къ опредѣленію величины η , т. е. къ отысканію положенія оси вращенія цил. компенсатора, поэтому необходимо будетъ опредѣлить η для всѣхъ значеній z и взять наименьшую его величину за искомую, такъ какъ величина усилія R уменьшается съ возрастаніемъ η , и если

въ какой-либо части хода допустить величину η больше требуемой условіемъ компенсаціи, то при малой скорости поршни могутъ останавливаться въ этой части хода.

Значеніе η при разныхъ z —слѣдующіе:
 При $z=1$ вторая часть ур—ія (44) представляетъ собою неопредѣленность $\frac{0}{0}$, а потому для отысканія ея числовой величины надо раздѣлить 1-ю производную по z отъ числителя на 1-ю производную по z отъ знаменателя или же преобразовать ур—іе (44). Сдѣлавъ это и принявъ $x=4$, будемъ имѣть:

При $z=1,2$ | 1,2 | 1,5 | 1,8 | 2,0
 $\eta=0,73$ | 0,84 | 0,86 | 0,89 | 0,94

Наименьшее значеніе η приходится въ серединѣ хода, т. е. при $z=1$. Эту величину и слѣдуетъ принять для расчета прибора.

Въ насосахъ *Вортингтона*, размѣры которыхъ приведены въ 3-й главѣ, величина $\eta=0,7$, т. е. почти соответствуетъ вычисленной нами. Слѣд., высота помѣщенія осей качанія цил. компенсаторовъ надъ или подъ главною осью машины составляетъ около 0,35 хода, причемъ цил. компенсатора дѣлаетъ качаніе въ предѣлахъ угла около 110° .

Въ остальныхъ точкахъ хода поршней устроенная такъ образ. компенсація даетъ избытокъ силъ надъ требуемой; при небольшой скорости насоса это составляетъ потерю, но при нормальной скорости, сопровождающейся развитіемъ живыхъ силъ движущихся частей, это можетъ повышать общую величину средняго давленія работы насоса. Такъ, напр., для конца хода, вмѣсто требуемой условіями компенсаціи $\eta=0,94$, здѣсь будетъ сохранено $\eta=0,73$, что увеличиваетъ давленіе компенсаторовъ въ отношеніи

$$\sqrt{\frac{1+0,94^2}{1+0,73^2}}=1,11,$$

т. е. на 11% противъ требуемой. Это отношеніе назовемъ *степенью неравномѣрности работы компенсаторовъ*.

Мы видимъ, что отступленіе этой величины отъ 1 при $x=4$ выходитъ небольшимъ, но съ уменьшеніемъ x и съ увеличеніемъ его отступленіе будетъ получаться больше. Вообще

оворя, приборъ Вортингтона, какъ имѣющій η постояннымъ, не можетъ отвѣчать всѣмъ комбинаціямъ α и x , удовлетворяющимъ условіямъ компенсаціи, и степень его неравномѣрности не можетъ быть постоянной для всякаго x .

Такъ, напр., при компенсаціи одного цилиндра приборъ даетъ результаты менѣе удовлетворительные. Дѣйствительно, въ этомъ случаѣ изъ ур—ій 41, A (см. стр. 10) и E (см. стр. 14) для 2-й половины хода, для z отъ 1 и до 2, получимъ слѣдующее:

$$\text{при } n=1 \text{ и } Q = \alpha p F_1 \\ \frac{1-z}{\sqrt{(1-z)^2 + \eta^2}} = \frac{1}{z} - 1 \dots \dots (45)$$

откуда $(z-1)^2 + \eta^2 = z^2$, и наконецъ,

$$\eta = \sqrt{2z - 1} \dots \dots (46)$$

При $z=1,0$	1,5	2,0
$\eta=1,0$	1,41	1,73

Въ этомъ случаѣ отношеніе требуемаго условія къ развиваемому въ концѣ хода будетъ

$$\sqrt{\frac{1 + 1,73^2}{1 + 1}} = 1,4,$$

т. е. на 40% болѣе чѣмъ нужно, что дѣлаетъ примѣненіе прибора *Вортингтона* при этихъ условіяхъ уже невыгоднымъ. Но, какъ оказывается, возможно этого избѣжать, если $2\alpha p F_1$ не дѣлать равнымъ $2Q$. Обозначимъ

$$Q : \alpha p F_1 = b \dots \dots (47)$$

и преобразуемъ формулу (43), приводя ее къ такому виду:

$$\eta^2 = \frac{b^2 z^2}{1 + \frac{z(x-1)^2}{z(x^2-1) + 2(x+1)}} - (z-1)^2 \dots (48)$$

Для упрощенія расчета положимъ пока $x=1$, т. е. рассмотримъ случай одного цилиндра. Тогда будемъ имѣть:

$$\eta^2 = b^2 z^2 - (z-1)^2 \dots \dots (49)$$

При постоянномъ b это рав. вообще не можетъ дать по-

стояннаго η , и для устройства прибора надо принять значе-
 ние η при $z=1$, что даетъ рѣшеніе:

$$\eta_1^2 = b^2 \dots \dots \dots (50)$$

Такъ какъ условіе компенсаціи требуетъ измѣненія η ,
 конструкція разсматриваемаго прибора основана на томъ, что
 у него оси вращенія цилиндровъ компенсатора имѣютъ неизмѣн-
 ное положеніе въ пространствѣ, поэтому условіе возможно-
 лучшаго въ данномъ случаѣ устройства должно заключаться
 въ томъ, чтобы разность величинъ η и η_1 для всѣхъ точекъ
 хода отъ $z=1$ до $z=2$ была по возможности меньше и не
 мѣняла своего знака, т. е. чтобы эта разность оставалась ве-
 личиной положительной. Алгебраически это условіе выразится
 такъ:

$$\eta^2 - \eta_1^2 = b^2(z^2 - 1) - (z - 1)^2 = \text{или} > 0 \dots (51)$$

Для крайней точки хода, т. е. для $z=2$, находимъ от-
 сюда:

$$b^2 = \text{или} > \frac{1}{3} \text{ и } \eta_1 = \text{или} = > 0,6.$$

При такомъ значеніи b^2 наибольшая разность

$$\eta^2 - \eta_1^2 = 0,17$$

при $z=1,5$, и устройство компенсаціи будетъ вполне удовле-
 творительно.

Но, кромѣ этого условія, надо имѣть въ виду еще слѣдую-
 щее: для правильной работы машины необходимо, чтобы кри-
 вая, изображающая усилія компенсаціи при найденномъ η_1 и
 кривая давленій пара имѣли бы по возможности одинаковый
 видъ, т. е. чтобы касательныя къ обѣимъ кривымъ въ каждой
 данной точкѣ почти совпадали. Не разсматривая подробно этого
 условія, скажемъ только, что наиболѣе совпадающій видъ кри-
 выхъ получится въ томъ случаѣ, когда разность $(\eta - \eta_1)$ бу-
 детъ возрастать отъ середины хода къ концу его, т. е. когда
 въ концѣ хода значеніе $(\eta^2 - \eta_1^2)$ будетъ *max*. Значеніе b ,
 удовлетворяющее этому условію, найдется изъ 1-й произ-
 водной

$$\frac{d(\eta^2 - \eta_1^2)}{dz} = 0.$$

Сдѣлавъ это, изъ (51) получимъ:

$$b^2 \cdot 2z - 2(z - 1) = 0, \text{ откуда}$$

$$b^2 = \frac{1}{2} \text{ и } \eta_1 = 0,7.$$

Тотъ же самый путь разсмотрѣнія долженъ быть приложенъ къ случаю $x = 4$. Ради простоты вывода, съ очень малой огрѣшностью для цифроваго расчета, можно положить, что

$$b_1^2 = \frac{b^2}{1 + \frac{z(x-1)^2}{z(x^2-1) + 2(x+1)}} = \text{const.} \dots (52),$$

тогда совершенно такъ же образ. какъ и прежде мы получимъ

$$b_1 = \frac{1}{2} \text{ и } \eta = 0,7.$$

Слѣд., компенсаторы, удовлетворяющіе условію наименьшаго отклоненія силы и наибольшаго совпаденія кривыхъ при постоянномъ η , должны быть устроены и рассчитаны при $\eta = 0,7$. Такое именно значеніе и дано η въ насосахъ *Worthington*, построенныхъ въ Англии заводомъ *J. Simpson & Co. Ltd.* и упомянутыхъ въ 3-й главѣ.

Разъ найдена величина η или $h = \eta \cdot s$, давленіе на цилиндры компенсаторовъ опредѣляется изъ ур-нія (43), послѣ чего, выбравши отношеніе площадей у поршней аккумулятора, можно найти всѣ размѣры цилиндровъ, штангъ и шарнирныхъ соединеній компенсаціи.

Заканчивая этимъ теоретическое разсмотрѣніе компенсаціи, замѣтимъ, что комбинація, патентованная *Worthington*'омъ, не даетъ практически универсальнаго рѣшенія задачи, и конструкторамъ насосовъ предстоитъ искать болѣе удачныхъ приборовъ для компенсированія давленій.

Если ввести перемѣщеніе осей вращенія компенсаціонныхъ цилиндровъ или измѣнять давленіе въ послѣднихъ, тогда можно

рѣшить вопросъ о компенсаціи такъ же совершенно, какъ при посредствѣ маховаго колеса, напр., всесторонне разрѣшаетъ вопросъ о регулированіи живыхъ силъ.

Инженеръ-механикъ В. Шуховъ.



Слѣд. компенсаторъ, утилизирующій колеблющееся движеніе въ по-
стоянную силу и наоборотъ, соединенія кривыхъ при по-
стоянной силѣ, употребленъ въ различныхъ случаяхъ при
0.7. Такое явленіе знакомо и дано у насъ въ механикѣ въ
построенныхъ въ Англійскомъ В. Шуховъ
и употребленъ въ 8-й главѣ.
Въ машинѣ вращенія и при этомъ вращеніи въ при-
дана компенсаторъ, опредѣляется на $\theta - \pi$ (43). Ноги
выравниваются отношеніемъ $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$
и при этомъ всѣ размеры накладываютъ и измѣняютъ
и соединенія компенсаторъ.
Въ машинѣ вращенія и при этомъ вращеніи въ при-
дана компенсаторъ, опредѣляется на $\theta - \pi$ (43). Ноги
выравниваются отношеніемъ $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$
и при этомъ всѣ размеры накладываютъ и измѣняютъ
и соединенія компенсаторъ.
Въ машинѣ вращенія и при этомъ вращеніи въ при-
дана компенсаторъ, опредѣляется на $\theta - \pi$ (43). Ноги
выравниваются отношеніемъ $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$ и $\theta - \pi$
и при этомъ всѣ размеры накладываютъ и измѣняютъ
и соединенія компенсаторъ.

Печатано по распоряженію Совѣта Политехническаго Общества.
Вице-предсѣдатель проф. П. Худяковъ

Типо-Литографія Высочайше утвержденнаго „Русскаго Товарищества печатнаго
издательскаго дѣла“. Москва, Чистые пруды, собств. д., № 199.

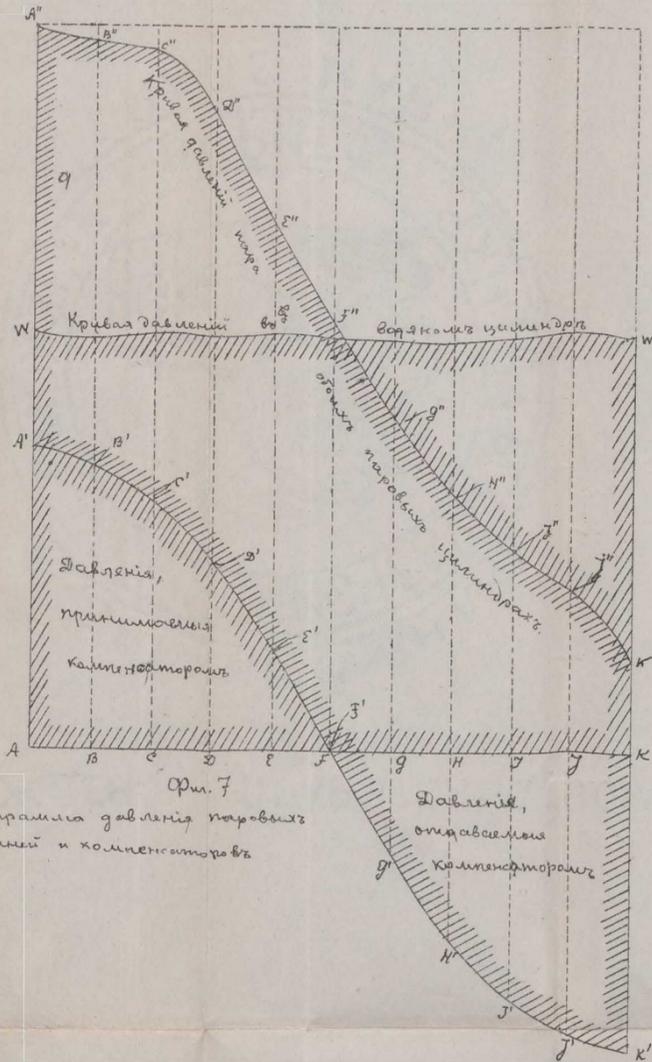
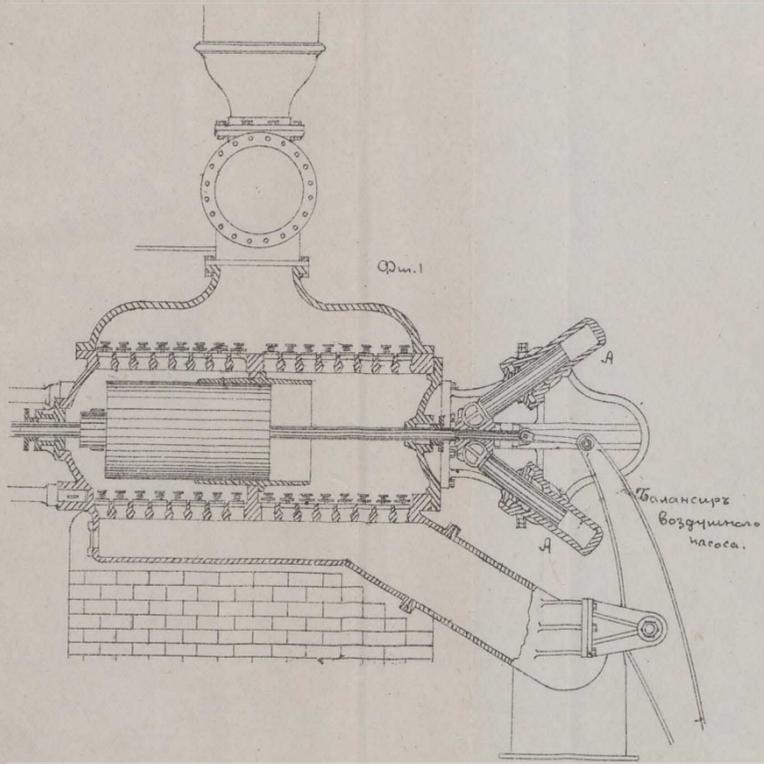


Рис. 7
Диаграмма давления паровых поршней и компенсатора

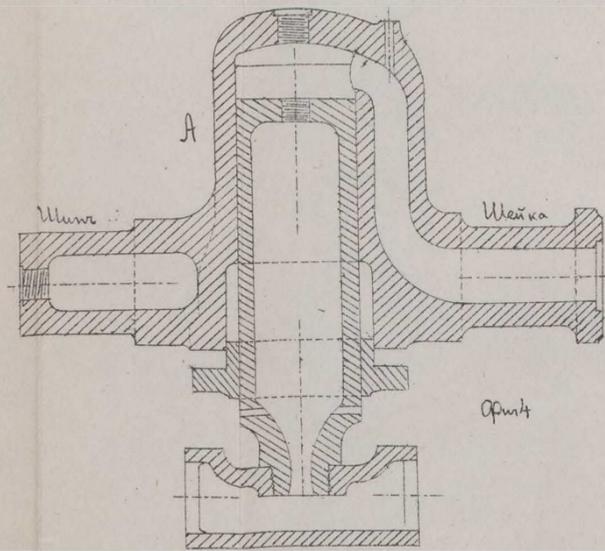


Рис. 4
Головка штока
Угнетателя А компенсатора Вортингтона.

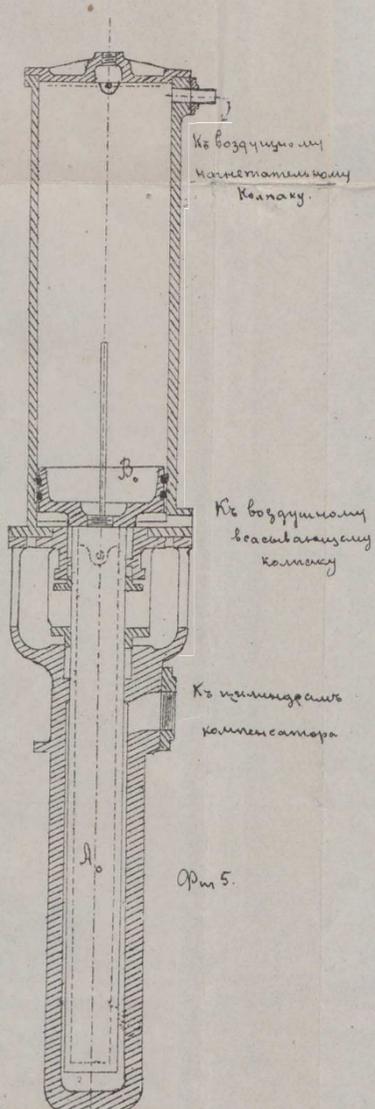


Рис. 5
Аккумулятор Вортингтона.

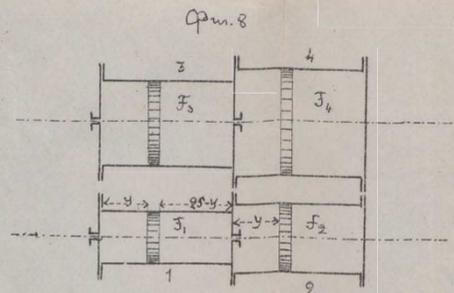


Рис. 8

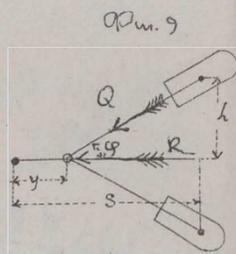


Рис. 9

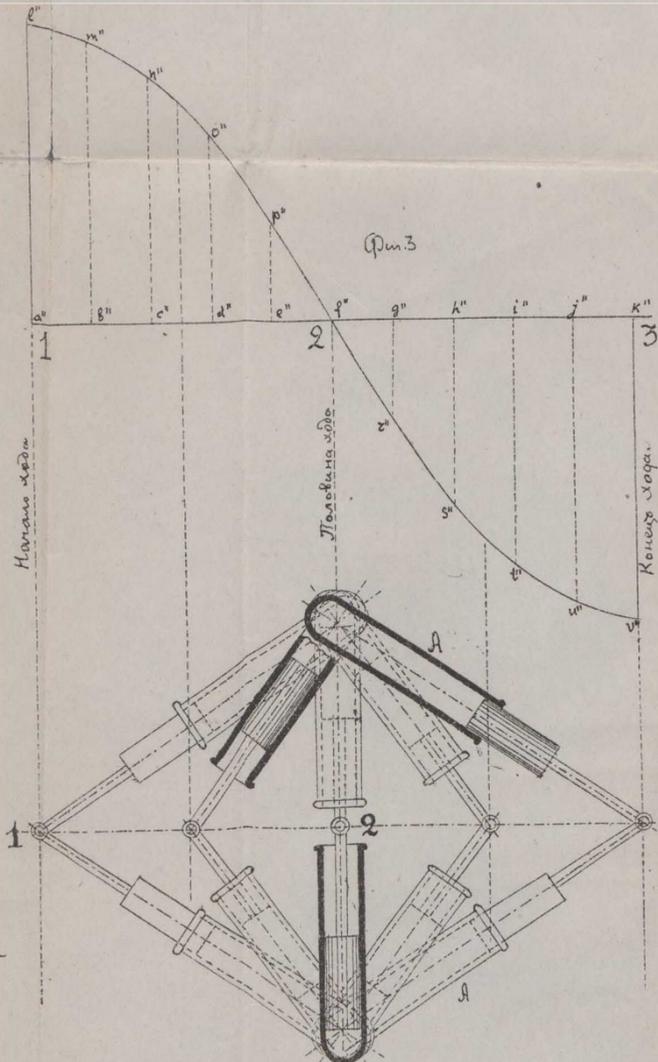


Рис. 2

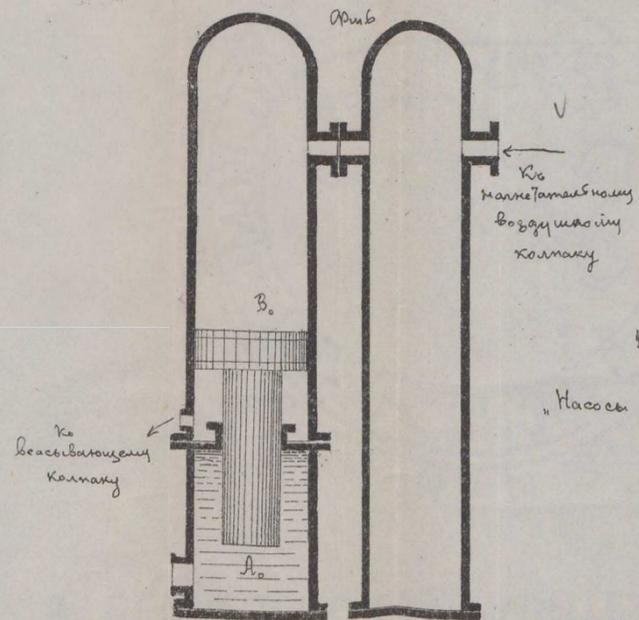


Рис. 6
Схема аккумулятора Ситтеса

К статье В. Т. Шухова:
"Насосы приливов и отлива компенсатора"

A 258
713

наим. АА

~~ВИА
П. П. П.~~

