

W 464  
32

ТРУДЫ  
НАТИ



ВЫПУСК  
44

МАШГИЗ 1946

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
СОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ  
АВТО-ТРАКТОРНЫЙ ИНСТИТУТ НАТИ НКМ СССР

W 464  
32 2em

ОБЯЗАТЕЛЬНЫЙ  
КОНТРОЛЬ  
ЭКЗЕМПЛЯРА

# ТРУДЫ НАТИ

ВЫПУСК 4

НКМ СССР  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
МОСКВА 1936

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ "ТРУДОВ НАТИ"  
Директор А. Г. ВОВК — ответственный редактор.

Члены редколлегии:

главный инженер В. Н. ЛЯЛИН, проф. доктор техн.  
наук Н. Р. БРИЛИНГ, проф. Г. Г. КАЛИШ,  
проф. М. М. ХРУЩЕВ, ст. научные сотрудники:  
канд. техн. наук И. С. МЕЗИН, А. В. ОСИПЯН,  
Г. И. САМОЛЬ, Д. А. ЧУДАКОВ, Б. И. ГОСТЕВ,  
инж. В. Я. СЛОНИМСКИЙ

46 - 18429



2007339273

ЗАЛМАНЗОН Л. А.

Кандидат технических наук

## КОРРЕКТИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ТОПЛИВОВПРЫСКИВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ КЛАПАНАМИ- КОРРЕКТОРАМИ

В работе освещен вопрос об улучшении тяговой характеристики быстроходного транспортного дизеля при помощи нагнетательных клапанов-корректоров топливного насоса. Экспериментально изучено действие различных конструктивных факторов на получающийся эффект. Предложена новая конструкция клапанов-корректоров и проверено их влияние на характеристику двигателя.

В дизелях топливо и воздух поступают в цилиндр отдельно: воздух заполняет цилиндр во время процессов смены рабочего тела, а топливо подается близ внутренней мертвой точки хода сжатия топливовпрыскивающей системой. Количество воздуха, участвующего в процессе за один цикл, определяется коэффициентом наполнения и, как правило, увеличивается с уменьшением числа оборотов.

Подача топлива на цикл при неизменном положении органа управления насоса (регулирующей рейки в топливных насосах транспортных дизелей обычной конструкции) зависит от свойств топливовпрыскивающей системы и в первую очередь от свойств топливного насоса. Благодаря этому эксплуатационная внешняя и частичные характеристики двигателя определяются тем, как меняется подача топлива на цикл работы двигателя при изменении числа оборотов, но неизменном положении органа управления. Последней связи в дальнейшем присвоен термин характеристика топливоподачи.

Чтобы предохранить двигатель от поступления чрезмерно больших доз топлива, вызывающих ухудшение рабочего процесса, появление дыма в выхлопе, перегрев машины и т. п., перемещение рейки насоса в сторону увеличения подачи, как правило, ограничивается особым упором, положение которого фиксируется при регулировке двигателя. Зависимость максимально достигнутого на каждом скоростном режиме крутящего момента от числа оборотов, соответствующая неизменному положению рейки насоса в соприкосновении с упором, определяется в числе прочих факторов характеристикой топливоподачи при указанном поло-

жении рейки. Если положение упора отрегулировано на номинальном скоростном режиме так, чтобы обеспечивалось практически возможное, наиболее полное использование рабочего зазора воздуха, т. е. чтобы этому положению рейки соответствовало наименьшее допустимое значение коэффициента избытка воздуха, что практически определяется условием ведения процесса на границе видимого его ухудшения (работа на границе дымления выхлопа), то при уменьшенном числе оборотов подающийся крутящий момент двигателя зависит от количества впрыскиваемого за один цикл работы топлива. Для транспортных двигателей желательное получение и на пониженных скоростных режимах максимального крутящего момента, достижимого при хорошем протекании процесса. Поэтому максимальная подача топлива на цикл при различных числах оборотов должна быть согласована с изменением коэффициента наполнения. Является поэтому желательным, чтобы характеристика топливоподачи соответствовала потребности двигателя и поддавалась произвольному изменению при регулировке в зависимости от индивидуальных свойств двигателя.

Характеристика топливоподачи обычных топливотпрыскивающих систем современных транспортных дизелей, как правило, отличается от оптимальной. Коэффициент наполнения двигателя увеличивается с уменьшением числа оборотов; поэтому желательнее, чтобы и характеристика топливоподачи давала увеличенные дозы топлива по мере понижения скоростного режима. Желательно даже, чтобы возрастание дозы топлива в области, прилегающей к номинальному скоростному режиму, было относительно резко выражено, чем рост коэффициента наполнения, так как для современных быстроходных транспортных дизелей снижение числа оборотов в этой области скоростных режимов создает улучшенные условия сгорания, благодаря чему возможно снижение предельно допустимого коэффициента избытка воздуха. Обычные топливотпрыскивающие системы транспортных дизелей, однако, за редкими исключениями характеризуются возрастанием дозы топлива с увеличением числа оборотов при постоянном положении регуливающей рейки, что объясняется превалированием факторов, влияющих в сторону увеличения дозы топлива (главным образом дросселирования топлива в перепускных окнах в начале и конце активного хода плунжера) над факторами, влияющими в обратном направлении (например, сжимаемость топлива). Таким образом, характеристика топливоподачи большинства современных топливотпрыскивающих систем не обеспечивает полного использования возможностей транспортных дизелей.

Начиная с 1934 г., отдельные фирмы начали применять особые приспособления, имеющие целью изменение характеристики топливоподачи в желательном направлении и тем улучшение тяговой характеристики транспортных дизелей. Для этого использовались дополнительные перепускные форсунки, перепускавшие часть дозы топлива, подаваемой насосом, обратно в бак

или всасывающую линию (фирма Геншель), перестановочная сила регулятора при падении числа оборотов за предел его нормальной степени неравномерности (фирмы Синтилла и Катерпиллар; двигатель М-17 трактора С-65) и т. п.

В литературе еще до начала последней войны появились сообщения, что фирма Бош с целью корректирования топливоподачи стала применять особые нагнетательные клапаны-корректоры на топливных насосах; однако лишь трофейные машины, захваченные Красной Армией, показали, что это усовершенствование получило практическое применение. По патентной литературе можно убедиться, что за последнее время вопросу корректирования топливоподачи уделяется большое внимание; корректирование топливоподачи сделалось актуальным вопросом и одним из путей улучшения современных транспортных дизелей.

Решение проблемы корректирования топливоподачи, использованное фирмой Бош, обладает тем преимуществом, что оно не усложняет топливотпрыскивающей системы (обычный клапан с разгрузочным пояском заменяется клапаном-корректором), а топливный насос получает желательную характеристику топливоподачи вне связи с какими-либо другими органами двигателя или вновь введенными элементами (например, регулятором или добавочными перепускными форсунками).

Учитывая вышеизложенное, в группе дизельной аппаратуры и пуска НАТИ была поставлена работа по изучению проблемы корректирования характеристики топливоподачи клапанами-корректорами, явившаяся диссертационной работой автора. В настоящей статье приводится часть экспериментального раздела работы, выявляющая возможность и эффективность корректирования характеристики топливоподачи.

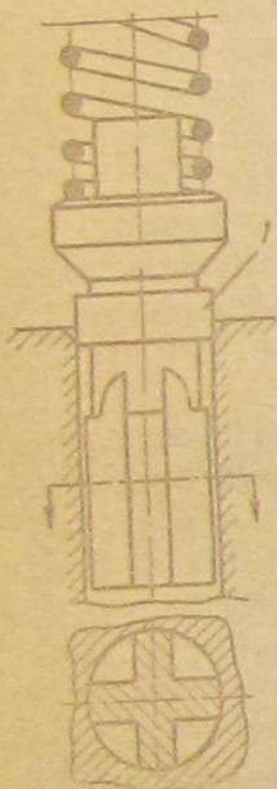
#### 1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО КЛАПАНА ТОПЛИВНОГО НАСОСА В КАЧЕСТВЕ КОРРЕКТОРА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Нормальная конструкция нагнетательного клапана топливного насоса фирмы Бош представлена на фиг. 1. Характерной особенностью этого клапана является наличие цилиндрического пояска 1, плотно пригнанного к цилиндрическому отверстию седла клапана. При работе насоса поступление топлива из рабочей камеры в надклапанное пространство может иметь место лишь после того, как этот поясок полностью выйдет из направляющей цилиндрического отверстия седла клапана. При посадке клапана во время отсечки поясок разъединяет камеру насоса с надклапанным пространством в момент, когда нижний его торец находится на уровне верхней окружности отверстия седла. Дальнейшая посадка клапана вызывает увеличение объема надклапанного пространства (причем поясок выполняет роль плунжера), что понижает давление в надклапанном пространстве и затрудняет повторный подъем иглы форсунки под влиянием волн давления в системе после отсечки. Этот эффект носит название разгрузки топливопровода. Разгрузка топливопровода нередко

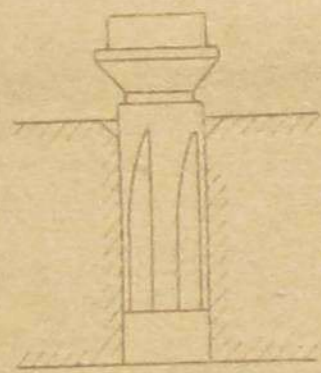
осуществляется в такой степени, что остаточное давление в нем падает до давления насыщенных паров топлива и образуется паровой мешок в нагнетательной части топливоподающей системы. В начале следующего нагнетательного хода плунжера насоса часть его активного хода затрачивается на заполнение парового мешка и на повышение давления в нагнетательной части системы на величину, соответствующую разгрузке. Таким образом, разгрузка топливопровода имеет следствием уменьшение подачи топлива за цикл при заданном активном ходе плунжера.

Действие клапана-корректора фирмы Бош основано на изменении разгрузочного эффекта нагнетательного клапана с изменением числа оборотов. Для этого продольные профрезерованные канавки в хвостовике клапана-корректора сделаны с постепенно сходящимся к нулю сечением вверху (фиг. 2). Цилиндрическая часть хвостовика между верхним выходом канавки и выточкой под уплотняющим конусом является отсасывающим пояском.

С увеличением числа оборотов насоса при данном положении регулирующей рейки посадка клапана происходит с большей высоты и с большей скоростью к моменту входа верхнего выхода канавки в цилиндрическое отверстие седла. Благодаря этому сильнее сказывается дросселирующее действие проходного сечения между верхней кромкой отверстия седла клапана и канавкой и раньше начинается фактическая разгрузка топливопровода.



Фиг. 1.



Фиг. 2.

Для проверки возможности использования нагнетательного клапана в качестве корректора характеристики топливоподачи была спроектирована серия клапанов-корректоров, отличающихся от описанного клапана-корректора Бош выполнением поверхности перехода от цилиндрического пояска к продольным пазам. Этот переход был сделан в виде канавки прямоугольного сечения, с различным для разных типов клапана углом наклона днища канавки, называемого в дальнейшем углом выхода.

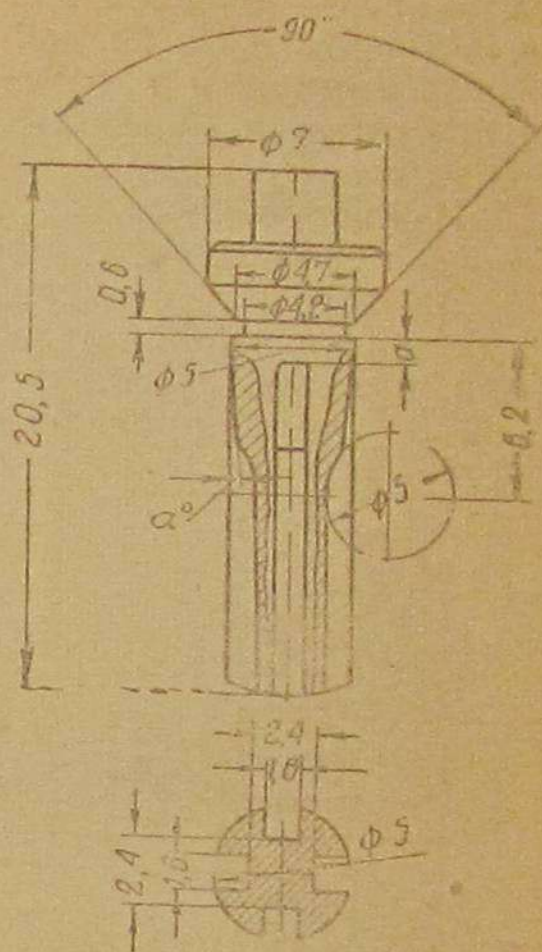
На фиг. 3 приведен чертеж такого клапана-корректора с указанием основных его размеров.

Ввиду того что различные клапаны-корректоры данной серии отличаются углом выхода ( $\alpha^\circ$ ) или длиной разгрузочного пояска ( $a$  мм), была введена маркировка, отражающая оба параметра, а именно  $\alpha^\circ/a$ ; например, маркировка  $3^\circ 30'/1$  означает, что угол выхода  $3^\circ 30'$ , а длина пояска 1 мм. Всего в серию вошло семь клапанов-корректоров:  $2^\circ/1$ ;  $3^\circ 30'/1$ ;  $5^\circ 30'/1$ ;  $10^\circ/1$ ;  $20^\circ/1$ ;  $10^\circ/2$  и  $20^\circ/2$ . Клапаны-корректоры указанной серии были изгото-

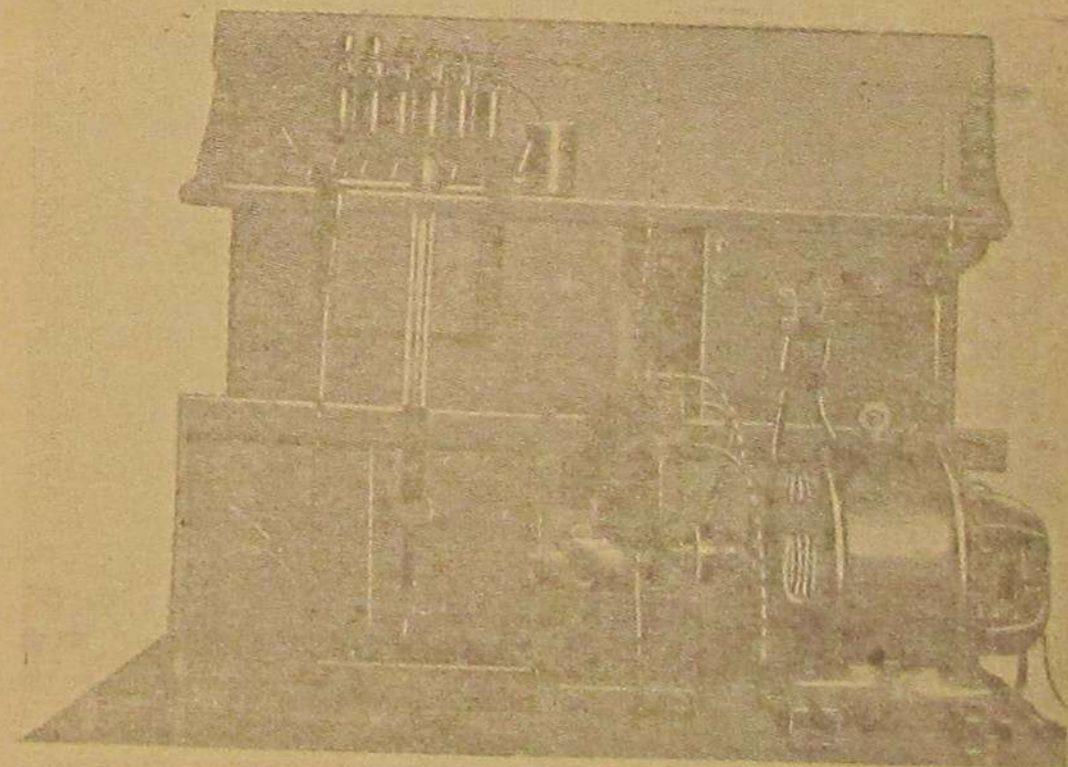
товлены Опытным заводом НАТИ и испытаны в лаборатории топливной аппаратуры. Для оценки эффекта корректирования параллельно испытывался нормальный нагнетательный клапан Бош, которому была присвоена маркировка С. Испытания проводились на испытательной установке, показанной на фиг. 4.

Одноплунжерный насос Бош размера В приводился в действие электродвигателем постоянного тока; расход топлива замерялся мерной мензуркой; положение рейки насоса фиксировалось специальным упором.

При всех испытаниях на этой установке, за исключением особо оговоренных случаев, насос был укомплектован плунжером диаметром 6,5 мм, топливо впрыскивалось через форсунку Бош с распылителем DN 15 S2, давление открытия форсунки было отрегулировано на  $110 \text{ кг/см}^2$ , длина нагнетательного топливопровода равнялась 80 см, а его диаметр в свету 1,5 мм. Удельный вес применявшегося дизельного топлива в различные периоды испытания находился в пределах от 0,855 до 0,864  $\text{г/см}^3$ , и соответственно вязкость — в пределах от 1,38 до 1,53° по Энглеру при  $20^\circ\text{C}$ .



Фиг. 3.

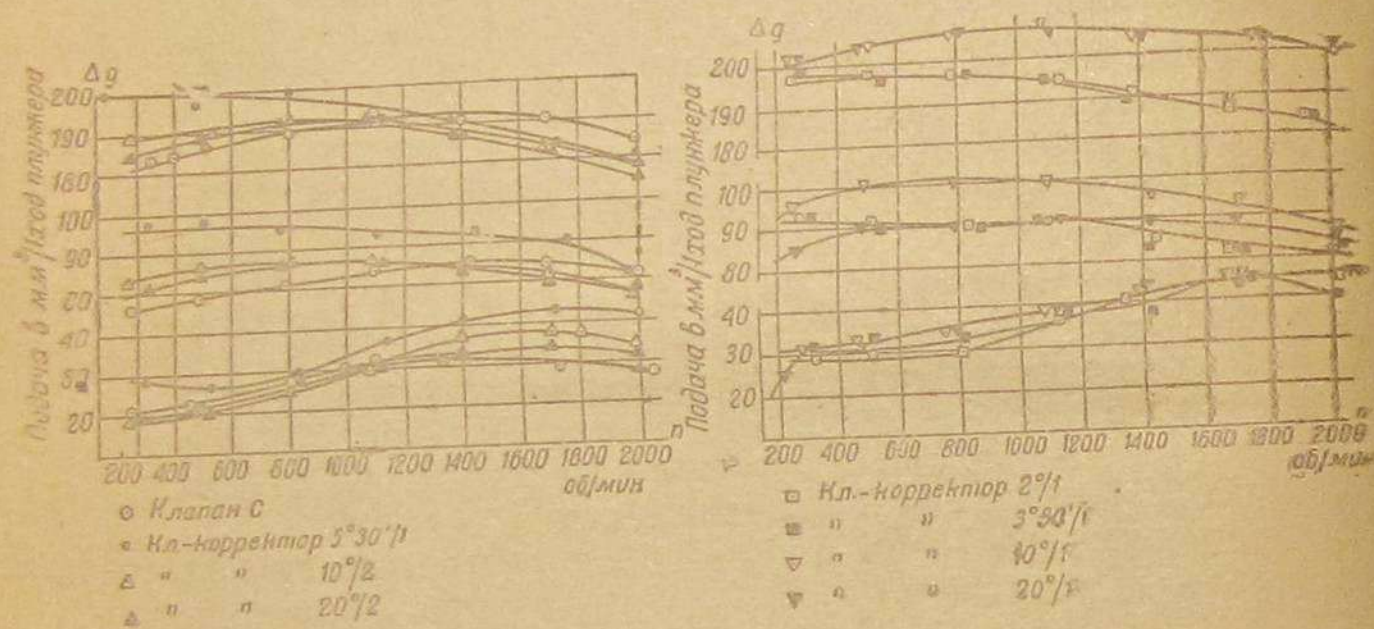


Фиг. 4.

Для подвода топлива к насосу под давлением на установке была смонтирована подкачивающая помпа Бош, приводившаяся в действие эксцентриком, посаженным на свободном конце кулачкового вала насоса. Давление на линии между подкачивающей помпой и насосом, равное 0,25 ат, было установлено соответствующей затяжкой пружины перепускного клапана фильтра.

Изменение числа оборотов достигалось изменением сопротивления цепей якоря и возбуждения электромотора.

Возможность влияния на характеристику топливоподачи при помощи клапанов-корректоров указанной серии была выявлена при помощи опытов, результаты которых представлены на фиг 5. Опыты проведены при числах оборотов валика насоса, лежащих в пределах от 200 до 2000 об/мин, охватывая тем диа-



Фиг. 5.

пазон возможных на сегодняшний день скоростных режимов четырехтактных транспортных дизелей, и при трех положениях рейки насоса, соответствующих подаче порядка 35, 90 и 190 мм³/ход. Для сравнения опыты проведены также со стандартным клапаном.

Как видно из диаграммы, клапан-корректор дает возможность значительно изменить характеристику топливоподачи в желательном направлении, причем эффект корректирования характеристики топливоподачи сильнее сказывается на больших подачах и зависит от угла выхода канавки α. Наиболее сильно эффект корректирования выявляется для угла выхода 5°30'.

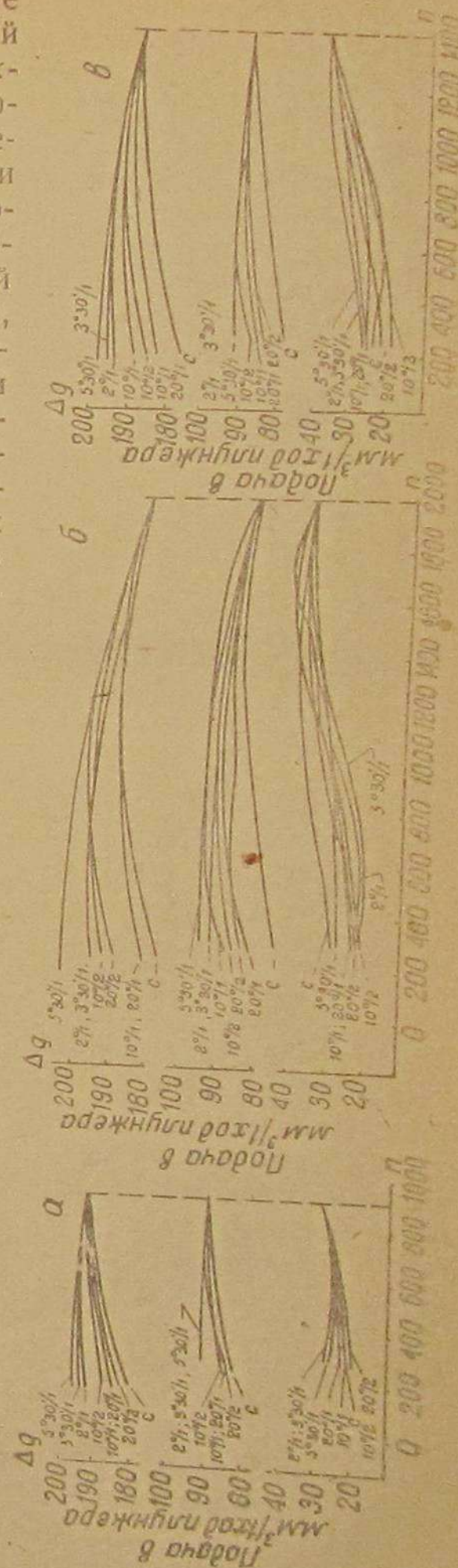
Так как эффект корректирования обуславливается изменением фактического отсоса топлива из надклапанного пространства разгрузочным пояском и у каждого испытанного клапана эффективный объем отсасываемого топлива на каждом числе оборотов и при заданном положении рейки насоса различен, экспериментальные характеристики топливоподачи имеют на фиг. 5 взаимное протекание, затрудняющее оценку результатов.

Ввиду этого данные экспериментов были подвергнуты обработке, целью которой было получить более ясное представление о корректирующем эффекте отдельных клапанов испытанной серии. По существу метода корректирование характеристики топливоподачи должно влиять на изменение дозы топлива при изменении числа оборотов и постоянном положении рейки насоса при сохранении дозы топлива, подаваемой на номинальном числе оборотов, причем последняя зависит от данных двигателя. Учитывая, что при незначительных сдвигах рейки насоса эффект корректирования должен меняться лишь в узких пределах, обработка экспериментальных данных производилась путем сдвига кривых в вертикальном направлении так, чтобы все они исходили из одной точки, соответствующей принятому номинальному скоростному режиму. Полученные графики названы в дальнейшем совмещенными. Совмещение кривых выполнялось так, чтобы доза топлива на номинальном скоростном режиме равнялась среднему значению, получающемуся по всем исходным экспериментальным кривым, соответствующим данному положению рейки насоса. Совмещенные характеристики топливоподачи приведены на трех диаграммах фиг. 6, причем за исходные числа оборотов приняты три значения: 900, 1450 и 2000 об/мин.

Для численной оценки влияния корректирования было введено выражение относительного изменения дозы топлива, выраженное в процентах согласно формуле

$$\frac{\Delta g_{n_{max}} - \Delta g_n}{\Delta g_{n_{max}}} \cdot 100,$$

где  $\Delta g_{n_{max}}$  — значение подачи при максимальном числе оборотов рассматриваемого интервала скоростных режимов и



Фиг. 6.

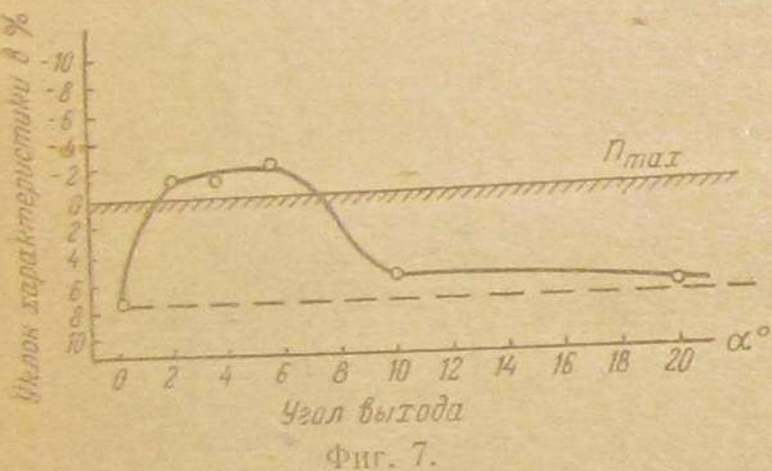
$\Delta g_n$  — значение подачи при  $n$  об/мин, для которых производится подсчет. Этот показатель, названный уклоном характеристики топливоподачи, отрицателен при возрастании подачи (относительно  $\Delta g_{nmax}$ ) с уменьшением оборотов и положителен в обратном случае.

Влияние угла выхода клапана-корректора на протекание характеристики топливоподачи выявляет график, представленный на фиг. 7. Он построен для клапанов-корректоров с длиной пояска 1 мм, т. е. серии  $\alpha^{\circ}/1$ .

По горизонтали на графике отложены значения угла выхода, по ординате — уклон характеристики топливоподачи, подсчитанный для 250 об/мин по отношению к 900 об/мин. Средняя подача, подсчитанная для шести клапанов (пяти клапанов-корректоров и стандартного), для  $n = 900$  об/мин составила  $94,5 \text{ мм}^3/\text{ход}$  плунжера при наибольших отклонениях  $+6,5$  и  $-11 \text{ мм}^3/\text{ход}$ .

Отрицательный уклон характеристики топливоподачи имеет максимум при угле выхода  $\alpha \approx 5^{\circ}$ .

Правее максимума отрицательный уклон характеристики уменьшается за счет меньшей высоты подъема клапана при нагнетании вследствие более резкого изменения площади проходного сечения пазов и, следовательно,



меньшего дросселирования топлива с увеличением оборотов при возрастающем угле выхода, стремясь, по мере приближения к  $\alpha = 90^{\circ}$ , к тому значению, которое имеет место для стандартного клапана. Уменьшение угла выхода левее максимума также постепенно сводит на-нет корректирующее действие, так как при  $\alpha = 0$  мы приходим к стандартному клапану, но с увеличенной длиной разгрузочного пояска.

Таким образом, исходя из установки рейки на одну и ту же подачу, чем компенсируется уменьшение последней при переходе к клапану с большей длиной разгрузочного пояска, мы приходим к одинаковым результатам по уклону характеристики топливоподачи при  $\alpha = 0$  и  $\alpha = 90^{\circ}$ . Следует сделать вывод о том, что при заданной длине поверхности выхода клапана-корректора, при данном диаметре плунжера, подаче, максимальном числе оборотов и т. д. можно получить для каждого данного числа оборотов совершенно определенный наибольший эффект корректирования, обусловленный максимумом кривой изменения уклона характеристики как функции угла выхода.

Этот максимум составляет в рассматриваемом случае 2% по отношению к среднему значению подачи при 900 об/мин и 9,5%

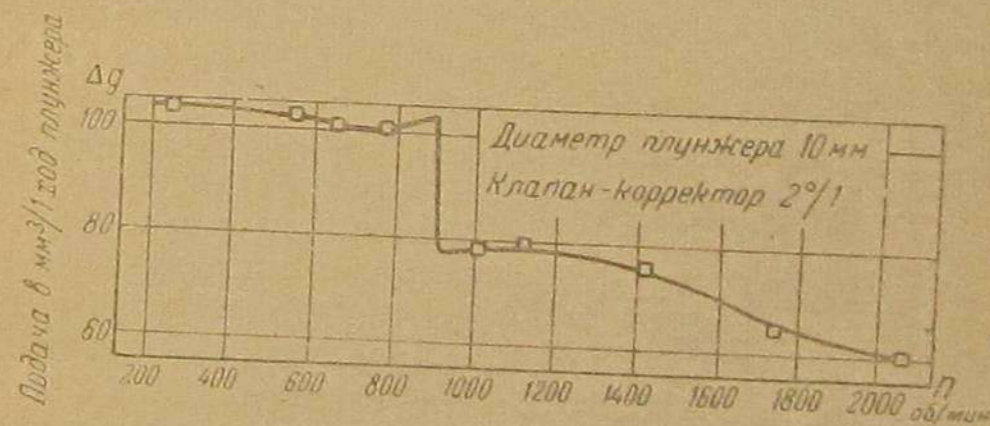
по отношению к подаче, даваемой на рассматриваемом скоростном режиме стандартным клапаном.

Последняя величина собственно и характеризует максимально возможный эффект корректирования. Наличие положительного участка кривой (см. фиг. 7) обусловлено тем, что при  $\alpha < 1,6^{\circ}$  или  $\alpha > 7,4^{\circ}$  подача при 250 об/мин оказывается меньшей, чем при 900 об/мин, что нетрудно проверить на фиг. 5.

## 2. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА КОРРЕКТИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВОПОДАЧИ

### Влияние диаметра плунжера и герметичности пары плунжер-штука насоса

Влияние диаметра плунжера на эффект корректирования проверялось снятием характеристики топливоподачи при тех же клапанах, но с установкой в насосе плунжеров различных диаметров. Наблюдавшиеся, однако, при попытках провести соответствующие эксперименты на установке с одноплунжерным насосом ненормальности в протекании характеристики топливоподачи при больших диаметрах плунжеров заставили перенести соответствующие опыты на стенд для испытания многоплунжер-

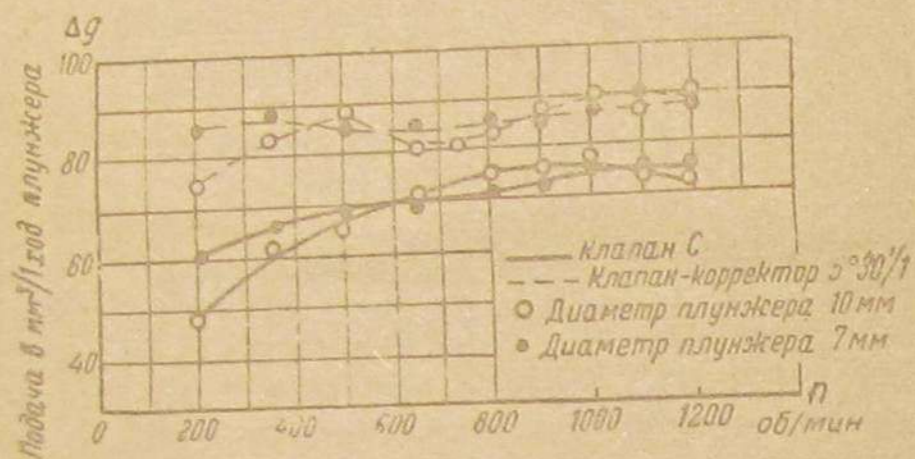


Фиг. 8.

ных насосов. Отмеченная ненормальность заключалась в резком скачкообразном изменении дозы подаваемого топлива на определенном скоростном режиме. Так, например, характеристика топливоподачи, приведенная на фиг. 8, полученная на установке с одноплунжерным насосом, снабженным плунжером диаметра 10 мм и клапаном-корректором  $2^{\circ}/1$ , показывает резкий скачок подачи при переходе числа оборотов  $\approx 900$  в минуту. Аналогичное явление наблюдалось и при стандартном клапане. Причину этого явления точно установить не удалось, однако ряд признаков говорит о том, что оно является следствием резонансных явлений в системе низкого давления установки, т. е. в системе подачи топлива от топливного бака до секции топливного насоса. Результаты, полученные во время испытаний клапана-корректора  $5^{\circ} 30'/1$  и стандартного клапана при диаметрах плунжера 7 и 10 мм на шестиплунжерном топливном насосе приведены на

фиг. 9, а на фиг. 10 они совмещены к среднему значению подачи при 900 об/мин. Как видно из этих диаграмм, и при работе шестиплунжерного насоса замечается некоторое снижение подачи в зоне скоростных режимов, охватывающей 700 об/мин, причем это оказывается слабее при стандартном клапане.

Эффект корректирования характеристики получился несколько сильнее при диаметре плунжера 10 мм, что следует отнести за счет больших подъемов клапана.



Фиг. 9.

С уменьшением числа оборотов влияние утечек через неплотности секций топливного насоса (главным образом через зазор между плунжером и втулкой) сказывается сильнее, так как большее время происходит нагнетание, что должно вести к падению подачи с уменьшением оборотов. По мере износа плунжера и втулки влияние утечек топлива возрастает и, увеличивая положительный уклон характеристики топливоподачи, может в конце концов парализовать действие клапана-корректора. Этим обусловлена важность выявления протекания характеристики топливоподачи и эффекта корректирования для секций пониженной герметичности.



Фиг. 10.

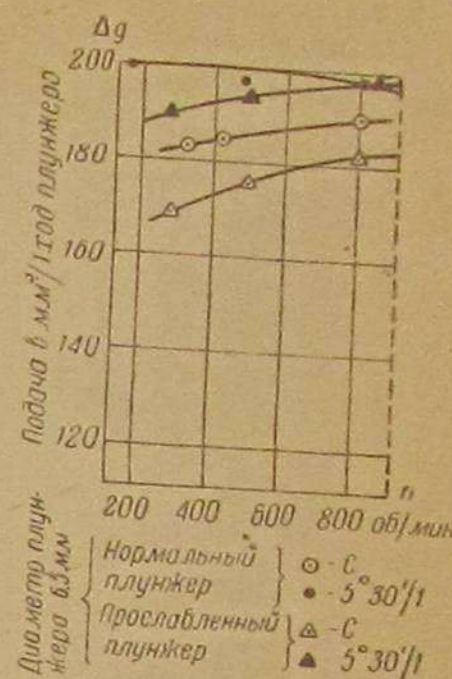
Герметичность секции топливного насоса при проведении испытания оценивалась опрессовкой, производившейся ручным насосом при снятом нагнетательном клапане, и характеризовалась временем падения давления с 300 до 200 ат. Опрессовка секций производилась при положении рейки, близком к положению максимальной подачи, и при различных значениях подъема плунжера на рабочем участке перемещения последнего. Наилучшее, с точки зрения герметичности, показание и принималось за критерий герметичности.

На фиг. 11 приведены характеристики топливоподачи, снятые при стандартном клапане и клапане-корректоре 5°30'1 для

двух плунжеров диаметром 6,5 мм: плунжера нормального, с которым проводились описанные выше испытания, герметичность которого характеризовалась 10-секундным падением давления с 300 до 200 ат при опрессовке, и плунжера меньшего диаметра, герметичность которого характеризовалась падением давления в указанных пределах в течение долей секунды.

Малое число экспериментальных точек на фиг. 11 обусловлено тем, что сюда нанесены лишь участки кривых до 900 об/мин. Рассмотрение указанных кривых при оборотах, больших 900 об/мин, не представляет интереса, так как влияние герметичности здесь практически не сказывается.

Как видно, износ пары плунжер-втулка сказывается на уклоне характеристики топливоподачи неблагоприятным образом. Хотя и при изношенных деталях имеет место корректирующий эффект клапана-корректора, но износ парализует его практическую ценность. В последнем случае клапан-корректор лишь компенсирует влияние износа пары на малых скоростных режимах.



Фиг. 11.

### Влияние режимов двигателя на эффект корректирования характеристики топливоподачи

От максимального числа оборотов, на котором производится регулировка топливного насоса, от значения топливоподачи при этой регулировке, а также от рабочего диапазона чисел оборотов зависят как степень возможного корректирования характеристики топливоподачи, обусловленная величиной расхода топлива, даваемой топливным насосом, и характеристики, соответствующей пределу дымления, так и наибольший достигаемый эффект корректирования при данном типе клапана-корректора.

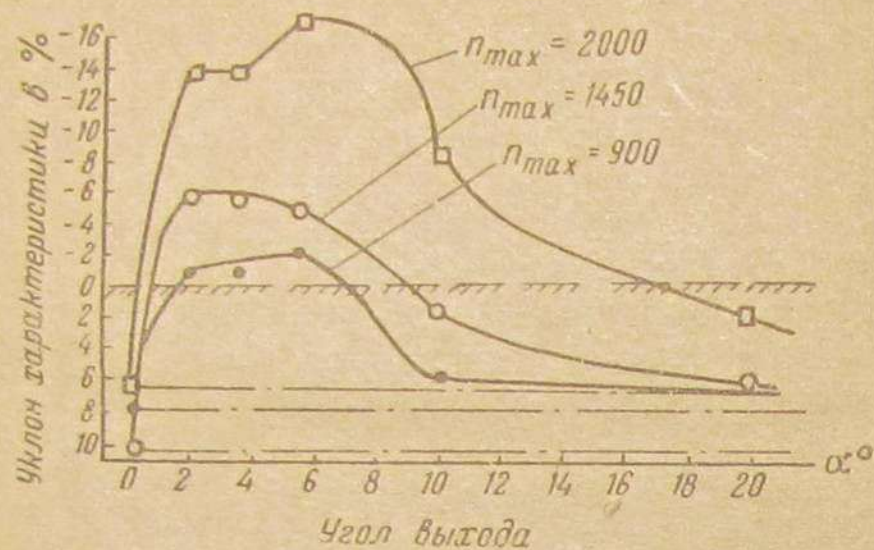
Считая за 100% топливоподачу на каком-либо скоростном режиме, принимаемом за максимальный ( $n_{max}$ ), можно подсчитать соответствующий уклон характеристики в процентах для некоторого меньшего скоростного режима, например режима  $n_{min}$ . Изменяя  $n_{max}$  при зафиксированном  $n_{min}$ , мы получаем изменение уклона характеристики.

На фиг. 12 приведены кривые изменения уклона характеристики топливоподачи, подсчитанные для  $n = 250$  об/мин по отношению к  $n_{max}$ , соответственно равному 900, 1450 и 2000 об/мин, в зависимости от угла выхода клапана-корректора. Кривые на фиг. 12 отражают как изменение характеристики топливоподачи при работе со стандартным клапаном, что находит свое выра-



жение в смещении точек при  $\alpha = 0^\circ$ , так и изменение эффекта корректирования для разных значений угла выхода при различных  $n_{max}$ .

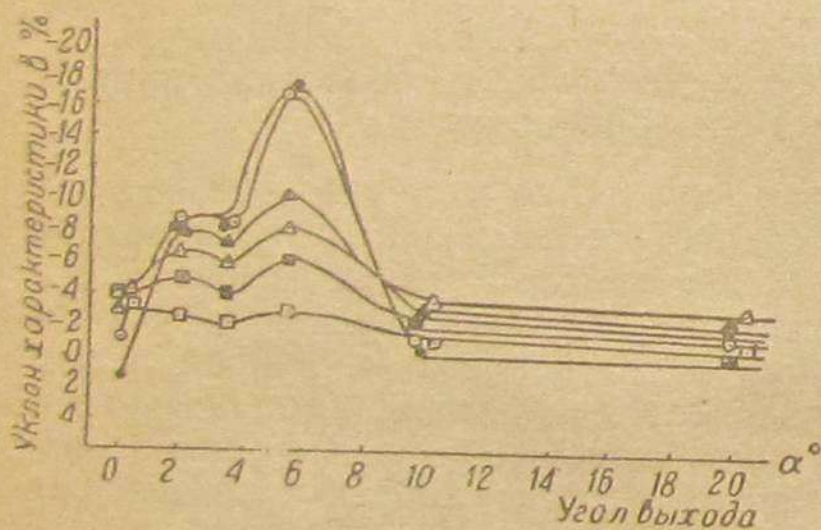
Изменение эффекта корректирования при фиксированном  $n_{max}$  с уменьшением оборотов иллюстрируется фиг. 13, дающей



Фиг. 12.

уклоны характеристики топливоподачи в процентах при различных  $n_{min}$  по отношению к  $n_{max} = 2000$  об/мин, в зависимости от угла выхода клапана.

При смещении рейки насоса в направлении увеличения подачи эффект корректирования характеристики топливоподачи,



Фиг. 13.

выраженный как величина приращения в пределах данного скоростного интервала подачи топлива в  $mm^3$  на ход плунжера, увеличивается. Это обусловлено тем, что при больших подачах — больше высота подъема клапана, с большей скоростью происходит его посадка, больше при этом сказывается изменение дросселирования топлива с изменением числа оборотов, что и влияет на степень разгрузки топливопровода, а следовательно, и на эффект корректирования.

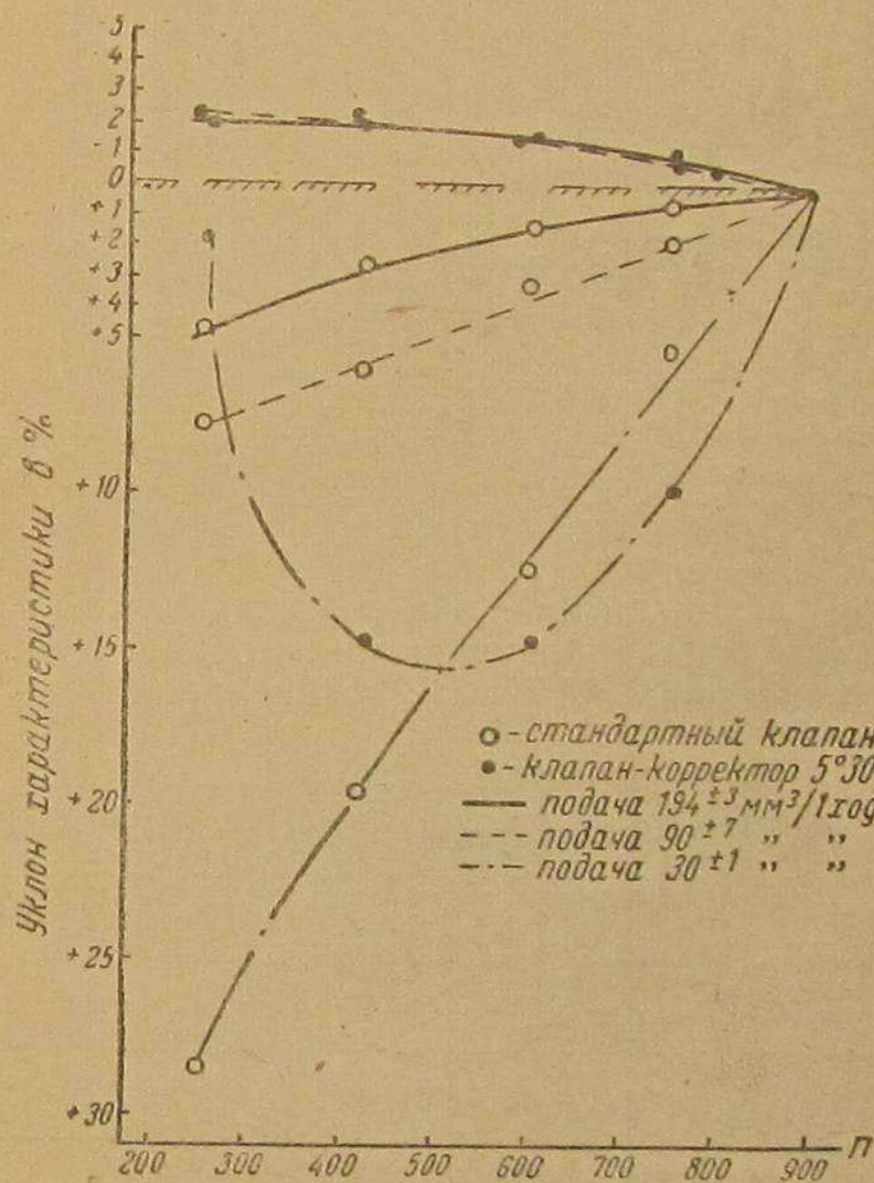
Влияние увеличения подачи на изменение при корректировании уклона характеристики в процентах может быть, вообще говоря, различным, так как при этом одновременно возрастают числитель и знаменатель дроби

$$\frac{\Delta g_{n_{max}} - \Delta g_n}{\Delta g_{n_{max}}}$$

влияние любого из них может оказаться преобладающим.

На фиг. 14 приведены кривые изменения уклона характеристики топливоподачи по оборотам по отношению к  $n_{max} = 900$  об/мин для стандартного клапана и клапана-корректора 5°30' при трех положениях рейки насоса.

Рассмотрение кривых фиг. 14 показывает, что при малых подачах ( $30 \text{ мм}^3/\text{ход}$ ) корректирование сказывается лишь при широком интервале рассматриваемых скоростных режимов. На ре-



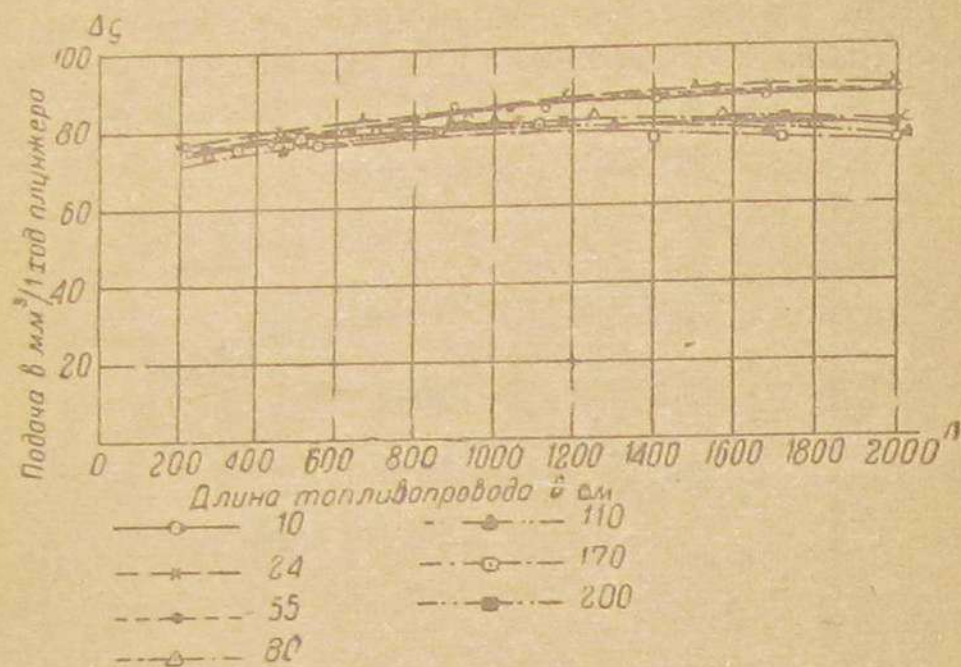
Фиг. 14.

жимах же, близких к максимальному, корректирование не замечается. При больших подачах ( $90$  и  $194 \text{ мм}^3/\text{ход}$ ) эффект корректирования сказывается достаточно резко на всем диапазоне скоростных режимов.

Ослабление корректирующего действия клапанов-корректоров при переходе к малым подачам несущественно при применении всережимных регуляторов, обеспечивающих устойчивость режима движения при работе двигателя по частичным характеристикам.

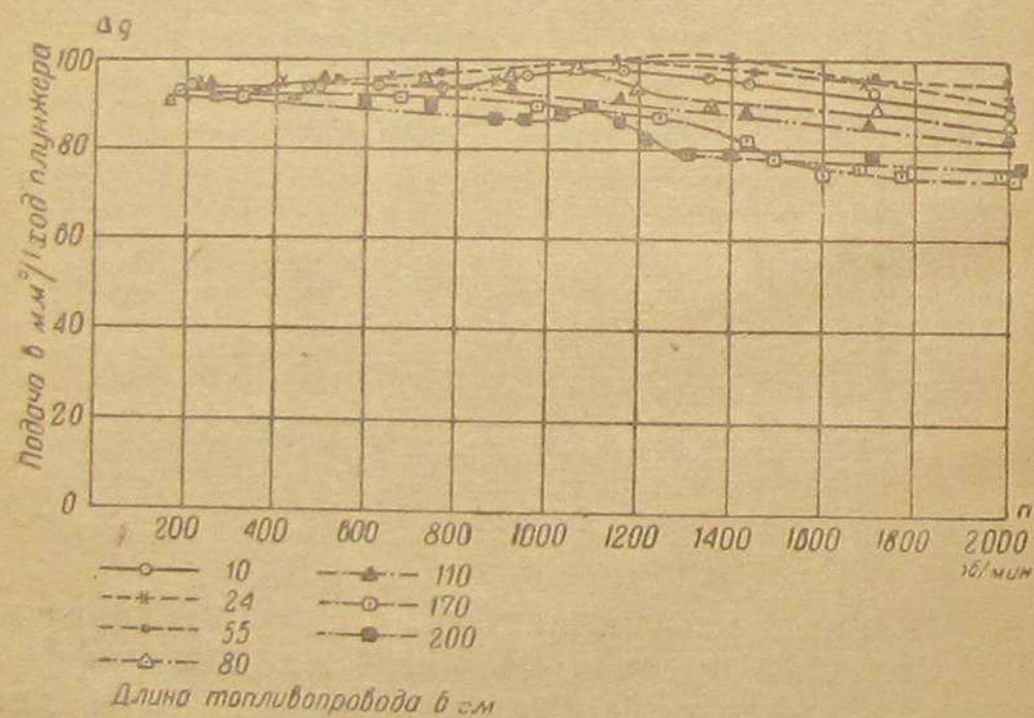
**Влияние длины и диаметра топливопровода высокого давления на протекание характеристики топливоподачи и эффект ее корректирования**

На фиг. 15 приведены характеристики топливоподачи при стандартном клапане, снятые для семи различных длин топли-



Фиг. 15.

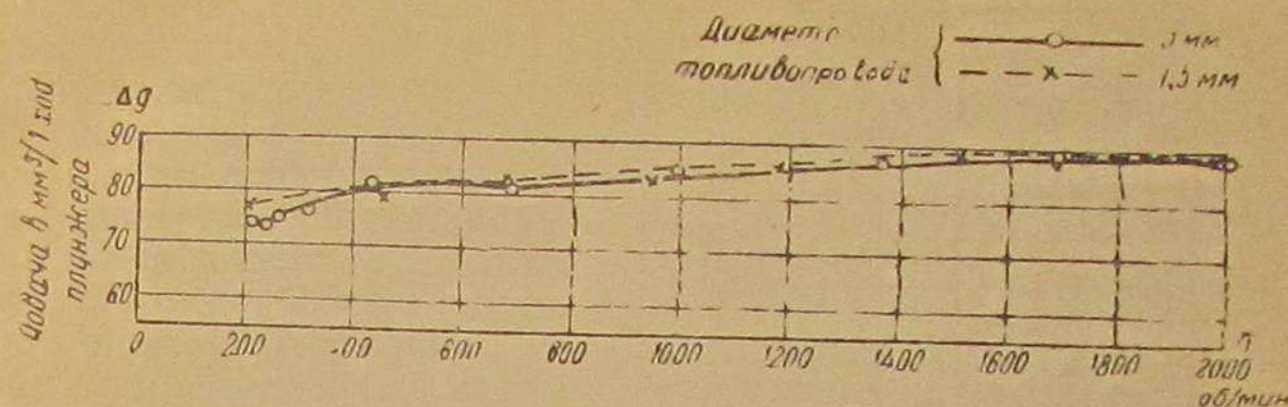
вопровода, — от 10 см до 2 м. Из этих данных следует, что увеличение длины топливопровода придает характеристике топливоподачи более благоприятное протекание.



Фиг. 16.

На фиг. 16 даны характеристики топливоподачи, аналогичные представленным на фиг. 15, но снятые при клапане-корректоре  $5^{\circ}30'1$ . Они показывают усиление эффекта корректирования с удлинением топливопровода.

На фиг. 17 изображены характеристики топливоподачи, снятые при работе со стандартным клапаном, для плунжера диаметром 6,5 мм при двух топливопроводах одинаковой длины



Фиг. 17.

(24 см), отличающихся друг от друга диаметром канала, равным в одном случае 3 мм, а в другом 1,5 мм. Они мало разнятся между собой.



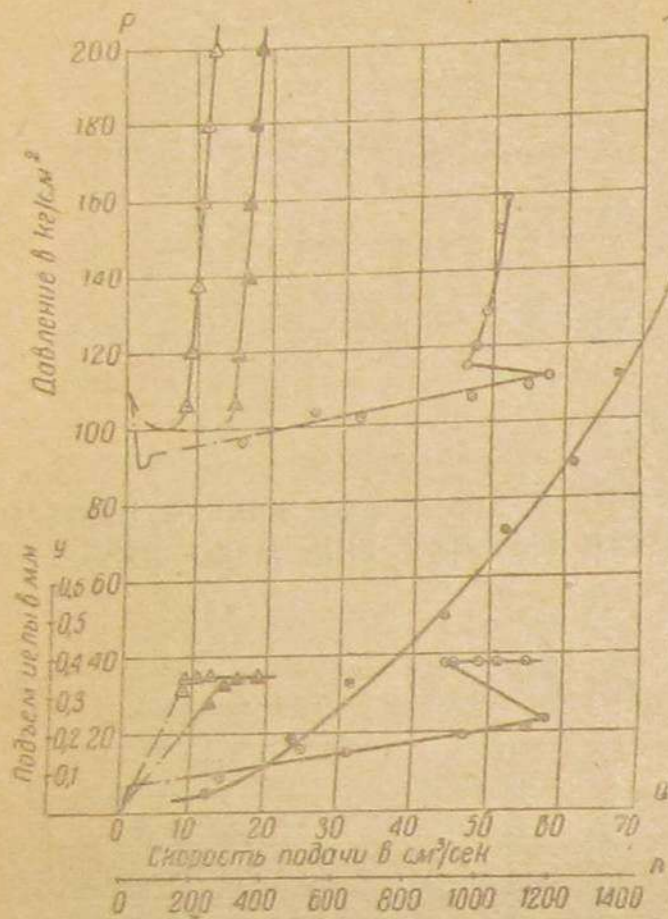
Фиг. 18.

На фиг. 18 приведены характеристики топливоподачи, полученные при тех же условиях испытания с клапаном-корректором  $5^{\circ}30'1$ . Эффект корректирования сильнее сказывается при увеличенном диаметре топливопровода.

**Влияние на характеристику топливоподачи и на эффект ее корректирования конструкции распылителя форсунки и предварительной затяжки пружины форсуночной иглы**

Исследованию были подвергнуты четыре распылителя: распылитель с открытым соплом диаметром 0,96 мм, чему соответствует площадь проходного сечения  $0,724 \text{ мм}^2$ ; штифтовой распылитель Бош маркировки DN15S2, с которым проводились все предыдущие этапы работы; два закрытых бесштифтовых распылителя Бош, один из которых маркировки DL140S14 с двумя отверстиями диаметром 0,33 мм, т. е. с суммарной площадью проходных сечений  $0,171 \text{ мм}^2$ , и другой маркировки DL160 S5 с четырьмя отверстиями диаметром 0,22 мм, т. е. с суммарной площадью проходных сечений  $0,152 \text{ мм}^2$ . Затяжка пружины форсуночной иглы была для трех последних распылителей выбрана одинаковой, соответствующей давлению открытия иглы  $110 \text{ кг/см}^2$ .

Для выяснения зависимости давления у форсунок от скорости подачи были сняты при всех четырех распылителях на специально предназначенной для этой цели экспериментальной установке характеристики форсунок. Они представлены на фиг. 19.



- DN 15S2
- ▲ DL 160S5 (4 сопловых отверстия  $\phi 0,22$  мм)
- ▲ DL 140S14 (2 сопловых отверстия  $\phi 0,33$  мм)
- Открытая (1 сопловое отверстие  $\phi 0,96$  мм)

Фиг. 19.

Там же приведена для трех закрытых распылителей зависимость подъема иглы от скорости подачи. Если пренебречь влиянием сжимаемости, можно считать изменение скорости подачи прямо пропорциональным изменению числа оборотов. Под осью абсцисс характеристики форсунки сделаны отметки чисел оборотов топливного насоса типа Бош, при которых максимальная скорость подачи, подсчитанная для плунжера диаметром 6,5 мм без учета сжимаемости топлива, равна скорости подачи, указанной на соответствующей шкале диаграммы.

На фиг. 20 представлены характеристики топливоподачи, снятые при стандартном клапане для всех четырех распылителей.

Характеристика топливоподачи при открытой форсунке имеет монотонное возрастание на всем своем протяжении вплоть до 2250 об/мин. При распылителе DN15S2 отрицательный уклон



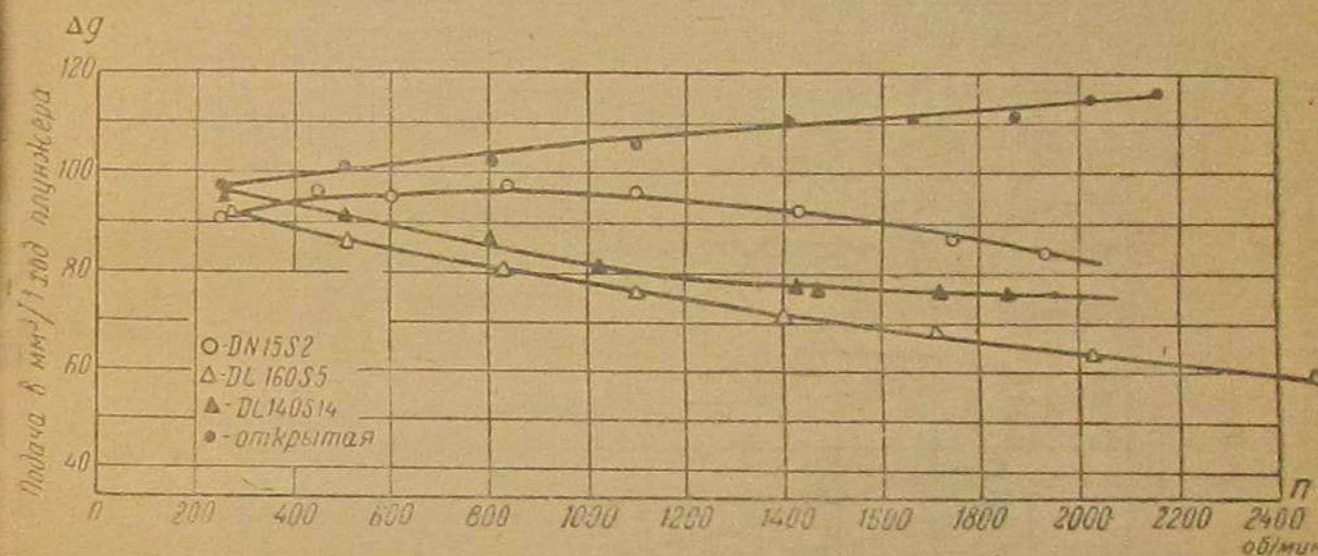
Фиг. 20.

начинается при 1200 об/мин. Закрытые бесштифтовые распылители дают характеристику топливоподачи с меньшим увеличением подачи в зоне малых оборотов, причем характеристика топливоподачи форсунки с распылителем DL160S5 имеет практически горизонтальное протекание.

Характеристики топливоподачи, представленные на фиг. 20 показывают, таким образом, изменение в сторону создания и увеличения отрицательного уклона в связи с большей степенью нарастания давления при увеличении числа оборотов, имеющей место у распылителей с малым суммарным проходным сечением сопловых отверстий.

Указанное изменение протекания характеристик топливоподачи при уменьшении суммарного проходного сечения сопловых отверстий обусловлено возрастающим влиянием сжимаемости топлива, связанным с увеличением абсолютной величины и степени нарастания по оборотам давлений в системе.

Положение рейки топливного насоса при всех опытах с различными форсунками было зафиксировано и оставалось неизменным. Поэтому более низкое расположение характеристики топливоподачи в целом при соплах, создающих большее сопроти-



Фиг. 21.

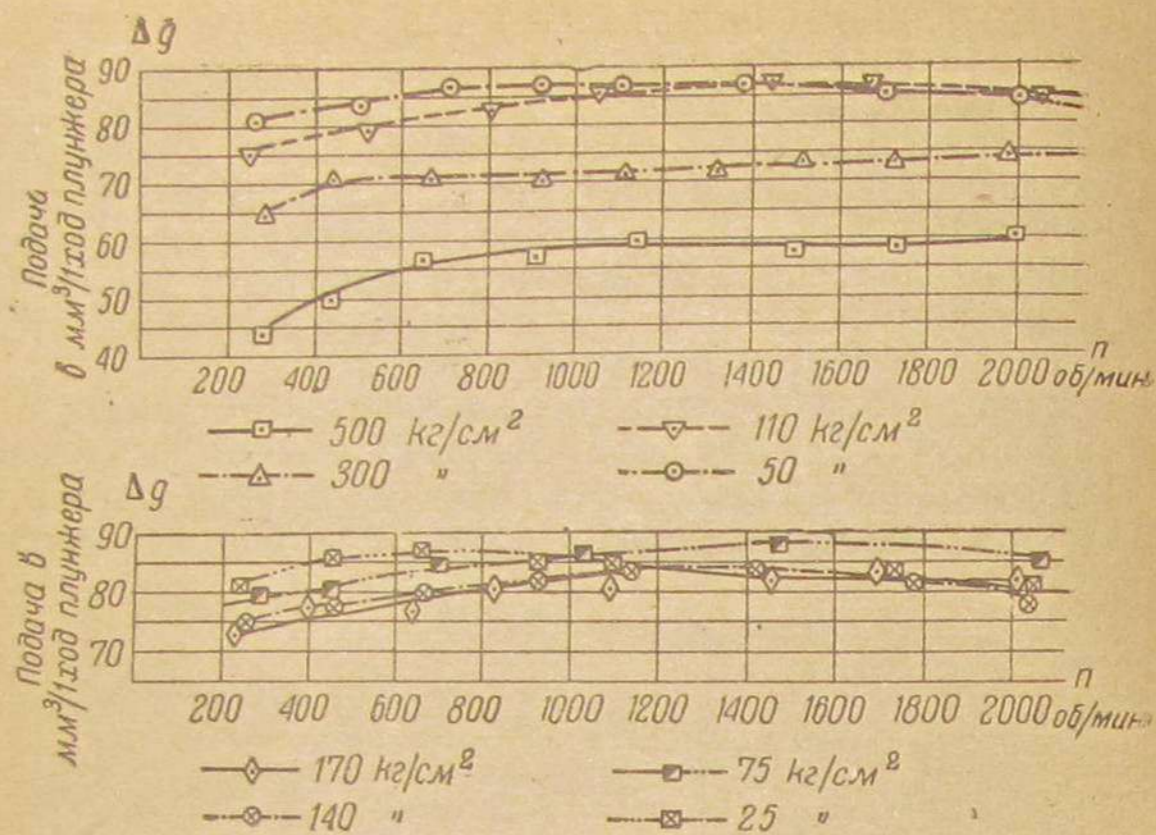
вление истечению, также должно быть отнесено за счет увеличения влияния сжимаемости топлива.

На фиг. 21 изображены характеристики топливоподачи, полученные для всех четырех сопел при установке на насосе клапана-корректора  $5^{\circ}30'/1$ . Здесь обращает на себя внимание отсутствие корректирующего эффекта при открытом распылителе и его усиление для трех остальных в последовательности, согласно с закономерностью изменения давлений в системе, даваемой характеристиками форсунки.

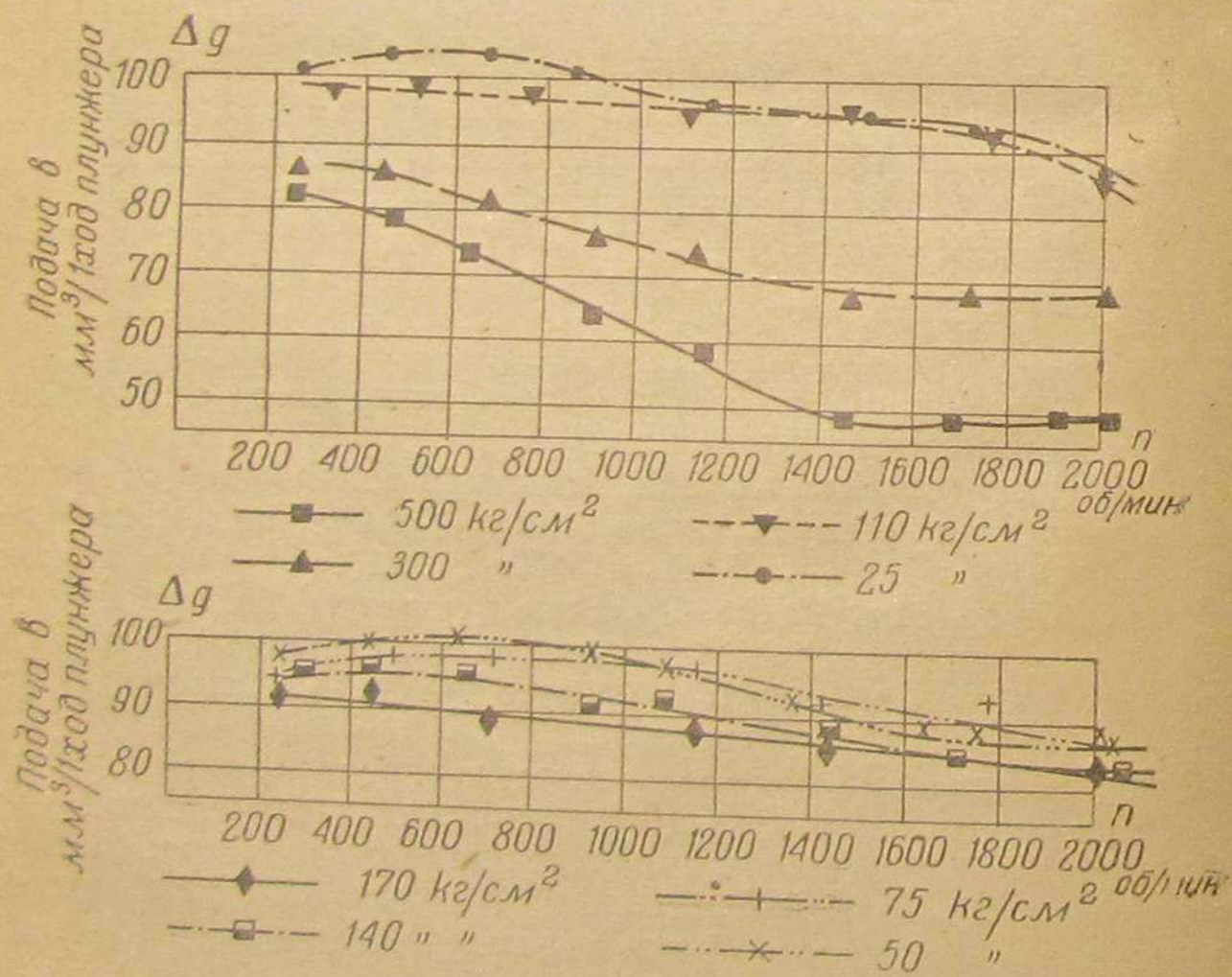
Влияние давления открытия форсунки, регулируемого затяжкой ее пружины, было исследовано снятием характеристик топливоподачи при восьми значениях указанного параметра, соответственно равных 25, 50, 75, 110, 140, 170, 300 и 500  $\text{кг/см}^2$ , причем положение рейки насоса было зафиксировано и оставалось неизменным.

На фиг. 22 представлены характеристики при стандартном клапане. Первое, что обращает на себя внимание при их рассмотрении, — это резкое уменьшение топливоподачи на всем

диапазоне оборотов при увеличении давления затяжки. Оно обусловлено влиянием сжимаемости топлива, сказывающемся



Фиг. 22.



Фиг. 23.

здесь так же, как и при уменьшении проходных сечений сопловых отверстий распылителя, так как и то и другое связано

с увеличением сопротивления истечению и с повышением давлений в системе.

Однако в то время как уменьшение проходных сечений сопловых отверстий приводит к повышению давления, возрастающему с увеличением числа оборотов, изменение затяжки пружины форсуночной иглы приводит к более равномерному повышению давлений на всем интервале скоростных режимов и в большей степени сказывается через сжимаемость топлива при малых числах оборотов, когда помимо того более чувствительно влияние повышения давления на утечки через зазор между плунжером и втулкой. Приведенными соображениями объясняется иллюстрируемое фиг. 22 увеличение положительного уклона характеристик топливоподачи при больших затяжках пружины форсуночной иглы, особенно значительное при малых числах оборотов.

На фиг. 23 приведены характеристики топливоподачи, снятые для указанных восьми значений затяжки при работе с клапаном-корректором  $5^{\circ}30'/1$ . Они показывают увеличение эффекта корректирования при повышении затяжки пружины, особенно резко сказывающееся при максимальных давлениях открытия иглы (300 и 500  $\text{кг/см}^2$ ). При этих затяжках пружины, однако, на высоких числах оборотов, в диапазоне от 1500 до 2000 об/мин, характеристика топливоподачи испытывает перегиб и эффект корректирования резко снижается.

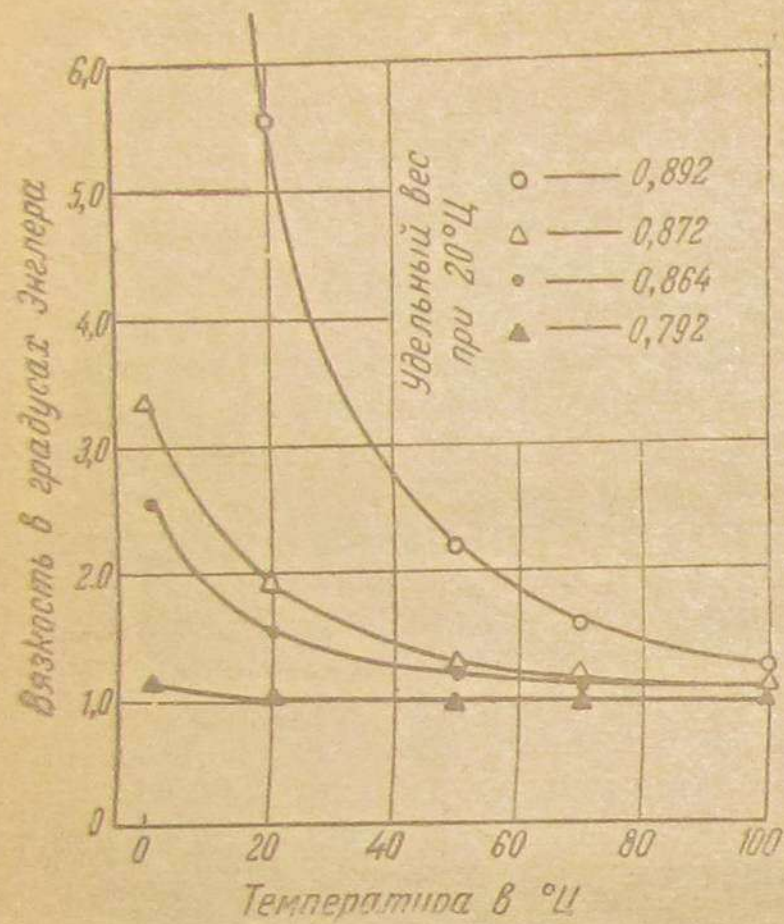
#### Влияние на характеристику топливоподачи и на эффект ее корректирования вязкости топлива

Для экспериментального исследования влияния вязкости топлива на протекание характеристики топливоподачи и на эффект ее корректирования были взяты четыре жидкости: бензин с примесью 3% автотоплива 10, используемый в двигателях, работающих с впрыском светлого топлива, имеющий удельный вес 0,792 и вязкостью 0,009 стокса<sup>1</sup>; дизельное топливо удельного веса 0,864 и вязкостью 0,071 стокса и две смеси дизельного топлива с автотопливом 10, имеющие соответственно удельный вес 0,872 и 0,892 при вязкости 0,108 и 0,394 стокса.

На фиг. 24 приведены для всех четырех жидкостей кривые изменения вязкости по температуре. Для диапазона температур, при которых может работать в практических условиях топливная аппаратура, т. е. от  $0^{\circ}\text{C}$  и ниже и до  $60-70^{\circ}\text{C}$ , вязкость дизельных топлив меняется в чрезвычайно широких пределах. Выводы, делаемые ниже о протекании и эффекте корректирования характеристики топливоподачи при работе с жидкостями различной вязкости, могут быть отнесены к дизельному топливу для случаев работы при различных температурах окружающей среды.

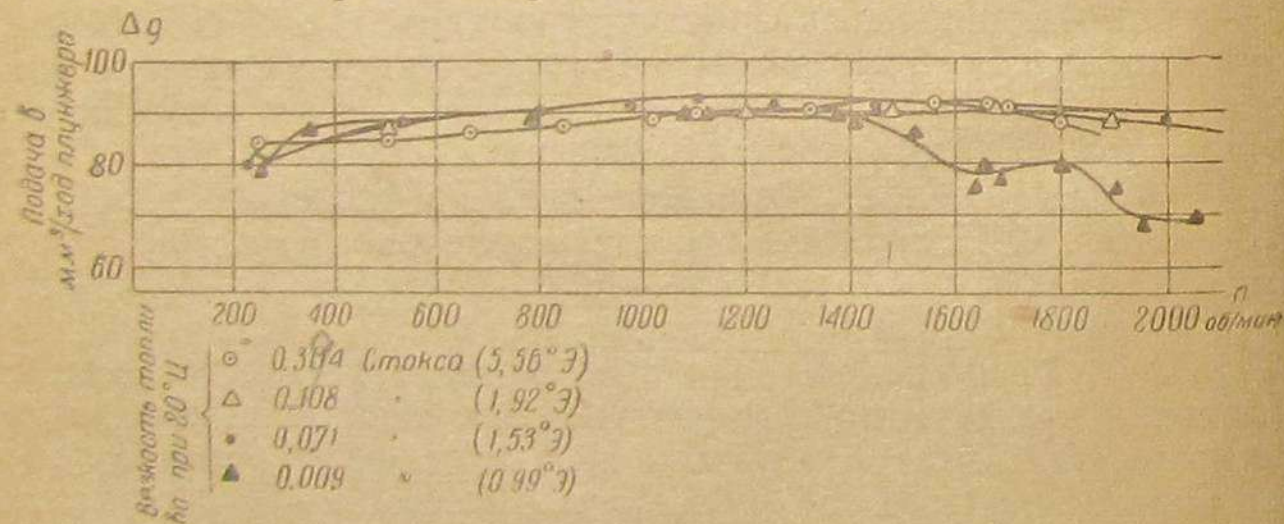
<sup>1</sup> Здесь даются значения удельного веса и вязкости при  $20^{\circ}\text{C}$ .

На фиг. 25 приведены характеристики топливоподачи, снятые для указанных жидкостей при установке на насосе стандартного клапана. Согласно этой диаграмме, вязкость топлива в указанных пределах мало влияет на характеристику топливоподачи и лишь при наименее вязком топливе замечается заметное уменьшение подачи на повышенных скоростных режимах, что находит себе объяснение в более легком образовании паровых мешков во время заполнения рабочей камеры насоса.



Фиг. 24.

Характеристики топливоподачи, снятые для тех же четырех жидкостей при установке в насосе клапанов-корректоров  $5^{\circ}30'/1$ , даны на фиг. 26. Исключая из рассмотрения характеристику топливоподачи для бензина, большой отрицательный уклон которой при оборотах выше 900 об/мин следует отнести за счет той же причины, что и изгиб соответствующей характеристики топливоподачи при стандартном клапане, следует сделать вывод

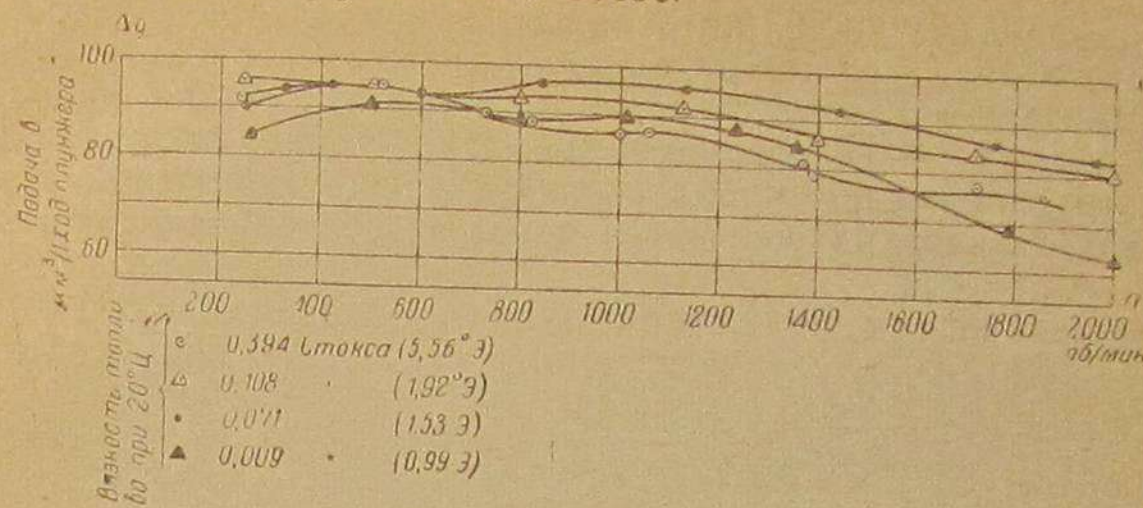


Фиг. 25.

о возрастании эффекта корректирования с увеличением вязкости жидкости.

Это объясняется тем, что при жидкости повышенной вязкости увеличение сопротивления перетоку жидкости через пазы клапана и большой перепад давления между надклапанным и подклапанным пространствами вызывают подъем клапана-коррек-

тора на большую высоту в процессе нагнетания; при его посадке повышенная вязкость создает больший дросселирующий эффект в пазах и более эффективный отсос.

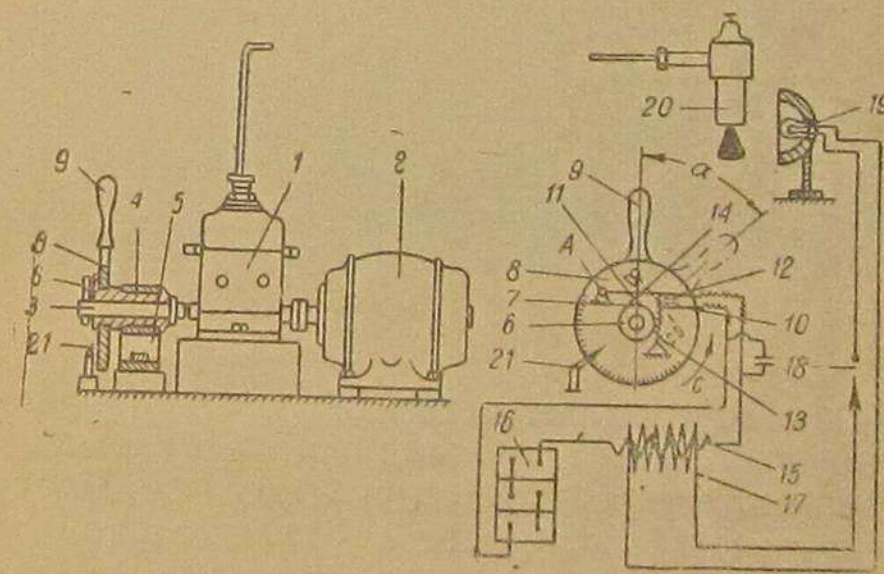


Фиг. 26.

### 3. ВЛИЯНИЕ КЛАПАНА-КОРРЕКТОРА НА МОМЕНТ НАЧАЛА ВПРЫСКА

Следует ожидать, что вследствие действия клапана-корректора момент начала впрыска смещается в сторону запаздывания и тем больше, чем выше число оборотов.

Для экспериментальной проверки этого явления был использован осциллоскоп Элверсона — прибор, действие которого основано на стробоскопическом эффекте.



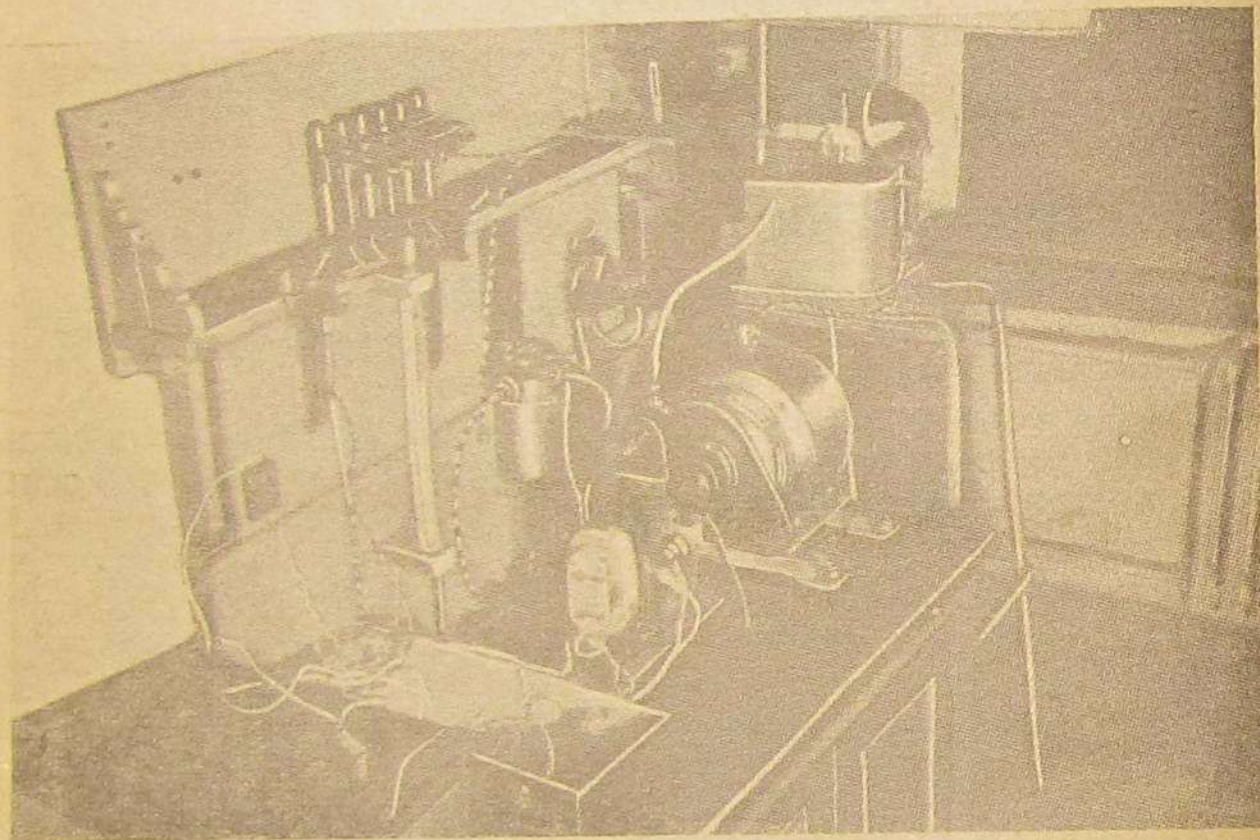
Фиг. 27.

На фиг. 27 приведена упрощенная схема, иллюстрирующая принцип работы осциллоскопа и его использование для указанных целей.

Свободный конец вала топливного насоса 1 жестко соединен с валом 3 осциллоскопа. Последний расположен в неподвижной втулке 4, закрепленной в стойке 5. На конце валика 3 посажена кулачковая шайба 6. На конце втулки 4 свободно посажен диск 8 прерывателя, который может поворачиваться от руки. На диске 8 укреплен контакт 10 и шарнирно закреплен в точке А

рычажок 11, имеющий на конце контакт 12. Замыкание контактов 10 и 12 осуществляется пружиной 13. Контакты 10 и 12 прерывателя соединены последовательно с первичной обмоткой 15 индукционной катушки, питаемой от аккумулятора 16. При набегаии кулачка шайбы 6 на выступ рычажка 11 контакты 10 и 12 размыкаются, прерывается ток в первичной обмотке индукционной катушки; в ее вторичной обмотке 17 индуцируется ток высокого напряжения, пробивающий воздушную прослойку разрядника 18 и проходящий затем через осветительную неоновую лампу 19 прибора.

При неизменном положении рукоятки 9 размыкание контактов прерывателя, а, следовательно, и освещение, происходит на



Фиг. 28.

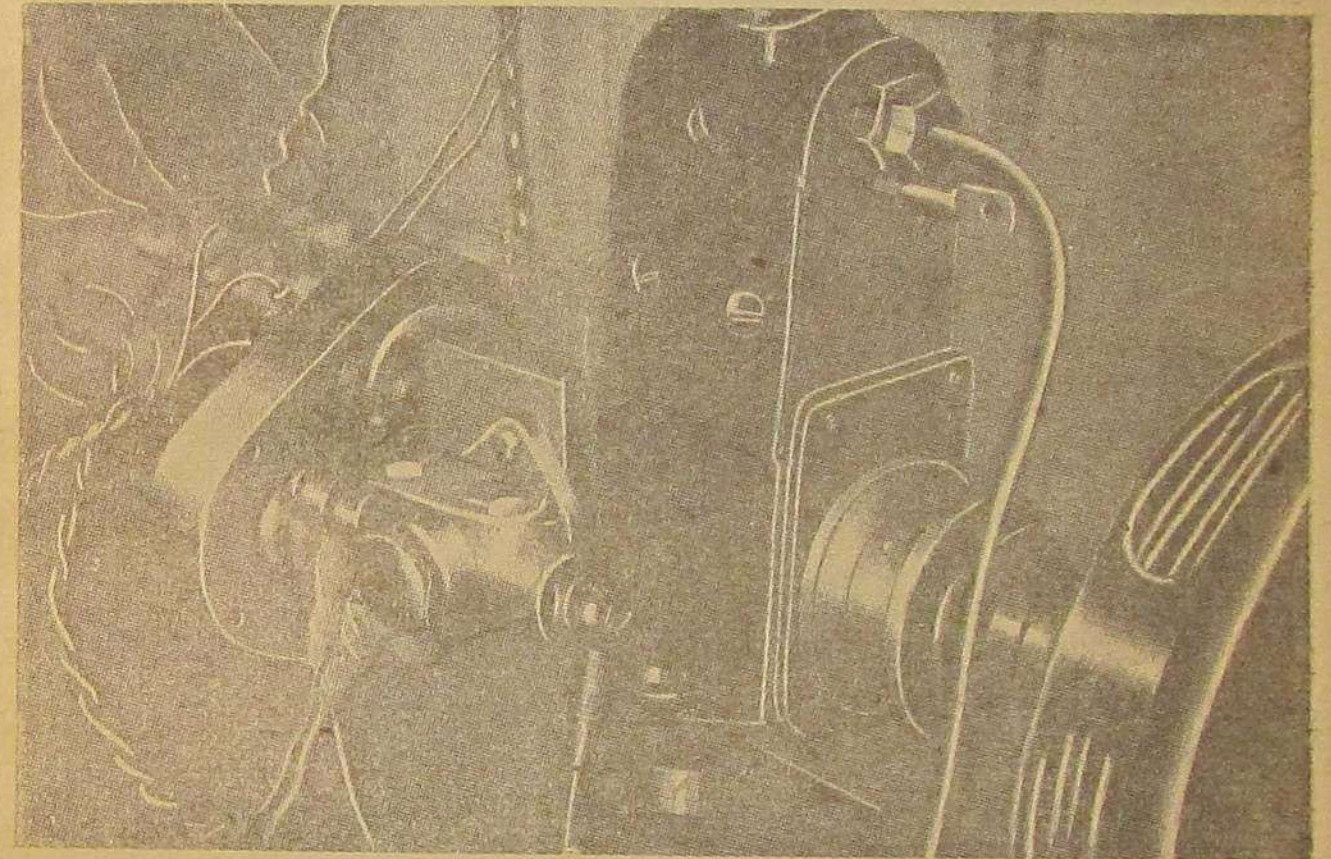
каждом обороте при одном и том же угле поворота кулачка. Так как наблюдение за струей топлива, вытекающего из форсунки 20, производится в затемненной комнате, быстро чередующиеся мгновенные вспышки света осветительной лампы, происходящие всегда в один и тот же момент периодически повторяющегося процесса впрыска, дают картину процесса при данном угле поворота.

Медленно поворачивая рукоятку 9, можно наблюдать развитие процесса впрыска по углу поворота кулачкового вала насоса, а также отметить момент начала и конца впрыска. Фиксация угла поворота рукоятки 9 производится по транспортирной шкале, нанесенной на диске 8, с помощью стрелки 21, закрепленной в неподвижной стойке.

На фиг. 28 показаны общие виды экспериментальной установки с осциллокопом.

Рейка насоса при исследовании фаз впрыска была зафиксирована в положении, при котором до этого были сняты характеристики топливоподачи.

После установления скоростного режима, при котором требовалось определить начало и конец впрыска, включалась электрическая сеть осциллокопа и контактная коробка медленно вращалась от руки до момента появления начального факела струи. По транспортирной шкале отмечался угол, при котором начинался впрыск. Аналогичным образом замерялся угол, при котором впрыск заканчивался.



Фиг. 29.

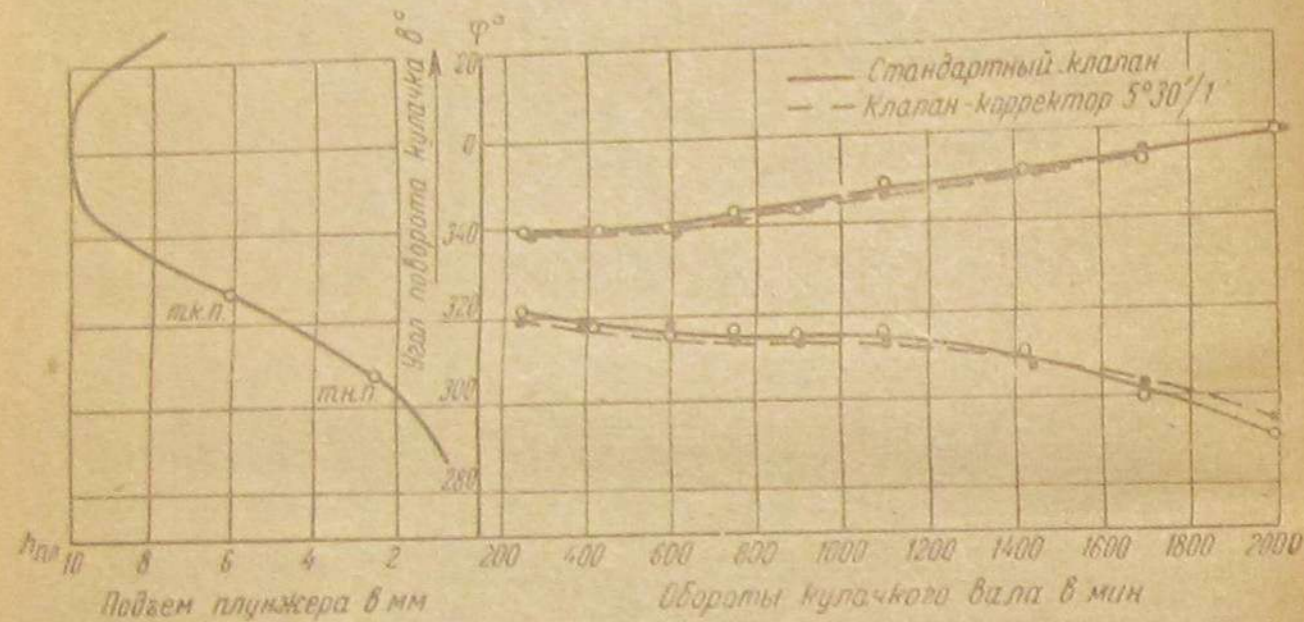
Осциллокоп позволяет наблюдать относительное изменение момента начала и конца впрыска, не давая их координации относительно теоретических фаз по профилю кулачка насоса.

Для увязки действительных фаз процесса впрыска с профилем кулачка на крышке насоса была нанесена радиальная риска (показана на фиг. 29 белой чертой и обозначена цифрой 1), а одна из лысок соединительной муфты насоса была помечена керном (показан на фиг. 29 белой точкой и обозначен цифрой 2). Освещением лампой осциллокопа был отмечен угол на его транспортирной шкале, при котором вершина угла помеченной лыски приходилась против черты на крышке. Указанное значение угла поворота, будучи проверено при различных скоростных режимах, совпадало, что указывает на правильность показаний осциллокопа.

По окончании опытов и снятия насоса с установки профиль кулачка был проиндцирован и была построена кривая подъема плунжера по углу поворота кулачкового вала.

Отметка значения угла поворота диска с рукояткой, при котором соединительная муфта приходила в положение, показанное на фиг. 29, позволила скоординировать шкалу осциллоскопа и углы поворота кулачка. Точки теоретического начала подачи (т. н. п.) и теоретического конца подачи (т. к. п.) определялись продувкой рабочей полости насоса резиновой камерой.

Точка т. к. п. на приводимых ниже графиках соответствует положению рейки насоса, при котором снимались кривые для подачи порядка 90 мл<sup>3</sup>/1 ход и при котором проводилось исследование изменения фаз впрыска на установке с осциллоскопом.



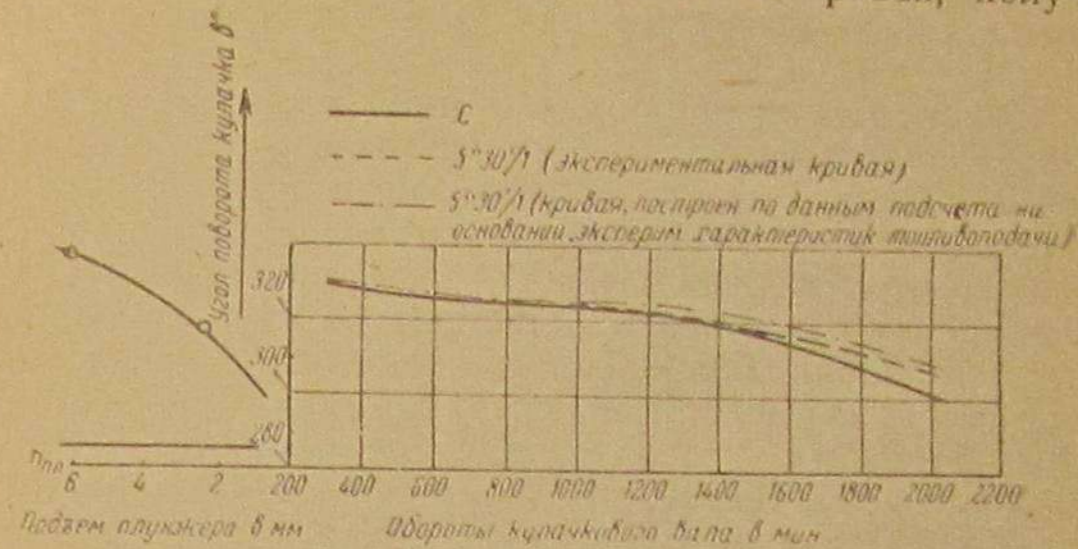
Фиг. 30.

На фиг. 30 сплошными линиями представлено протекание кривых начала и конца впрыска при работе со стандартным клапаном.

Момент начала впрыска на всем интервале скоростных режимов с увеличением числа оборотов смещается в сторону опережения, момент конца впрыска — в сторону запаздывания, в связи с чем увеличивается продолжительность впрыска; при этом до 1500 об/мин имеет место запаздывание, а свыше 1500 об/мин — опережение начала впрыска относительно теоретического начала подачи. Обращает на себя внимание значительность увеличения продолжительности впрыска с увеличением числа оборотов, составляющего 48° при изменении числа оборотов с 250 до 2000 в минуту.

На той же диаграмме пунктиром нанесены фазы подачи при монтаже в насосе клапанов-корректоров 5°30'/1. Несовпадение точек кривых начала впрыска при минимальном числе оборотов обусловлено большей длиной разгрузочного пояса стандартного клапана.

Для исключения влияния различной длины разгрузочных поясков и в целях лучшего сравнения обе кривые были смещены параллельно оси ординат до совпадения со средним значением угла начала впрыска при 250 об/мин. Смещенные кривые представлены на фиг. 31. Здесь же нанесена кривая, полученная



Фиг. 31.

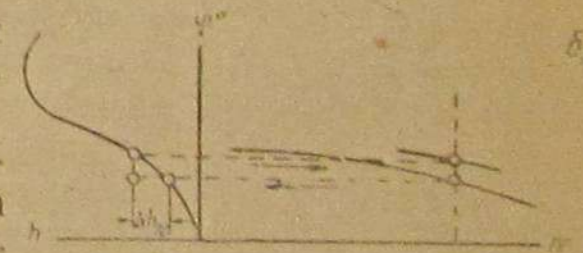
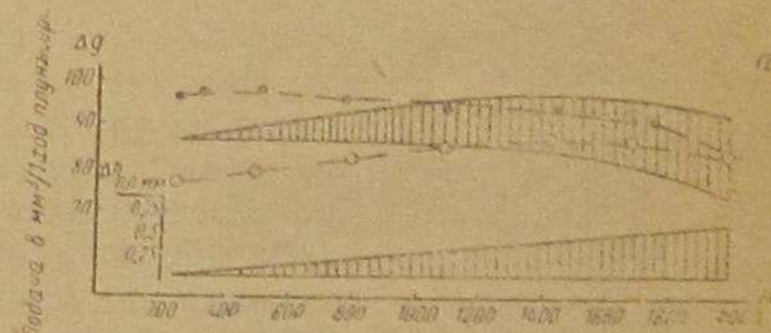
расчетным путем на основании характеристик топливоподачи. Построение ее было выполнено следующим методом.

На фиг. 32 показаны пунктиром для клапана-корректора и стандартного клапана совмещенные по средним значениям подачи при 2000 об/мин характеристики топливоподачи, перенесенные с фиг. 6, б, а сплошными линиями — те же характеристики в случае их совмещения при минимальном скоростном режиме, равном 250 об/мин. Заштрихованное поле между обеими характеристиками дает уменьшение подачи с увеличением числа оборотов, являющееся результатом корректирования.

Уменьшение подачи за счет корректирования, будучи разделено на площадь плунжера, дает дополнительный ход плунжера  $\Delta h_n$ , необходимый для доведения давления в системе до давления открытия форсунки.

Значения хода плунжера, затрачиваемые на компенсацию разгрузки топливопровода, отложены в нижней части фиг. 32, а.

Пусть, согласно фиг. 32, б, задана кривая изменения момента начала впрыска при стандартном клапане. Проведя из какой-либо точки этой кривой, соответствующей некоторому значению числа оборотов, горизонталь до пересечения с кривой подъема плунжера и отложив на продолжении горизонтали величину



Фиг. 32.

хода плунжера  $\Delta h_n$ , взятую с фиг. 32, а, восставим из конца отрезка  $\Delta h_n$  перпендикуляр до его пересечения с кривой подъема плунжера.

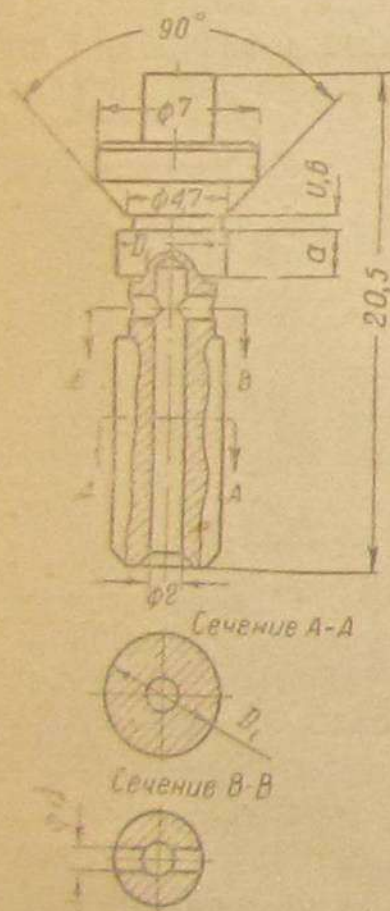
Из точки пересечения проведем горизонталь до ординаты, соответствующей выбранному числу оборотов. Пересечение обеих прямых дает искомую точку начала впрыска при клапане-корректоре.

Описанное построение, будучи приближенным, не дает точного совпадения кривой моментов начала впрыска с полученной экспериментально, однако с достаточным приближением отражает действительный характер протекания моментов начала впрыска и, что особенно важно, наглядно показывает связь между влиянием разгрузки топливопровода на протекание характеристики топливоподачи и изменением момента начала впрыска.

Показанное на фиг. 31 смещение момента начала впрыска в сторону запаздывания, обусловленное корректирующим действием клапана-корректора, относительно невелико и само по себе не вызывает необходимости в принятии особых мер для автоматического регулирования момента начала впрыска по оборотам. Однако усиление эффекта корректирования изменением параметров клапана-корректора может увеличить указанное смещение и тем вызвать необходимость в установке на двигателе специальных приспособлений для автоматического регулирования момента начала впрыска.

#### 4. КЛАПАНЫ-КОРРЕКТОРЫ ТИПА $2d/D_1$

Наличие клапанов-корректоров в секциях топливных насосов вносит в работу их новый элемент, могущий явиться причиной неравномерности подачи по секциям. Для обеспечения равномерности подачи топлива по цилиндрам двигателя на всех числах оборотов необходимо, чтобы одинаковыми были по секциям насоса как подача плунжеров, так и корректирующее действие клапанов. Из принципа действия клапанов-корректоров рассмотренного типа и их конструктивного выполнения ясно, что единообразие отсасывающего действия может быть обеспечено высокой точностью выполнения выхода продольных канавок клапана, что связано со значительными производственными трудностями<sup>1</sup>. Кроме того, как выяснили эксперименты, эффект корректирова-



Фиг. 33.

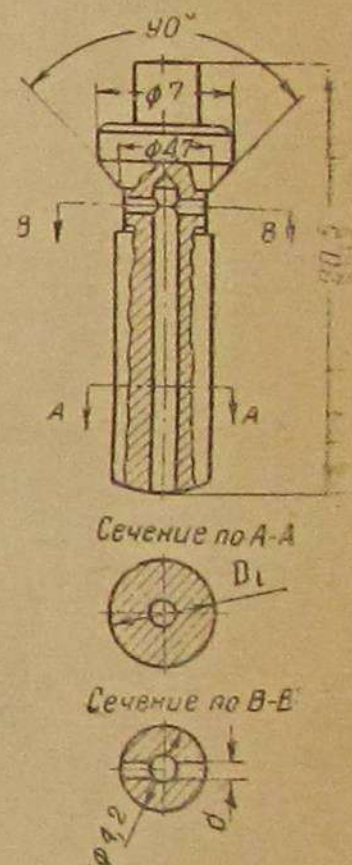
<sup>1</sup> Лишь во время войны, при изучении трофейных машин, удалось выяснить, что для регулировки корректирующего действия клапанов-корректоров фирма Бош применяет приспособление для изменения предварительной затяжки пружин клапанов.

ния подачи клапаном-корректором испытанного типа ограничен. Ввиду этого автором был предложен новый тип клапана-корректора, представленный на фиг. 33. Корректирование подачи этим клапаном вызывается дросселированием топлива в отверстии диаметра  $d$ , соединяющем внутреннее продольное сверление хвостовика с полостью заточки под разгрузочным пояском. Чем меньше это сверление, тем больше перепад давления в топливе при протекании его через клапан и тем выше подъем клапана, в связи с чем при посадке получается более интенсивный обратный отсос топлива из надклапанного пространства.

Поскольку эксперименты преследовали цель изучения корректирующего эффекта от применения клапанов-корректоров, а абсолютная величина отсоса не играла при этом существенной роли, экспериментальные образцы клапанов по предлагаемой схеме были изготовлены упрощенными, без отсасывающих поясков, согласно фиг. 34. Для проверки влияния основных конструктивных факторов клапана, а именно диаметра дросселирующих отверстий  $d$ , диаметра в направляющей части  $D_1$ , опытные образцы были сделаны с различными значениями этих размеров, причем для их различия им была присвоена маркировка  $2d/D_1$ , с подстановкой в каждом отдельном случае численных значений вместо буквенных.

Результаты экспериментов с клапанами-корректорами рассматриваемого типа с дросселирующими отверстиями различного диаметра представлены на фиг. 35. Эти эксперименты подтверждают возможность корректирования характеристики топливоподачи при помощи клапанов предлагаемого типа и влияния на эффект корректирования в пределах, превышающих практическую потребность, изменением диаметра дросселирующего отверстия.

Для выявления разбега характеристик топливоподачи, получающегося при изменении диаметра дросселирующих отверстий в пределах допуска на изготовление, были испытаны шесть клапанов-корректоров. Данные обмера дросселирующих отверстий этих клапанов-корректоров приведены в таблице на фиг. 36. Обмер производился по двум взаимно-перпендикулярным диаметрам каждого из двух отверстий и по четырем полученным таким образом замерам подсчитывалось среднее значение, указанное в таблице. Со знаком плюс для каждого клапана-корректора указана разность в микронах между наибольшим из четырех промеренных диаметров и средним, а со знаком минус — разность между средним и минимальным.

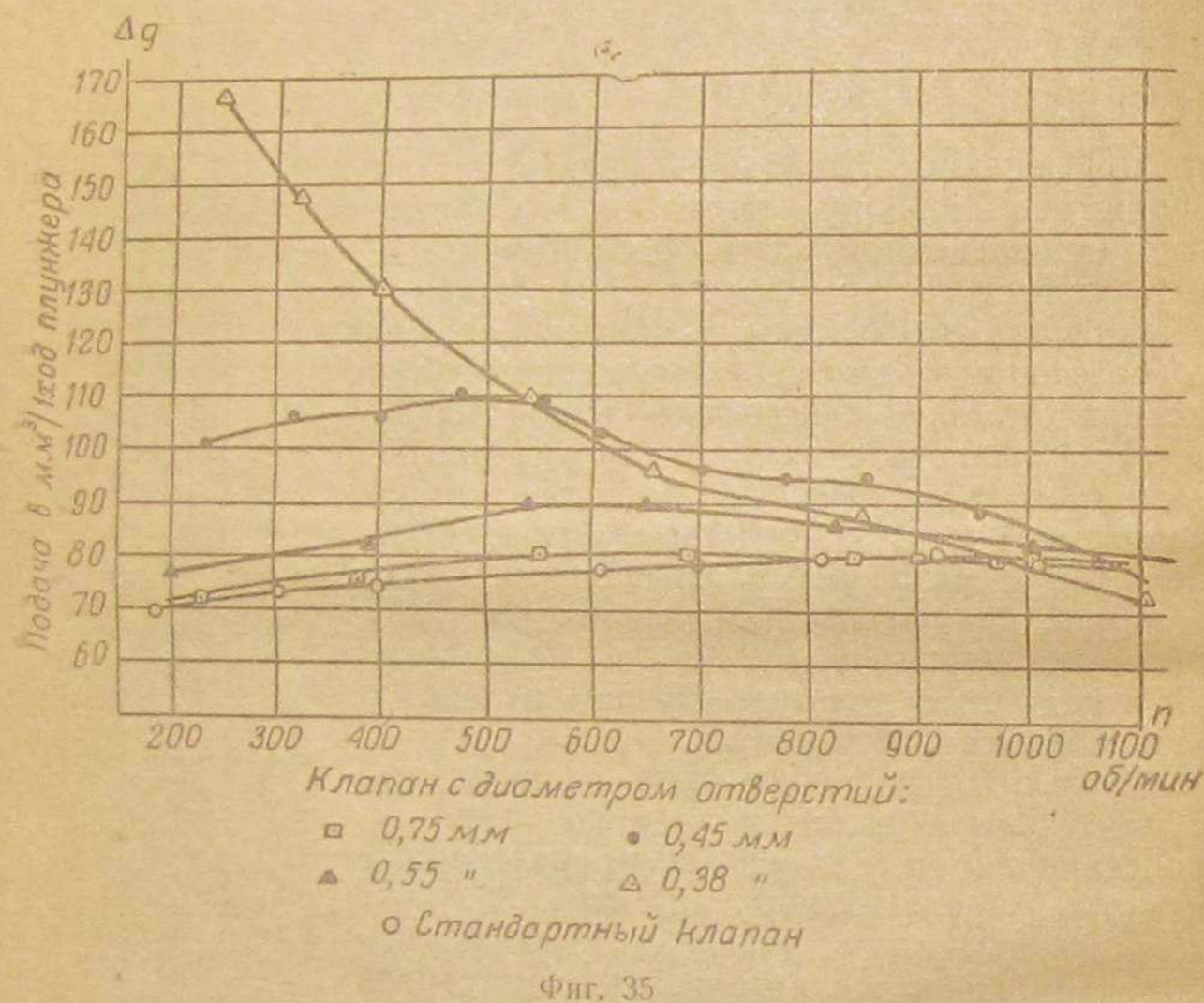


Фиг. 34.



Для всех шести клапанов-корректоров были сняты на одно-плунжерном насосе, при неизменном, зафиксированном положении рейки, характеристики топливоподачи. Они приведены на фиг. 36.

При работе с испытанными клапанами-корректорами можно обеспечить в интервале от 450 до 1000 об/мин удовлетворительную степень единообразия, так как протекание характеристик здесь такое, что в случае установки на многосекционном насосе они могут быть сближены регулировкой секций. При серийном

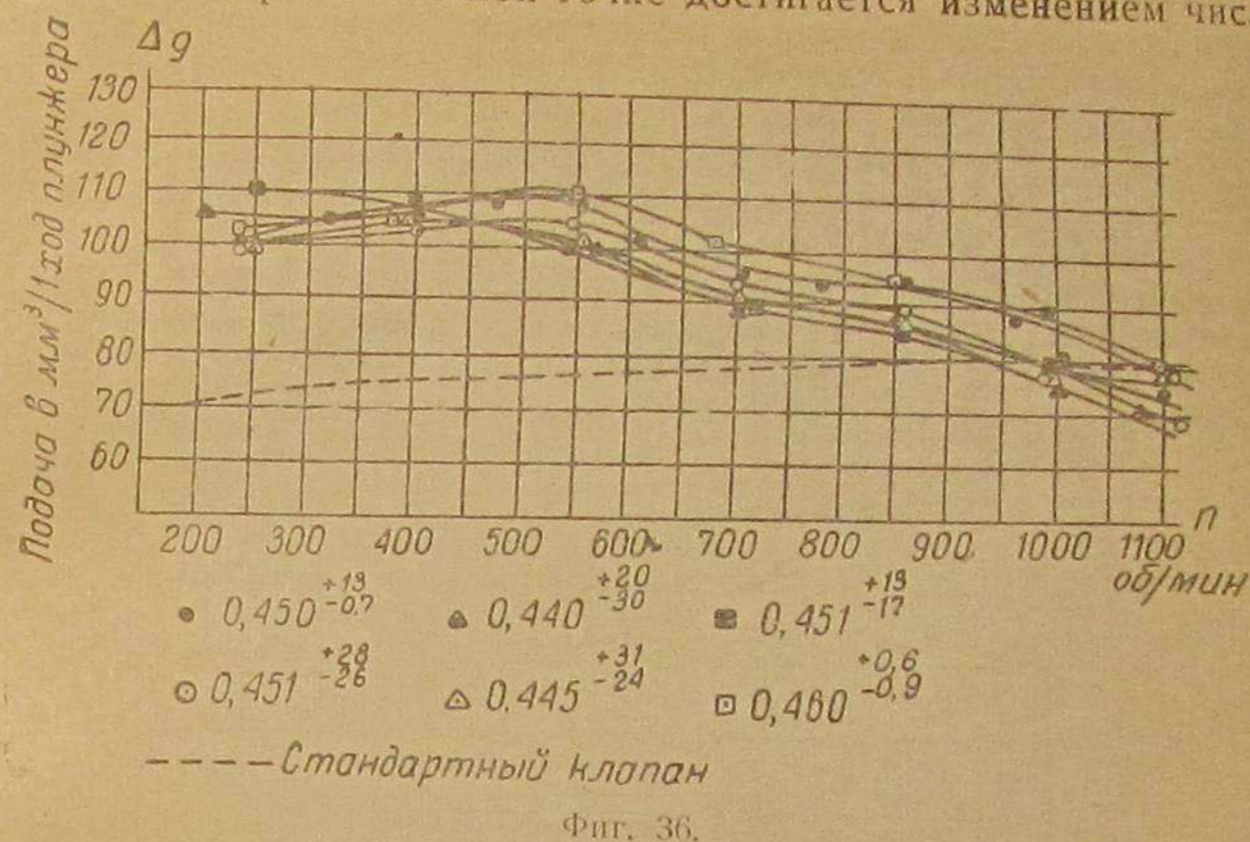


производстве клапанов-корректоров встанет вопрос о технических условиях на изготовление и о простейшем способе технического контроля.

Проверка работы клапанов-корректоров снятием характеристик топливоподачи в заводских условиях затруднительна даже при выборочном контроле. Промер дросселирующих отверстий не дает надежных результатов, так как, помимо геометрических размеров отверстий, на их гидравлическую характеристику влияет качество обработки. Более надежным и простым является предлагаемый метод оценки свойств дросселирующих отверстий непосредственным снятием их гидравлической характеристики.

Для этой цели можно использовать экспериментальную установку, применяемую при снятии характеристик форсунки. Принцип действия этой установки таков: топливо подается насосом в резервуар, из которого вытекает через исследуемое сопло.

Изменение давления в резервуаре при переходе к каждой следующей экспериментальной точке достигается изменением числа

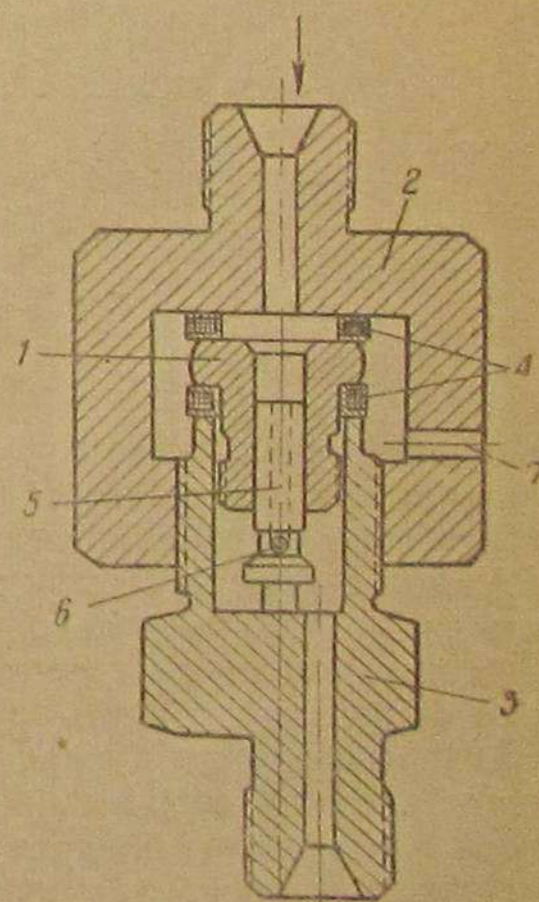


оборотов вала насоса, а практически постоянное давление при каждом замере скорости подачи топлива обеспечивается достаточно большим объемом резервуара. Давление замеряется манометром, установленным на резервуаре, а расход топлива -- по объему, вытекшему за определенный промежуток времени.

Для крепления клапана-корректора был спроектирован и изготовлен патрон, изображенный на фиг. 37.

Стандартное седло клапана 1 зажимается в патроне 2—3 вместе с испытываемым клапаном головкой клапана вниз. Сверху к патрону подводится топливо, которое, пройдя через сверления 5 и 6 клапана, сливается в сборник. Под влиянием веса и перепада давления топлива клапан устанавливается в положении, освобождающем проток топлива по этим сверлениям.

На фиг. 38 представлены гидравлические характеристики дросселирующих отверстий клапанов-корректоров, результаты испытаний которых были приведены на фиг. 35 и 36.

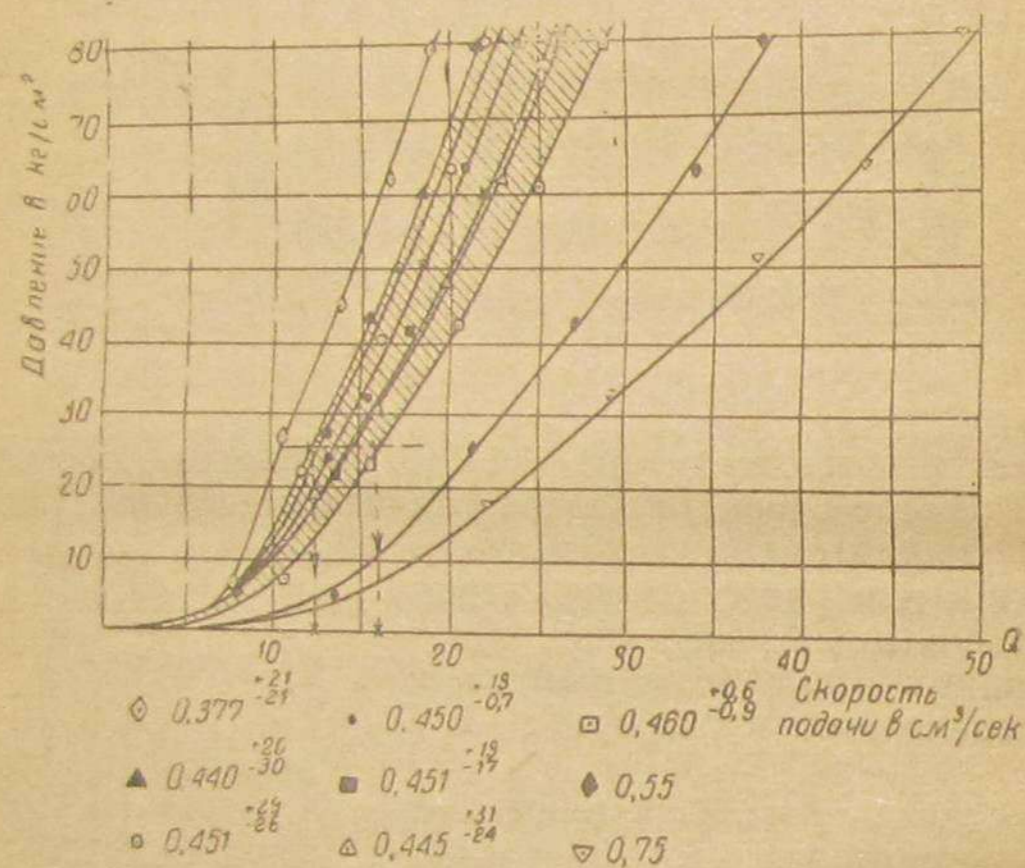


Фиг. 37.

Сопоставлением фиг. 38 с фиг. 35 и 36 нетрудно установить соответствие между протеканием характеристик топливоподачи, полученных при различных размерах диаметра дросселирующих отверстий клапана-корректора, и расположением гидравлических характеристик дросселирующих отверстий.

Поле, в котором расположены гидравлические характеристики клапанов-корректоров, результаты испытаний которых изображены на фиг. 36, на фиг. 38 заштриховано.

При использовании указанной методики в целях технического контроля нет необходимости в снятии для каждого клапана-корректора всей гидравлической характеристики. Достаточно получение одной ее точки. Если, например, принять на основа-



Фиг. 38.

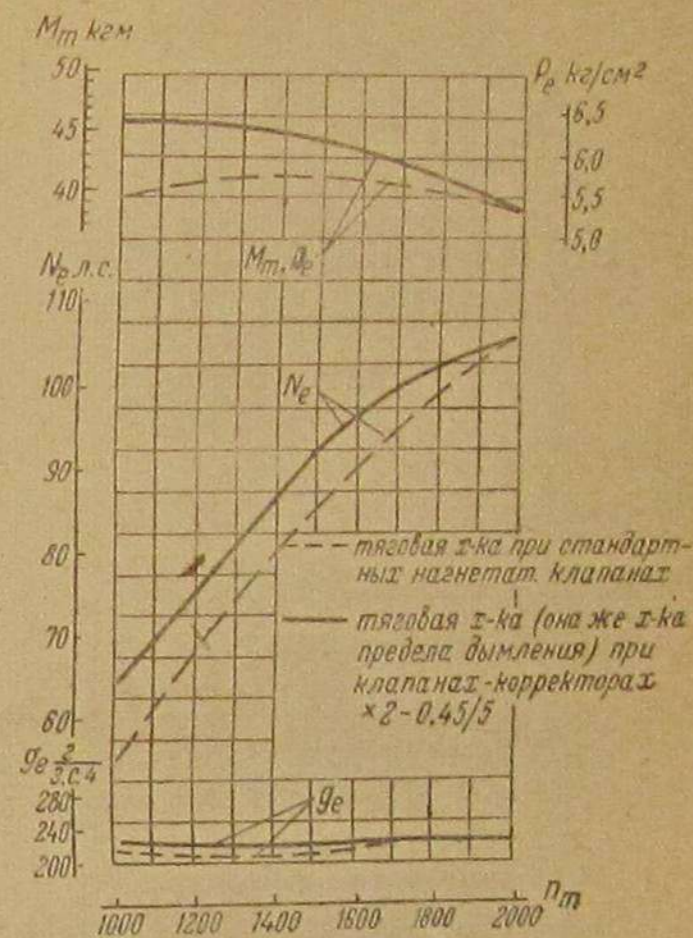
нии фиг. 36 допустимым разбег приведенных характеристик топливоподачи для шести клапанов-корректоров, то можно указать, в качестве требования технического контроля, что при давлении в 25 ат скорость подачи топлива через дросселирующие отверстия должна находиться в пределах от 12,5 до 16 см³/сек.

Сортировкой на группы по данным гидравлического испытания можно достигнуть практически достаточного гидравлического единообразия клапанов-корректоров в комплекте, устанавливаемом на каждый насос.

В заключение следует указать, что для упрощения изготовления два дросселирующих отверстия в клапанах-корректорах рассматриваемого типа могут быть заменены одним большего диаметра, имеющим ту же пропускную способность, причем это дросселирующее отверстие может быть оставлено на месте одного из имеющихся у указанных клапанов-корректоров или

же может быть расположено в конце вертикального осевого канала.

Для проверки эффекта, который дает применение клапанов-корректоров, были сняты и сопоставлены внешние эксплуатационные характеристики двигателя МД-25, полученные в одном случае при монтаже в насосе стандартных клапанов Бош, а во втором — клапанов-корректоров типа  $2d/D_1$ . Подбор диаметра дросселирующего отверстия клапанов-корректоров произведен из условия практического совпадения нагрузки двигателя при рейке, доведенной до упора, с максимально допустимой по условию удовлетворительного протекания рабочего процесса двигателя на всем диапазоне рабочих скоростных режимов. В обоих случаях подача насоса на номинальном скоростном режиме была отрегулирована на одинаковую величину, ввиду чего показатели машины на этом режиме были в обоих случаях идентичными. Полученные характеристики представлены на фиг. 39. Использование клапанов-корректоров дало возможность сместить максимум крутящего момента двигателя в сторону пониженных чисел оборотов и повысить его значение на 12%. При 1000 об/мин повышение крутящего момента составило 16,4%. Таким образом, клапаны-корректоры существенно улучшают тяговую характеристику транспортного дизеля.



Фиг. 39.

АЙЗЕРМАН М. А.

Кандидат технических наук

## ТЕОРИЯ ПРИБОРОВ АВТОМАТИКИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ СИСТЕМЫ HYDRA-MATIC

В статье исследуются процессы, происходящие в основных приборах автоматики переключения передач системы Hydra-Matic. Определяются условия устойчивости равновесия и находятся расчетные уравнения приборов. Выясняются условия, определяющие выбор момента переключения передач.

Статье предпослано краткое описание системы Hydra-Matic.

За последние два десятилетия внимание автомобилистов неоднократно привлекалось к попыткам сделать переключение передач в трансмиссии транспортных машин автоматическим.

В технической периодике можно было встретить немало описаний разнообразных электрических, гидравлических, вакуумных, пневматических и комбинированных систем автоматизированных приводов, но большая часть из них не выдерживала конкуренции с обычным механическим приводом и, даже в случае успеха, не оставалась на производстве более двух-трех лет.

Исключение составляют три системы:

1) Вакуум-электрический пре-селекторный привод Bendix (например, некоторые модели автомобиля Hudson); 2) гидравлический или вакуум-гидравлический привод Maibach (Bussing, танки Т-3 и Т-У1 Н-„Тигр“ и др.); 3) гидравлический автоматический привод Hydra-Matic (автомобили Oldsmobile, Cadillac, некоторые типы боевых машин).

Из этих трех систем последняя заслуживает наибольшего внимания. Она более проста и вместе с тем практически обеспечивает полную автоматизацию переключения передач, в то время как приводы Bendix и Maibach только облегчают переключение передач, требуя от водителя выбора момента переключения.

В иностранной технической периодике помещались только сильно упрощенные принципиальные схемы системы Hydra-Matic [1]. Теория работы своеобразных приборов этой системы, насколько известно автору, не опубликовывалась. Между тем разработка основ этой теории важна не только для проектирования аналогичных приборов, но и для правильного понимания их работы.

В настоящей статье приводятся основы теории отдельных приборов системы Hydra-Matic, которые (основы) могут считаться общими и для иных систем гидравлической автоматики переключения передач.

Описание системы Hydra-Matic дается краткое, в объеме, необходимом для понимания теории. Вместе с тем схема автоматики, приводимая в настоящей статье, полнее опубликованных в иностранных журналах. Она составлена автором в результате непосредственного ознакомления с импортными приборами.

## ОСОБЕННОСТИ ВОЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ТРАНСМИССИЕЙ HYDRA-MATIC

Автомобиль с автоматизированной трансмиссией Hydra-Matic, вместо педали главного фрикциона и рычага переключения передач, имеет рычажок селектора, который может устанавливаться в одно из четырех положений: „нейтрально“, „высшая ступень“, „низшая ступень“ и „реверс“.

При положении „нейтрально“ двигатель отделен от ведущих колес. Для движения вперед рычажок селектора переводится в положение „высшая ступень“. Этим включается 1-я передача, но движение не начинается, пока двигатель работает на малых оборотах. При нажиме на акселератор обороты двигателя увеличиваются, и машина трогается с места на 1-й передаче.

Во время разгона и последующего движения все переключения передач осуществляются автоматически, без участия водителя. Включение той или иной передачи зависит от двух факторов: а) скорости движения машины и б) от положения педали акселератора (от внешней нагрузки).

Водитель может, если это необходимо, произвести в любой момент переключение на низшую передачу. Для этого достаточно резко нажать и отпустить педаль акселератора.

При наиболее тяжелых условиях движения (преодоление особо крутых подъемов) и при торможении двигателем на крутом спуске водитель устанавливает рычажок переключения в положение „низшая ступень“. При этом положении рычажка селектора делается невозможным включение 3-й и 4-й передач. Переключения с 1-й на 2-ю передачу и обратно попрежнему осуществляются автоматически, без участия водителя, но переключения эти происходят при более низких скоростях движения машины.

Переводить рычажок селектора в положение „низшая ступень“ или резким нажимом акселератора переключать на низшую передачу приходится крайне редко.

Обычно водитель пользуется рычажком селектора только для включения положения „нейтрально“ и для перехода от движения вперед к заднему ходу.

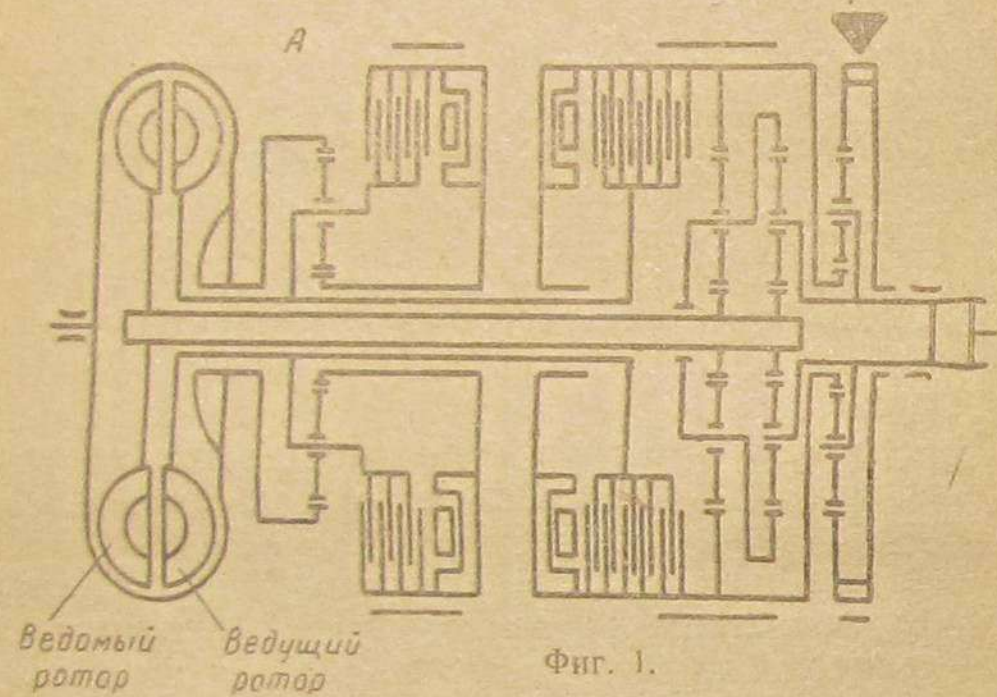
Таким образом, по удобству управления автомобилем система Hydra-Matic не уступает машинам, имеющим паровой двигатель или гидротрансформатор.

## ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ

Четырехскоростная планетарная коробка перемены передач (фиг. 1) состоит из двух последовательно расположенных двухступенчатых планетарных редукторов *A* и *B* и планетарного ряда заднего хода *Г*.

Гидромуфта, расположенная в маховике двигателя, кинематически включена между редукторами *A* и *B*. Каждый из редукторов имеет блокирующий фрикцион и опорный тормоз.

Включением фрикциона достигается блокирование редуктора (передаточное число равно единице). Выключением фрикциона и включением тормоза достигается замедленная редукция.



Фиг. 1.

Таким образом, выбор передачи осуществляется включением тормоза или фрикциона в каждом из редукторов. Для осуществления заднего хода эпициклическая шестерня планетарного ряда *Г* удерживается от вращения специальным механическим стопором, а фрикцион и тормоз редуктора *B* выключаются. Редуктор *B* и, следовательно, вся коробка перемены передач являются при этом реверсирующей.

В табл. 1 указан порядок включения тормозов и фрикционов для осуществления каждой из четырех передач.

Таблица 1

Наименование включаемого элемента	Редуктор А		Редуктор В		Стопор эпициклич. шестерни планетарного ряда Г
	тормоз	фрикцион	тормоз	фрикцион	
1-я . . . . .	+	-	+	-	-
2-я . . . . .	-	+	+	-	-
3-я . . . . .	+	-	-	+	-
4-я . . . . .	-	+	-	+	-
„Задний ход“ . . . . .	+	-	-	-	+
„Нейтрально“ при работающем двигателе . . . . .	-	-	-	-	-

Примечание. + (плюс) — включено; - (минус) — выключено.

## ОСНОВНАЯ ИДЕЯ РАБОТЫ АВТОМАТИКИ HYDRA-MATIC

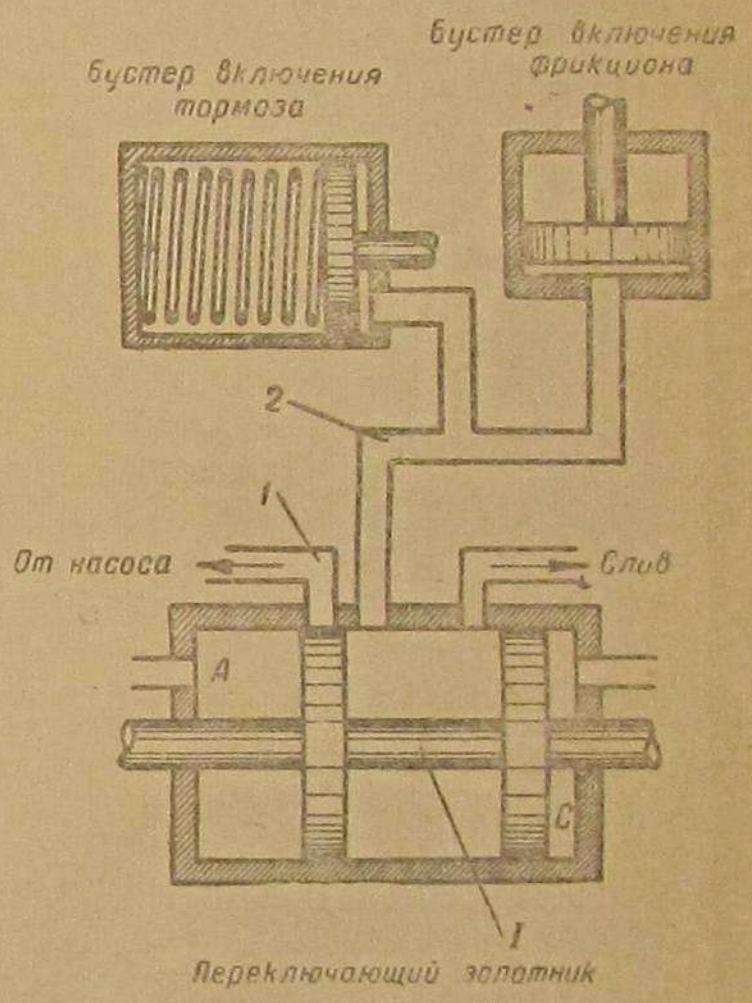
На фиг. 2 показана схема, иллюстрирующая основную идею работы приборов автоматики, производящих переключение в одном планетарном редукторе.

В предыдущей работе [2] автор показал, что в прогрессивных коробках передаточное число должно меняться в зависимости от двух параметров: первым может быть скорость автомобиля, а вторым — положение акселератора. Это утверждение сохраняет силу и для ступенчатых коробок перемены передач и реализуется в системе Hydra-Matic.

При перемещении переключающего золотника *1* трубопровод *2* может быть соединен с насосом либо со сливом. Подвод масла в трубопровод *2* выключает тормоз и включает фрикцион.

Положение переключающего золотника определяется соотношением давлений масла в полостях *C* и *A* (справа и слева от золотника). К полости *C* подводится масло под давлением  $p_c$ , которое повышается по мере увеличения скорости движения машины. К полости *A* этого же золотника подводится масло под давлением  $p_a$ , тем большим, чем сильнее выжата педаль акселератора.

Если  $p_a$  больше  $p_c$ , то золотник смещен в крайнее правое положение, канал *2* связан со сливом, тормоз рассматриваемого планетарного ряда включен, а его фрикцион выключен. Если же положение акселератора не изменяется, а скорость автомобиля возрастает, или если при неизменной скорости автомобиля уменьшается нажим на акселератор, то давление  $p_c$  может стать больше  $p_a$ . В этом случае переключающий золотник перемещается в крайнее левое положение. Канал *2* связывается с насосом. Масло, поступая в бустеры, включает фрикцион и выключает тормоз, т. е. включает меньшее передаточное число в данном планетарном редукторе. Скорость автомобиля, при которой происходит это переключение, тем больше, чем больше выжата педаль акселератора.



Фиг. 2.

На фиг. 3 показана общая схема приборов автоматики коробки перемены передач системы Hydra-Matic.

Система содержит три переключающих золотника. Каждый переключающий золотник ведает переключениями между смежными передачами. Так, например, золотник I—II ведает переключениями со 2-й передачи на 1-ю и, наоборот, с 1-й передачи на 2-ю. Передачи, переключаемые каждым золотником, указаны на схеме, на его штоке.

На переключающие золотники действует справа налево перестановочная сила  $p_c$ , увеличивающаяся с ростом скорости автомобиля, и слева направо перестановочная сила  $p_a$ , пропорциональная углу поворота педали акселератора. Перестановочная сила  $p_c$  воспроизводится подводом к бустеру скоростного воздействия давления  $p_c$ , зависящего от скорости движения. Давление  $p_c$  устанавливается центробежным регулятором скоростного воздействия, который приводится во вращение от ведомого вала коробки перемены передач.

Перестановочная сила  $p_a$  воспроизводится подводом к бустеру силового воздействия давления  $p_a$ , зависящего от положения педали акселератора. Давление  $p_a$  устанавливается регулятором силового воздействия.

Блокирующие фрикционы включаются при подводе масла под давлением к бустерам фрикционов. Для включения переднего тормоза масло должно быть подведено по каналу 7 к бустерам переднего тормоза. Выключение переднего тормоза достигается подводом масла к бустеру переднего тормоза по каналу 15, помимо канала 7. Задний тормоз включается усилием пружин, расположенных внутри бустера. Для выключения заднего тормоза масло подводится к его бустеру по каналу 2. Усилие, включающее тормоз, изменяется в зависимости от величины тормозного (реактивного) момента. С этой целью к бустерам тормозов по компенсационному каналу 16 подводится масло под давлением  $p_k$ , которое зависит от положения педали акселератора. Регулированием давления  $p_k$  ведает компенсационный золотник.

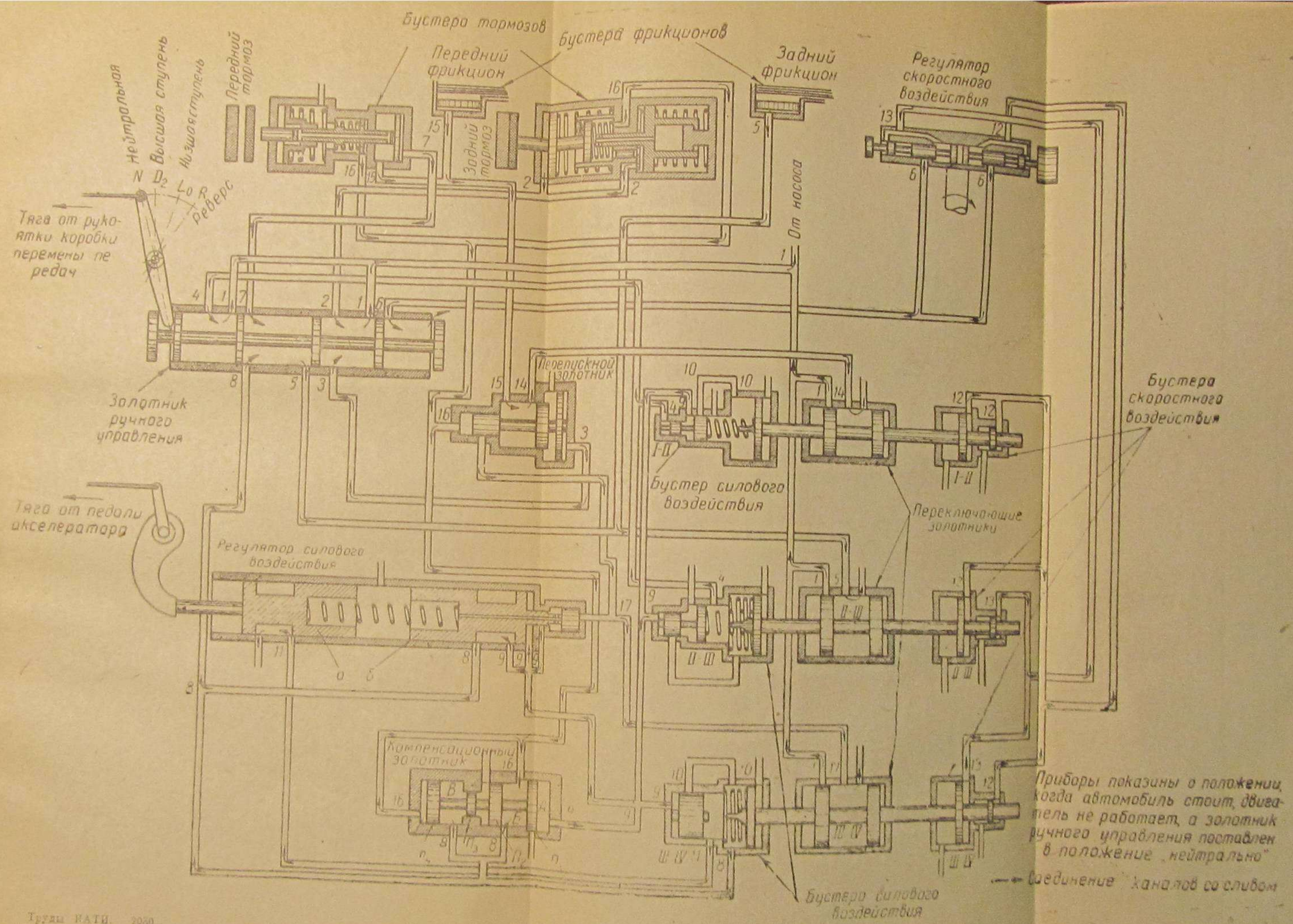
С рычажком селектора, переключаемым водителем, связан золотник ручного управления. Он может иметь одно из следующих четырех положений: „нейтрально“, „высшая ступень“, „низшая ступень“, „реверс“.

Масло к приборам автоматики подводится под давлением 5,6 ат от двух параллельно включенных насосов. Один из них приводится во вращение от ведущего вала, а второй от ведомого вала коробки перемены передач.

На схеме золотник ручного воздействия показан в положении „нейтрально“. Двигатель не работает. Давления масла нет. Стрелками указано соединение всех каналов со сливом.

При заводке двигателя масло от насосов поступает по каналу 1 через золотник ручного управления в каналы 2, 3 и 4. Коробка перемены передач остается в положении „нейтрально“.

ние  
рез  
тся  
во-  
за,  
да  
ду-  
ого  
ре-  
иля  
оты  
ает  
та-  
гом  
что  
оз-  
ре-  
ую  
тем  
но-  
тся  
ера  
то-  
ера  
и  
ре-  
из-  
вы  
тое  
и  
ти,  
ик  
ю.  
во  
се-  
ях  
—  
ча-  
ль-  
ей-  
е



На фиг. 3 перемены пере...

Система со переключающ...  
ными передач...  
ключениями с...  
на 2-ю. Перед...  
на схеме, на 6...

На переключ...  
становочная с...  
мобиля, и сл...  
нальная углу...  
сила  $p_c$  воспр...  
ствия давлени...  
 $p_c$  устанавлив...  
действия, ко...  
коробки пере...

Перестано...  
силового воз...  
педали аксел...  
силового воз...

Блокирую...  
давлением к...  
тормоза масл...  
переднего то...  
подводом ма...  
мимо канала...  
расположенн...  
масло подво...  
ющее тормоз...  
(реактивного...  
компенсацион...  
 $p_k$ , которое з...  
раванием да...

С рычаж...  
золотник руч...  
щих четыре...  
„низшая ступ...

Масло к...  
5,6 ат от д...  
приводится...  
мого вала к...

На схеме...  
„нейтрально...  
ками указани...

При завод...  
через золот...  
перемены пе...

При перемещении золотника ручного управления в положение „высшая ступень“ каналы 2 и 3 связываются с каналом 5 и через переключающий золотник II—III со сливом. Канал 4 связывается со сливом внутри золотника ручного управления, а маслоподводящий канал 1—с каналами 6, 7 и 8. Включаются оба тормоза, и выключаются оба фрикциона. В коробке перемены передач включена 1-я передача.

Пока двигатель работает на малых оборотах, обороты ведущего ротора гидромолоты недостаточны для вращения ведомого ротора. Автомобиль стоит, несмотря на то, что в коробке перемены передач включена 1-я передача. Для трогания автомобиля с места водитель нажимом на акселератор увеличивает обороты двигателя. Как только автомобиль начал двигаться, начинает вращаться регулятор скоростного воздействия. В канале 12 устанавливается давление  $p_c'$ , а в канале B— $p_c''$ , возрастающее с ростом скорости движения. Массы золотников регулятора таковы, что давление  $p_c'$  всегда больше давления  $p_c''$ .

Давления  $p_c'$  и  $p_c''$  подводят к бустерам скоростного воздействия и создают перестановочные силы, стремящиеся переместить переключающие золотники влево и включить высшую передачу. Переключающее усилие бустера I—II больше, чем бустера II—III, которое в свою очередь больше, чем перестановочное усилие бустера III—IV<sup>1</sup>.

От регулятора силового воздействия давление  $p_a$  подводится к бустерам силового воздействия. Перестановочная сила бустера силового воздействия I—II меньше, чем бустера II—III, которая в свою очередь меньше, чем перестановочная сила бустера III—IV<sup>1</sup>.

Равновесие между перестановочными усилиями силового и скоростного воздействия будет достигнуто раньше всего у переключающего золотника I—II, и он сместится влево и произведет переключение с 1-й передачи на 2-ю.

Бустеры силового воздействия устроены так, что устойчивы лишь крайние положения поршней<sup>1</sup>. Поэтому промежуточное положение переключающего золотника, при котором буксуют и тормоз и фрикцион, невозможно.

При движении на 2-й передаче и при увеличении скорости, помимо золотника I—II, влево перемещается также и золотник II—III. Происходит переключение со 2-й передачи на 3-ю. Дальнейшее увеличение скорости вызывает перемещение влево золотника III—IV и включение 4-й передачи.

По данным фирмы Oldsmobile, при полностью выжатом акселераторе переключения происходят при следующих скоростях движения: с 1-й на 2-ю передачу при 24 км/час; со 2-й на 3-ю — при 48 км/час; с 3-й на 4-ю передачу — при 104 км/час.

После перемещения любого из золотников влево переключающее усилие силового воздействия резко падает, так как большей поршень бустера перекрывает канал 10 и давление  $p_a$  дей-

<sup>1</sup> См. далее раздел теории автоматики.

ствуется только на малый поршень. Поэтому обратные переключения с высших передач на низшие происходят при более низких скоростях, чем соответствующие переключения с низших передач на высшие. Исключение составляет переключение с 4-й передачи на 3-ю при полностью выжатом акселераторе.

В этом случае левый золотник регулятора силового воздействия перекрывает сливное окно и разобщает канал *II* от слива. Давление перед большим поршнем бустера силового воздействия *III—IV* резко возрастает и становится равным давлению, создаваемому насосами. Переключение с 4-й передачи на 3-ю произойдет при достаточно большой скорости движения.

Перемещение золотника ручного управления в положение „низшая ступень“ не меняет соединения канала *I* с каналами *6, 7* и *8* и канала *5* с каналами *2* и *3*, но канал *I* соединяется с каналом *4*.

Если золотник ручного управления перемещается при неподвижном автомобиле, то остается включенной 1-я передача.

Переключение с 1-й передачи на 2-ю происходит при больших скоростях, чем это имело место ранее при положении „высшая ступень“ золотника ручного управления, так как к бустерам силового воздействия подводится масло от насосов по каналу *4*.

Переключения со 2-й передачи на 3-ю вообще не происходит, так как полное давление насосов, подведенное к бустеру *II—III*, создает столь большое перестановочное усилие, что оно всегда больше перестановочного усилия бустера скоростного воздействия.

При перемещении золотника ручного управления в положение „реверс“ канал *I* оказывается связанным с каналами *2, 3, 4, 7* и *8*, канал *6* со сливом, а канал *5* отключается от остальных каналов и оказывается связанным со сливом через переключающий золотник *II—III*. При этом все переключающие золотники смещаются вправо.

По каналу *7* масло поступает на включение переднего тормоза, а по каналу *2* — на выключение заднего тормоза. Оба фрикциона выключены: бустер переднего фрикциона связан со сливом через каналы *15, 17* и переключающий золотник *III—IV*, а бустер заднего фрикциона — со сливом через канал *5* и переключающий золотник *II—III*.

При перемещении золотника ручного управления в положение „реверс“ специальный механический привод вводит в зацепление собачку стопора эпициклической шестерни заднего хода.

### ТЕОРИЯ ПРИБОРОВ АВТОМАТИКИ

Описанная выше система содержит отдельные приборы, работа которых основана на законах динамического равновесия и обычно связана с возникновением колебательных движений. К таким приборам относятся регуляторы давления силового и скоростного воздействия, компенсационный золотник и бустеры силового воздействия.

### Регулятор давления скоростного воздействия

Расчетная схема регулятора показана на фиг. 4.

Примем за исходное положение золотника такое положение, при котором начинается открытие впускного окна.

Обозначим:

*X* — смещение золотника в сторону открытия впускного окна и будем считать максимальным  $X_{\max}$  такое смещение, при котором золотник полностью перекрывает сливное окно ( $X_{\max} = a$ );

*R* — расстояние от оси вращения до центра тяжести золотника;

*M* — массу золотника;

*F* — неуравновешенную площадь золотника;

*D*<sub>1</sub> — диаметр большого поршня;

*D*<sub>2</sub> — диаметр малого поршня; таким образом,

$$F = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2).$$

*p*<sub>н</sub> — избыточное давление масла, подводимого от насосов;

*p*<sub>с</sub> — избыточное давление в канале, соединяющем регулятор с бустерами скоростного воздействия;

*n* — число оборотов регулятора.

Золотник находится в равновесии под действием центробежной силы *Q*:

$$Q = MR \frac{\pi^2 n^2}{900} \approx 0,01 MR n^2,$$

и силы *P*<sub>с</sub>, созданной давлением масла на неуравновешенную поверхность золотника,

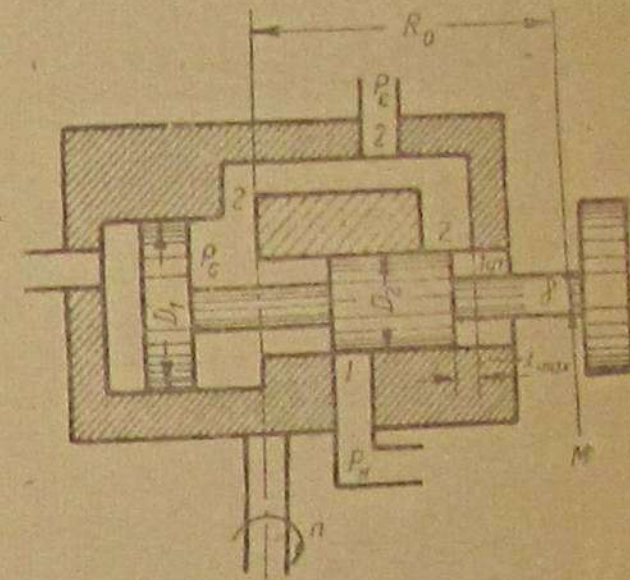
$$P_c = F \cdot p_c.$$

При равновесии золотника

$$p_c \approx 0,01 \frac{M}{F} R n^2. \quad (1)$$

Поддерживаемое регулятором давление пропорционально квадрату скорости автомобиля и первой степени радиуса *R*. С изменением скорости автомобиля изменяется *p*<sub>с</sub> и, следовательно, должно изменяться также и положение золотника, а отсюда и величина *R*. Поэтому каждому значению скорости машины соответствует некоторое, вполне определенное положение золотника.

Регулятор может работать, только если любое его равновесное положение устойчиво. Для этого необходимо, чтобы при случайном отклонении золотника от положения равновесия в



Фиг. 4.



любую сторону и при неизменной скорости машины на золотник действовала сила, стремящаяся восстановить положение равновесия.

На фиг. 5 показаны два возможных случая протекания кривых  $Q$  и  $P$  в зависимости от радиуса  $R$ .

Равновесному значению  $R = R_0$  всегда соответствует точка пересечения  $P$  и  $Q$ .

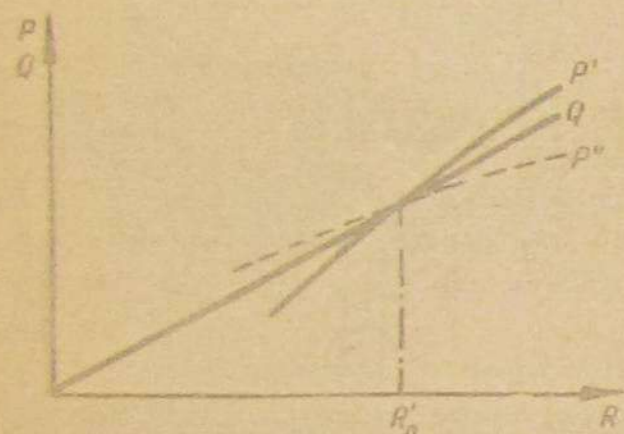
Если кривая  $P$  протекает так, как это показано на фиг. 5 сплошной линией ( $P'$ ), то положение равновесия устойчиво. Положение равновесия неустойчиво, если кривая  $P$  протекает так, как это показано на фиг. 5 пунктиром. Для устойчивости необходимо, чтобы касательная к кривой  $P$  в точке  $R_0'$  имела больший угловой коэффициент, чем прямая  $Q$ , т. е. чтобы

$$\left(\frac{dP}{dR}\right)_{R_0'} > \frac{dQ}{dR} \quad (2)$$

Производная

$$\frac{dQ}{dR} \approx 0,01 \text{ Мпа}^2.$$

Для определения производной  $\left(\frac{dP}{dR}\right)_{R_0'}$  составим уравнение гидравлического равновесия.



Фиг. 5.

Пусть при  $R = R_0$  впускное окно открыто на величину  $X_0$ . При этом выпускное окно открыто на величину  $X_{\max} - X_0$ .

Расход масла через впускное и выпускное окна равен. Расход масла  $G$  может быть вычислен по формуле

$$G = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

где  $f$  — проходное сечение;

$\mu$  — коэффициент расхода;

$\Delta p$  — перепад давлений;

$\rho$  — плотность масла.

Из условий равенства расходов

$$\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}}$$

или

$$\frac{\mu_1^2 f_1^2}{\mu_2^2 f_2^2} = \frac{p_c}{p_n - p_c}$$

где индекс 1 относится к расходу через впускное окно, а индекс 2 — к расходу через выпускное окно.

Отношение  $\frac{\mu_1}{\mu_2}$  может быть принято равным 1, так как условия истечения через впускное и выпускное окна примерно одинаковые.

Учтя это и решая уравнение относительно  $p_c$ , определим

$$p_c = \frac{p_n}{K+1} \quad (3)$$

где

$$K = \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 \quad (4)$$

Проходное сечение впускного окна  $f_1 = l_1 X$ , а проходное сечение выпускного окна  $f_2 = l_2 (X_{\max} - X)$ , где  $l$  — ширина окна (по окружности цилиндра).

Поэтому

$$K = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \frac{(X_{\max} - X)^2}{X^2} \quad (5)$$

Сила

$$P = F p_c = F \frac{p_n}{K+1} \quad (6)$$

Перейдем к определению производной  $\left(\frac{dP}{dR}\right)_{R_0'}$ .

Замечая, что  $R = R_0' + X$  и  $dR = dX$ , заменим производную по  $R$  производной по  $X$ :

$$\left(\frac{dP}{dR}\right)_{R_0'} = \left(\frac{dP}{dX}\right)_{X_0}$$

но

$$\frac{dP}{dX} = \frac{dP}{dK} \frac{dK}{dX}$$

Дифференцируя (6), получим:

$$\frac{dP}{dK} = -F \frac{p_n}{(K+1)^2}$$

Дифференцируя (5), найдем:

$$\left(\frac{dK}{dX}\right)_{X_0} = -2 \frac{X_{\max}}{X_0^3} (X_{\max} - X_0) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2$$

Следовательно,

$$\left(\frac{dP}{dX}\right)_{X_0} = 2F p_n \frac{\frac{X_{\max}}{X_0^2} \left(\frac{X_{\max}}{X_0} - 1\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{X_{\max}}{X_0} - 1\right)^2 + 1\right]^2}$$

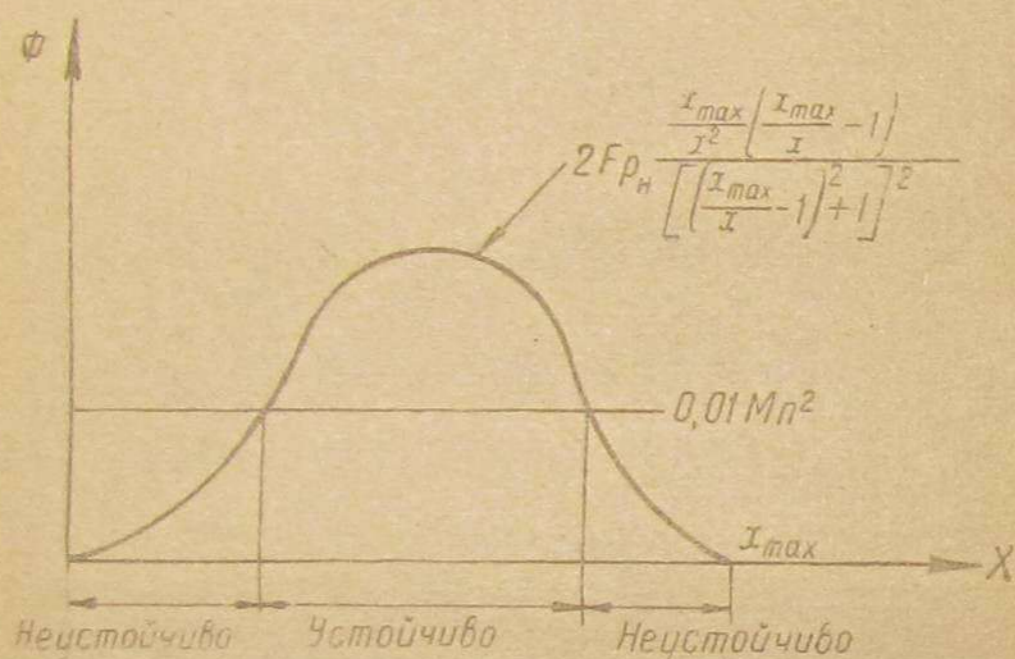
Условие (2) можно теперь переписать так:

$$\Phi = 2F p_n \frac{\frac{X_{\max}}{X_0^2} \left(\frac{X_{\max}}{X_0} - 1\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{X_{\max}}{X_0} - 1\right)^2 + 1\right]^2} > 0,01 \text{ Мпа}^2 \quad (7)$$

В конструкции аппаратуры Hydra-Matic  $l_2 = l_1$ , и поэтому

$$\Phi = 2Fp_n \frac{\frac{X_{\max}}{X} \left( \frac{X_{\max}}{X} - 1 \right)}{\left[ \left( \frac{X_{\max}}{X} - 1 \right)^2 + 1 \right]^2} > 0,01 Mn^2. \quad (8)$$

Левая часть неравенства стремится к нулю при  $X$ , уменьшающемся до нуля и увеличивающемся до  $X_{\max}$ . Таким образом, регулятор неустойчив при достаточно малом или большом  $X$  (фиг. 6). Поэтому регулятор для правильной работы должен



Фиг. 6.

быть устроен так, чтобы рабочий ход золотника занимал только среднюю часть его полного хода, соответствующего перекрытию окон.

В случае нарушения равновесия на золотник действует сила  $(P - Q)$ . Она направлена в сторону положения равновесия, если оно устойчиво, и в противоположном направлении, если оно неустойчиво.

Разложим разность  $(P - Q)$  в ряд по степеням  $X$ :

$$P - Q = (P - Q)_{X_0} + \left( \frac{\partial(P - Q)}{\partial X} \right)_{X_0} \Delta X + \left( \frac{\partial^2(P - Q)}{\partial X^2} \right)_{X_0} \Delta X^2 + \dots,$$

где

$$\Delta X = X - X_0.$$

Предполагая небольшие смещения золотника (малое  $\Delta X$ ), пренебрежем всеми членами, содержащими  $\Delta X$  в степени выше первой.

Учтем также, что  $X_0$  соответствует положению равновесия, и при  $X = X_0$   $Q = P$ . Поэтому

$$P - Q = \left( \left. \frac{\partial P}{\partial X} \right|_{X_0} - \frac{dQ}{dX} \right) \Delta X$$

или

$$P - Q = b \Delta X; \quad b = \left. \frac{\partial P}{\partial X} \right|_{X_0} - \frac{dQ}{dX}.$$

При движении золотника на него действует сила трения. В силу того, что движение происходит в масле и трущиеся поверхности обильно смазаны, можно считать силу трения зависящей от скорости золотника

$$E = f \left( \frac{d\Delta X}{dt} \right).$$

Раскладывая функцию  $f$  в ряд по степеням  $\frac{d\Delta X}{dt}$  и предполагая, что скорость золотника мала, ограничимся первым (линейным) членом разложения

$$E = a \frac{d\Delta X}{dt},$$

где  $a$  — коэффициент вязкого трения.

В силу закона Даламбера сила инерции  $I$  равна

$$I = -E - (P - Q).$$

Дифференциальное уравнение движения для случая устойчивой работы регулятора может быть записано так:

$$M \frac{d^2 \Delta X}{dt^2} + a \frac{d\Delta X}{dt} + b \Delta X = 0. \quad (9)$$

Его интеграл

$$\Delta X = A e^{-\frac{a}{2M} t} \sin \left( \sqrt{\frac{b}{M}} t + B \right), \quad (10)$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные интегрирования.

Такое же дифференциальное уравнение и его интеграл получаются при исследовании движения груза массы  $M$ , висящего на пружине жесткости  $b$ . Таким образом, несмотря на отсутствие пружины, после случайного отклонения золотника от положения равновесия, золотник совершает затухающие колебания относительно этого положения равновесия.

При неустойчивом положении равновесия

$$M \frac{d^2 \Delta X}{dt^2} + a \frac{d\Delta X}{dt} - b \Delta X = 0; \quad (11)$$

$$\Delta X = A e^{(k - \frac{a}{2M}) t} + B e^{(-k - \frac{a}{2M}) t}, \quad (12)$$

где

$$k = \sqrt{\frac{a^2}{4M} + \frac{b}{M}}.$$

Таким образом, при неустойчивом равновесии колебания не возникают, и процесс расходится аperiодически.

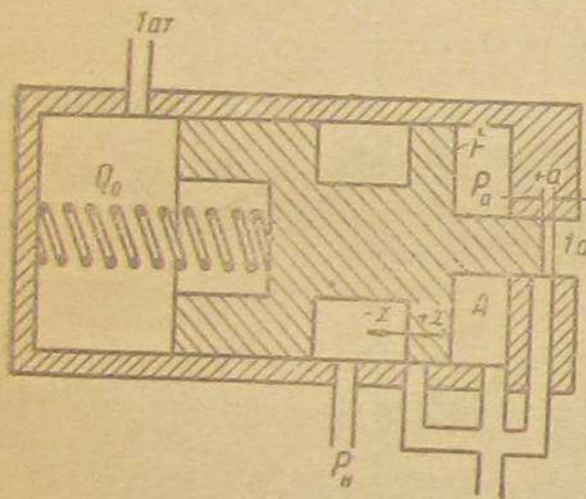
## 2. Регулятор давления силового воздействия

На фиг. 7 показана расчетная схема регулятора силового воздействия.

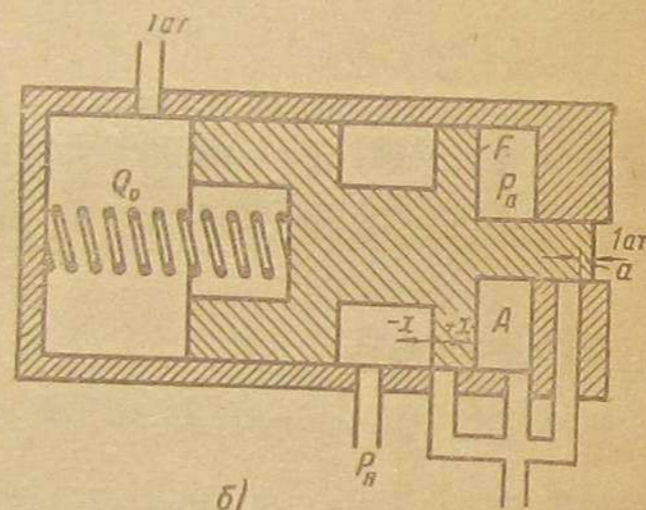
Условимся считать нулевым такое положение регулирующего золотника, при котором он перекрывает полностью окно, впускающее масло в отводящий канал.

Обозначим:

- $x$  — отклонение золотника от нулевого положения;
- $p_n$  — давление масла, подводимого от насосов;
- $p_a$  — поддерживаемое давление;
- $a$  — величину открытия сливного окна при нулевом положении золотника;
- $Q_0$  — усилие пружины при нулевом положении золотника;
- $c$  — жесткость пружины;
- $f_1$  и  $f_2$  — проходные сечения впускного и выпускного окна;
- $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты расхода для истечения через впускное и выпускное окно;
- $l_1$  и  $l_2$  — длина (по цилиндру) впускного и выпускного окна;
- $F'$  — неуравновешенную торцевую поверхность золотника.



Фиг. 7а.



Фиг. 7б.

Давление  $p_a$ , поддерживаемое регулятором, может быть приближенно определено, если пренебречь изменением усилия пружины при малых перемещениях золотника.

Тогда

$$p_a = \frac{Q_0}{F'}$$

Поэтому поддерживаемое давление пропорционально затяжке пружины, т. е. величине смещения ее противоположного конца, связанного с акселератором.

Устойчивость равновесия и соответственно режимы работы регулятора зависят от знака  $a$ , т. е. от того, открыто или перекрыто сливное окно при нулевом положении золотника.

Рассмотрим порознь два случая:

- 1)  $a > 0$ . Сливное окно открыто на величину  $a$  (фиг. 7, а).
- 2)  $a < 0$ . Сливное окно закрыто. Перекрыша равна  $a$  (фиг. 7, б).

Случай 1:  $a > 0$ .

Сила пружины  $Q$  зависит от смещения золотника линейно:

$$Q = Q_0 - cx.$$

Условия гидравлического равновесия вполне аналогичны рассмотренным при исследовании регулятора давления скоростного воздействия.

После рассуждений получаем:

$$p_a = \frac{p_n}{\left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \left(\frac{a-x}{x}\right)^2 + 1} \quad (13)$$

Восстанавливающая сила

$$P = F' p_a.$$

Знаки производных

$$\left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} = -c < 0,$$

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} = 2F' p_n \frac{\frac{a}{x_0} \left(\frac{a}{x_0} - 1\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{a}{x_0} - 1\right)^2 + 1\right]^2} > 0,$$

так как всегда

$$a > x_0.$$

Таким образом, при любом  $x_0$

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} > \left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0},$$

и, в отличие от регулятора  $p_c$ , равновесие регулятора  $p_a$  устойчиво всегда.

Дифференциальное уравнение движения (в малых колебаниях) имеет вид

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + \left[ c + 2F' p_n \frac{\frac{a}{x_0} \left(\frac{a}{x_0} - 1\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{a}{x_0} - 1\right)^2 + 1\right]^2} \right] x = 0, \quad (14)$$

где  $h$  — коэффициент, характеризующий вязкое трение.

Колебания золотника подобны колебаниям тела той же массы  $M$ , испытывающего такое же трение и подвешенного на пружине, жесткость которой значительно больше собственной жесткости пружины золотника.

Случай 2.  $a < 0$ .

При уменьшении  $a$  до нуля и при введении перекрыши резко меняется характер движений золотника. В этом случае невозможно положение, при котором одновременно открыты впускное и выпускное окна. Благодаря несжимаемости масла при перекрытии окон, изменение давления в камере  $A$  равно  $p_n$ . При открытом впускном окне давление в камере  $A$  равно  $p_n$ . При открытом сливном окне давление в камере  $A$  равно  $1 \text{ ат}$ .

При движении золотника необходимо различать две фазы: 1-я фаза — золотник, будучи смещен вправо, открыл впускное окно. Помимо инерционных сил и трения, на золотник действует сила, направленная влево,  $Q_0 - cx - p_n F'$ , причем  $p_n F' > 0$ .

Эта фаза продолжается до тех пор, пока не откроется сливное окно, т. е. все время, пока золотник движется вправо, затем возвращается назад, перекрывает впускное окно и смещается влево (в сторону отрицательных  $x$ ) на величину  $a$ .

2-я фаза — золотник смещается влево больше, чем на величину  $a$ .

Помимо инерционных сил и трения, на золотник действует сила  $Q_0 - cx$ .

Эта фаза продолжается до тех пор, пока золотник, смещаясь влево, не достигнет положения максимального отклонения, а затем, возвращаясь назад, не дойдет вновь до нулевого положения. Таким образом, уравнение движения золотника имеет вид

$$\frac{d^2x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + E = 0, \quad (15)$$

где  $E = Q_0 - cx - p_n F'$ ,

если  $x > 0$  при  $\frac{dx}{dt} > 0$  или  $x > -a$ , но  $\frac{dx}{dt} < 0$ ;

$$E = Q_0 - cx,$$

если  $x < 0$  при  $\frac{dx}{dt} > 0$  или  $x < -a$ , но  $\frac{dx}{dt} < 0$ .

Аналогичные системы были подробно изучены в Америке Н. Hazen [3] и в СССР проф. К. Ф. Теодорчиком [4]. Было установлено, что положение равновесия в подобных системах неустойчиво. Золотник совершает незатухающие колебания относительно положения равновесия (автоколебания). Амплитуда этих автоколебаний тем больше, чем больше  $a$ .

Давление  $p_a$ , устанавливаемое в системе силового воздействия, является среднеинтегральным значением переменных давлений при колебаниях.

Преимуществом рассматриваемого режима является повышение чувствительности регулятора, важное при резком изменении положения акселератора.

В приборах Hydra-Matic, которыми располагал автор, имело место  $a \approx 0$ , т. е. система работала на границе самовозбуждения.

### 3. Компенсационный золотник

Расчетная схема приведена на фиг. 8. На золотник действует сила  $Q$  налево, в сторону увеличения открытия впускного окна, а сила  $P$  направо, в сторону уменьшения открытия:

$$Q = F_1 p_a + F_3 p_k + F_6 p_n;$$

$$P = (F_2 + F_7) p_k + F_5 p_n'.$$

При равновесии золотника  $Q = P$ , и поэтому

$$p_k = \frac{(F_6 - F_5) p_n + F_1 p_a}{F_2 + F_7 - F_3}.$$

Это равновесие устойчиво, если

$$\left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} > \left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0}.$$

Но

$$\left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} = F_3 \left| \frac{dp_k}{dx} \right|_{x_0},$$

а

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} = (F_2 + F_7) \left| \frac{dp_k}{dx} \right|_{x_0}.$$

Для устойчивости достаточно, чтобы было

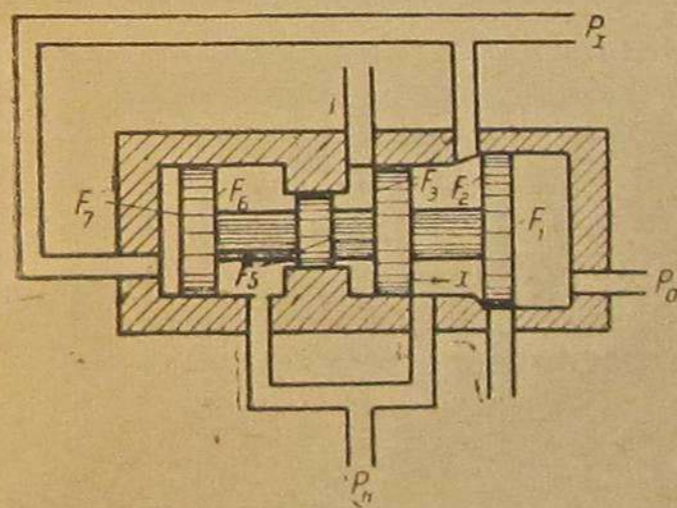
$$F_2 + F_7 > F_3,$$

так как

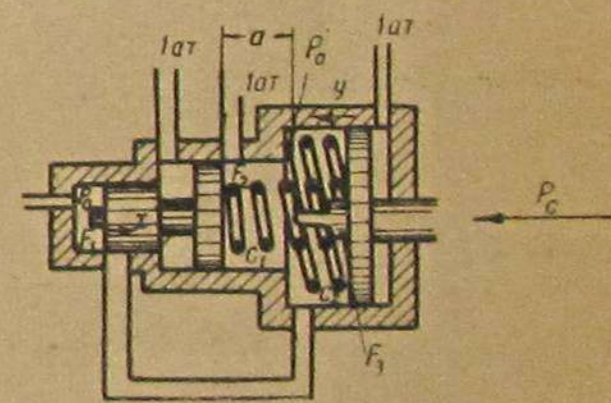
$$\left| \frac{dp_k}{dx} \right|_{x_0} < 0.$$

### 4. Бустер силового воздействия (II—III)

Расчетная схема бустера представлена на фиг. 9. При нулевом ( $x = 0$ ) положении золотника малый поршень начинает открытие перепускного канала, а большой поршень закрывает сливное окно.



Фиг. 8.



Фиг. 9.

Обозначим:

- $x$  — смещение золотника;
- $F_1, F_2, F_3$  — показанные на схеме площади поршней;
- $c_1, c_2, Q_1$  и  $Q_2$  — коэффициенты упругости и предварительная затяжка пружин;
- $x_0$  — равновесное положение золотника;
- $p_a'$  — давление перед поршнем  $F_3$ ;
- $y$  — смещение поршня  $F_3$ .

При равновесном положении золотника

$$p_a F_1 = p_a' F_2 + Q_1 + c_1 x_0,$$

откуда

$$p_a' = \frac{F_1 p_a - Q_1 - c_1 x_0}{F_2}$$

Таким образом, давление  $p_a'$  всегда меньше давления  $p_a$  (так как  $F_2 > F_1$ ) и линейно зависит от  $p_a$ , имея прямую с ним связь. В этом случае не нужна проверка устойчивости положения равновесия, так как на золотник действуют только силы, стремящиеся восстановить нарушенное равновесие.

Расстояние между хвостовиком поршня  $F_3$  и золотником при этом равно  $a - x_0$ .

На правый поршень действует слева направо сила

$$p_a' F_3 + Q_2 + Q_1 + c_1 x_0$$

и справа налево — сила  $P_c$  бустера скоростного воздействия, не зависящая от  $x$ .

До тех пор, пока

$$p_a' F_3 + Q_2 + Q_1 + c_1 x_0 > P_c,$$

поршень  $F_3$  находится в крайнем правом положении.

Можно различать два этапа при перемещении поршня.

1-й этап  $y < a$ . Положение равновесия определяется совместным решением трех уравнений.

1. Уравнение равновесия золотника

$$p_a F_1 - p_a' F_2 - Q_1 - c_1(x + y) = 0.$$

2. Уравнение равновесия поршня

$$P_c - p_a' F_3 - Q_1 - Q_2 - c_1 x - (c_1 + c_2)y = 0.$$

3. Уравнение гидравлического равновесия

$$p_a' = \frac{p_a}{k + 1},$$

где

$$k = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\max} - x}{x}\right)^2.$$

В отличие от ранее разобранных приборов, где требовалось обеспечение устойчивости, любое промежуточное положение поршня  $F_3$  должно быть неустойчиво, так как только при этом условии невозможны промежуточные равновесия переключающего золотника, при котором одновременно буксуют и тормозы и фрикционы.

Обозначим:

$Q$  — силу, действующую на поршень  $F_3$  слева направо.

$$Q = p_a' F_3 + Q_1 + Q_2 + c_1 x + (c_1 + c_2)y.$$

Положение  $y_0$  поршня устойчиво, если

$$\left| \frac{dP_c}{dy} \right|_{y_0} < \left| \frac{dQ}{dy} \right|_{y_0}.$$

Но  $\frac{dP_c}{dy} = 0$ , т. е.  $P_c$  не зависит от  $y$ .

Поэтому для устойчивости необходимо, чтобы  $\left| \frac{dQ}{dy} \right|_{y_0} > 0$ .

Для определения  $\left| \frac{dQ}{dy} \right|_{y_0}$  решим уравнение равновесия золотника относительно  $x$  и подставим его в уравнение для  $Q$ . Найдем

$$Q = p_a' (F_3 - F_2) + p_a F_1 + Q_2 + c_2 y$$

и

$$\frac{dQ}{dy} = c_2 + (F_3 - F_2) \frac{dp_a'}{dx} \frac{dx}{dy}.$$

По аналогии с теорией регулятора скоростного воздействия можно написать

$$\frac{dp_a'}{dx} = 2p_a \frac{\frac{x_{\max}}{x_0} \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1\right)^2 + 1\right]^2},$$

т. е. эта производная всегда положительна.

Рассмотрим уравнение равновесия золотника

$$\Phi = p_a F_1 - p_a' F_2 - Q_1 - c_1(x - y) = 0$$

как неявную функцию  $x$  от  $y$ .

Тогда

$$\frac{dx}{dy} = - \frac{\frac{\partial \Phi}{\partial y}}{\frac{\partial \Phi}{\partial x}} = - \frac{c_1}{-c_1 - \frac{dp_a'}{dx} F_2} > 0.$$

Следовательно:

$$\frac{dQ}{dy} > 0$$

и положение равновесия устойчиво, если  $F_3 > F_2$ , как это имеет место в аппаратуре Hydra-Matic.

Таким образом, на первом этапе движения ( $y < a$ ) переключающий золотник не может работать исправно. Необходимо переключающий золотник выполнять так, чтобы его перекрыша впускного окна была больше  $a$ . Вместе с тем наличие этого „устойчивого“ этапа обеспечивает стабильность крайнего положения переключающего золотника при случайных смещениях (например от тряски и т. д.).

2-й этап:  $y > a$ . На этом этапе хвостовик поршня упирается в золотник и движутся они совместно.

Условие равновесия:

$$P_c = Q = Q_2 + c_2 y + (F_3 - F_2) p_a' + F_1 p_a.$$

Как и ранее, равновесие устойчиво, если

$$\left| \frac{dQ}{dy} \right|_{y_0} > 0,$$

т. е. если

$$c_2 + (F_3 - F_2) \frac{dp_a'}{dx} \frac{dx}{dy} > 0.$$

Как и ранее,

$$\frac{dp_a'}{dx} > 0,$$

но при этом условии

$$x = x_0 + \Delta x = x_0 - \Delta y, \quad \frac{dx}{d\Delta y} = -1, \quad d\Delta y = dy,$$

и следовательно,

$$\frac{dx}{dy} = -1.$$

Отсюда

$$\left| \frac{dQ}{dy} \right|_{y_0} = c_2 - (F_3 - F_2) \frac{dp_a'}{dx}.$$

Для обеспечения неустойчивого равновесия необходимо и достаточно, чтобы удовлетворялось неравенство

$$F_3 - F_2 > \frac{c_2}{\frac{dp_a'}{dx}}.$$

Разобранная выше теория бустера силового воздействия II—III может быть отнесена и к бустеру I—II, если положить  $c_2 = 0$  и  $Q_2 = 0$ , а это не меняет выводов.

### 5. Условие переключения передач

Переключение передач происходит при изменении знака разности усилий скоростного и силового воздействия, действующих на данный переключающий золотник.

Помимо ранее введенных обозначений, условимся обозначать:  $M'$  и  $M''$  — массы большого и малого грузов регулятора скоростного воздействия;

$p_c'$  и  $p_c''$  — давление скоростного воздействия, устанавливаемое элементами регулятора, соответственно с большим и малым грузом;

$F_c$  — площадь поршня золотника регулятора скоростного воздействия;

$F$  и  $f$  — площади большого и малого поршней бустера скоростного воздействия;

$F_a$  и  $f_a$  — площадь большого поршня и золотника бустера силового воздействия;

$p_a'$  — давление перед большим поршнем бустера силового воздействия;

$Q$  — предварительная затяжка пружины бустера силового воздействия, установленной между поршнем и золотником;

$Q'$  — предварительная затяжка второй пружины бустера силового воздействия;

$x_a$  — перемещение дополнительного золотника регулятора силового воздействия (связанного с акселератором), отсчитанное от полностью разжатой пружины;

$\Phi_a$  — площадь (рабочая) торца золотника регулятора силового воздействия;

$c$  — жесткость пружины регулятора силового воздействия.

Условимся, далее, индексы I—II, II—III, III—IV приписывать всем параметрам, относящимся к переключающему золотнику, ведающему переключением этих же передач, и к его бустерам. Параметры, общие для всех бустеров, индексов не имеют.

Перестановочное усилие бустеров скоростного воздействия определяется уравнениями (см. фиг. 3):

$$P_{c_{I-II}} = F_{I-II} p_c' + f_{I-II} p_c',$$

$$P_{c_{II-III}} = F_{II-III} p_c' + f_{II-III} p_c'',$$

$$P_{c_{III-IV}} = F_{III-IV} p_c'' + f_{III-IV} p_c',$$

где

$$p_c' \approx 0,01 \frac{M'}{F_c} R' n^2$$

и

$$p_c'' \approx 0,01 \frac{M''}{F_c} R'' n^2,$$

или

$$P_{c_{I-II}} = 0,01 \frac{M' R'}{F_c} n^2 (F_{I-II} + f_{I-II}),$$

$$P_{c_{II-III}} = 0,01 \frac{n^2}{F_c} (F_{II-III} M' R' + f_{II-III} M'' R''),$$

$$P_{c_{III-IV}} = 0,01 \frac{n^2}{F_c} (F_{III-IV} M'' R'' + f_{III-IV} M' R').$$

Таким образом, при определенном числе оборотов

$$P_{c_{I-II}} > P_{c_{II-III}} > P_{c_{III-IV}}.$$

При переключении „вверх“ (с низших передач на высшие) перестановочные усилия бустеров силового воздействия равны

$$P_{aI-II} = p_a f_{aI-II} + p_a' F_a,$$

$$P_{aII-III} = p_a f_{aII-III} + p_a' F_a + Q'_{II-III},$$

$$P_{aIII-IV} = p_a F_a + Q'_{III-IV},$$

где

$$p_a = \frac{c}{\Phi_a} x_a.$$

Из условия равновесия золотника бустера силового воздействия  $p_a'$  равно

$$p_a' = p_a \frac{f_a}{f_a'} - \frac{Q}{f_a'}.$$

Площади  $f_a$  и  $f_a'$  мало отличаются друг от друга и можно принять

$$p_a' = p_a - \frac{Q}{f_a}.$$

Таким образом,

$$P_{aI-II} = p_a (F_a + f_{aI-II}) - \frac{Q_{I-II}}{f_{aI-II}} F_a,$$

$$P_{aII-III} = p_a (F_a + f_{aII-III}) - \frac{Q_{II-III}}{f_{aII-III}} F_a + Q'_{II-III},$$

$$P_{aIII-IV} = p_a F_a + Q'_{III-IV},$$

причем

$$Q_{I-II} < Q_{II-III},$$

$$Q_{II-III} < Q'_{III-IV}.$$

Поэтому

$$P_{aI-II} < P_{aII-III} < P_{aIII-IV}.$$

При переключении „вниз“ (с высших передач на низшие) перестановочные усилия бустеров силового воздействия равны

$$P'_{aI-II} = p_a f_{aI-II},$$

$$P'_{aII-III} = p_a f_{aII-III},$$

$$P'_{aIII-IV} = p_a f_{aIII-IV}.$$

Переключения передач начинаются, когда перестановочное усилие бустера скоростного воздействия становится равным перестановочному усилию бустера силового воздействия.

Переключение с 1-й передачи на 2-ю происходит, когда

$$P_{cI-II} = P_{aI-II},$$

т. е. когда

$$0,01 \frac{R'}{F_c} M' n^2 (F_{I-II} + f_{I-II}) = \frac{c}{\Phi_a} x_a (F_a + f_{aI-II}) - F_a \frac{Q_{I-II}}{f_{aI-II}}.$$

Это уравнение может быть представлено в виде

$$x_a = k_1 n^2 + k_2,$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — постоянные величины.

Аналогичные параболы имеют место для всех переключений. Значение коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$ :

Для переключения с 1-й передачи на 2-ю:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{M'R'}{F_c} (F_{I-II} + f_{I-II})}{\frac{c}{\Phi_a} (F_a + f_{aI-II})},$$

$$k_2 = \frac{Q_{I-II} \Phi_a F_a}{f_{aI-II} c (F_a + f_{aI-II})}.$$

Для переключения с 2-й передачи на 3-ю:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{III-IV} M'R'' + f_{III-IV} M'R')}{\frac{c}{\Phi_a} (F_a + f_{aII-III})},$$

$$k_2 = \frac{Q_{II-III} F_a + Q'_{II-III}}{f_{aII-III} c (F_a + f_{aII-III})} \Phi_a.$$

Для переключения с 3-й передачи на 4-ю

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{III-IV} M'R'' + f_{III-IV} M'R')}{\frac{c}{\Phi_a} F_a},$$

$$k_2 = \frac{Q'_{III-IV} \Phi_a}{c F_a}.$$

Для переключения с 4-й передачи на 3-ю:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{III-IV} M'R'' + f_{III-IV} M'R')}{\frac{c}{\Phi_a} f_{aI-II}},$$

$$k_2 = 0.$$

Для переключения с 3-й передачи на 2-ю:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{II-III} M'R' + f_{II-III} M'R'')}{\frac{c}{\Phi_a} f_{aII-III}},$$

$$k_2 = 0.$$

Для переключения с 2-й передачи на 1-ю:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{M'R'}{F_c} n^2 (F_{I-II} + f_{I-II})}{\frac{c}{\Phi_a} f_{aI-II}},$$

$$k_2 = 0.$$

Параболы эти определяют соотношение между положением акселератора (пропорциональным  $x_a$ ) и скоростью движения (пропорциональной  $n$ ).

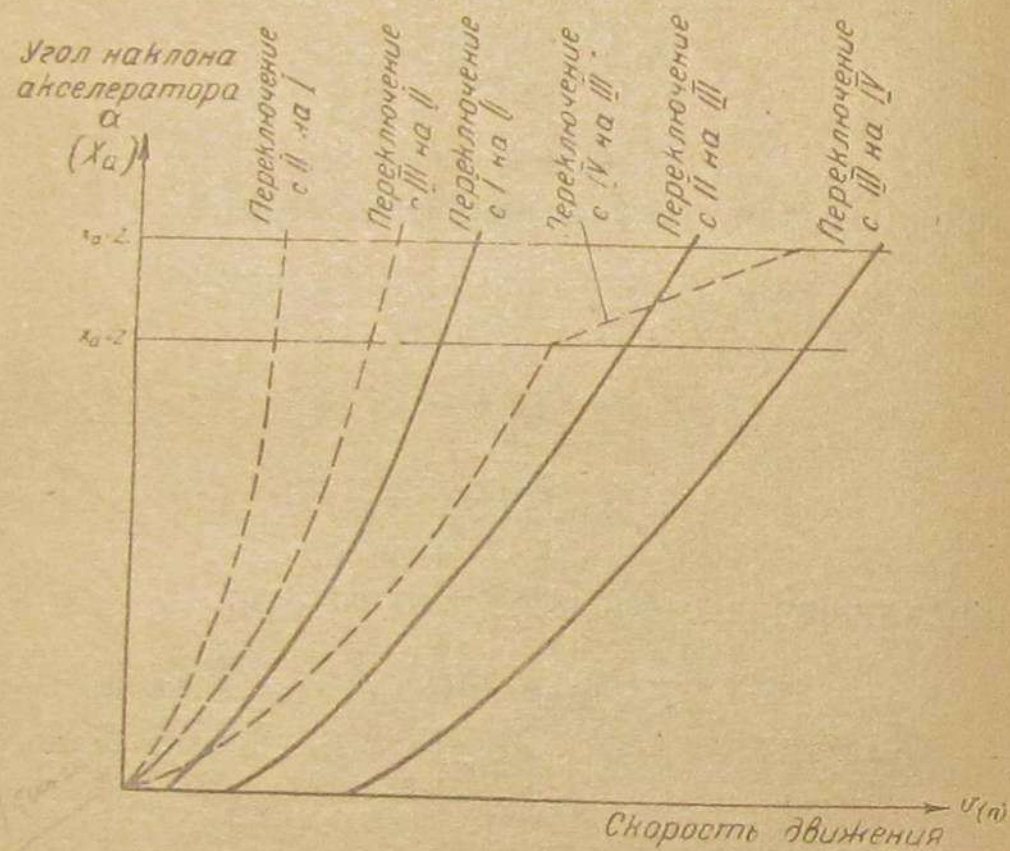
Только переключение с 4-й передачи на 3-ю определяется этим законом не на всем диапазоне  $x_a$ , а лишь до тех пор, пока  $x_a < z$ , причем  $z = x_a$  в момент начала перекрытия золотником регулятора силового воздействия канала II (см. фиг. 3).

При  $x_a = z_1$  золотник перекрывает канал II полностью.

Если  $x_a > z_1$ , то момент переключения определяется уравнением

$$0,01 \frac{1}{F_c} n^2 (F_{III-IV} R''M'' + f_{III-IV} R''M') = p_n F_a.$$

В этом случае ( $x_a > z_1$ ) выбор момента переключения зависит только от скорости движения.



Фиг. 10.

Во время перекрытия канала II ( $z < x_a < z_1$ ) зависимость  $n$  от  $x_a$  в момент переключения передачи не параболическая.

На фиг. 10 показан характер кривых, определяющих момент переключения передач и являющихся основными характеристиками приборов автоматики переключения передач.

#### Литература

1. Automotive Industries, 15, XI 1939 г., vol. 8, № 10.
2. Айзерман М. А., Основы теории прогрессивных трансформаторов механической энергии непрерывного действия. „Труды НАТИ“, вып. 39.
3. Hazen H. L., Theory of Servo-Mechanism, Journal of Franklin Institut, vol. 218, № 3, 1934.
4. Теодорчик К. Ф., Типы движений, управляемых реле сервомеханизмов, „Журнал Технической физики“, 1938.

Доц. ПРОКОФЬЕВ В. Н.  
кандидат технических наук

## О ВОЗМОЖНОСТИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОСЦЕПЛЕНИЯ НА АВТОМОБИЛЯХ

В статье рассматривается гидросцепление объемного типа и его свойства и впервые\* подробно разбирается рабочий процесс. Устанавливается, что внешняя характеристика обуславливается литражем гидромашин и характеристикой дросселя. Обосновывается право на существование объемной гидромуфты в машиностроении при определенных требованиях к внешней характеристике. Производится сравнение двух типов сцеплений — гидродинамического и объемного и выясняются достоинства первого в качестве автомобильного агрегата. Доказывается невозможность использования объемного гидросцепления для грузовых автомобилей и автобусов.

### 1. ЧТО ТАКОЕ ОБЪЕМНОЕ ГИДРОСЦЕПЛЕНИЕ

В последнее десятилетие в периодической литературе появился целый ряд сообщений об объемном гидросцеплении. Так, в журнале „La Machine Moderne“ (1936 г., стр. 335—336) дано описание гидромуфты, изображенной на фиг. 1. Гидромуфта состоит из двудействующего шестеренчатого насоса, линии всасывания которого через дроссели 3 соединены с линиями нагнетания, а ведомый вал — с корпусом насоса 4. При закрытых дросселях число оборотов  $n_1 = n_2$  (если пренебречь утечками) и система становится жесткой. При открытых дросселях ведомый вал не будет проворачиваться, потому что жидкость будет свободно перетекать из напорной линии во всасывающую. Открывая по-разному дроссели, можно получить любое  $n_2$  в пределах от 0 до  $n_1$ , в зависимости от свойств системы, открытия дросселей и передаваемого момента.

В 1939 г. в журнале „Bus & Coach“<sup>2</sup> появилось описание гидросцепления фирмы Фрезер (фиг. 2), предназначенного для автомобиля, а также была изложена краткая сводка экспериментов с этим гидросцеплением. В табл. 1 приведены результаты экспе-

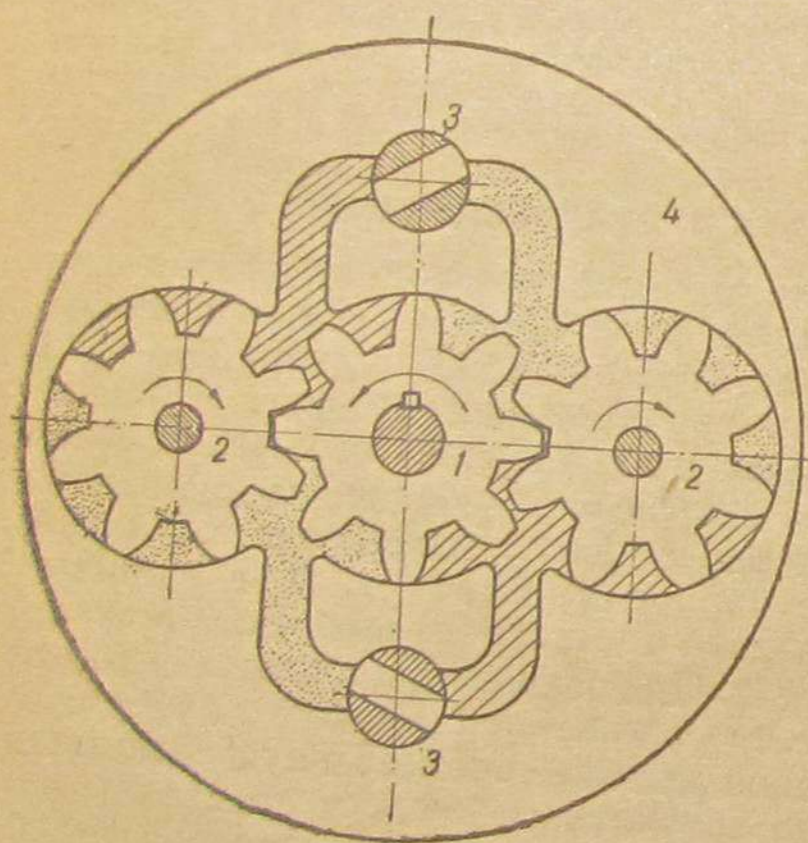
\* Здесь, как и в дальнейшем, индекс 1 будет присваиваться ведущему валу, а 2 — ведомому.  
<sup>2</sup> Fluid couplings and Transmissions, „Bus & Coach“, 1939, vol. 11, № 127, стр. 252—255.



Таблица 1

$N_1$	$n_1$	$n_2$	$\eta$	По подсчетам нами	
				$\eta$	$M$
20,5	1500	1490	0,995	0,994	9,55
11,5	1500	750	0,478	0,500	5,49
5,6	1500	375	0,246	0,250	2,67
19,9	1100	1080	0,972	0,982	12,95
10,1	1100	550	0,508	0,500	6,58
2,8	1100	180	0,201	0,164	1,82
4,9	900	240	0,302	0,267	3,9
5,1	820	400	0,510	0,488	4,45
1,70	820	150	0,221	0,183	1,48
10	800	800	0,996	1,000	8,94
2,6	800	200	0,256	0,250	2,32

риментов, причем в первых четырех графах даны цифры, опубликованные в статье журнала „Vis & Coach“, а в последних двух графах даны цифры, подсчитанные нами, исходя из законов механики (см. уравнение 2). Расхождение в к. п. д. может быть



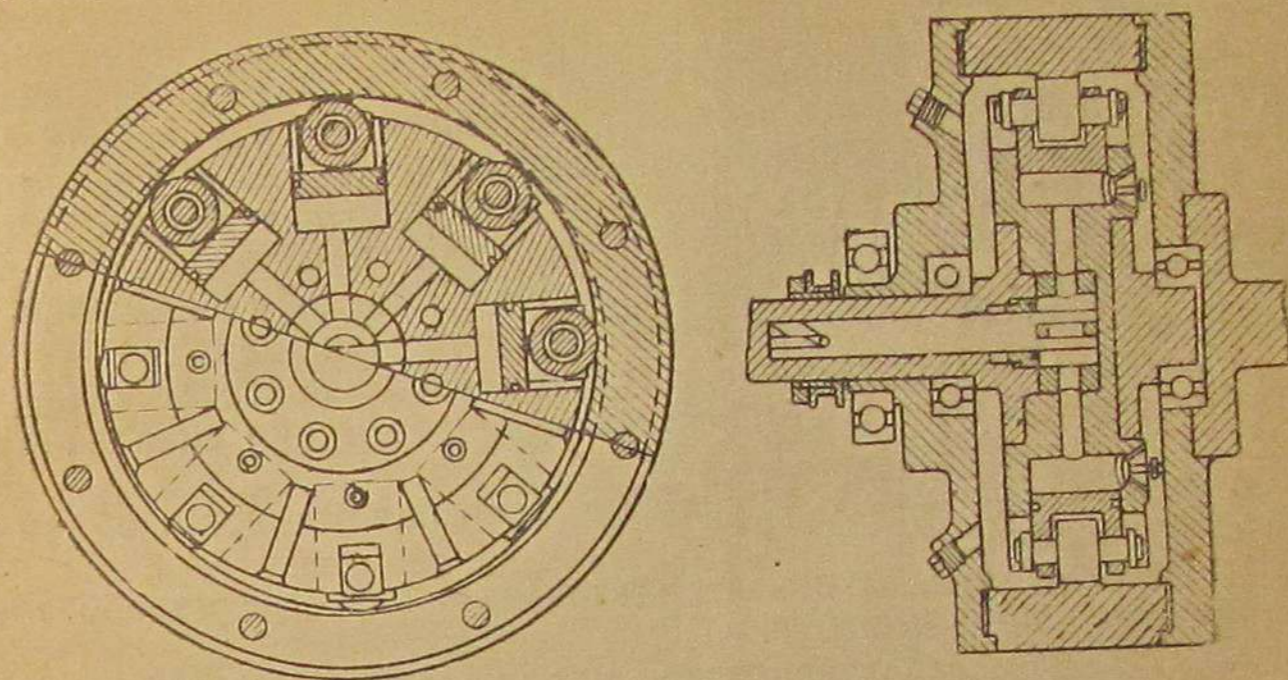
Фиг. 1. Гидромуфта по описанию журнала „La Machine Moderne“.

объяснено неточностью замеров. При наших же подсчетах было принято, что  $n_1$  и  $n_2$  замерялись точно.

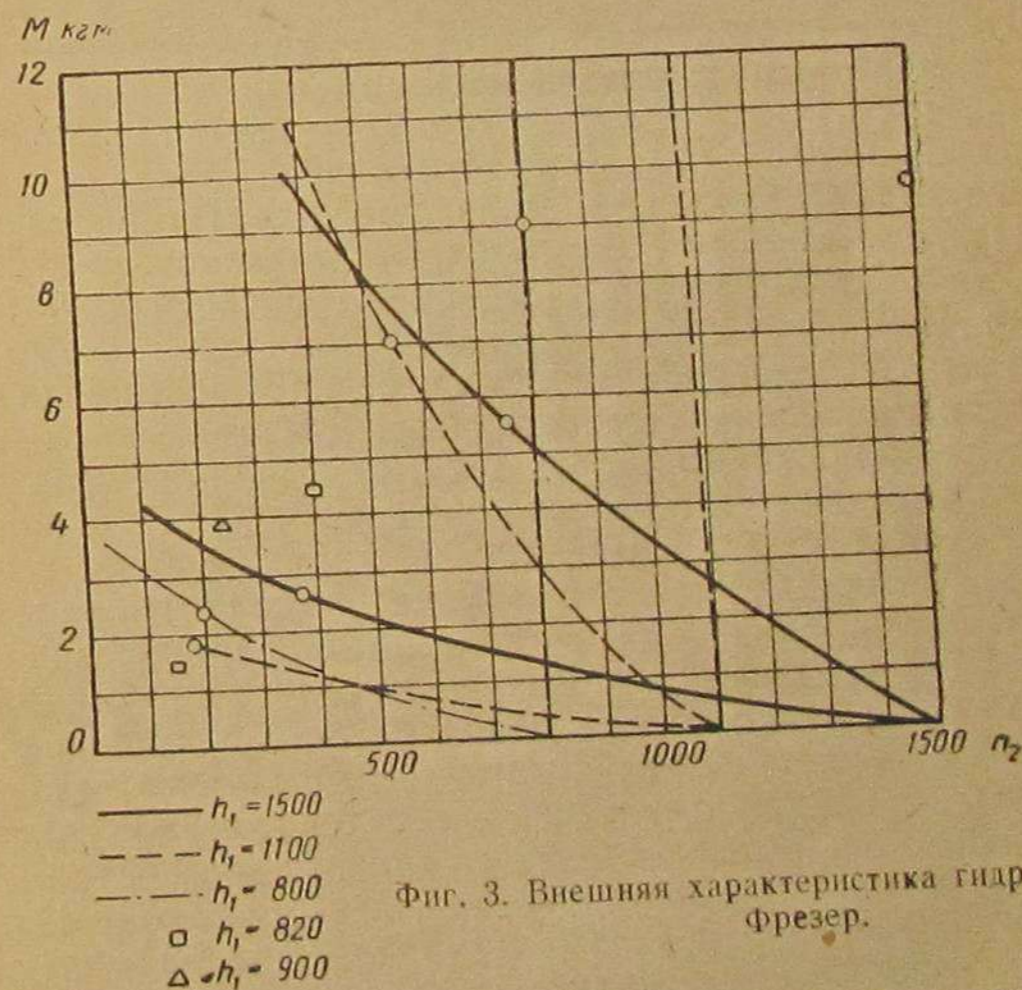
Принцип работы гидросцепления Фрезер тот же, что и предыдущего. Состоит оно из объемной гидромашины-насоса (поршеньковая система с плоскостной кинематикой типа Лауф-Тома или Ойл-Гир), напорная линия которого сообщена со всасывающей через дроссель-золотник. Ведущий вал соединен с ротором, а ведомый — с корпусом. Меняя открытие дросселя-золотника, можно изменить величину  $n_2$ . На фиг. 3 дана ориентировочная внешняя характеристика этого гидросцепления (т. е. передаваемый момент как функция  $n_2$  при разных  $n_1$  и различных открытиях дросселя-золотника), способ построения которой вместе с подробным разбором ее свойств будет изложен ниже.

Приводим выводы статьи журнала „Vis & Coach“ об объемном гидросцеплении:

1. При стендовом испытании системы с  $N_1 = 7,1$  л. с.,  $n_1 = 800$  и  $n_2 = 300$  за 15 мин. температура поднялась с  $29^\circ$  до  $124^\circ$  С и до  $156^\circ$  С к концу 40-й минуты.



Фиг. 2. Гидросцепление Фрезер.



Фиг. 3. Внешняя характеристика гидросцепления Фрезер.

2. Второй образец с более тщательной обработкой дал повышение температуры до  $80^\circ$  С (указаний о времени работы нет).  
3. Система не автоматична и нуждается в управлении, правда, простом, которое хотелось бы увязать с дросселем (двигателя).

4. Система, повидимому, пригодна для тяжелых автомобилей.  
 5. Хотя и были проведены стендовые и дорожные испытания объемного гидросцепления, но оно еще не вышло из экспериментальных образцов и нуждается в дальнейших исследованиях.

В 1939 г. в журнале „За Рулем“ №19—20 было помещено описание того же гидросцепления. Наконец, в 1940 г. в журнале „АТЗ“ (№14, стр. 86—87) было дано описание гидросцепления Фрезер и гидросцепления авиэточного двигателя, построенного на том же прицепе, с той только разницей, что нагрузка, создаваемая дросселем, воздействует в качестве тормоза в планетарной коробке передач, т. е. использована та же идея, которая была применена в гидромфте, построенной перед войной в автоотделе НАТИ. Разница в конструкциях заключается лишь в том, что система НАТИ обладала динамическим сцеплением вместо объемного.

В статье журнала „АТЗ“ указаны следующие свойства объемного гидросцепления:

1. Система может быть использована в качестве преобразователя крутящего момента.  
 2. Внешняя характеристика должна быть благоприятнее характеристики динамического гидросцепления (ныне широко распространенного).

3. Открытие дросселя-золотника может перевести работу двигателя на большой развиваемый момент.

Анализ показал, что все эти три положения ошибочны. Причиной этих ошибок могло явиться незнание основных свойств объемного гидросцепления и его внешней характеристики, которые в литературе до сих пор не рассматривались.

Для того чтобы иметь суждение о свойствах объемного гидросцепления и решать задачу о технической возможности и экономической целесообразности применения этого вида сцепления, нами и проделано настоящее исследование.

Момент, приложенный к насосу<sup>1</sup>, укрепленному на фундаменте, будет приложен и к фундаменту, т. е. будет уравновешиваться реакцией фундамента. При постоянном числе оборотов насоса величина приложенного момента может быть переменной и обуславливаться гидравлическим сопротивлением, создаваемым потребителем энергии (в простейшем случае обыкновенный дроссель). Если фундамент не неподвижен, а может вращаться (например фундаментом является ведомый вал), то такая опора превращается в потребителя энергии, а насос становится гидромфтой (гидросцеплением) объемного типа. Гидромфтой потому, что момент передается без изменения по 3-му закону Ньютона, но зато  $n_2$  может изменяться в широких пределах из-за возможности проворачивания ведущего вала около насоса, а значит, и около его фундамента, роль которого в данном случае выполняет ведомый вал. Возможность изменения проворачивания

<sup>1</sup> Здесь, как и в дальнейшем, речь будет идти только об объемных насосах.

обуславливается возможностью изменения дросселирования потока в зависимости от передаваемого крутящего момента.

Свойство превращения насоса в гидромфту присуще каждому объемному насосу, а поэтому может быть названо общим свойством объемных насосов. Разумеется, обычный поршневой насос не будет обращен в гидромфту из-за своих больших размеров и, что еще важнее, из-за далекого расположения центра тяжести системы от оси приводного вала. Но эти соображения не принципиальные, а чисто конструктивные.

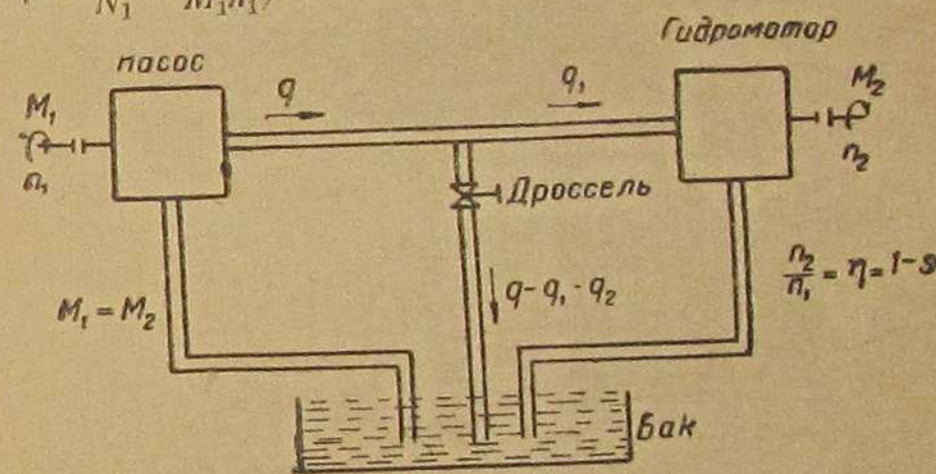
Основное количественное свойство каждой гидромфты (как и всякой муфты) вытекает из 3-го закона Ньютона и выражается уравнением

$$M_1 = M_2 \quad (1)$$

Следствием этого уравнения является выражение к. п. д. в виде

$$\eta = \frac{n_2}{n_1} \quad (2)$$

(так как  $\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$ ).



Фиг. 4. Схема простейшего гидропривода с регулированием при помощи дросселирования.

Величина  $n_3 = n_1 - n_2$  называется скоростью проскальзывания, а  $\frac{n_3}{n_1} = s$  — скольжением, т. е.

$$\eta = \frac{n_2}{n_1} = 1 - s \quad (2a)$$

Таким образом, если система способна преобразовывать число оборотов, то это происходит лишь за счет потерь, за счет ухудшения к. п. д. По энергетическим принципам система эквивалентна совокупности нерегулируемых насоса и гидромотора, в которой изменение чисел оборотов гидромотора осуществляется перепуском части рабочей жидкости через дроссель (см. фиг. 4). Зато конструктивно гидромфта проще (вместо двух дорогих машин применена лишь одна), а значит исключены потери, связанные с конструктивным усложнением. Доказательство энергетической эквивалентности системы двух одинаковых нерегулируемых гидромашин гидромфте следующее.

Подводимая мощность:

$$N_1 = p \cdot V \cdot n_1 \cdot \frac{1}{450} = p \cdot q \cdot \frac{1}{450},$$

$V$  — рабочий объем насоса (объем, подаваемый за оборот в литрах);

$q$  — объемная подача насоса в л/мин;

$p$  — давление, развиваемое насосом, в атмосферах.

Снимаемая мощность:

$$N_2 = p \cdot V \cdot n_2 \cdot \frac{1}{450} = p \cdot q_1 \cdot \frac{1}{450}.$$

Теряемая мощность — мощность, идущая на дроссель:

$$N_{\text{пот}} = p \cdot q_2 \cdot \frac{1}{450} = p \cdot (q - q_1) \cdot \frac{1}{450} = p \cdot V \cdot (n_1 - n_2) \cdot \frac{1}{450}.$$

Уравнение к. п. д. будет иметь вид:

$$\eta = \frac{N_1 - N_{\text{пот}}}{N_2} = \frac{p \cdot q - p \cdot V \cdot (n_1 - n_2)}{p \cdot q} = 1 - \frac{V \cdot (n_1 - n_2)}{V \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} = 1 - s,$$

т. е. то же самое, что и для гидромфты. На самом деле к. п. д. рассмотренной системы должен быть ниже и  $M_1 > M_2$  не только потому, что вместо одного (кстати говоря, весьма компактного) агрегата имеются две гидромашины, но также и потому, что к. п. д. мотора того типа, который может быть использован, обычно меньше, чем у насоса. Дополнительное понижение  $M_2$  должно происходить за счет внутренних потерь в системе, тогда как из-за отсутствия фундамента у гидромфты всякие потери могут увеличивать проскальзывание, но не могут изменить передаваемого момента.

Вот почему, несмотря на то, что будет найдена нецелесообразность применения объемного гидросцепления для автомобиля, мы считаем, что объемные гидромфты имеют право на существование постольку, поскольку применяется соединение двух нерегулируемых гидромашин с блокировкой при помощи дросселя, служащее для понижения числа оборотов.

## 2. ХАРАКТЕРИСТИКА ДРОССЕЛЕЙ

Из двух рабочих органов объемной гидромфты одним является дроссель (или дроссели). Внешняя характеристика системы полностью зависит от свойств дросселя, с помощью которого производится регулировка, т. е. такое изменение внешней характеристики, которое по каким-либо соображениям необходимо водителю, например в зависимости от состояния пути и желаемой скорости. Вот почему исследование дросселей должно предшествовать исследованию свойств объемной гидромфты.

Задача дросселя — создание давления при пропуске расхода. Нормальная работа роторной гидромашины возможна при достаточных смазывающих способностях рабочей жидкости, меняющихся при изменении температуры, поэтому подлежат рассмотрению свойства дросселя при пропуске различных расходов масел переменной вязкости при переменных открытиях.

Назовем характеристикой дросселя уравнение

$$q = K \cdot p^\alpha, \quad (3)$$

где  $q$  — расход в л/мин;

$p$  — давление в ат;

$K$  и  $\alpha$  — коэффициенты, определяющие свойства дросселя.

Трудность обработки и последующей интерполяции результатов экспериментов с дросселями заключается в том, что существует слишком много параметров, влияющих на характеристическое уравнение дросселя. Так, при испытании дросселя на постоянной вязкости и открытии, в координатах  $q-p$  характеристика дросселя будет, вообще говоря (ниже будет отмечено, что возможны отклонения), представлена некоторой кривой. Всякое изменение открытия дросселя даст смещение кривой, совокупность кривых образует поле характеристики дросселя. Изменение вязкости вызывает смещение и деформацию поля, а поэтому полная характеристика дросселя, учитывающая отклонения и открытия и вязкости, представляет собою совокупность множества полей, способ графического изображения которых неочевиден. Необходим такой способ изображения характеристик дросселя, который позволил бы по заданным величинам  $q$  и  $p$  при определенных открытиях и вязкости найти характеристические коэффициенты  $K$  и  $\alpha$ , во-первых. Во-вторых, этот способ должен допустить простую оценку свойств дросселя при различных открытиях и вязкостях.

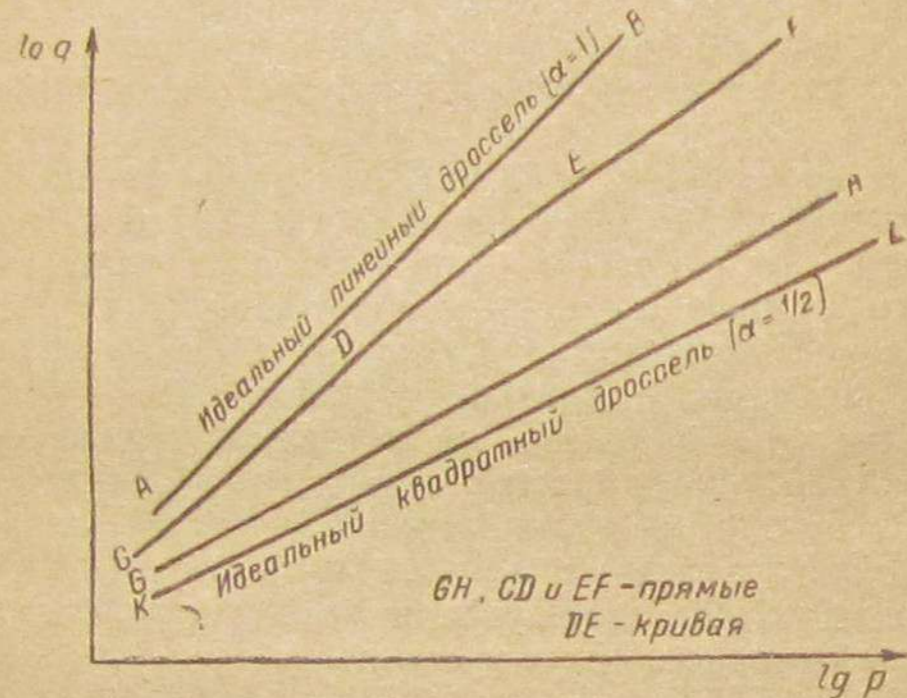
Форма характеристического уравнения дросселя и сравнительно узкие границы изменения коэффициента  $\alpha$  делают удобным фиксацию результатов экспериментов в логарифмических координатах  $\lg q - \lg p$ , как это показано на фиг. 5.

В гидравлике принято различать два вида потерь — на удар и на трение струек. В каждом местном сопротивлении могут иметь место как одни, так и другие потери, но по гидравлическим очертаниям потока можно иметь суждение о том, какой вид потерь в нем превалирует. И наоборот, можно сказать, какими гидравлическими очертаниями должно обладать местное сопротивление для того, чтобы в нем превалировал бы тот или иной вид потерь. Это очень важно при выборе дросселя. Потери на удар требуют условия внезапного расширения потока и обладают величиной  $\alpha = 1/2$ . Потери на трение струек при протекании вязкой жидкости по характеру своих изменений приближаются к потерям в трубопроводах, поэтому  $\alpha \rightarrow 1$ . Обычно считают, что для дросселей величина  $\alpha$  лежит в пределах

$$0,5 \leq \alpha \leq 1, \quad (4)$$

причем дроссель, обладающий  $\alpha = 1/2$ , назовем идеальным квадратичным дросселем; дроссель же, имеющий  $\alpha = 1$ , назовем идеальным линейным дросселем. На фиг. 5 характеристика первого типа дросселя при постоянной вязкости и открытии изображена прямой  $AB$  с уклоном 1:1 и второго типа прямой  $KL$  с уклоном 1:2.

Экспериментальные обследования целого ряда дросселей, проведенные автором, а также обработка результатов экспериментов других исследователей, показали, что в подавляющем большинстве случаев характеристики дросселей удовлетворяют неравенству (4), причем дроссели с узкими щелями (фиг. 6), как, например, диафрагменный дроссель фирмы Ex-Cell-O, обладают  $\alpha$ , приближающимся к 1:2 ( $GH$  на фиг. 5). Отклонения от  $1/2$  объясняются большим удельным весом трения струек вязкой

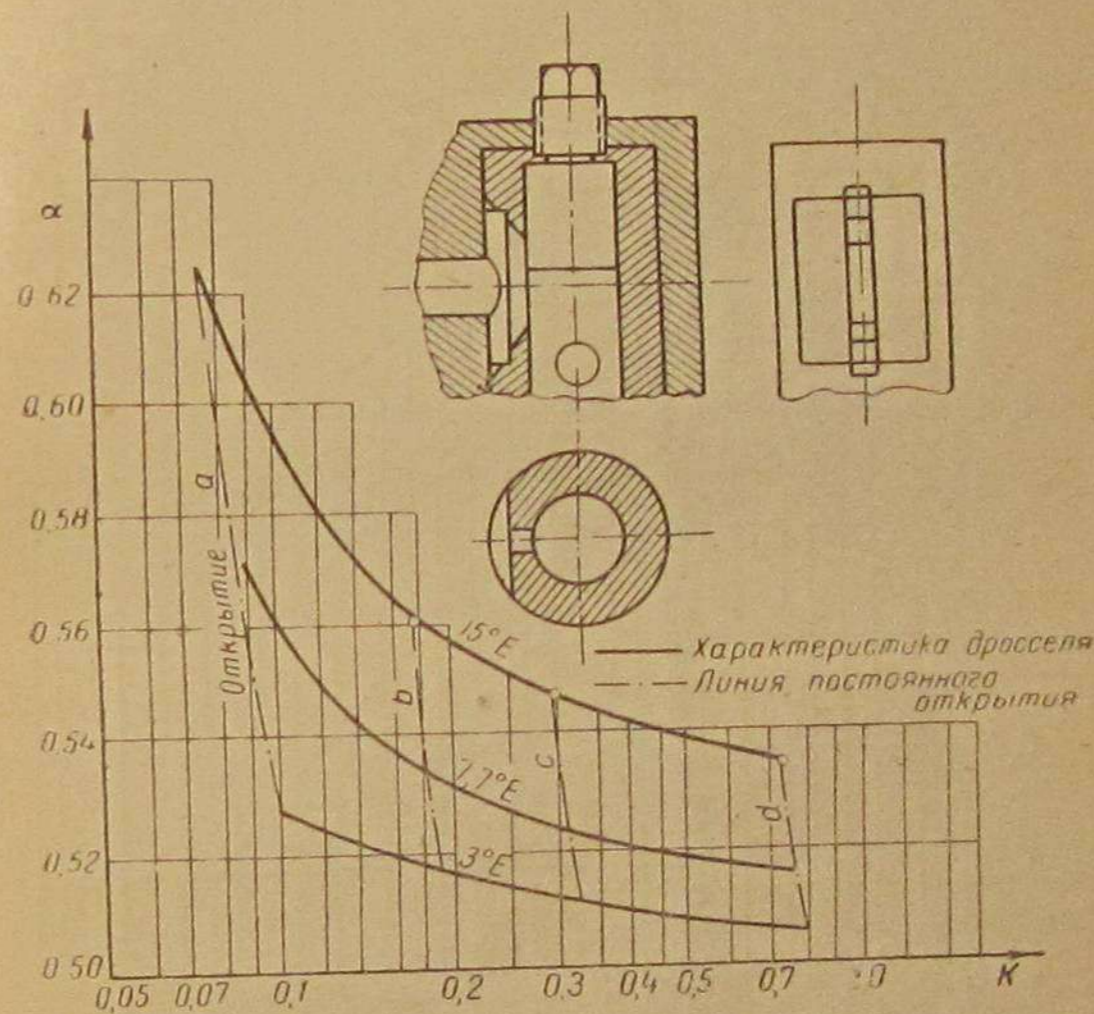


Фиг. 5. Зависимость  $q$  от  $p$  для дросселей в логарифмических координатах.

жидкости при входе в щель. Представителем другого типа дросселя может явиться эксцентриковый дроссель Ex-Cell-O (фиг. 7), который обладает длинным и узким каналом. При протекании рабочей жидкости через этот узкий канал под малыми напорами величина  $\alpha$  близка к 1 ( $CD$  на фиг. 5); при увеличении напора значение  $\alpha$  уменьшается и затем делается постоянным, приближаясь к  $1/2$  ( $EF$  на фиг. 5). Наблюдается определенная аналогия с характеристикой трубопровода: вначале ламинарный поток, затем ряд переходных зон и окончательно — поток с гидравлически вполне шероховатыми стенками. Отмечаем, однако, что величины  $\alpha = 1$  и  $\alpha = 1/2$  удавалось получать лишь в виде исключения и только на некоторых открытиях и вязкостях.

Не следует делать заключения, что  $\alpha$  не может быть больше 1 или меньше  $1/2$ . Такие отклонения, хоть и не очень большие по величине, наблюдались при протекании вязкой жидкости через щели различной геометрической конфигурации. Объяснение

этого явления может быть следующее: в трубопроводах коэффициент потерь меняется при изменении числа Рейнольдса по кривым, изображенным на фиг. 8. Величина  $\alpha = 1$  соответствует уклону касательной 1:1 (участок  $AB$ ). При переходе от  $B$  к  $C$  величина  $\alpha$  уменьшается до  $1/2$ . Наименьшее значение  $\alpha$  получит в точке  $D$ , и лишь в точке  $E$  и на всей горизонтальной прямой величина  $\alpha$  останется равной  $1/2$ , что соответствует потоку с гидравлически вполне шероховатыми стенками. Таким образом, сомнение в том, что  $\alpha$  не может быть менее  $1/2$ , устранено. Увеличение за 1 может иметь место тогда, когда потери будут



Фиг. 6. Универсальная характеристика диафрагменного дросселя фирмы Ex-Cell-O на четырех открытиях ( $a, b, c$  и  $d$ ) при вязкостях масла в  $3^\circ, 7.7^\circ$  и  $15^\circ E$  ( $p$  в ат и  $q$  в л/мин).

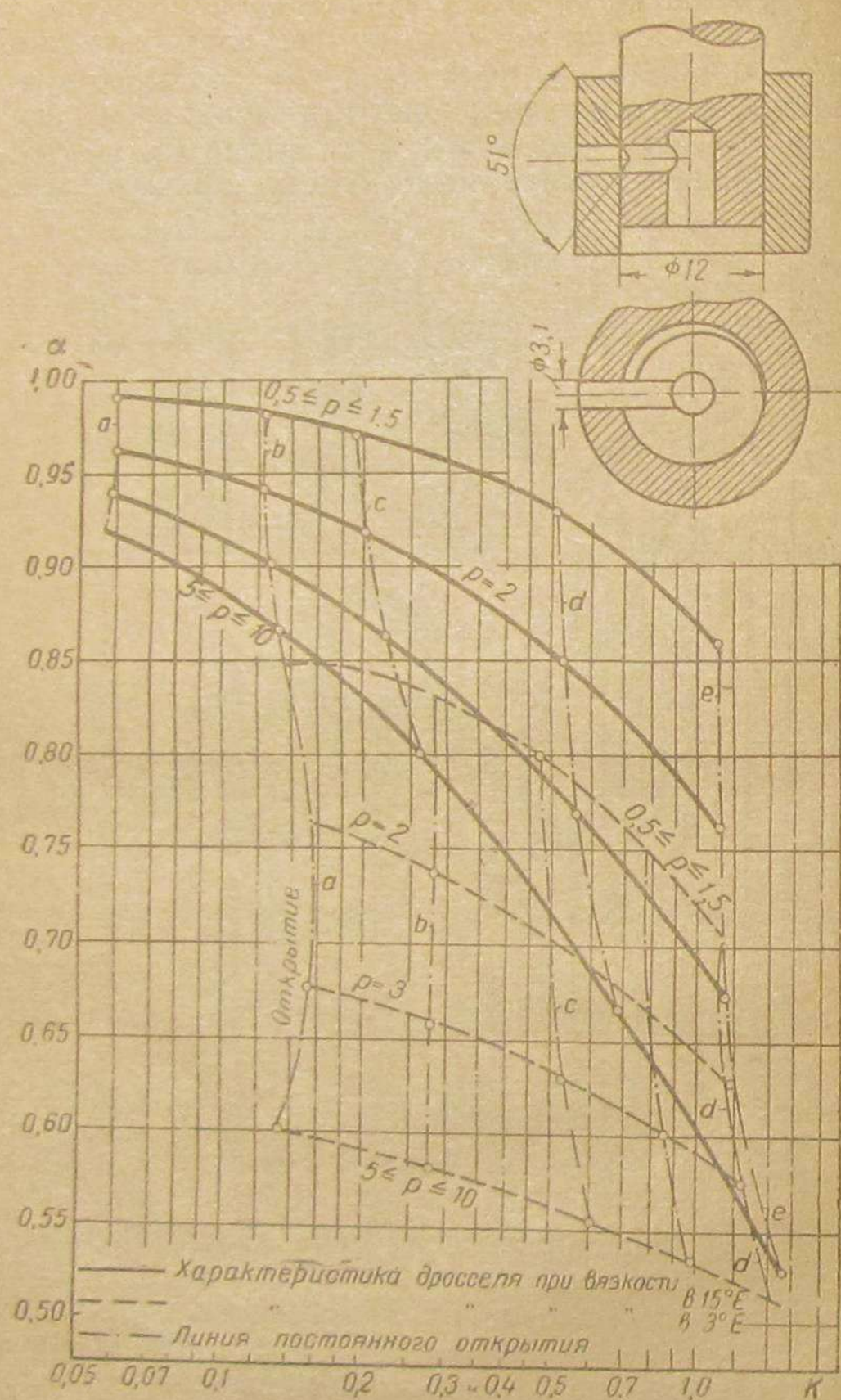
возрастать с уменьшением числа Рейнольдса энергичнее, нежели это имеет место при ламинарном потоке. При протекании вязкой жидкости через узкую щель, образованную плоскостью и цилиндром (фиг. 9), наблюдалось резкое падение коэффициента расхода, что свидетельствует об энергичном увеличении коэффициента потерь и о возможности увеличения  $\alpha$  за 1.

В испытанных нами дросселях, а также при обработке результатов экспериментов других авторов (общее число обследованных дросселей более 50) удавалось получать  $\alpha$ , изменяющееся в пределах

$$0,38 \leq \alpha \leq 1,15, \quad (5)$$

однако нарушение неравенства (4) наблюдалось в общем не очень часто.

Примером таких отклонений может служить поток между плоскостью и цилиндром радиуса  $r=5$  мм (фиг. 10). При вяз-



Фиг. 7. Универсальная характеристика эксцентрикового дросселя фирмы Ex-Cell-O на пяти открытиях (a, b, c, d и e) при вязкости масла в 3° и 15°E ( $p$  в ат и  $q$  в л/мин).

кости  $\nu = 1,6 \cdot 10^{-4}$  и зазоре  $\delta = 0,1$  мм величина  $\alpha$  достигает 1,15. Другим примером может служить поток между плоскостью и острой кромкой, стенка которой с плоскостью составляет кон-

фузор с углом в 30° (фиг. 10). В этом случае при  $\nu = 0,4 \cdot 10^{-4}$  и  $\delta = 0,25$  мм величина  $\alpha$  достигает 0,38.

Различие фиг. 10 от фиг. 6 и 7 заключается в том, что расход дается в  $см^3/сек$  на 1 см длины щели вместо расхода в л/мин на весь дроссель.

Экспериментально были установлены следующие свойства дросселей:

1. Увеличение перепада может лишь уменьшать значение  $\alpha$ , и наоборот.

2. Дроссели с длинными и узкими каналами на малых перепадах имеют  $\alpha$ , близкое к 1, в довольно широком интервале перепадов. При увеличении перепада значения  $\alpha$  начинают падать, пока не достигнут устойчивого значения, близкого к  $1/2$ .

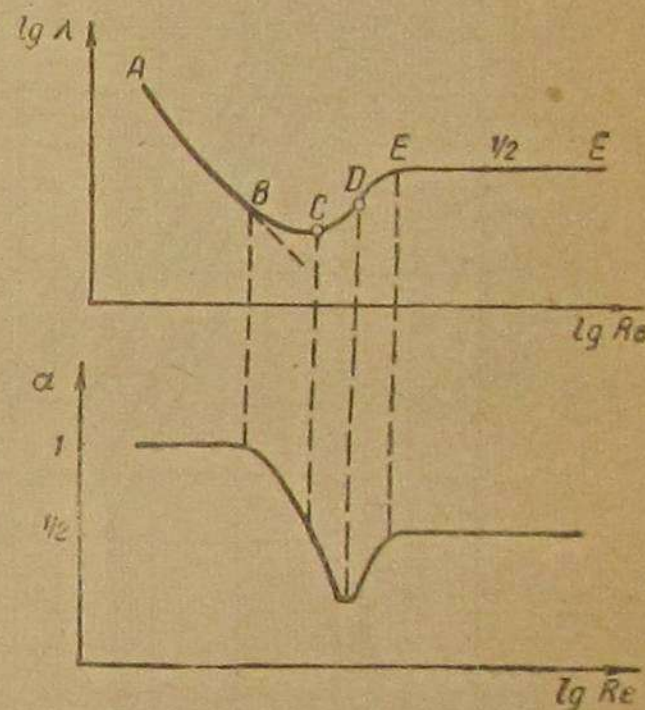
3. Дроссели, в которых основную потерю составляют потери на удар, имеют устойчивое значение  $\alpha$  в широком интервале, не зависящее от перепада и вязкости ( $GH$  на фиг. 5). Значение  $\alpha$  в этом случае близко к  $1/2$ , и лишь при малых перепадах и большой вязкости величина  $\alpha$  начинает возрастать.

Выводы могут быть сделаны следующие:

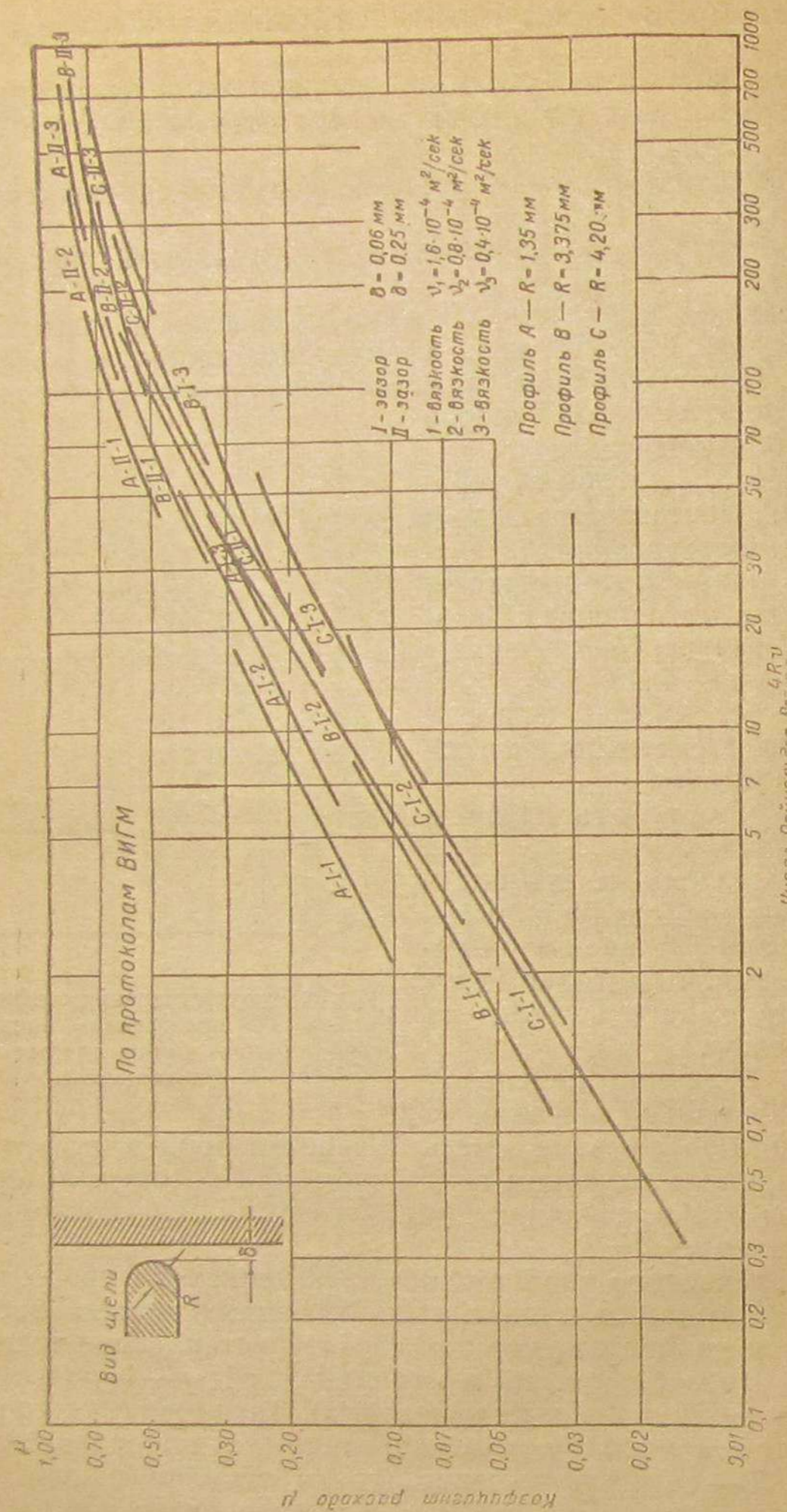
1. При желании иметь большое значение  $\alpha$  следует выбирать дроссель с длинными и узкими каналами, в противном случае следует выбирать дроссель с узкой щелью.

2. При больших перепадах получить большие значения  $\alpha$  невозможно, ибо желание иметь большие потери в любом типе дросселя приводят к таким закрытиям, при которых потери на удар становятся преобладающими, а этому виду потерь свойственно значение  $\alpha = 1/2$ .

Для графического изображения характеристики дросселя при различных открытиях и различных вязкостях можно воспользоваться тем свойством, что эта характеристика чаще всего изображается отрезком прямой в координатах  $\lg q - \lg p$  (во всяком случае для диафрагменных или щелевых). Такая прямая характеризуется двумя числами:  $\alpha$  и  $K$ , причем  $\alpha$  определяет уклон прямой, а  $K$  — ее расположение (точка встречи с осью  $\lg q$ ). В новых координатах  $\alpha - \lg K$  такая прямая будет изображаться точкой. Меняя открытие в координатах  $\lg q - \lg p$ , получим поле характеристики дросселя. В координатах же  $\alpha - \lg K$  получим совокупность точек, представляющую собою линию  $\alpha = f(\lg K)$ , являющуюся изображением целого поля (фиг. 11). Меняя и



Фиг. 8. Закон изменения коэффициента потерь  $\lambda$  и показателя степени  $\alpha$  в трубопроводе при различных числах Рейнольдса.

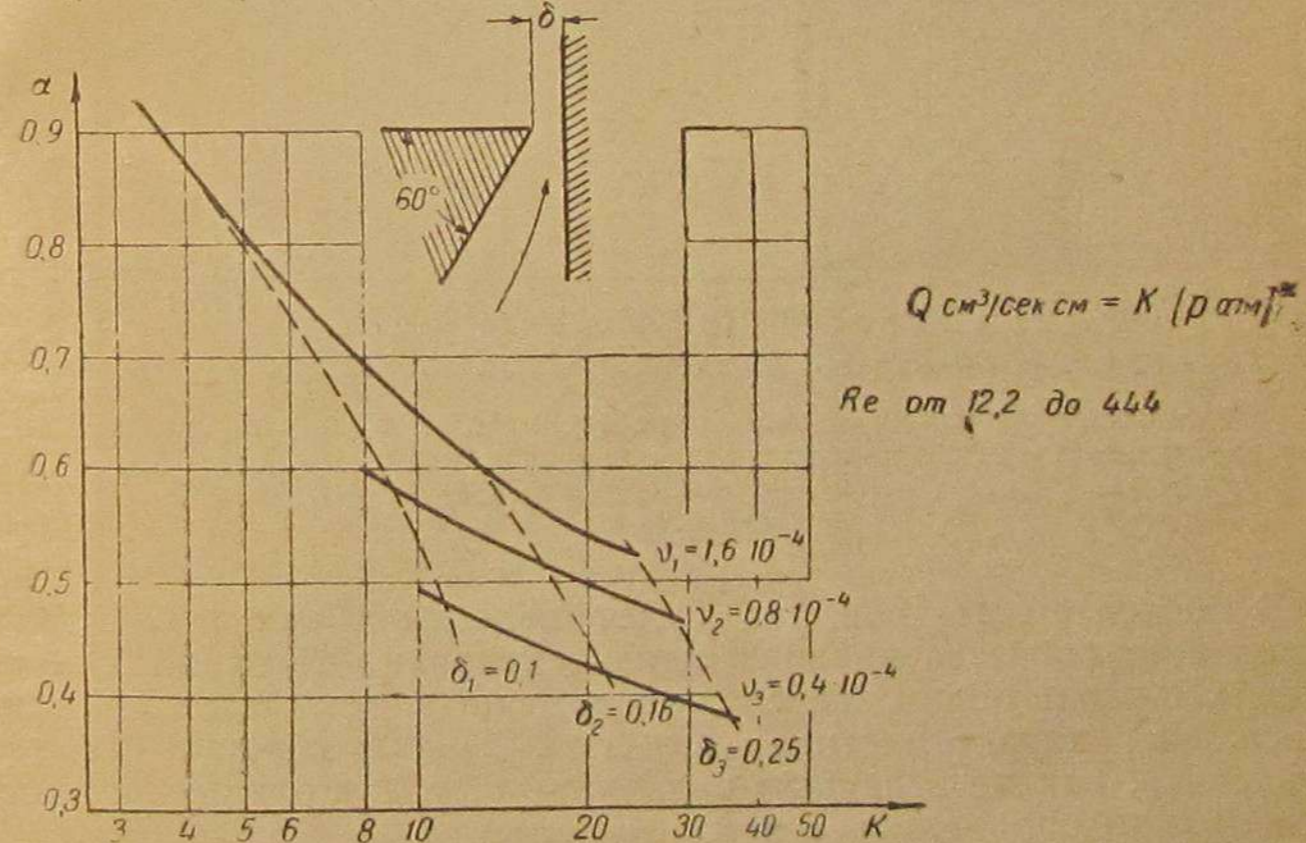
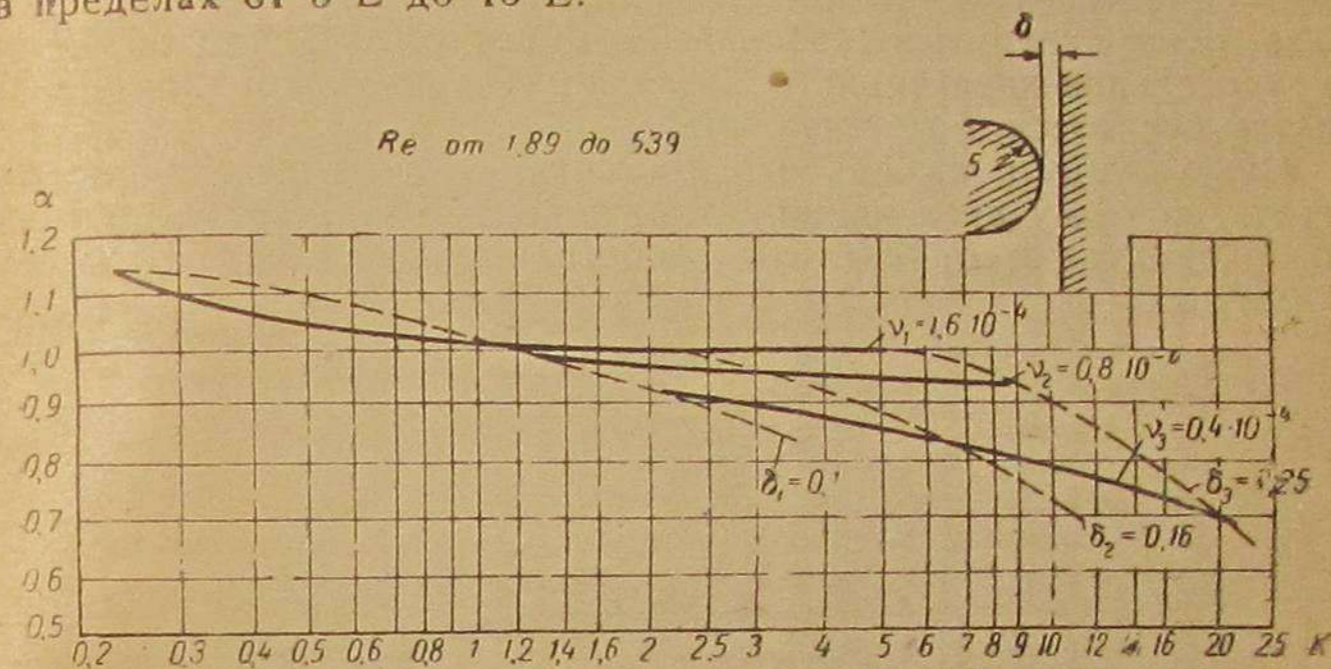


Фиг. 9. Коэффициент расхода  $\alpha$  при протекании масла через щель, образованную плоскостью и цилиндром на различных числах Рейнольдса (по материалам ВИГМ).

открытие и вязкость  $\nu$  в координатах  $\lg q - \lg p$ , получим множество полей, которое в координатах  $\alpha - \lg K$  изобразится одним полем, полностью определяющим свойства дросселя на разных открытиях и разных вязкостях. Одного взгляда на этот гра-

фик достаточно для определения пределов, в которых будет меняться  $\alpha$ .

Такое изображение свойств дросселя назовем универсальной характеристикой. На фиг. 6 изображена универсальная характеристика диафрагмного дросселя (щелевого) фирмы Ex-Cell-O, полученная на разных открытиях при вязкости, изменяющейся в пределах от  $3^\circ E$  до  $15^\circ E$ .



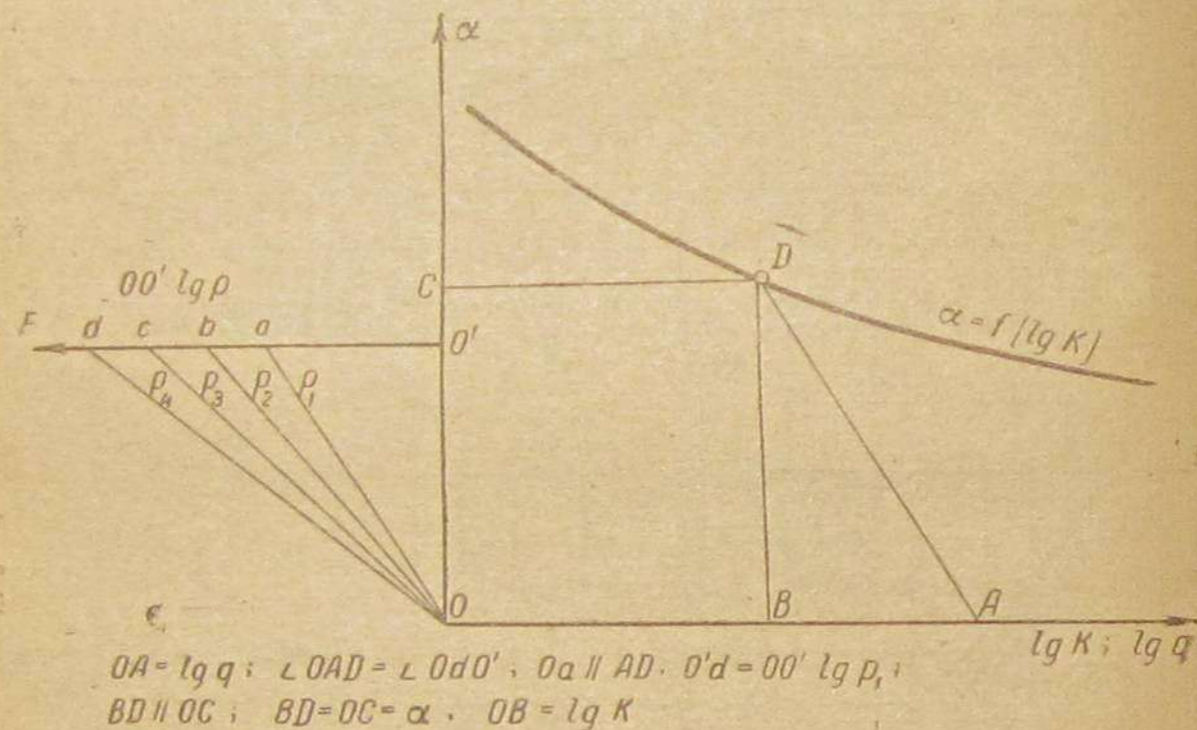
Фиг. 10. Универсальные характеристики двух щелей (по материалам проф. Мишке и автора).

Сложнее обстоит дело с дросселями, по характеристике приближающимися к идеальному линейному дросселю, как, например, эксцентриковый дроссель фирмы Ex-Cell-O (см. фиг. 7).

В этом случае приходится пользоваться тем, что в координатах  $\lg q - \lg p$  при давлении  $p < 1,5 \text{ ат}$  и  $p > 5 \text{ ат}$  характе-

ристика дросселя изображается прямыми. Поэтому универсальная характеристика в координатах  $\alpha - \lg K$ , вместо кривой, даст поле (кривая как бы расслаивается), но поле весьма ограниченное. Проводить интерполяцию по этому полю придется лишь в пределах изменения давления от  $p = 1,5 \text{ ат}$  до  $p = 5 \text{ ат}$ . Выше и ниже этих пределов будут иметь место прежние кривые, изображаемые сплошными линиями. На иной вязкости ( $15^\circ \text{E}$ ) поле будет сдвинутым (изображено пунктиром). Таким образом, универсальная характеристика для дросселей этого типа получается несколько более сложной.

Ниже будет показано, что дросселей этого типа следует избегать, поэтому введение понятия универсальной характеристики позволяет точно определить свойства дросселя на различных открытиях.



Фиг. 11. Графический способ определения  $K$  и  $\alpha$  по универсальной характеристике дросселя и заданным величинам  $p$  и  $q$  ( $OA = \lg q$ ;  $\angle OAD = \angle O'dO'$ ;  $O'a \parallel AD$ ;  $O'd = O'O' \lg p$ ;  $BD \parallel OC$ ;  $BD = OC = \alpha$ ;  $OB = \lg K$ ).

В последующих разделах будет изложено, как величина  $\alpha$  определяет свойства внешней характеристики объемной гидромолы, однако теперь же следует выяснить, как читается универсальная характеристика дросселя. Иначе говоря, следует объяснить, как по заданным величинам  $p$ ,  $q$ ,  $^\circ \text{E}$  и открытию дросселя можно определить  $\alpha$  и  $K$ .

Для этой цели может быть рекомендован простой графический прием:

1. Каждая универсальная характеристика снабжается дополнительной шкалой  $O'F$  (см. фиг. 11), на которой откладываются величины  $O'O' \lg p$  ( $O'O'$  — расстояние новой оси от начала координат).
2. На новой оси откладываются отрезки  $O'a$ ,  $O'b$ ,  $O'c$ ,  $O'd$ , ... соответствующие давлениям  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ , ... Точки  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ , ... соединяются с началом координат.

3. По заданной величине  $q$  отыскивается на оси  $\lg K$  соответственная точка  $A$ , считая, что ось  $\lg K$  одновременно в том же масштабе является и осью  $\lg q$ .

4. Из точки  $A$  проводится прямая  $ADH$ , параллельная тому лучу, который соответствует заданному давлению  $p$ .

5. Точка встречи прямой  $AD$  с универсальной характеристикой  $\alpha = f(\lg K)$ , построенной для соответствующей вязкости, даст ответ на поставленные вопросы, т. е. координаты точки  $D$  дадут значения  $\alpha$  и  $K$  ( $BD = OC = \alpha$  и  $CD = OB = \lg K$ ).

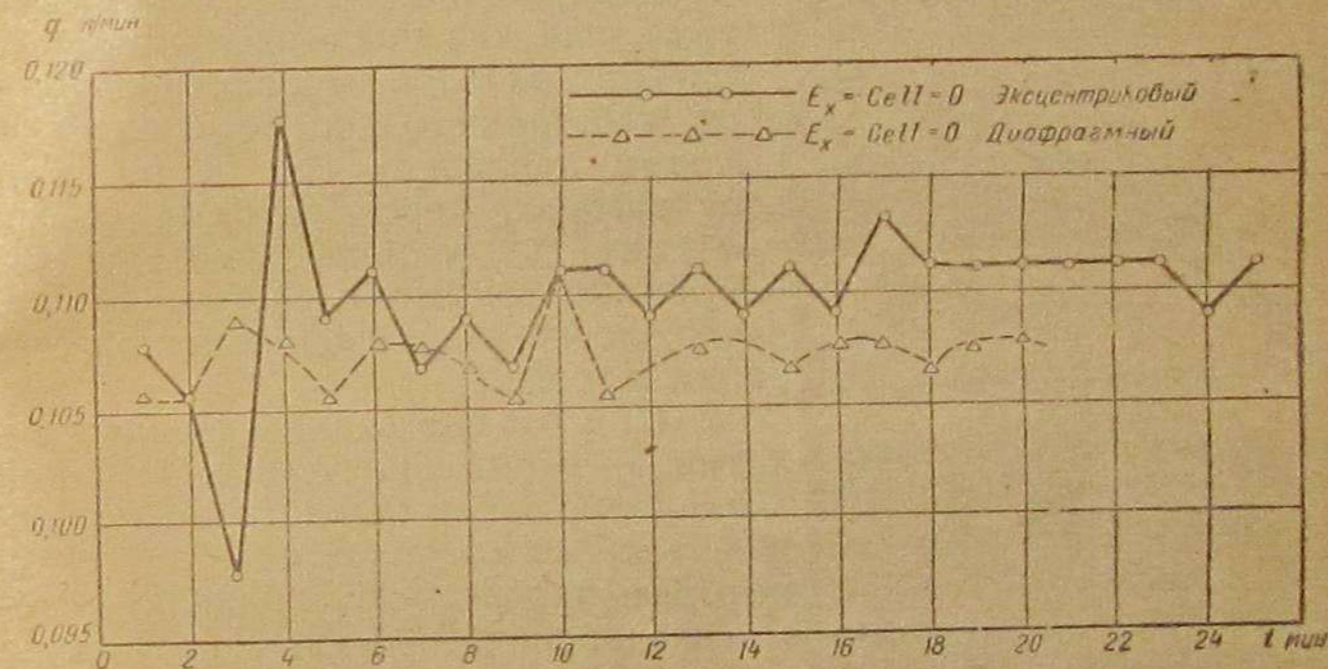
Доказательство справедливости настоящего построения заключается в следующем:

1. Характеристика дросселя по уравнению (3)

$$q = K \cdot p^\alpha,$$

откуда

$$\lg q - \lg K = \alpha \lg p.$$



Фиг. 12. Засоряемость дросселей диафрагмного и эксцентрикового фирмы Ex-Cell-O при замерах расхода через каждую минуту.

2. Точка  $D$  по своим свойствам даст

$$BD = OC = \alpha \text{ и } CD = OB = \lg K.$$

3. Отрезок  $BA = \lg q - \lg K$ .

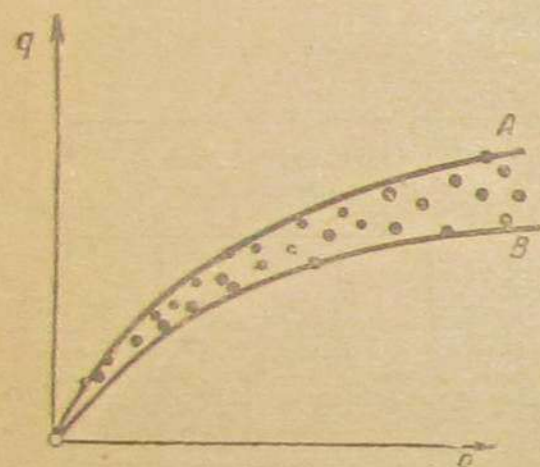
4. По построению  $\frac{OO'}{O'a} = \frac{1}{\lg p} = \frac{BD}{BA}$ ,

поэтому  $BA = BD \cdot \lg p$ .

5. По 3-му условию  $BA = \lg q - \lg K$ ; по 4-му условию  $\lg q - \lg K = BD \cdot \lg p$ . Но по 2-му условию  $BD = \alpha$ , что и требовалось доказать.

Следует отметить еще одно крайне важное эксплуатационное свойство дросселей, работающих на больших перепадах. При одном и том же перепаде, открытии дросселя и вязкости жидкости расход, пропускаемый через дроссель, не постоянный. На фиг. 12 изображен расход для двух упомянутых выше дрос-

селей, замеряемый через каждую минуту. Чем меньше интервал времени, через который замеряется расход, тем больше колебания  $q^1$ . Замечено, что дроссели с длинными каналами подвержены большим колебаниям расхода. Замечено также, что установка на магистрали фильтра с отверстиями много меньшими, нежели отверстия в дросселе, исключает колебания и дает наибольшие расходы (кривая А на фиг. 13). Однако применение тщательно отфильтрованного масла только в первые десятки минут дает тот же эффект, что и применение соответствующего фильтра. Затем опять наступают явления колебания расхода, рассеивающие экспериментальные точки между двумя кривыми А и В (фиг. 13). Видимо, при протекании масел с большими скоростями при высоких температурах через узкие щели происходит выпадение асфальтов и смол, которые и засоряют узкие щели.



Фиг. 13. Разброс экспериментальных точек в координатах  $q-p$  из-за явления засоренности.

Подтверждением этого положения служат еще два рода наблюдений:

1. При разборе насоса типа Викарс, работавшего долгое время под высоким давлением (до 60 ат), во всех зазорах, через которые могли происходить утечки, наблюдались инородные темные наслоения в виде нитей, легко разрушавшиеся при стирании рукой.

2. При отъеме задней крышки золотника, работающего под высоким давлением, после каждого перемещения наблюдались значительные утечки, которые прогрессивно падали с течением времени до полного исчезновения. Видимо, и здесь имела место засоренность зазоров.

Вывод из этого положения напрашивается следующий:

1. При применении дросселей, работающих под большими перепадами и имеющими малые зазоры, следует ставить на магистрали фильтр с отверстиями, много меньшими отверстий дросселей, и каждый раз весь расход пропускать через этот фильтр.

2. При нежелательности применения фильтра следует диафрагменные (щелевые) предпочитать дросселям с длинными каналами. Это также позволяет понизить величину  $\alpha$ , приблизив ее к  $1/2$ .

### 3. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА ОБЪЕМНОГО ГИДРОСЦЕПЛЕНИЯ

Объемное гидросцепление имеет своим назначением передачу момента. Механизм передачи заключается в том, что подводимый

<sup>1</sup> Аналогичные данные приводятся и В. Ермаковым („Равномерность поступательного движения в гидрофицированных станках с точки зрения утечек в гидросистеме“, Станкин, Диссертация).

к ротору гидромашины момент будет создавать давление в рабочих объемах из-за того, что момент сопротивления (полезный момент) будет препятствовать проворачиванию статора. Повышенное давление, воздействующее на поверхность статора, передает момент на ведомый вал. Нахождение зависимости между передаваемым моментом и давлением внутри гидромашины путем определения сил воздействия жидкости на смоченные поверхности столь затруднительно, что следует обратиться к иному методу. Решением может явиться энергетический способ рассмотрения рабочего процесса.

Мощность, теряемая в дросселе и подводящих к нему каналах, равна

$$N_{\text{пот}} = \frac{Q \cdot p}{450},$$

где  $Q = q + q_{\text{ут}}$ ;

$Q$  — суммарный расход (через дроссель и зазоры) в л/мин;

$p$  — давление в ат.

Суммарный расход должен быть подан насосом за счет проворачивания ротора около статора, следовательно, за счет

$$n_2 = n_1 - n_2 \text{ и } Q = V \cdot n_2,$$

где  $V$  — подача насоса в литрах за один оборот, так называемый рабочий объем насоса. Следовательно,

$$N_{\text{пот}} = \frac{Q \cdot p}{450} = \frac{V \cdot n_2 \cdot p}{450}. \quad (6)$$

Кроме гидравлических и объемных потерь, учитываемых уравнением (6), существуют потери механические, момент которых ( $M_T$ ) без изменения передается с ведущего вала на ведомый, т. е. по принципу обычного фрикциона. Величина  $M_T$  мала по сравнению с  $M_r$  и легко может быть найдена по значению механического к. п. д. Поэтому, если пренебречь механическими потерями, потери гидравлические будут определяться уравнением

$$N_1 - N_2 = \frac{M_r \cdot n_1 \cdot 2\pi}{60 \cdot 75} - \frac{M_r \cdot n_2 \cdot 2\pi}{60 \cdot 75} = \frac{M_r \cdot n_2 \cdot 2\pi}{60 \cdot 75}. \quad (7)$$

Сравнивая уравнения (6) и (7), получим

$$p \cdot V \cdot 10 = 2\pi \cdot M_r \quad (8)$$

или

$$M_r = \frac{5}{\pi} \cdot V \cdot p = C \cdot p, \quad (9)$$

где  $C$  — геометрический фактор, имеющий размерность „литры“.

Таким образом получаем важнейшее свойство объемного гидросцепления, заключающееся в том, что передаваемый момент прямо пропорционален давлению внутри гидромашины и ее рабочему объему. Если давление выражается в атмосферах, а рабочий объем в литрах, то коэффициент пропорциональности будет число  $\frac{5}{\pi}$ .



Если бы механическими потерями не пренебрегали, то результат не изменился бы, ибо тогда в уравнении (7) в левой части равенства пришлось бы и к уменьшаемому и к вычитаемому прибавить мощность, теряемую на трение, а это не изменило бы уравнения (9).

Вторым важным свойством объемного гидросцепления является пропорциональность суммарного расхода величине скорости проскальзывания. В самом деле, насос должен подать  $Q = q + q_{yt}$  и может это подать только за счет проворачивания ротора с числом оборотов  $n_3$ , поэтому

$$Q = V \cdot n_3, \quad (10)$$

причем  $q = Q \cdot (1 - \eta_0)$ , где  $\eta_0$  — объемный к. п. д., зависящий от давления.

Устанавливая на объемном гидросцеплении дроссели различных свойств, можно получить системы, удовлетворяющие различным требованиям. Из двух заданных характеристик гидросцеплений более жестким будем называть то, которое будет давать меньшее изменение скорости скольжения  $n_3 = n_1 - n_2$  при одинаковом изменении крутящего момента.

Жесткостью характеристики в данной точке (при заданных значениях  $M$  и  $n_3$ ) называется производная от момента по скорости скольжения, т. е.  $R = \frac{dM}{dn_3}$ . Из уравнения (9)  $dM = C \cdot dp$  и уравнения (10)  $dn_3 = \frac{1}{V} \cdot dQ$ . Поэтому жесткость будет:

$$R = \frac{dM}{dn_3} = V \cdot C \cdot \frac{dp}{dQ} = \frac{5}{\pi} \cdot V^2 \cdot \frac{dp}{dQ} = U \cdot \frac{dp}{dQ}. \quad (12)$$

Величина, обратная жесткости, именуется гибкостью:  $T = \frac{1}{R}$ .

Таким образом, при малых утечках, по сравнению с расходом, характеристика дросселя будет обуславливать жесткость гидросцепления, а значит, и его характеристику.

Рассмотрим кривую изменения  $q$  от  $p$ , изображенную на фиг. 14. По уравнениям (9) и (10) эта же кривая будет изображать в соответствующем масштабе закон изменения скорости проскальзывания  $n_3$  от передаваемого момента.

Для передачи момента  $M$  при заданном  $n_3$  насос должен подавать расход  $q$  при давлении  $p$ . Применяя дроссели с различными характеристиками, можно получить желаемую точку, идя по разным кривым, например:  $\alpha = 1$  и  $\alpha < 1$ . При изменении передаваемого момента от  $M$  до  $M'$  величина скорости проскальзывания при  $\alpha = 1$  увеличится больше, нежели при  $\alpha < 1$ . Разница передаваемых моментов для одного и другого типа дросселей будет определяться отрезком  $BC$ , а величина жесткости величиной  $\text{ctg } \alpha$ .

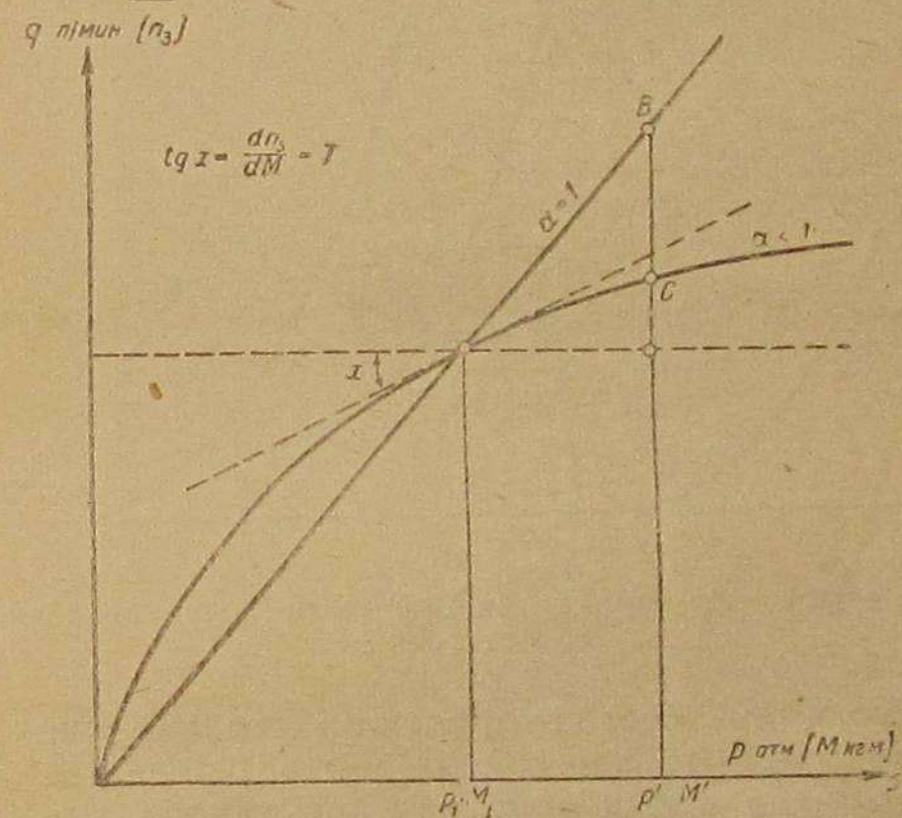
$$R = \frac{dM}{dn_3} = \text{ctg } \alpha \quad \text{и} \quad T = \frac{dn_3}{dM} = \text{tg } \alpha.$$

Чем меньше  $\alpha$ , тем более жесткая характеристика гидросцепления, т. е. тем меньше меняется величина скорости проскальзывания. Чем больше  $\alpha$ , тем более гибкая характеристика гидросцепления.

Для упрощения рассмотрения явления следует  $q_{yt}$  объединить с  $q$  и за характеристику дросселя принимать уравнение

$$Q = n_3 \cdot V = q_{yt} + q = \varphi(p) + K \cdot p^\alpha = k \cdot p^\beta. \quad (13)$$

Правда, в этом случае  $K \neq k$  и  $\beta \neq \alpha$ , хотя они и близки друг к другу. Вследствие этого для каждого гидросцепления придется определять уравнение (13). Относительно  $q_{yt} = \varphi(p)$  можно на основании многочисленных экспериментов заранее утверждать, что это будет линейная функция. Насосы одной и той же серии



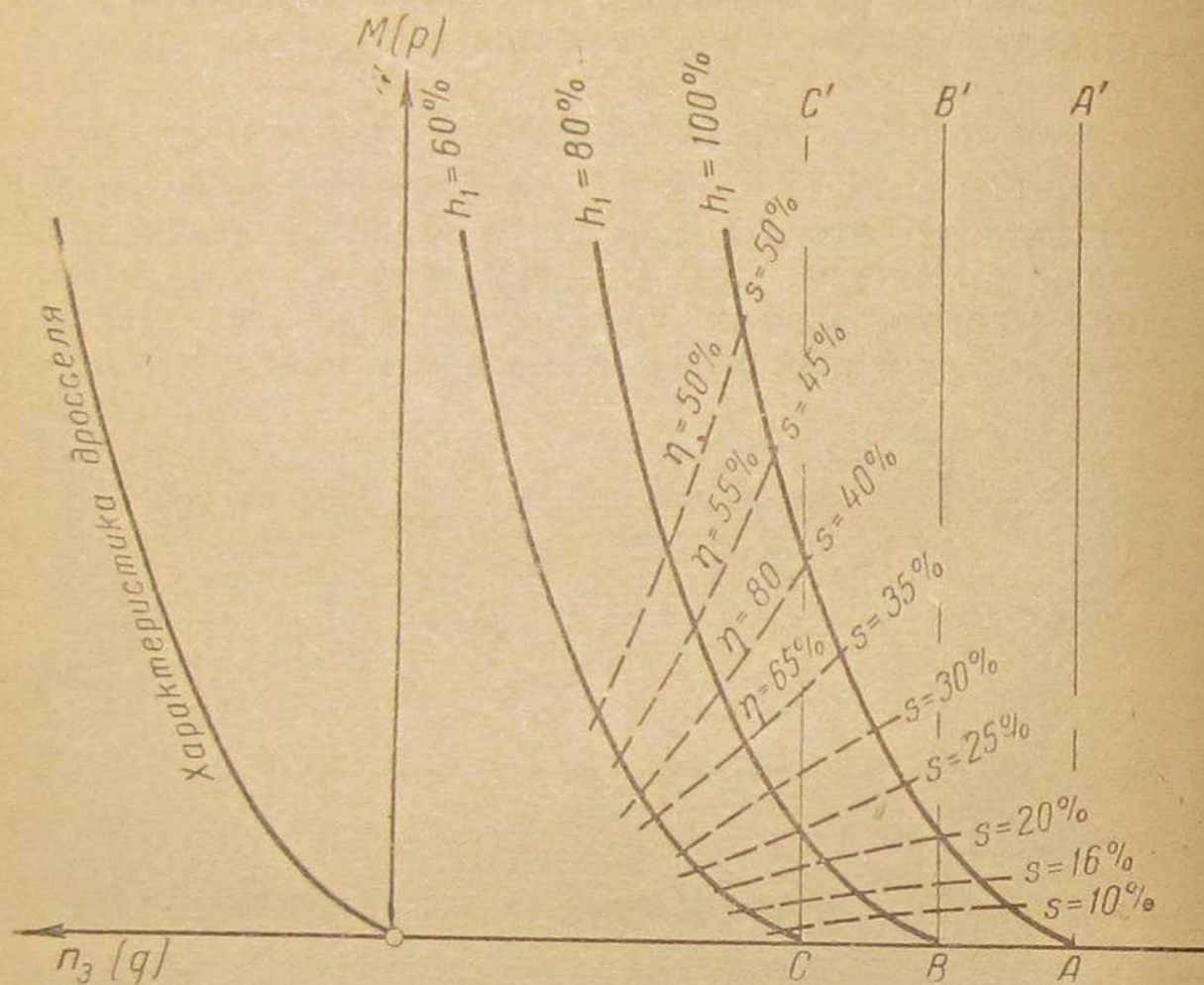
Фиг. 14. Влияние характеристики дросселя на жесткость объемной гидромолы.

обычно имеют эту функцию одинаковой. Подбирая необходимый дроссель по его характеристике  $K \cdot p^\alpha$ , можно без особых трудностей найти  $k \cdot p^\beta$ . При необходимости иметь большие скорости проскальзывания  $q_{yt}$  становится мало по сравнению с расходом дросселя (это и есть обычные условия работы), а поэтому задача сводится к использованию лишь кривой  $K \cdot p^\alpha$ .

Рассмотренные принципиальные свойства объемного гидросцепления дают простой способ построения внешней характеристики гидросцепления объемного типа.

На фиг. 15 слева построена характеристика дросселя  $p = f(q)$ , которая одновременно изображает  $M = f(n_3)$  согласно уравнениям (9) и (10). Справа отложены величины  $n_2$ . Построим вертикальные прямые  $AA'$ ,  $BB'$ ,  $CC'$  и т. д., соответствующие числам обо-

тотов  $n_1 = 100\%$ ,  $n_1 = 80\%$ ,  $n_1 = 60\%$  и т. д. Эти прямые будут изображать внешнюю характеристику абсолютно жесткого сцепления, при которой  $Q = q = q_{\text{ут}} = n_3 = 0$ . Однако при открытии дросселя будет иметь место перетекание жидкости, а следова-



Фиг. 15. Внешняя характеристика объемного гидросцепления и метод ее построения.

тельно, будут иметь место скорости проскальзывания  $n_3$ , отнимая величины которых от каждой из соответственных вертикалей, получим внешнюю характеристику объемного гидросцепления. Пунктиром на этой характеристике нанесены кривые равного скольжения, а значит, и равного к. п. д.

#### 4. ДИНАМИЧЕСКОЕ ГИДРОСЦЕПЛЕНИЕ

Динамические гидросцепления, или динамические гидромуфты, к настоящему времени получили весьма широкое применение на американских легковых машинах высокого класса. Так, например, в образцах 1942 г.<sup>1</sup> (а это был последний год выпуска новых образцов легковых автомашин) целый ряд фирм за особую плату снабдил свои машины автоматическими коробками скоростей вместе с динамическими гидросцеплениями. Фирма Студебекер устанавливает цепь: двигатель — гидросцепление — фрикцион с вакуумным управлением — трехскоростная механическая ко-

<sup>1</sup> Heldt P. M., Gear Shift Developments, „Automotive Industries“, 1941 г., м. 85, № 11.

робка с „овердрайвом“. Фирма Форд на машине Меркури ставит цепь: двигатель — гидросцепление „Ликуаматик“ — фрикцион — полуавтоматическая коробка передач. На Линкольне дополнительно ставится „овердрайв“. Фирма Крейслер на своей 6-цилиндровой модели ставит гидросцепление; на машине Де-Сото устанавливается (за особую плату) гидросцепление с механической коробкой „Симплиматик“. Фирма Кадиллак, по желанию потребителя, ставит коробку передач „Гидраматик“ с гидросцеплением.

О том, насколько широко применяется гидросцепление на автомобилях, может свидетельствовать цифра суточной производительности динамических гидромуфт на заводе фирмы Borg & Beck,<sup>1</sup> которая позволила себе отвести целый пролет своего завода в Чикаго под крупносерийное производство гидромуфт по 200 штук в день на специально изготовленных станках. Чертеж гидросцепления фирмы Borg & Beck дан на фиг. 16. Таким образом, динамические гидромуфты являются признанным автомобильным агрегатом, и разбор объемного гидросцепления должен привести к сравнению двух типов гидравлических муфт: динамической и объемной.

В силу того, что свойства динамического гидросцепления недостаточно точно известны широким кругам автомобильных инженеров, мы считаем своей обязанностью их осветить, дополнив универсальной внешней характеристикой системы и разбором влияния числа лопаток прекрасное изложение этого вопроса, сделанное профессором Шпанхаке<sup>2</sup>.

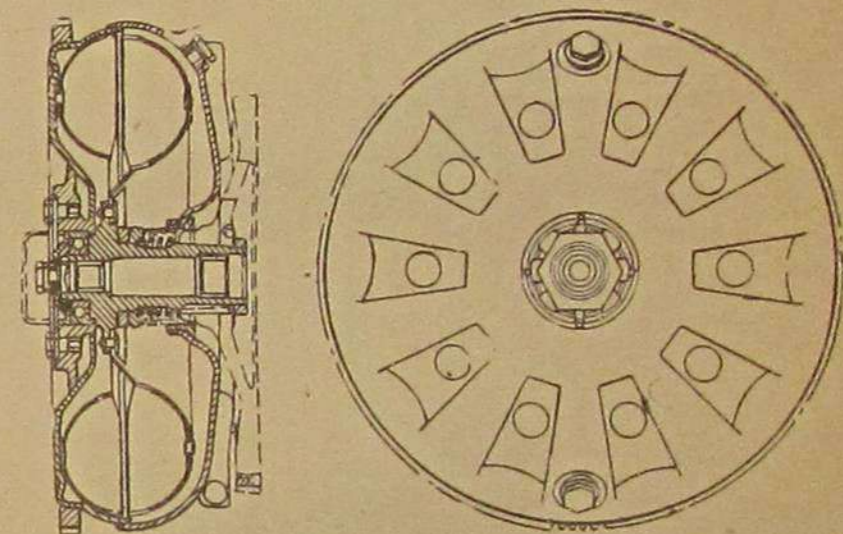
Рабочие органы гидросцепления представляют собою два рабочих колеса в виде двух роторов, перегороженных целым рядом радиально расположенных плоских лопаток. Принудительное вращение ротора заставляет жидкость отбрасываться от центра к периферии, а следовательно, обращает его в обыкновенный центробежный насос.

Создаваемая при этом циркуляция жидкости принудительно заставит вращаться второй ротор, обращая его в гидравлическую турбину. Следовательно, рассматриваемая система представляет собою предельно возможное сближение двух динамических гидромашин. О свойствах такой системы можно сказать следующее:

Создаваемая при этом циркуляция жидкости принудительно заставит вращаться второй ротор, обращая его в гидравлическую турбину. Следовательно, рассматриваемая система представляет собою предельно возможное сближение двух динамических гидромашин. О свойствах такой системы можно сказать следующее:

<sup>1</sup> „Making the Borg & Beck fluid coupling“, „Automotive Industries“, 1941 г. 85, № 8.

<sup>2</sup> Spannhake W., Hydrodynamic Power Transmission for Motor Cars, S. A. E., 1939, т. 45, № 4.



Фиг. 16. Автомобильная гидродинамическая муфта фирмы Borg & Beck.

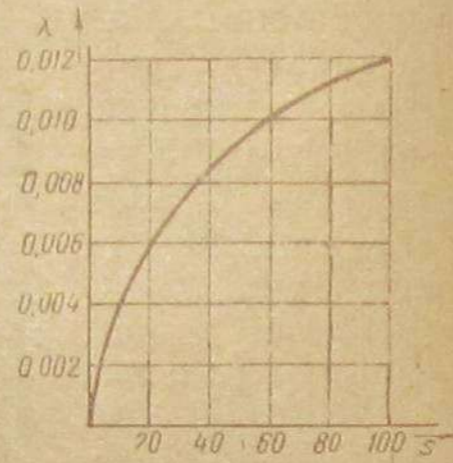
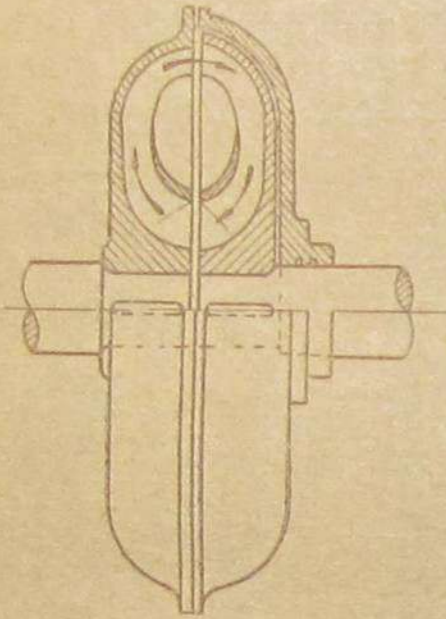
1. Так как фундамент отсутствует, то подводимые и отводимые моменты равны:  $M_1 = M_2$ , и система является муфтой.

2. В системе отсутствует жесткая связь и имеют место потери, поэтому числа оборотов на ведомом и ведущем валах должны быть различны. Величина к. п. д. вместе с величиной скольжения должны составлять 1.

$$\eta = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_1 - (n_1 - n_2)}{n_1} = 1 - s, \quad (2 \text{ в})$$

где  $s = 1 - \frac{n_2}{n_1}$  — скольжение;  $\eta$  — к. п. д. системы.

3. Как и во всяких динамических гидромашинах на изогональных режимах (режимы, для которых скоростные треугольники



Фиг. 17. Общепринятый контур гидродинамической муфты и коэффициент ее внешней характеристики.

будут геометрически подобны), передаваемые моменты будут определяться уравнением

$$M = \lambda \cdot D^5 \cdot n_1^3, \quad (14)$$

где  $D$  — характерный диаметр системы;

$\lambda$  — коэффициент пропорциональности, постоянный (в пределах соблюдения законов динамического подобия) для всех изогональных режимов. Таким образом,  $\lambda = f(s)$  и каждому скольжению соответствует своя величина  $\lambda$ .

На фиг. 17 дана величина  $\lambda = f(s)$  для конструкции, изображенной на том же чертеже, заимствованном из статьи Шпанхаке.

4. Величина  $\lambda = f(s)$  может меняться в зависимости от конструктивных форм (например, при использовании внутреннего тора, что осуществляется в автомобильных конструкциях) или изменением числа лопаток. Число лопаток не может быть произвольно. Например, фирма Форд, применяя стандартное гидросцепление на машинах Меркури и Линкольн, ставит на первых меньшее число лопаток из-за того, что передается меньшая мощность. В табл. 2 указано число лопаток, применяемых в некоторых автомобильных гидросцеплениях.

Тип гидросцепления <sup>1</sup>	Число лопаток на роторе насоса $z_2$	Число лопаток на роторе турбины $z_1$
Фирма Крейслер, машина „Кастом Империаал“	22	24
Фирма Форд, машина Линкольн	27	24
Фирма Крейслер, машина Де-Сото	48	44

Правильно выбранные разные числа лопаток, при прочих равных условиях, позволяют передавать больший момент с меньшим скольжением.

Соображения, которыми следовало бы руководствоваться при выборе числа лопаток, следующие:

1. Наибольшая величина  $\lambda$  (а значит, и наибольший передаваемый момент) может быть достигнута тогда, когда потери в агрегате будут меньше.

2. Потери складываются из гидравлических потерь при протекании потока между лопатками с относительной скоростью и из потерь на удар (на несоответствие направления лопаток вектору относительной скорости при входе на лопатку). Наличие потерь второго типа увеличивает первые, и, следовательно, можно получить значительное уменьшение потерь, устранив потери на удар.

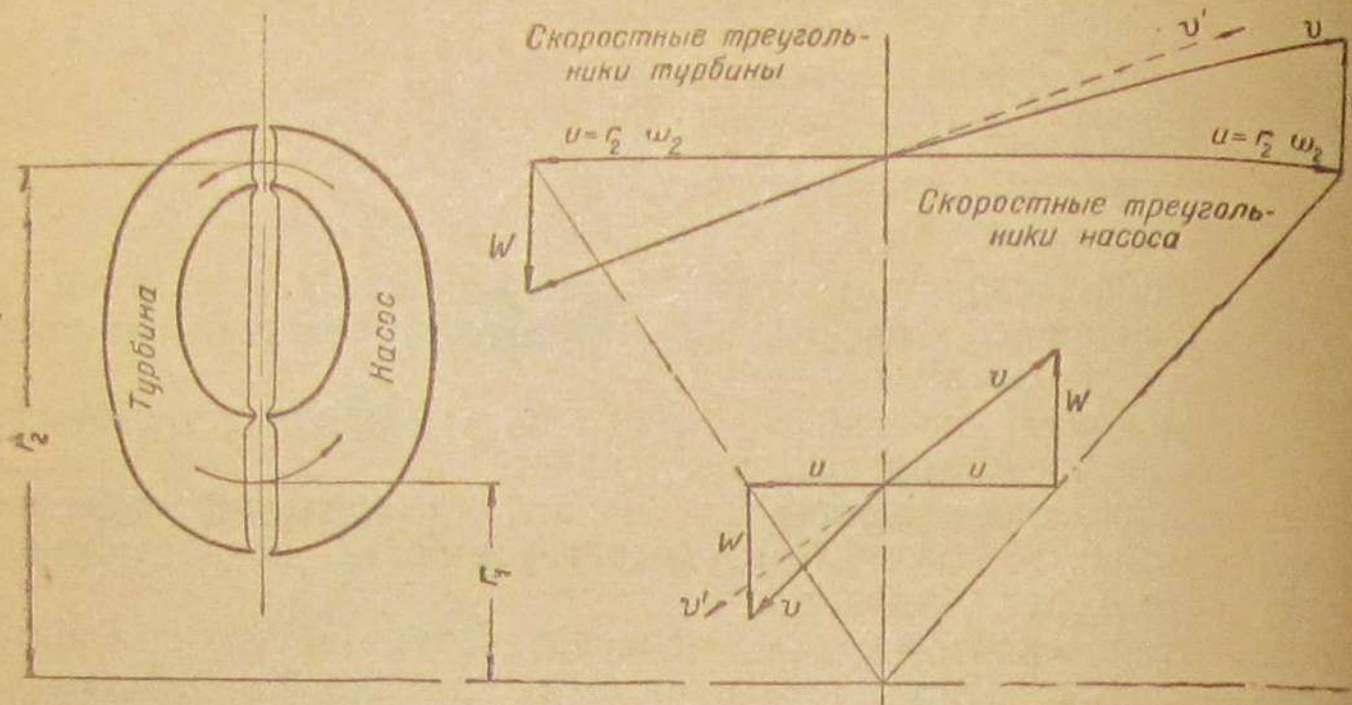
3. Для передачи момента необходимо иметь неравенство  $n_1 > n_2$ , т. е.  $s \neq 0$ . Конечное число лопаток приведет к тому, что ротор насоса не докрутит поток и вектор абсолютной скорости  $v$  заменится вектором  $v'$ . Чем больше число лопаток, тем больше  $v'$  будет сближаться с  $v$ . Однако величина вектора абсолютной скорости  $v'$  при выходе из насоса будет той же для входа в турбину и наличие скольжения может привести к тому, что при входе в турбину вектор относительной скорости  $w$  окажется перпендикулярен к вектору окружной скорости, а следовательно, вход будет безударным (см. фиг. 18).

Вот соображения, по которым выбирается число лопаток насоса. Число лопаток турбины выбирается так, чтобы обеспечить безударный вход на лопатку насоса, причем лопатки турбины, вследствие конечного их числа, недораскручивают поток, и имеют место треугольники, изображенные на той же фиг. 18. Имея  $\lambda = f(s)$ , можно, воспользовавшись уравнением (14), построить внешнюю характеристику динамического гидросцепления для разных чисел оборотов ведущего вала  $n_1$ .

Величина диаметра выбирается так, чтобы при передаче момента, при котором машина должна иметь максимальную скорость, величина скольжения была бы не больше 2,5—3%

<sup>1</sup> Chrysler is First American Car to Adopt the „Fluid Drive“, „Automotive Industries“, 1938, 79, № 26.

( $\eta = 97,5 - 97\%$ ). На фиг. 19, которая с небольшими изменениями заимствована из статьи Шпанхаке, дана внешняя характеристика динамического гидросцепления. Пунктирными кривыми нанесены кривые равного скольжения, а значит, и равного к. п. д.

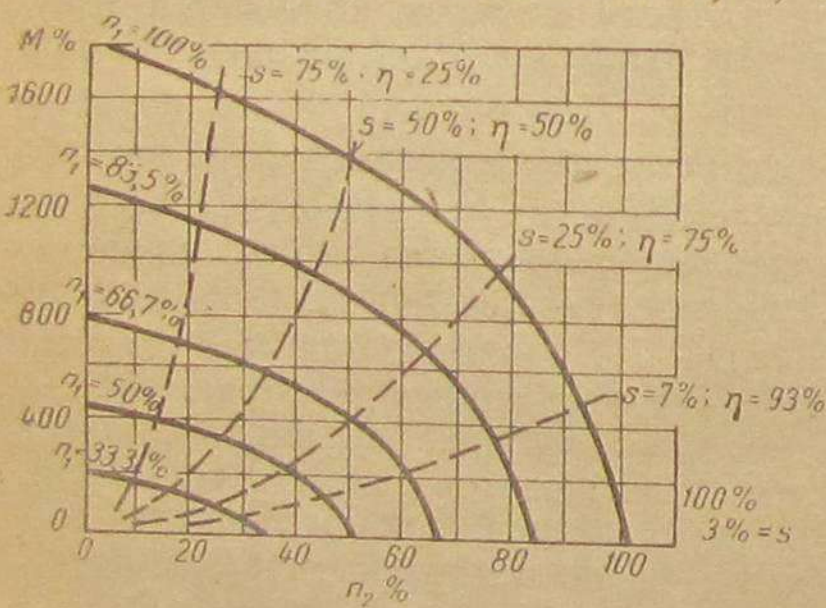


Фиг. 18. Скоростные треугольники гидродинамической муфты.

Рассмотрим теперь совместную работу мотора, динамического сцепления и потребные тяговые моменты, отнесенные к двигателю (величины момента сопротивления автомобиля заимствуем из статьи Шпанхаке)<sup>1</sup>, и получим универсальную внешнюю характеристику системы, изображенную на фиг. 20.

Считаем заданными характеристику двигателя (изображена слева на фиг. 20) и моменты сопротивления движению машины, отнесенные к двигателю для случаев: IV передача на уклонах 0% и 5% и III передача на уклонах 0% и 5% (изображены толстыми кривыми справа на фиг. 20). Предполагаем при этом, что гидросцепление уста-

новлено между двигателем и механической коробкой передач. На том же чертеже сплошными кривыми показана внешняя характеристика гидросцепления при различном числе оборотов двигателя, заимствованная с фиг. 19. Нанесение внешней харак-

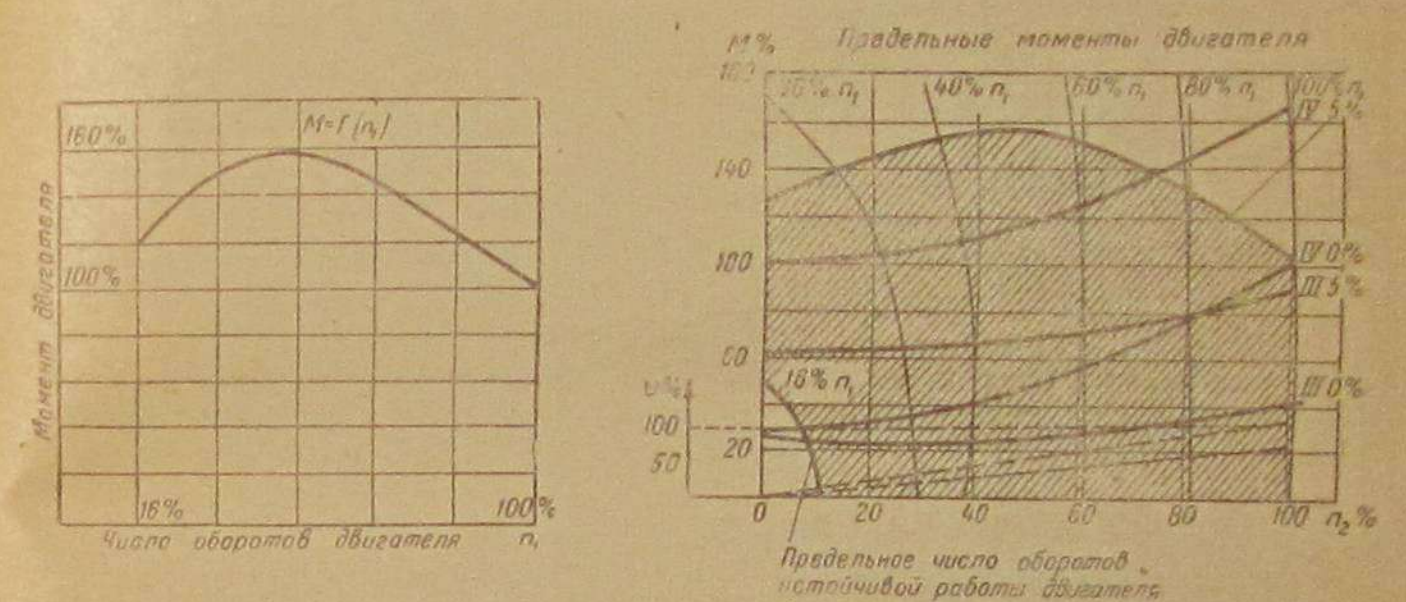


Фиг. 19. Образец внешней характеристики гидродинамической муфты.

теристики двигателя на внешнюю характеристику гидросцепления по соответственным величинам  $n_1$  даст рабочее поле универсальной внешней характеристики, заштрихованное на фиг. 20. Незаштрихованный участок слева внизу означает неустойчивую работу двигателя. Изменение скорости машины осуществляется изменением чисел оборотов двигателя и передаточного числа механической коробки. Величины скоростей указаны двумя толстыми пунктирными прямыми, одна для III передачи и вторая для IV.

Малая величина участка неустойчивой работы двигателя означает полную безопасность работы двигателя при езде по плохим дорогам, на которых происходит пробуксовка ведущих колес. Применение гидросцепления позволяет по-

лучать во всем заштрихованном поле любые, сколь угодно малые, скорости вращения ведущих колес.



Фиг. 20. Универсальная внешняя характеристика системы: двигатель — динамическое гидросцепление — момент сопротивления.

лучать во всем заштрихованном поле любые, сколь угодно малые, скорости вращения ведущих колес.

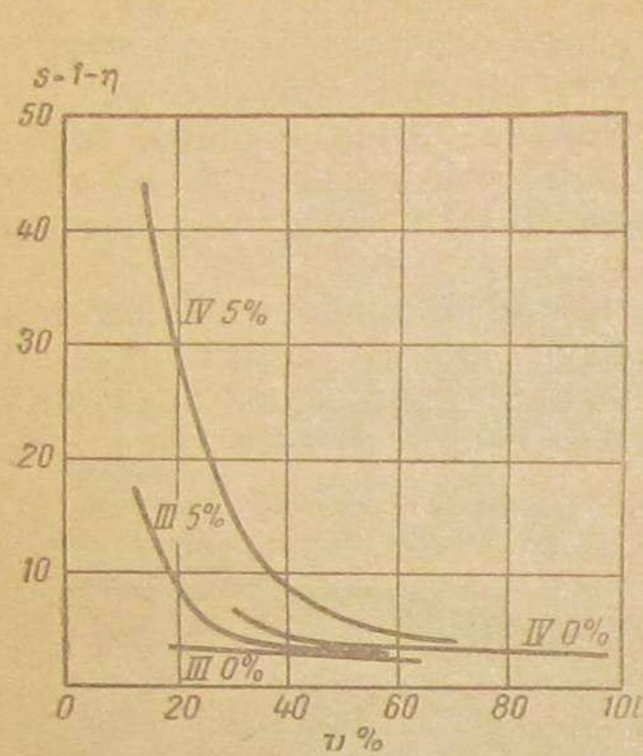
Таким образом, главное достоинство динамического гидросцепления заключается в большом расширении диапазона изменения скоростей в сторону их уменьшения.

Вторым достоинством динамического гидросцепления является комфортабельность, заключающаяся в невозможности получения чрезмерно больших ускорений (рывков). Благодаря этому водитель получает возможность „чувствовать“ машину с автоматической (механической) коробкой передач. Именно второе достоинство привело к установке динамического гидросцепления на лучших образцах американских легковых машин, снабженных автоматическими коробками передач.

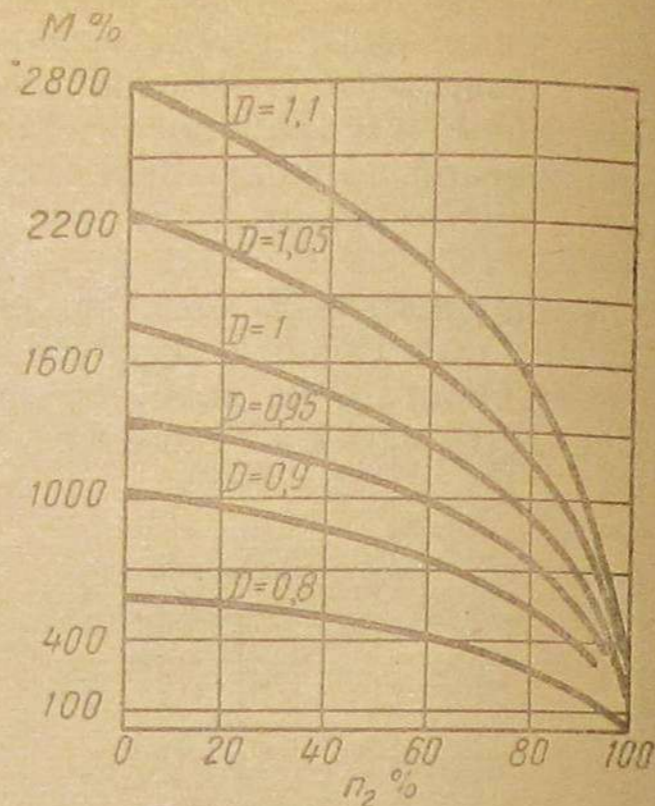
Существует широко распространенное мнение, что система, включающая в себя гидросцепление, не может иметь высокого к. п. д. Это не так. На фиг. 19 пунктиром нанесены кривые равных к. п. д., и если их нанести на универсальную внешнюю характеристику системы, то для каждой кривой момента сопроти-

<sup>1</sup> Вес 1000 кг,  $N = 30$  л.с. и  $v = 100$  км/час (ссылку см. выше).

вления (см. фиг. 20) можно получить к. п. д. как функцию скорости машины, что и было сделано на фиг. 21. Оказывается,

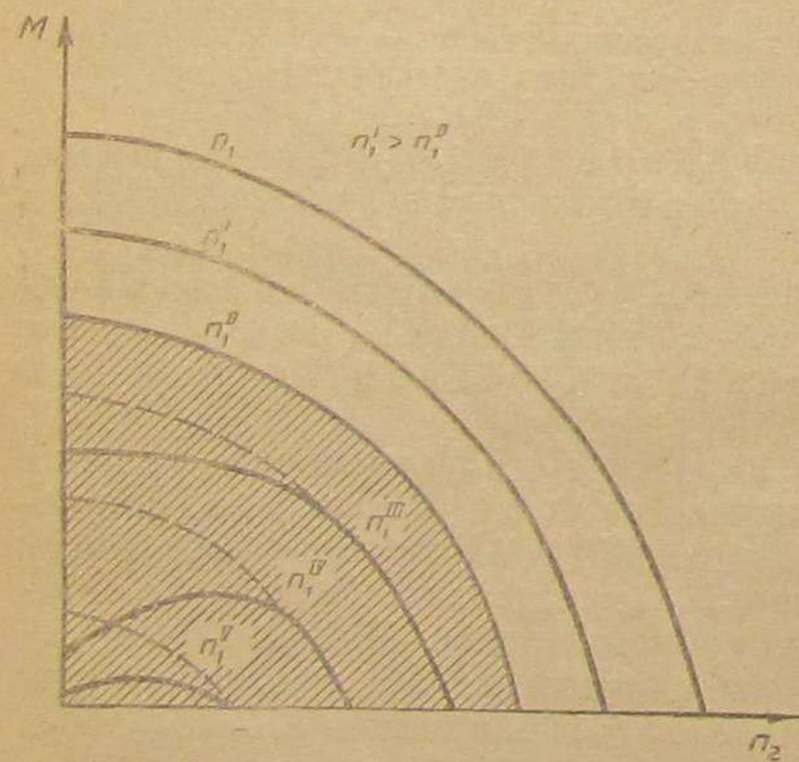


Фиг. 21. Скольжение и к. п. д. динамического гидросцепления на различных режимах движения автомобиля.



Фиг. 22. Влияние диаметра на внешнюю характеристику гидродинамической муфты.

к. п. д. падает лишь при малых скоростях и при преодолении подъемов. На ровной же дороге к. п. д. имеет достаточно высокие значения. Преодоление подъемов и весьма малые скорости имеют обычно



Фиг. 23. Транспортная гидродинамическая муфта и ее внешняя характеристика.

небольшой удельный вес в общем ходовом балансе машины, и поэтому с ними можно примириться. Для повышения к. п. д. следует увеличить диаметр гидросцепления, тогда кривые внешней характеристики резко поднимутся вверх и поднимут с собой

кривые равных к. п. д. Однако тогда увеличивается незаштрихованная область неустойчивой работы двигателя (см. фиг. 22) и тем самым сводится на-нет основное достоинство гидросцепления.

Желание получить высокий к. п. д. и малую область неустойчивой работы двигателя приводит к необходимости осуществления специальных типов транспортных гидромуфт<sup>1</sup>, обладающих нормальной внешней характеристикой при малых скольжениях и резким падением  $\lambda$  при увеличении скольжения на малых  $n_1$  за счет частичного опорожнения. На фиг. 23 показан чертеж подобной транспортной гидромуфты; слева от него — внешняя характеристика, причем заштрихована область работы муфты при неполном заполнении. Пунктиром показаны кривые обычного типа гидромуфт.

Резкое падение  $\lambda$  при больших скольжениях значительно уменьшает незаштрихованную область неустойчивой работы двигателя, сохраняя высокий к. п. д. при нормальной работе системы с небольшими скольжениями.

С точки зрения всех этих свойств общепризнанного динамического гидросцепления и надлежит провести сравнение двух систем: динамической и объемной.

## 5. СРАВНЕНИЕ ОБЪЕМНОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО ГИДРОСЦЕПЛЕНИЙ ПО ИХ ВНЕШНИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Требования, которые предъявляет эксплуатация автомобиля к внешним характеристикам гидросцеплений, следующие:

1. При малых скольжениях (обычные эксплуатационные режимы) характеристика должна быть жесткой и должна передавать достаточно большие моменты при малых скольжениях (чем меньше, тем лучше), что обеспечит высокий к. п. д. при небольших габаритах.

2. При больших скольжениях (малые обороты двигателя) характеристика должна быть гибкой, т. е. не должна обладать большой жесткостью и не должна давать большого увеличения передаваемого момента, что обеспечит устойчивую работу двигателя практически на всех режимах движения и позволит дать сколь угодно малое число оборотов ведущим колесам.

3. Кривые равных к. п. д. по своему характеру в достаточно больших интервалах изменения числа оборотов ведомого вала должны быть эквидистантны кривым момента сопротивления, что даст возможность эксплуатировать машину с высоким к. п. д.

Всем трем требованиям удовлетворяет только динамическое гидросцепление (см. фиг. 24).

Объемное гидросцепление обладает жесткостью, либо увеличивающейся с увеличением скольжения, либо неизменной. Последний случай имеет место при идеальном линейном дросселе.

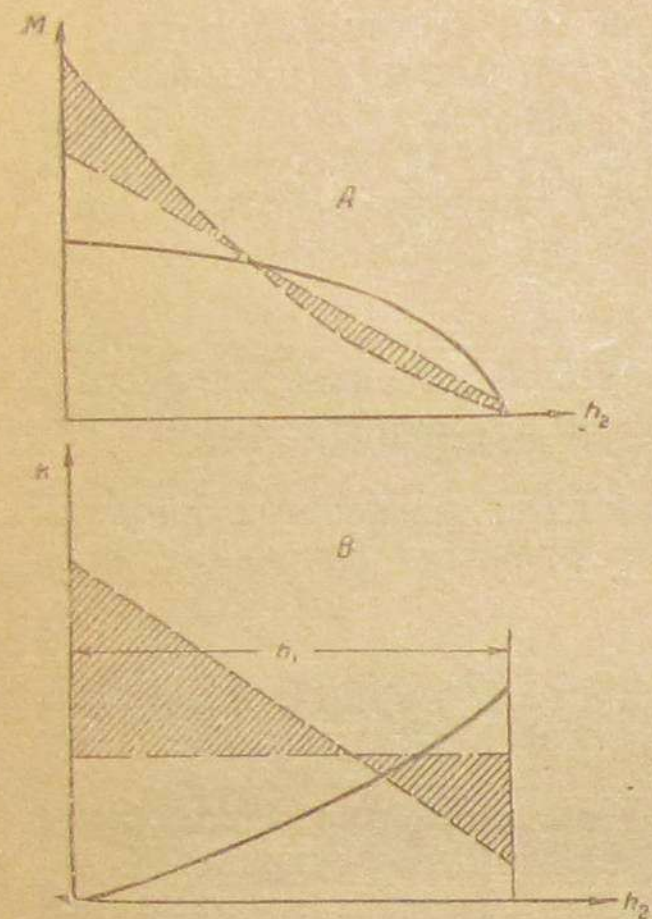
<sup>1</sup> Sinclair, Recent Developments in Hydraulic Couplings, «The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings», 1935, т. 130; там же, 1938, т. 129.

Таким образом, закон изменения жесткости у объемного гидросцепления как раз обратен тому, что требует автомобиль. Для изменения характера кривой жесткости следует объемное гидросцепление применять с переменным открытием дросселя, тогда на малых скольжениях можно сколь угодно снизить жесткость. Однако в этом случае теряется основное свойство гидросцепления — автоматичность.

Водитель должен иметь еще один орган управления, связанный с дросселем объемного гидросцепления.

При малых скольжениях объемное гидросцепление, настроенное на малые скольжения, обладает большей жесткостью, нежели динамическое, что говорит в пользу объемного. Однако из-за утечек малых скольжений практически добиться не удастся (подробнее об этом см. в следующей главе), и поэтому объемное гидросцепление не может эксплуатироваться с высоким к. п. д.

По характеру изменения кривых равных к. п. д. динамическое гидросцепление обеспечивает высокий к. п. д. в большом интервале изменения чисел оборотов двигателя (см. фиг. 19 и 20). Из фиг. 15 следует, что объемное гидросцепление с дросселем нелинейным имеет кривые высоких к. п. д., обладающие кривизной иного знака, нежели кривые сопротивлений машины, отнесенные к гидросцеплению. Это обстоятельство приводит к энергичному падению к. п. д. при уменьшении числа оборо-



Фиг. 24. Сравнение трех гидросцеплений: гидродинамического, объемного с линейной характеристикой и объемного с квадратичной характеристикой. А — сравнение гидросцеплений по внешним характеристикам; В — сравнение гидросцеплений по жесткости.

Обозначение:

- динамическое
- — — — — объемное с линейной характеристикой
- — — — — объемное с квадратичной характеристикой
- ||||| области объемных гидросцеплений

тов двигателя (т. е. при изменении скорости машин). При малых к. п. д. кривизна линий равных к. п. д. меняет знак, однако значения к. п. д. при этом столь малы, что долговременная эксплуатация машины перестает быть экономически целесообразной, а прогресс системы делает неочевидным техническую возможность применения гидросцеплений. Переход на дроссели с линейными характеристиками обратит линии равных к. п. д. в прямые. Хотя прямые и более близки к кривым моментам сопротивления, но,

однако, и здесь будет наблюдаться слишком энергичное падение к. п. д. с уменьшением числа оборотов двигателя.

Следовательно, с точки зрения внешней характеристики объемное гидросцепление не конкурентоспособно по отношению к динамическому.

## 6. О КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОСЦЕПЛЕНИЯ

Помимо общих соображений, касающихся внешних характеристик объемного гидросцепления, немалую роль в вопросах технической возможности и экономической целесообразности применения объемного гидросцепления играет конструкция и ее возможности как гидромашин.

Требования, которые должны предъявляться к гидромашине, должны быть следующие: достаточный рабочий объем, работоспособность на давлениях, достаточных для передачи максимального момента двигателя, компактность и малый вес, небольшой осевой габарит, считаемый по длине вала, а главное — гидромашин должна работать на объемном принципе.

Из существующих объемных гидромашин данным требованиям могут удовлетворять в наибольшей степени ряд конструкций роторных насосов.

Под роторными насосами понимают класс гидромашин, обладающих рядом свойств:

1. Машина должна состоять из трех рабочих органов: статора, ротора и замыкателей.
2. Передача жидкости осуществляется поступательно по объемному принципу с герметичным отделением полости приемной от полости напорной. Рабочий объем образуется в приемной полости, а затем замыкается, причем границами являются ротор, статор и замыкатели.
3. Ротор относительно статора совершает только вращательное движение.
4. Замыкатели и ротор составляют низшую кинематическую пару.

Класс роторных гидромашин может быть разбит на три группы:

1. Коловратные машины, в которых и ротор и замыкатели относительно статора совершают только вращательное движение.
2. Шибберные машины, обладающие замыкателями в виде пластин, совершающих возвратно-поступательное движение около ротора.
3. Поршеньковые машины.

Каждая группа машин подразделяется на машины с плоской кинематикой и пространственной, которые в свою очередь подразделяются на машины с внешней и внутренней кинематикой.

Так, например, группа коловратных машин подразделяется на плоские системы и пространственные (червячные насосы, как то: насосы ИМО, Квимби, неинверсированный МОНО и т. п.). Плоскими системами являются все виды зубчатых насосов, как

с внутренним зацеплением, так и внешним. Сопряженные зацепления, не передающие силовых усилий, дают просто коловратные насосы (например нагнетатели типа РУТА). Так же подразделяются и две остальные группы.

Требование малых осевых габаритов, считаемых по длине вала, исключает все пространственные системы роторных гидромашин и тем самым для рассмотрения остаются следующие роторные гидромашин:

1. Плоские коловратные с внутренним или внешним зацеплением (зубчатые, как наиболее простые).
2. Шиберные плоские (например Вилкерс, Энор, Штурм и т. п.).
3. Поршеньковые плоские (например Лауф-Тома, Ойл-Гир и т. п.).

Гидросцепление на автомобиле должно передавать достаточный момент. Этот достаточный момент должен быть четырех типов: малолитражные легковые с моментом до 10 кгм, среднего литража — до 20 кгм, легковые машины высокого класса — до 35 кгм и тяжелые машины (грузовые и автобусы) — до 70 кгм.

Указанные выше роторные гидромашин, в зависимости от конструкции, могут работать на давлении в 20, 60, 80 и 120 ат без нарушения работоспособности, причем давление в 120 ат может быть достигнуто при достаточных рабочих объемах и высоком к. п. д. лишь поршеньковыми, 60 и 80 ат — шиберными и поршеньковыми и 20 ат может развивать любой из указанных типов.

По уравнению (9) можно определить, каким рабочим объемом должен обладать насос для того, чтобы он мог передать потребный момент,

$$V = \frac{\pi \cdot M}{5 \cdot p}$$

Результат подсчета дан в табл. 3, причем механическими потерями при подсчетах пренебрегли. Их учет даст увеличение передаваемого момента в  $\frac{1}{\eta}$  раз.

Таблица 3

M кгм	P ат	20	60	80	120
10	V	0,313	0,1045	0,0787	0,0523
	n <sub>max</sub>	850	1,000	1,500	1,500
20	N <sub>max</sub>	10,5	14,2	21	21
	V	0,626	0,209	0,1574	0,1046
35	n <sub>max</sub>	600	750	1000	1000
	N <sub>max</sub>	16,8	21	28	28
70	V	1,095	0,366	1,275	0,847
	n <sub>max</sub>	600	750	1000	1000
	N <sub>max</sub>	29,3	36,7	49	49
	V	2,19	0,732	0,551	0,366
	n <sub>max</sub>	600	600	750	750
	N <sub>max</sub>	48,9	58,7	73,4	73,4

Числа оборотов брались по данным существующих объемных гидромашин, а также из книги Башта „Основы расчетов и выбора гидравлического привода“ (1937). Принятие меньших чисел оборотов для насосов с большим рабочим объемом является следствием желания иметь постоянные (предельные) скорости масла в коммуникационных каналах. При увеличении размеров насоса рабочий объем растет пропорционально кубу линейного размера, а площади — квадрату, поэтому уменьшение числа оборотов при увеличении V может компенсировать отставание увеличения площади поперечного сечения каналов.

Шестеренчатые насосы существующих размеров имеют объем до 0,115 л, шиберные типа Вилкерс — до 0,25 л, а Энор — до 1 л, поршеньковые — до 1,3 л. Таким образом, с точки зрения рабочего объема, можно говорить о технической возможности применения шиберных или поршеньковых насосов в качестве объемного гидросцепления при работе на высоких давлениях (напомним, что рекламируемая в периодической печати система Фрезер как раз относится к последнему типу).

Посмотрим, какой номинальной мощностью должен обладать такой насос для того, чтобы он мог быть использован в качестве объемного гидросцепления,

$$N_{max} = \frac{M \cdot n_{max}}{716}$$

Результат подсчета дан в табл. 3.

Большая величина номинальной мощности свидетельствует о больших весах и габаритах подобного гидросцепления. Так, например, для момента в 70 кгм потребуются насосы весом в сотни килограммов, подобно тем, которые используются на крупных судах в виде гидропровода к рулевому устройству. Габариты не позволяют их использовать на автомобиле. И только для малолитражных машин можно говорить о технической возможности применения объемного гидросцепления.

Кроме того, из-за утечек система абсолютно жесткой быть не может, причем величина проскальзывания будет обуславливаться утечками, которые обычно зависят линейно от давления. Из уравнения (10) величина  $Q = V n_3$ , которая при закрытом дросселе должна быть равна утечкам, т. е.

$$V \cdot n_{max} \cdot (1 - \eta_{0,max}) \cdot \frac{p}{p_{max}}$$

откуда

$$n_3 = n_{max} \cdot (1 - \eta_{0,max}) \cdot \frac{p}{p_{max}} \quad (15)$$

где  $\eta_{0,max}$  — объемный к. п. д. насоса при максимальном давлении. Для шестеренчатых насосов при  $p = 20$  ат  $\eta_{0,max} = 85\%$ , для Вилкерса при  $p = 80$  ат  $\eta_{0,max} = 85\%$  и для поршенькового

насоса при  $p = 80 \text{ ат}$   $\eta_{0, \max} = 90\%$ <sup>1</sup>. Если даже  $n_{\max} = 1000$ , то в самом лучшем случае при  $p = p_{\max}$   $n_a = 100$ , и к. п. д. гидросцепления при закрытом дросселе будет равен 95%, что много меньше к. п. д. динамического гидросцепления.

Кроме того, конструктивные особенности роторных насосов часто приводят к неравномерной подаче, что должно привести к непрерывным рывкам при передаче момента. Шестеренчатые насосы при любом зацеплении дают неравномерную подачу, поэтому для гидросцепления можно использовать только шиберные или поршеньковые насосы со специальной шлифовкой направляющих на статоре, обеспечивающие равномерную подачу.

Последние два типа насосов относятся к числу дорогих машин, требующих материалов высокого качества (вплоть до быстрорежущей стали для шибера) и крайне сложных в изготовлении. Таким образом, с точки зрения технологии и стоимости они неконкурентоспособны по отношению к динамическому гидросцеплению.

Наконец, существование большого числа трущихся поверхностей, находящихся под воздействием больших усилий, делает машины неработоспособными при повышении температуры из-за выдавливания смазки. Малые количества рабочей жидкости и относительно малые смоченные поверхности затрудняют теплоотдачу и приводят к большим температурам при эксплуатации. Таким образом, эта система не может обладать работоспособностью при продолжительной эксплуатации. Зато динамическое гидросцепление при повышении температуры (до тех пор, пока не произойдет разложения масла) дает понижение гидравлических потерь, а значит, улучшение его передаточных свойств.

Отсутствие металлического соприкосновения (кроме мало нагруженных подшипников) почти полностью исключает предел работоспособности динамического гидросцепления, которое и в этом случае оказалось выгоднее объемного.

## 7. ВЫВОДЫ

1. Объемное гидросцепление не может быть преобразователем крутящего момента, который передается без изменения:  $M_1 = M_2$ .
2. К. п. д. зависит от отношения чисел оборотов ведомого вала к оборотам ведущего

$$\eta = \frac{n_2}{n_1} = 1 - s.$$

3. Уменьшение числа оборотов ведомого вала может происходить лишь за счет потери мощности, идущей на продавливание рабочей жидкости через дроссель.
4. Величина проскальзывания и его характер зависят целиком

<sup>1</sup> Прокофьев В. Н., Исследование насоса с наклонной шайбой, обладающего бесконечно длинными шатунами. Диссертация, МВТУ, 1940.

от рабочего объема гидромашин и характеристики дросселя. Характеристика дросселя выражается уравнением  $q = K \cdot p^\alpha$ , причем показатель степени  $\alpha$  изменяется от  $1/2$  до 1 (весьма редко опускаясь до 0,38 и поднимаясь до 1,15).

5. Для равномерно работающих систем приходится выбирать дроссели с  $\alpha = 1/2$ , что избавляет систему от опасностей засорения и обеспечивает жесткость характеристики.

6. Величина передаваемого момента пропорциональна давлению в системе  $M = \frac{5}{\pi} \cdot V \cdot p$ , где  $V$  — рабочий объем.

7. Жесткость характеристики гидросцепления

$$R = \frac{dM}{dn_3} = \frac{5}{\pi} \cdot V^2 \cdot \frac{dP}{dQ},$$

где  $Q$  — геометрический расход насоса.

8. На нормальных эксплуатационных режимах автомобиля объемное гидросцепление менее жестко из-за утечек в системе, и поэтому оно неконкурентоспособно по сравнению с динамическим.

9. Объемное гидросцепление может дать большое скольжение только при регулировке дросселя; следовательно, система не автоматична и усложняет управление машиной, требуя от водителя достаточной квалификации.

10. Объемное гидросцепление дает худшие к. п. д. по сравнению с динамическим в обычных условиях эксплуатации.

11. С точки зрения габаритов и рабочего объема существующих роторных гидромашин в качестве объемного гидросцепления можно использовать лишь шиберные и поршеньковые машины с плоскостной кинематикой (например типа Вилккерс и Лауф-Тома) на малолитражных машинах.

12. Из-за утечек система абсолютно жесткой быть не может, и

$$\eta_{\max} \approx \frac{n_1 - 100}{n_1} \cdot 100\%,$$

что позволяет объемному гидросцеплению по  $\eta_{\max}$  приближаться к динамическому при больших числах оборотов двигателя.

13. Объемное гидросцепление обладает пределом работоспособности, обусловленным температурой и давлением (в зависимости от передаваемого момента), поэтому каждая конструкция должна будет проходить специальную проверку в тяжелых условиях работы.

14. В объемном гидросцеплении могут иметь место износы, а поэтому срок его службы ограничен.

15. Считаем, что объемное гидросцепление не имеет по сравнению с динамическим преимуществ, и в дальнейшем следует работать над динамическими гидромуфтами.



МЕЗИН И. С.,

кандидат технических наук

## ПРИМЕНЕНИЕ ГЛУБОКОГО БАРБОТАЖА ДЛЯ ОЧИСТКИ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

В статье рассмотрено влияние гидродинамической характеристики очистителя на соотношение между генераторным газом и воздухом в рабочей смеси и на основе теоретических выводов о наиболее выгоднейшей характеристике предложен новый принцип действия водяного очистителя, в котором осуществлен глубокий барботаж, ощутимо улучшающий очистку газа. В статье изложена теория этого очистителя и приведены результаты его экспериментальной проверки в лаборатории.

### 1. ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОЧИСТИТЕЛЯ НА ПРОПОРЦИЮ МЕЖДУ ГАЗОМ И ВОЗДУХОМ В РАБОЧЕЙ СМЕСИ

Газ при выходе из генератора увлекает с собой золу, сажу и мелкие частицы угля. Эти механические примеси, попадая в двигатель, загрязняют картерное масло, вследствие чего из-за повышенных износов сокращается срок службы поршней, поршневых колец, цилиндров и других трущихся деталей двигателя. Поэтому генераторный газ перед его поступлением в двигатель подвергается сперва грубой, а затем тонкой очистке.

При грубой очистке задерживается относительно большое количество уносов в виде крупных частичек угля и спекшейся золы. Осуществление грубой очистки газа на автомобиле или на тракторе не представляет больших технических трудностей.

В процессе тонкой очистки газа должны задерживаться мельчайшие пылевые частички. Основная их масса (92—95%) имеет размер от 10 до 60 микронов и отличается большой парусностью, т. е. свойством легко уноситься газом во взвешенном состоянии. Поэтому осуществить удовлетворительную тонкую очистку газа на автомобиле или на тракторе весьма трудно.

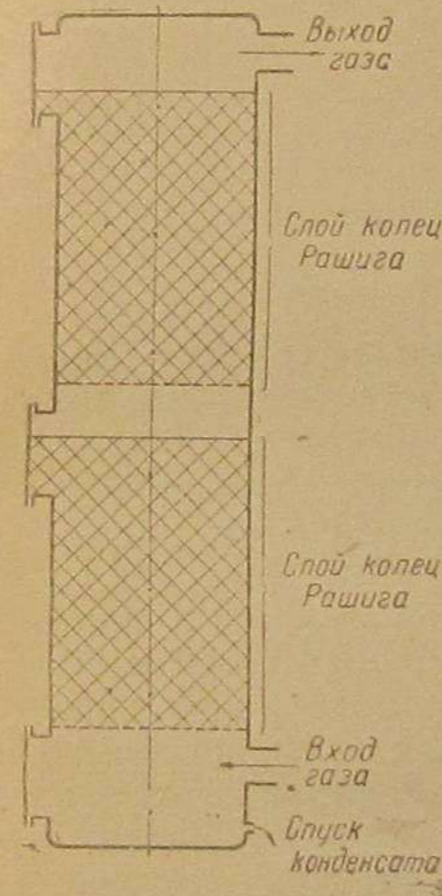
В настоящее время получили распространение следующие принципиально различные тонкие очистители генераторного газа:

- 1) матерчатые фильтры;
- 2) фильтры с набивками;
- 3) очистители с кольцами Рашига;
- 4) барботажные жидкостные очистители.

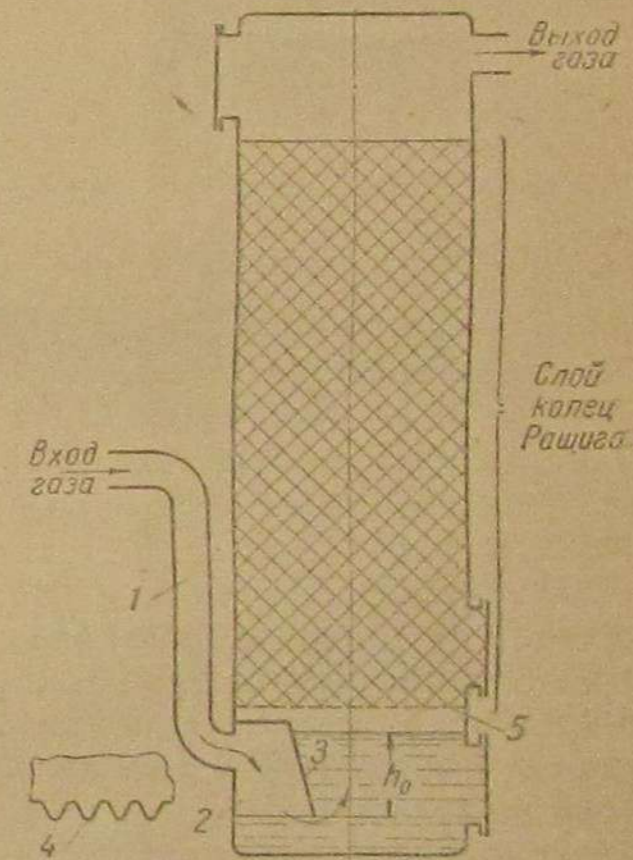
Матерчатые фильтры осуществляют идеальную очистку газа, но они применимы только для высокоуглеродных топлив с низкой влажностью (например для древесного угля, антрацита, кокса и пр.), при которых исключается засмаливание или увлажнение конденсатом материи фильтра.

Фильтры с набивками применяются главным образом как контрольные. При грязном газе уход за ними весьма трудоемок.

Для тонкой очистки газа, полученного из битуминозного топлива, применяются очистители с кольцами Рашига. Очиститель такого типа представляет собой цилиндрический резервуар (фиг. 1), наполненный множеством (25—30 тыс.) металлических колец, имеющих диаметр и высоту 10—15 мм. Газ, проходя снизу



Фиг. 1. Схема тонкого очистителя с кольцами Рашига.



Фиг. 2. Схема тонкого очистителя с кольцами Рашига и с водяным барботажом.

вверх через слой колец, совершает зигзагообразные движения, ударяется о кольца и, оставляя на их поверхности угольную пыль, очищается. Тонкая очистка газа достигается благодаря тому, что кольца имеют большую поверхность (у очистителя ГАЗ-42 она равна 35 м<sup>2</sup>). Качество очистки газа улучшается, если поверхность колец Рашига увлажнена. В таблице приведены результаты опытов инж. М. С. Коренева (НАТИ), показывающие влияние конденсата, выделяющегося в слое колец Рашига, на качество очистки газа.

Для тонкой очистки газа некоторое распространение получили очистители с гидравлическим затвором, при котором происходит пробулькивание газа (барботаж) через слой жидкости (воды, масла, керосина и пр.).

В барботажном очистителе (см. фиг. 2) газ, поступающий через патрубок 1, вытесняет воду из коробки 2 и, огибая снизу стенку 3, пробулькивается через слой воды, имеющей высоту 40–60 мм. Чтобы получить дробление газового потока, стенка 3 внизу имеет зубчатый край 4. Генераторный газ, проходя через воду, захватывает с собой брызги воды и поступает с ними в слой колец Рашига, которые расположены выше сетки 5 и предназначены для улавливания тонкой пыли.

Таблица  
Влияние конденсата на качество очистки газа в слое колец Рашига

Конденсат, выделенный на кольцах Рашига в г/м <sup>3</sup> газа	Количество пыли, задержанное очистителем за 20 час. работы в г	Пылесодержание в газе в г/м <sup>3</sup>		Коэффициент очистки газа в %
		до тонкого очистителя	после тонкого очистителя	
Нет	50	0,30	0,25	16
22	155	0,28	0,17	39
61	195	0,26	0,12	54
73	240	0,32	0,12	63

Очистка газа может быть улучшена барботажем только тогда, если газовый поток, проходя через слой воды, хорошо дробится, а слой воды достаточно велик, т. е. составляет 200–300 мм. Существующие до сего времени барботажные очистители не удовлетворяют этим двум требованиям. Вследствие недостаточного дробления газового потока большая часть угольной пыли, подлежащей удалению из газа, не соприкасается с водой и проносится через ее слой, находясь внутри газовых пузырей во взвешенном состоянии. Значительно увеличить высоту барботирующего слоя жидкости, сохранив принцип очистки газа, согласно фиг. 2, нельзя, так как этот очиститель имеет такую гидродинамическую характеристику, которая не способна обеспечить постоянство пропорции газа с воздухом при различных расходах рабочей смеси. Поясним это следующим рассуждением.

Сопротивление  $h_b$  воздушной заслонки смесителя при неизменном ее положении всегда прямо пропорционально квадрату расхода воздуха  $V_b$  (м<sup>3</sup>/час при 0° и 760 мм рт. ст.), т. е.

$$h_b = k_b V_b^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (1)$$

Здесь коэффициент  $k_b$  является постоянным для различного расхода воздуха, но его величина зависит от диаметра воздушной заслонки и от угла ее открытия.

Если очиститель газогенераторной установки не имеет гидравлического затвора с постоянным уровнем жидкости, то, согласно нашим опытным наблюдениям, сопротивление  $h_r$  всей газогене-

раторной установки также прямо пропорционально квадрату расхода газа  $V_r$  (м<sup>3</sup>/час при 0° и 760 мм рт. ст.), т. е.

$$h_r = k_r V_r^2 \text{ мм вод. ст.,} \quad (2)$$

где коэффициент  $k_r$  постоянен для различного расхода газа, но зависит от размеров газогенераторной установки и от ее засоренности.

В смесителе гидростатические давления газа и воздуха равны между собой, поэтому

$$h_b = h_r, \quad (3)$$

а следовательно,

$$k_b V_b^2 = k_r V_r^2,$$

откуда

$$\frac{V_b}{V_r} = \sqrt{\frac{k_r}{k_b}}. \quad (4)$$

С другой стороны, потребный расход воздуха равняется

$$V_b = \alpha L_0 V_r \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;

$L_0$  — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания газа, зависящее только от химического состава газа, так как

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (5)$$

откуда

$$\alpha = \frac{V_b}{L_0 V_r}, \quad (6)$$

а после замены  $\frac{V_b}{V_r}$  согласно уравнению (4) получаем

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \sqrt{\frac{k_r}{k_b}}. \quad (7)$$

Выражениями (4) и (7) мы доказали, что если газогенераторная установка не имеет гидравлического затвора с постоянным уровнем жидкости, то пропорция между газом и воздухом, а в случае постоянства химического состава газа и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  не зависят от расхода газа или от расхода рабочей смеси.

Уравнение (7) показывает, что при данной газогенераторной установке коэффициент избытка воздуха зависит только от химического состава газа ( $L_0$ ), от засоренности газогенераторной установки ( $k_r$ ) и от угла открытия воздушной заслонки смесителя ( $k_b$ ).

Как влияет на коэффициент избытка воздуха изменение расхода газа в том случае, когда очиститель газа имеет один или несколько гидравлических затворов? Выясним этот весьма важный для работы двигателя вопрос.

Пусть общая высота слоя воды равна  $h_0$  мм. Тогда сопротивление всей газогенераторной установки можно представить так:

$$h_r = k_r V_r^2 + h_0 \text{ мм вод. ст.}, \quad (8)$$

причем сопротивление гидравлического затвора постоянно при любых расходах газа и численно равно  $h_0$  мм вод. ст. На основании уравнений (1), (3) и (8) имеем, что  $k_B V_B^2 = k_r V_r^2 + h_0$ , откуда

$$\frac{V_B}{V_r} = \sqrt{\frac{1}{k_B} \left( k_r + \frac{h_0}{V_r^2} \right)}, \quad (9)$$

т. е. пропорция между воздухом и газом в рабочей смеси при наличии гидравлического затвора уже зависит от расхода газа  $V_r$ , отнесенного к условиям  $0^\circ$  и 760 мм рт. ст.

На основании уравнения (6) коэффициент избытка воздуха при таком очистителе будет равен

$$\alpha = \frac{1}{L_0 \sqrt{k_B}} \sqrt{k_r + \frac{h_0}{V_r^2}}. \quad (10)$$

Следовательно, по мере уменьшения расхода газа  $V_r$  коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  возрастает, т. е. рабочая смесь становится беднее, причем степень этого обеднения тем больше, чем выше уровень гидравлического затвора  $h_0$ . Это изменение  $\alpha$  показано кривыми II, III и IV на фиг. 3. Чтобы построить кривые, потребовалось в уравнении (10) исключить неизвестные постоянные коэффициенты  $k_r$  и  $k_B$  при помощи следующего приема.

Расход газа  $V_r$  при полном дросселе смеси, при  $\alpha = 1$  и при  $n = 1800$  об/мин условно был принят за единицу, но попрежнему был отнесен к нормальным физическим условиям ( $0^\circ$  и 760 мм рт. ст.). Далее было принято, что при  $V_r = 1$  сопротивление газогенераторной установки за вычетом сопротивления гидравлического затвора составляет  $h_r'$  мм вод. ст., т. е.

$$h_r' = h_r - h_0 = k_r V_r^2 = k_r,$$

поэтому

$$\alpha = \frac{1}{L_0 \sqrt{k_B}} \sqrt{h_r' + \frac{h_0}{V_r^2}}. \quad (11)$$

Для полностью открытого дросселя смеси (когда  $\alpha = 1$ ,  $V_r = 1$ ) получаем уравнение

$$1 = \frac{1}{L_0 \sqrt{k_B}} \sqrt{h_r' + h_0}. \quad (12)$$

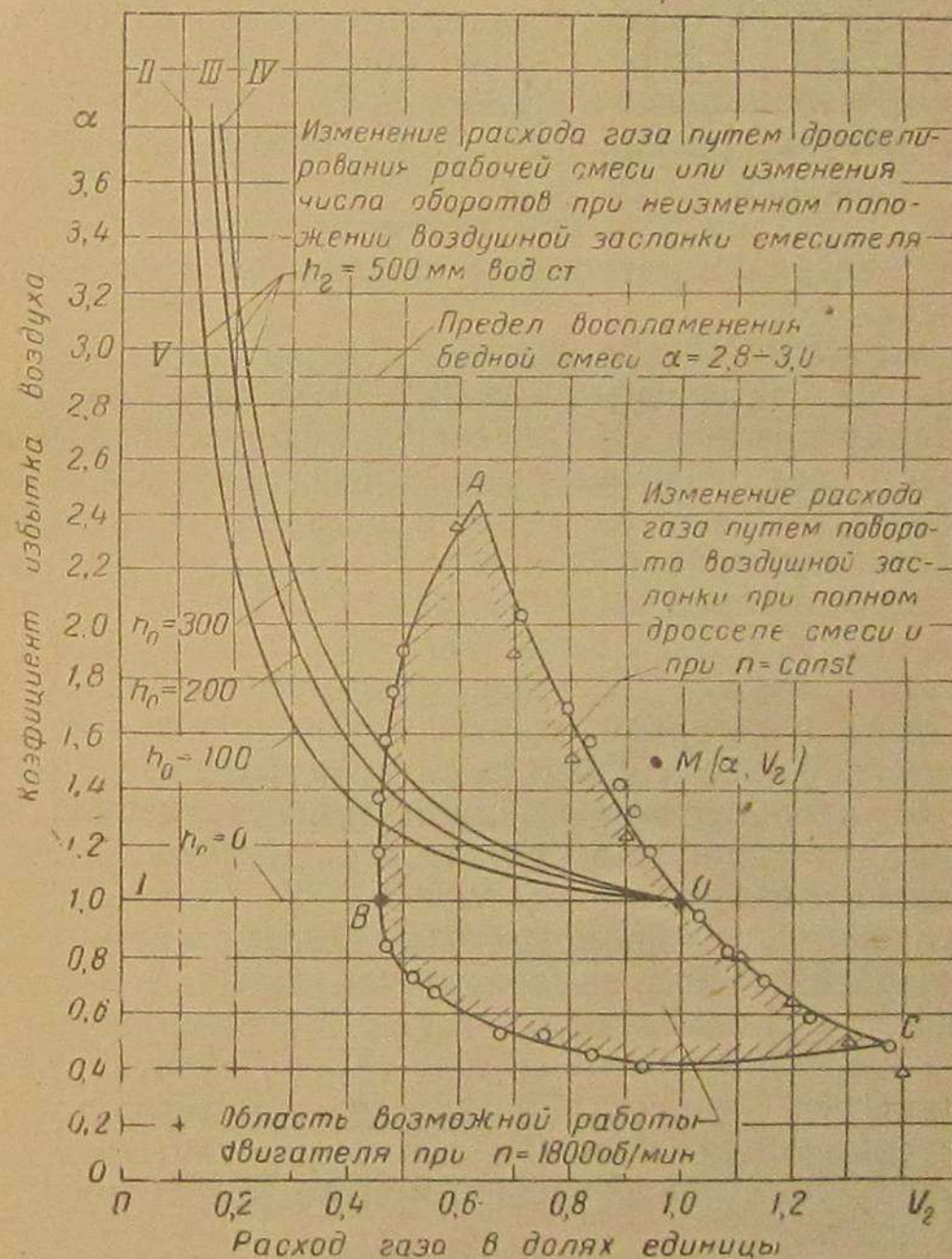
Разделив почленно уравнение (11) на уравнение (12), получим, что для произвольного расхода газа

$$\alpha = \sqrt{\frac{h_r' + \frac{h_0}{V_r^2}}{h_r' + h_0}}. \quad (13)$$

Примем, наконец, для нашего частного случая  $h_r' = 500$  мм. Тогда при  $h_0 = 0$   $\alpha = 1 = \text{const}$ , т. е. коэффициент избытка воздуха может быть выражен горизонтальной прямой (см. прямую I на фиг. 3); при  $h_0 = 100$  мм

$$\alpha = \sqrt{\frac{5 + \frac{1}{V_r^2}}{6}} \text{ (кривая II);}$$

ABC - изменение расхода газа при холостом ходе и при  $n = \text{const}$



Фиг. 3. Диаграмма  $\alpha$ ,  $V_r$  качества смеси при различных способах ее регулирования.

при  $h_0 = 200$  мм

$$\alpha = \sqrt{\frac{5 + \frac{2}{V_r^2}}{7}} \text{ (кривая III);}$$

и при  $h_0 = 300$  мм

$$\alpha = \sqrt{\frac{5 + \frac{3}{V_r^2}}{8}} \quad (\text{кривая IV}).$$

Как может повлиять на работу двигателя такое непостоянство коэффициента избытка воздуха?

Чтобы ответить на этот вопрос, нам потребуется рассмотреть поведение двигателя при всех возможных способах регулирования газовой смеси, при любых нагрузках (от нуля до максимума) и при различном числе оборотов.

Напомним, что прямая I и кривые II, III и IV характеризуют  $\alpha$ , когда изменяется расход газа при неизменном положении воздушной заслонки смесителя (т. е. при  $k_b = \text{const}$ ). Здесь совершенно безразлично, каким путем изменяется расход газа: за счет ли числа оборотов или благодаря дросселированию рабочей смеси.

Кривые II, III и IV абстрактны. Они построены без учета условий, допускающих работу двигателя на газе, так как проведены за границу предела воспламенения бедной смеси (прямая V), который наступает у генераторного газа, полученного из дров, при  $\alpha = 2,8 \div 3,0$ . Поэтому, чтобы в системе координат  $\alpha, V_r$  найти область, где работа двигателя при заданной высоте  $h_0$  гидравлического затвора была бы возможна, требуется построить кривые пограничных состояний двигателя.

Для каждого заданного числа оборотов в минуту рабочее состояние двигателя ограничивается двумя условиями: холостым ходом, когда коэффициент избытка воздуха изменяется по кривой ABC (фиг. 3), и работой при полном дросселе смеси, когда  $\alpha$  следует закону  $\alpha = F(V_r)$  по кривой AOC. Кривая ABC получена автором опытным путем на двигателе ЗИС-21 при  $n = 1800$  об/мин. Расход газа изменялся одновременным воздействием на заслонки воздуха и рабочей смеси, причем количество смеси увеличивалось по мере ухудшения ее качества. Точка B этой кривой, лежащая на прямой I для  $h_0 = 0$  и  $\alpha = 1$ , соответствует наибольшему прикрытию дросселя смеси и наименьшему расходу газа, а конечные точки A и C — полному открытию дросселя смеси и наихудшему ее качеству, причем для точки C расход газа наибольший.

Другая пограничная кривая AOC показывает изменение  $\alpha$  у двигателя ЗИС-21 как функцию расхода газа при полностью открытом дросселе смеси и при том же постоянном числе оборотов в минуту. Изменение расхода газа производилось путем различного дросселирования воздуха, поступающего в смеситель, т. е. путем изменения коэффициента  $k_b$ . Точка O, для которой  $\alpha = 1$ , соответствует наибольшему крутящему моменту двигателя и расходу газа, принятому за единицу, а точки A и C — холостому ходу.

Кривая AOC может быть найдена также теоретически следующим рассуждением. Расход рабочей смеси, поступающей в двигатель и отнесенной к 0° и 760 мм рт. ст., равен

$$V_c = V_r + V_b = V_r + \alpha L_0 V_r \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $V_r$  — расход газа в  $\text{м}^3/\text{час}$  при 0° и 760 мм рт. ст.;  
 $V_b$  — расход воздуха в  $\text{м}^3/\text{час}$  при 0° и 760 мм рт. ст.;  
 $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газа.  
 Следовательно,

$$V_c = V_r (1 + \alpha L_0) \text{ м}^3/\text{час}. \quad (14)$$

Но объемный расход рабочей смеси, отнесенной к условиям во всасывающем коллекторе, где господствуют температура  $t_k$  и разрежение  $h_k$ , будет равен

$$V_c = \frac{760 (273 + t_k)}{(760 - h_k) 273} V_r (1 + \alpha L_0). \quad (15)$$

При составлении этого уравнения было принято, что давление окружающего воздуха равно 760 мм рт. ст., а расход газа выражен в долях единицы.

Пусть при полном открытии дросселя смеси, когда  $V_r = 1$  и  $\alpha = 1$ , разрежение в коллекторе будет  $h'_k$ , а температура, сохраняющаяся неизменной, —  $t_k$ . Тогда объемный расход смеси

$$V'_c = \frac{760 (273 + t_k)}{(760 - h'_k) 273} \cdot 1 \cdot (1 + L_0). \quad (16)$$

Если изменять положение воздушной заслонки при полностью открытом дросселе смеси, то разрежение во всасывающем коллекторе и весовой расход рабочей смеси будут соответственно изменяться, но объемный расход смеси, отнесенный к действительным условиям температуры и давления во всасывающем коллекторе, останется неизменным, если число оборотов сохранено прежним.

Поэтому

$$V_c = V'_c.$$

Разделив почленно уравнение (15) на уравнение (16), получим после сокращения

$$1 = \frac{(760 - h'_k) V_r (1 + \alpha L_0)}{(760 - h_k) (1 + L_0)}. \quad (17)$$

Напомним, что согласно уравнению (14) объемный расход газа  $V_r$ , выраженный здесь в долях единицы, отнесен к 0° и 760 мм рт. ст.

Разрежение во всасывающем коллекторе при полном открытии дросселя смеси пропорционально квадрату расхода газа, т. е.

$$h_k = A V_r^2.$$



душной заслонки смесителя; в противном случае неизбежно снижение крутящего момента. Последнее обстоятельство может создать неустойчивое равновесие между крутящим моментом двигателя и его нагрузкой.

Изложенный анализ образования рабочей смеси показывает, что для успешного применения в очистителях газа большой высоты гидравлического затвора требуется найти такой принцип действия очистителя, при котором сопротивление гидравлического затвора изменялось бы в соответствии с расходом газа, обеспечивая постоянство пропорции между газом и воздухом в рабочей смеси при всех возможных ее расходах.

## 2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ВОДЯНОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ПЕРЕМЕННОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ С ГЛУБОКИМ БАРБОТАЖЕМ

Автором предложен новый принцип действия водяного очистителя, при котором осуществляется требуемое постоянство пропорции газа с воздухом при различных расходах газа.

Очиститель состоит из двух резервуаров: верхнего 1 (заполненного кольцами Рашига, см. фиг. 5) и нижнего 2, служащего сборником пыли. Оба резервуара разделены между собой перегородкой 3, имеющей одно или несколько дросселирующих отверстий 4 для прохода газа и одну центральную трубу 5, опускающуюся в нижний резервуар и предназначенную для перетекания воды из нижнего резервуара в верхний и обратно. Верхний люк 6 служит для загрузки колец Рашига, которые лежат на решетке 7, и для заправки водой до уровня I—I; люк 8—для выгрузки колец и люк 9—для удаления угольной мелочи из нижнего резервуара очистителя.

При работе газ входит в нижний резервуар через патрубок 10 и, ударяясь о поверхность воды, освобождается от наиболее крупных уносов угольной мелочи. Далее газ устремляется в верхний резервуар, в слой колец Рашига, проходя через дросселирующее отверстие 4. При этом возникает перепад давлений между нижним и верхним резервуарами, вызывающий перетекание воды из нижнего резервуара в верхний по центральной трубе 5. Благодаря такому устройству высота слоя воды, омывающей кольца Рашига в верхнем резервуаре, устанавливается

автоматически в зависимости от расхода газа. Чем выше расход газа, тем больше перепад давлений в резервуарах и тем выше уровень воды в резервуаре с кольцами Рашига и ниже в нижнем резервуаре. Газ отводится из очистителя через патрубок 11.

Ввиду того что расход газа на автомобиле или тракторе постоянно изменяется, вода все время перетекает из нижнего резервуара в верхний и обратно, смывая с колец Рашига угольную пыль, которая отлагается на дне нижнего резервуара.

Очиститель при достаточном охлаждении газа предназначен для грубой и тонкой очистки газа.

Общее количество воды, находящейся в очистителе, должно поддерживаться строго постоянным. Поэтому предусмотрено специальное устройство для удаления конденсирующейся в очистителе влаги. В нижнем резервуаре расположена трубка 12, имеющая внизу калиброванное отверстие 13. Вода, превышающая установленный уровень I—I, переливается в трубку и под напором вытекает через нижнее отверстие до тех пор, пока столб воды  $H$  в трубке окажется равным разрежению в нижнем резервуаре. Это позволяет удалять излишек воды во время работы двигателя.

Таким образом, улучшение качества очистки газа достигается в этой конструкции большой высотой слоя воды (порядка 300—400 мм) и хорошим дроблением газового потока кольцами Рашига, образующими эмульсию из воды и газа.

## 3. ТЕОРИЯ ВОДЯНОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ПЕРЕМЕННОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ С ГЛУБОКИМ БАРБОТАЖЕМ

Как указывалось выше, этот очиститель работает при переменной высоте  $(h-x)$  слоя воды, осуществляющей очистку газа, причем уровни воды в верхнем и нижнем резервуарах располагаются согласно фиг. 6.

Пусть при расходе газа  $V_r$  м<sup>3</sup>/час его давление в нижнем резервуаре равно  $P_1$ , а в верхнем  $P_2$  мм вод. ст. Тогда гидростатическое давление газа  $P_1$  на поверхность воды уравновешивается давлением воды в перепускной трубе, которое в плоскости II—II равно  $P_2 + h$  мм вод. ст., т. е.

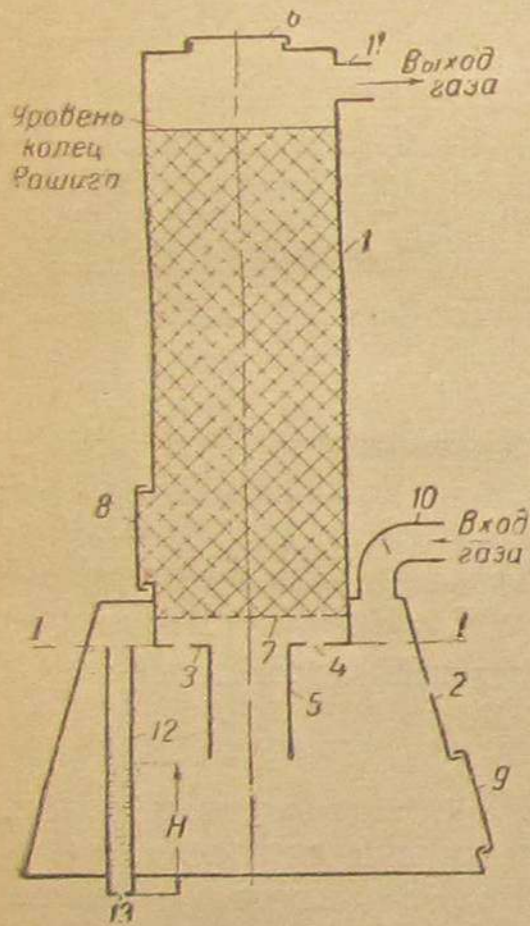
$$P_1 = P_2 + h. \quad (21)$$

Если бы в верхнем резервуаре воды не было, истечение газа из нижнего резервуара в верхний через дросселирующее отверстие происходило бы со скоростью  $v_1$ , причем

$$\gamma \frac{v_1^2}{2g} = P_1 - P_2 \text{ мм вод. ст.,}$$

где  $\gamma \frac{v_1^2}{2g}$ —скоростной напор газа, направленный снизу вверх.

При наличии воды в верхнем резервуаре ее слой, имеющий высоту  $h-x$ , оказывает дополнительное сопротивление движению газа. В силу этого фактический перепад давлений, обус-



Фиг. 5. Схема водяного очистителя переменного сопротивления с глубоким барботажем.

ляется в верхний резервуар, в слой колец Рашига, проходя через дросселирующее отверстие 4. При этом возникает перепад давлений между нижним и верхним резервуарами, вызывающий перетекание воды из нижнего резервуара в верхний по центральной трубе 5. Благодаря такому устройству высота слоя воды, омывающей кольца Рашига в верхнем резервуаре, устанавливается

вливающий ускорение газа, меньше перепада  $P_1 - P_2$  на величину  $h - x$  мм. Следовательно, скоростной напор газа при наличии воды в верхнем резервуаре равен

$$\gamma \frac{v^2}{2g} = P_1 - P_2 - (h - x). \quad (22)$$

Подставив значение  $P_1$  из уравнения (21), получим

$$\gamma \frac{v^2}{2g} = P_2 + h - P_2 - (h - x),$$

откуда

$$v^2 = \frac{2gx}{\gamma}, \quad (23)$$

т. е. скорость истечения газа (данного удельного веса  $\gamma$ ) через дросселирующее отверстие зависит только от расстояния  $x$ , на которое опустился уровень воды в нижнем резервуаре.

Но  $x$  представляет собой только часть того сопротивления, которое преодолевает газ при движении из нижнего резервуара в верхний. Полное сопротивление согласно уравнению (21) равно

$$h = P_1 - P_2. \quad (24)$$

Найдем теперь, какова должна быть конфигурация нижнего резервуара, чтобы существовал необходимый для нас закон, т. е. чтобы сопротивление очистителя было бы прямо пропорционально квадрату расхода газа, или, чтобы

$$h = k V_r^2. \quad (25)$$

Если дросселирующее отверстие имеет площадь  $F$  м<sup>2</sup>, то теоретический часовой расход газа будет

$$V_r = 3600 F v \text{ м}^3/\text{час}.$$

Согласно же уравнениям (23) и (25)

$$h = k V_r^2 = 3600^2 k F^2 \frac{2gx}{\gamma}.$$

После дифференцирования получаем

$$\frac{dh}{dx} = 3600^2 k F^2 \frac{2g}{\gamma} = \text{const}. \quad (26)$$

До начала движения газа вода находится только в нижнем резервуаре на уровне  $I-I$ , как показано на фиг. 7. После подъема воды в верхний цилиндрический резервуар на высоту  $(h - x)$ , объем поступившей воды составит согласно фиг. 6

$$\pi R^2 (h - x).$$

С другой стороны, убыль воды в нижнем резервуаре на высоту  $x$  соответствует объему воды, равному

$$\int_0^x \pi \rho^2 dx = \pi r^2 x.$$

Следовательно,

$$\pi R^2 (h - x) = \int_0^x \pi \rho^2 dx = \pi r^2 x.$$

После дифференцирования этого уравнения получим, что

$$R^2 (dh - dx) = \rho^2 dx - r^2 dx \quad (27)$$

или

$$\rho^2 = R^2 \left( \frac{dh}{dx} - 1 \right) + r^2.$$

Но параболический закон изменения сопротивления очистителя обуславливает, как было доказано,

$$\frac{dh}{dx} = \text{const}. \quad (26)$$

Кроме того, конструкция очистителя такова, что  $R = \text{const}$  и  $r = \text{const}$ , а поэтому и

$$\rho = \text{const}, \quad (28)$$

т. е. нижний резервуар должен быть цилиндрическим или каким-либо другим телом постоянного по высоте сечения.

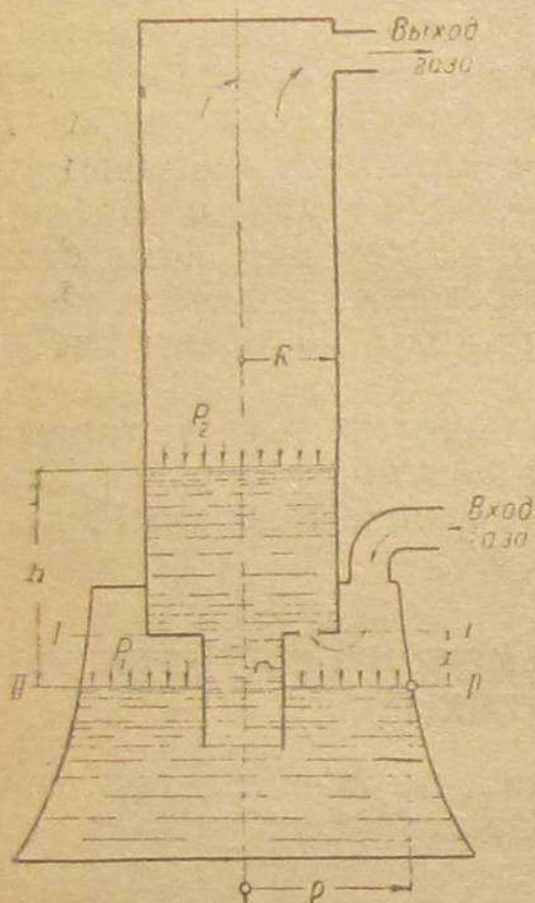
Отношение  $\frac{R}{\rho}$  может быть различным, но желательно, чтобы оно было наименьшим, и вот почему.

Высота  $h - x$  с точки зрения качества очистки газа является полезной, поскольку от нее зависит интенсивность промывания газа водой. Поэтому желательно, чтобы отношение  $\frac{h - x}{h}$  было бы наибольшим. Найдем эту величину из уравнения (27):

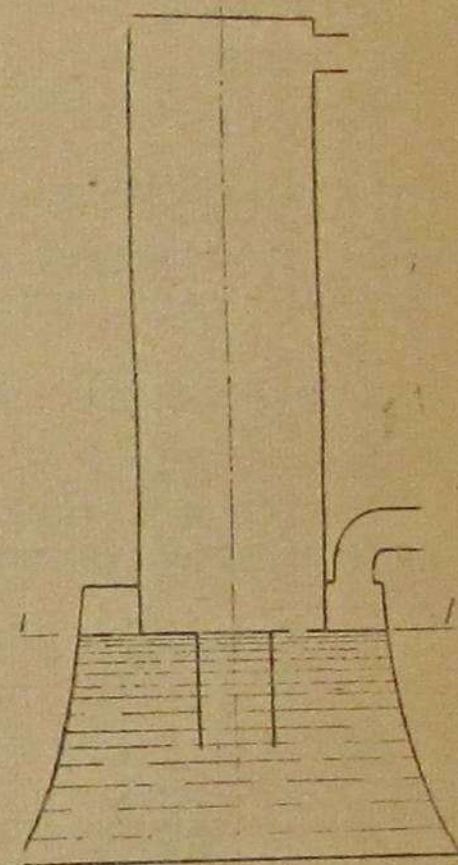
$$(\rho^2 - r^2 + R^2) dx = R^2 dh.$$

После интегрирования

$$x = \frac{R^2}{\rho^2 - r^2 + R^2} h + C.$$



Фиг. 6. Расположение уровней воды в резервуарах очистителя с глубоким барботажом во время работы.



Фиг. 7. Расположение уровня воды в неработающем очистителе.

Но, согласно фиг. 6, когда  $x=0$ , то  $h=0$  и, следовательно, постоянное интегрирования  $C=0$ . Отсюда

$$\frac{x}{h} = \frac{R^2}{\rho^2 - r^2 + R^2}$$

Таким образом,

$$\frac{h-x}{h} = 1 - \frac{x}{h} = 1 - \frac{R^2}{\rho^2 - r^2 + R^2} = \frac{\rho^2 - r^2}{\rho^2 - r^2 + R^2}$$

Наибольшее значение этой дроби будет при наименьшем

$$\frac{\rho^2 - r^2 + R^2}{\rho^2 - r^2} = 1 + \frac{R^2}{\rho^2 - r^2}$$

т. е. при наименьшем отношении  $\frac{R}{\rho}$ . Таким образом, желательно, чтобы площадь поперечного сечения у верхнего резервуара была бы меньше, чем у нижнего.

#### 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА РАБОТЫ ОЧИСТИТЕЛЯ С ГЛУБОКИМ БАРБОТАЖЕМ

Очиститель с глубоким барботажем был выполнен в виде цилиндрической колонки диаметром 255 мм и высотой 1330 мм, как показано на фиг. 8. Верхний и нижний резервуары имели одинаковую площадь поперечного сечения. Это не способствовало наименьшему сопротивлению очистителя, но зато упростило его конструкцию и весьма облегчило монтаж на автомобиле ЗИС-5.

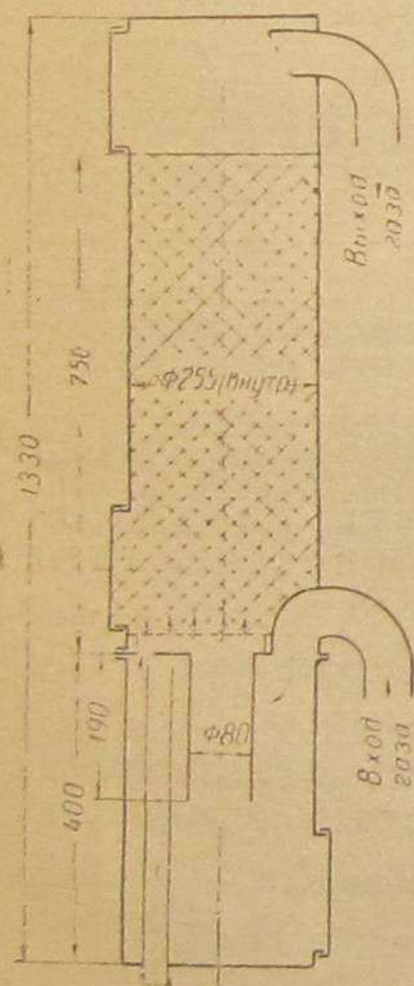
Для наблюдения за характером образования эмульсии и для выявления высоты ее слоя верхний резервуар во время лабораторного испытания очистителя воздухом имел стеклянные стенки. Лабораторное испытание проводилось в НАТИ кандидатом технических наук М. С. Корневым.

При испытании газом последний, минуя грубые очистители, поступал непосредственно из газогенератора в очиститель с глубоким барботажем. Влияние глубокого барботажа на качество очистки газа показано на фиг. 9, где приведены сравнимые результаты двух десятичасовых опытов, из которых первый проводился без слоя воды в кольцах Рашига (перегородка с дросселирующим газ отверстием была удалена), а второй — по нормальной схеме, т. е. с водой в кольцах Рашига.

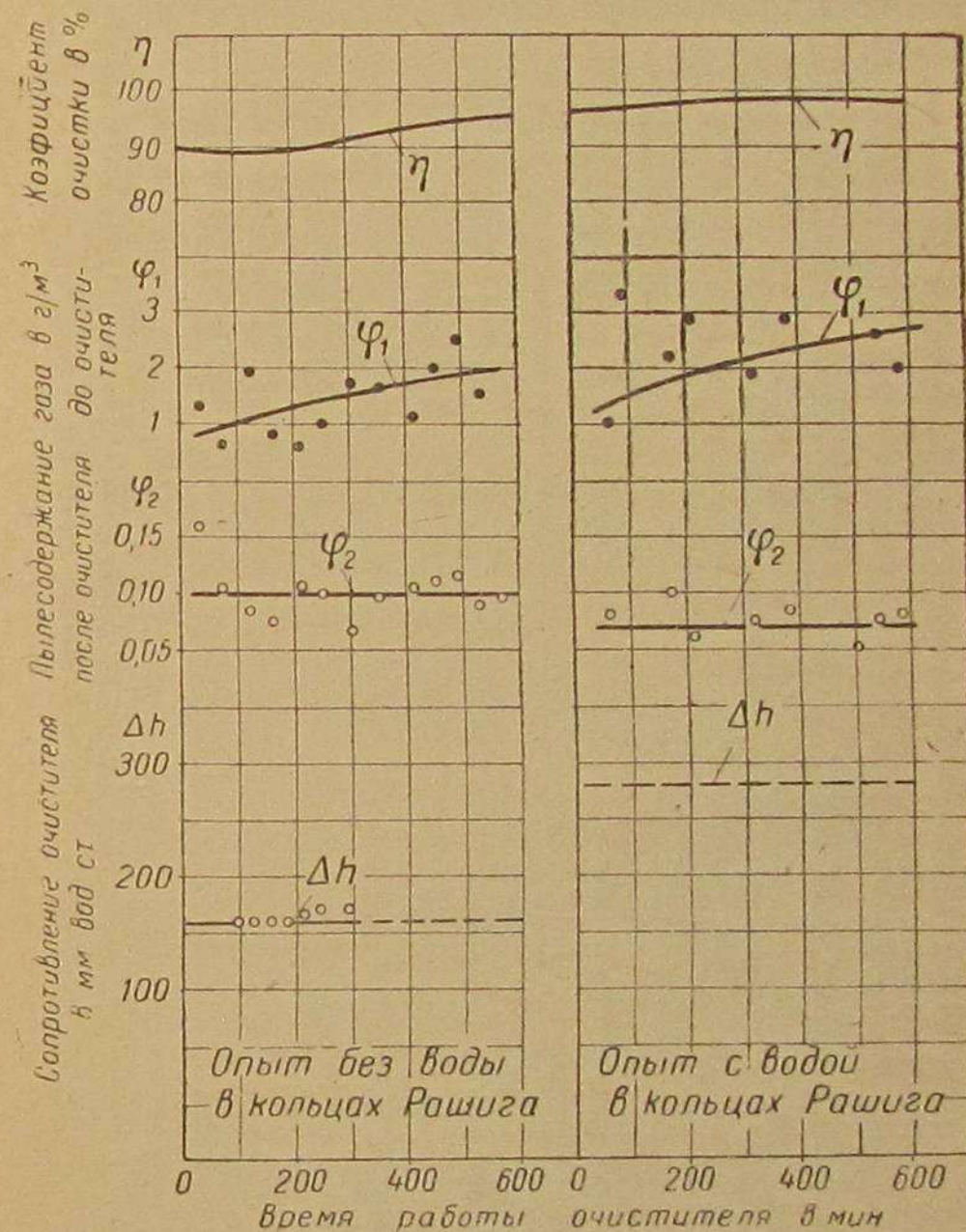
В среднем за десять часов работы по первой схеме пылесодержание в газе

после очистителя оказалось равным  $0,10 \text{ г/м}^3$ , а при второй схеме —  $0,07 \text{ г/м}^3$ . Таким образом, наличие высокого слоя воды в кольцах Рашига уменьшило пылесодержание в газе после очистителя в полтора раза. В обычной газогенераторной установке типа ГАЗ-42 или ЗИС-21 пылесодержание в газе после тонкого очистителя равно  $0,12 - 0,15 \text{ г/м}^3$  (см. табл. 1).

По мере увеличения расхода газа пылесодержание его после очистителя с глубоким барботажем возрастает (фиг. 10). При-



Фиг. 8. Схема экспериментального водяного очистителя с глубоким барботажем, испытанного в НАТИ.



Фиг. 9. Качество очистки газа в очистителе с глубоким барботажем и без него. Березовые чурки абс. влажностью 11—12%. Расход газа  $73 - 74 \text{ м}^3/\text{час}$ . Температура газа после очистителя  $40 - 43^\circ\text{C}$ .

чиной тому может быть увеличивающийся унос пыли из газогенератора, а также более высокая скорость газа в слое колец Рашига. Та же фигура показывает влияние расхода газа на сопротивление  $\Delta p$  слоя воды в кольцах Рашига, на понижение уровня  $x$  в нижнем резервуаре и на общее сопротивление  $\Delta h$  очистителя.

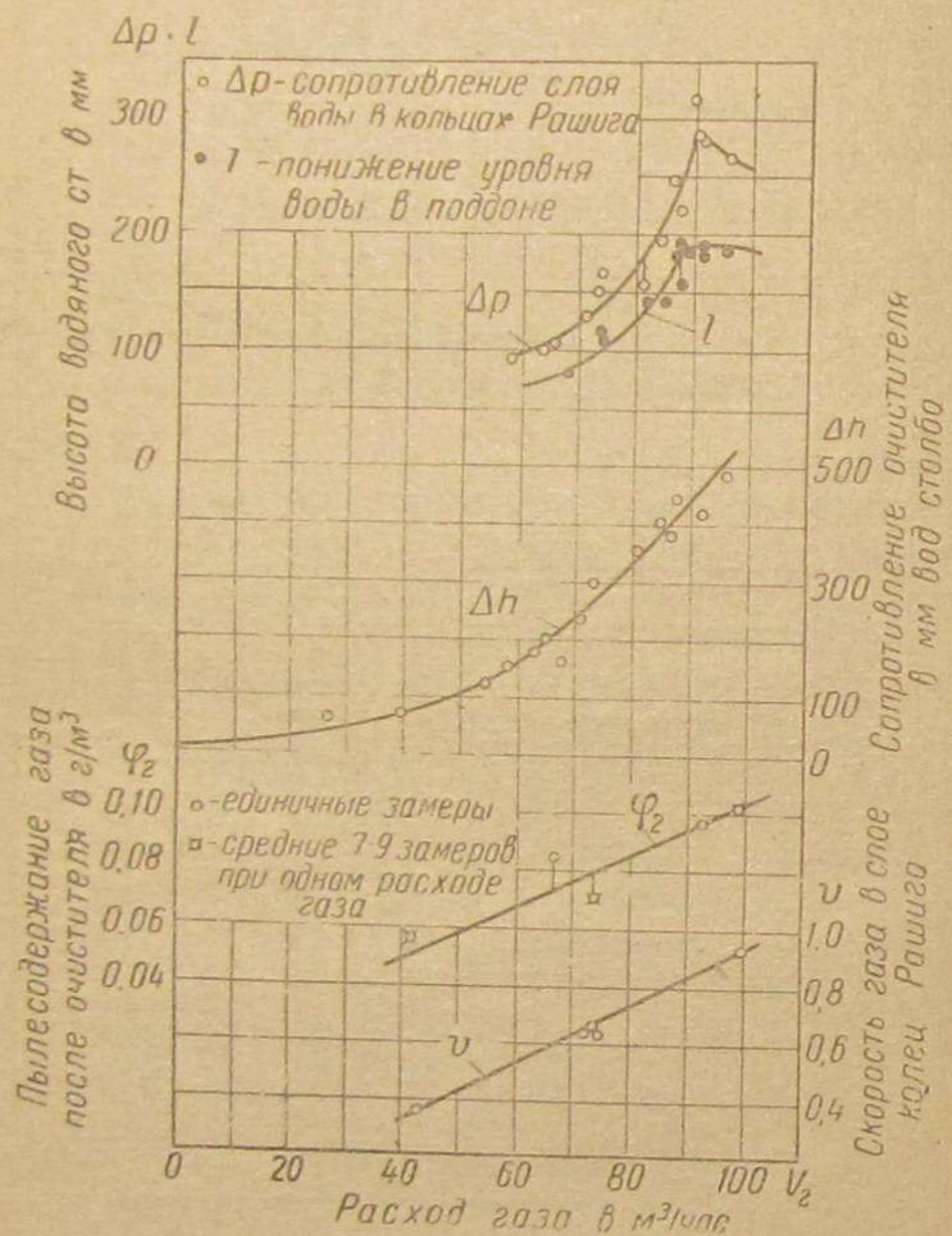
Кривая сопротивления очистителя  $\Delta h = f(V_r)$  представляет собой параболу второго порядка.



Это легко доказать возведением в квадрат абсцисс всех опытных точек, как показано на фиг. 11. Все точки ложатся около прямой, которая проходит через начало координат. Поэтому

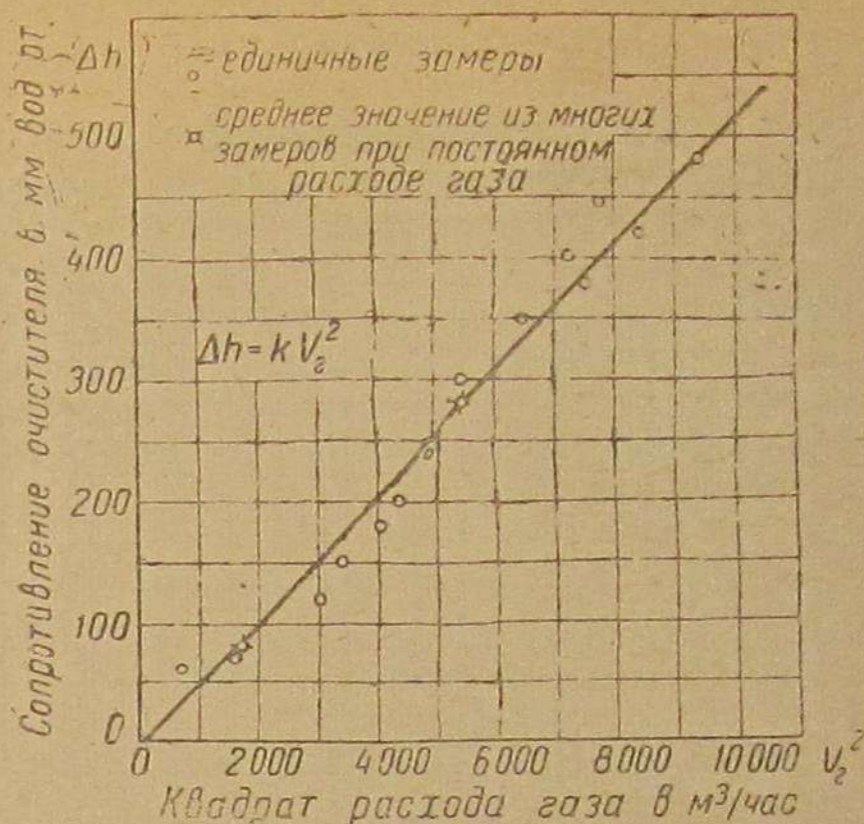
$$\Delta h = kV_2^2,$$

т. е. экспериментом подтверждается тот необходимый закон изменения сопротивления очистителя, который обеспечивает двигателю постоянство пропорции между газом и воздухом при различном расходе рабочей смеси.

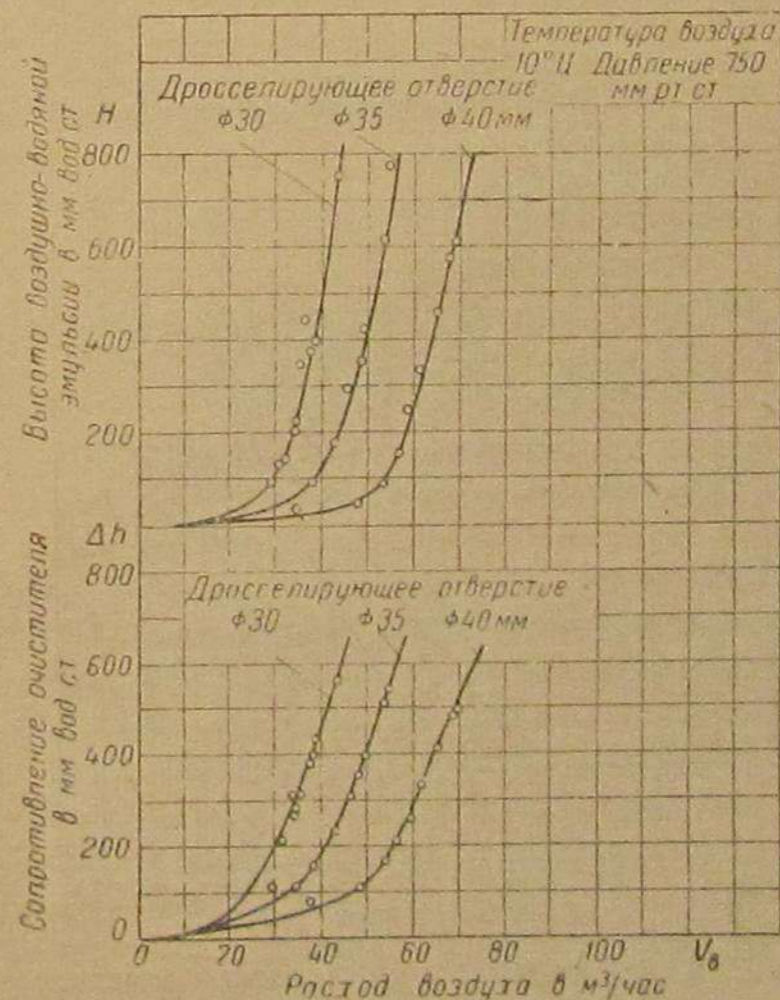


Фиг. 10. Показатели очистителя с глубоким барботажем в зависимости от расхода газа.

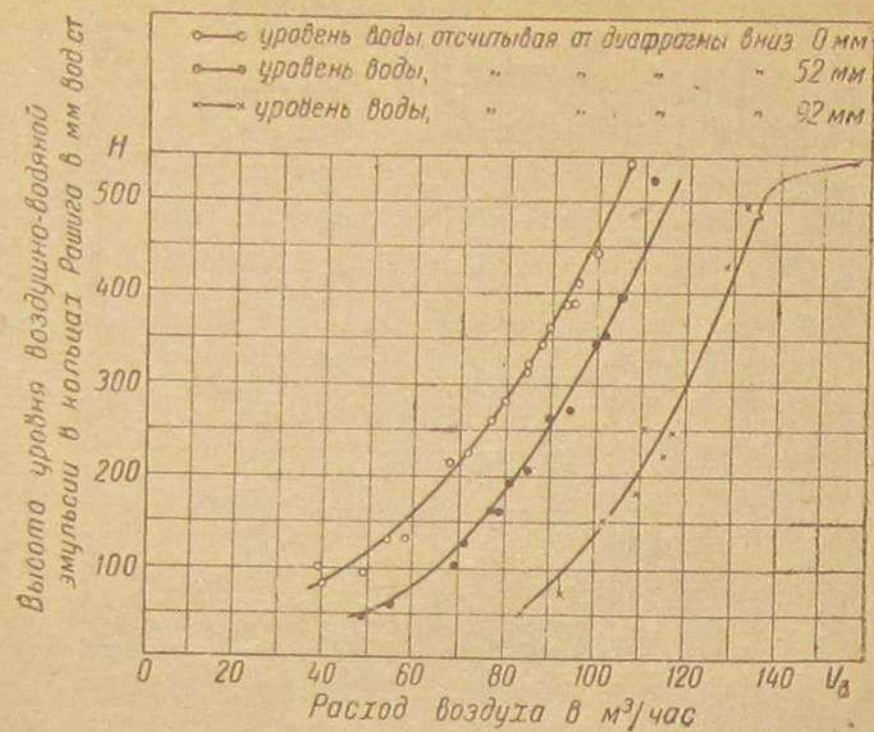
Диаметр отверстия, дросселирующего газ при его перетекании из нижнего резервуара в верхний, чрезвычайно влияет на высоту эмульсии  $H$  в кольцах Рашига и на гидравлическое сопротивление очистителя  $\Delta h$ . Фиг. 12 показывает зависимость  $H$  и  $\Delta h$  от расхода воздуха, просасываемого через очиститель, при дросселирующих отверстиях диаметром 30, 35 и 40 мм. Выбор этого размера надлежит производить с большой тщательностью, иначе высота подъема эмульсии в кольцах Рашига может оказаться либо недостаточной для очистки газа, либо чрезмерной



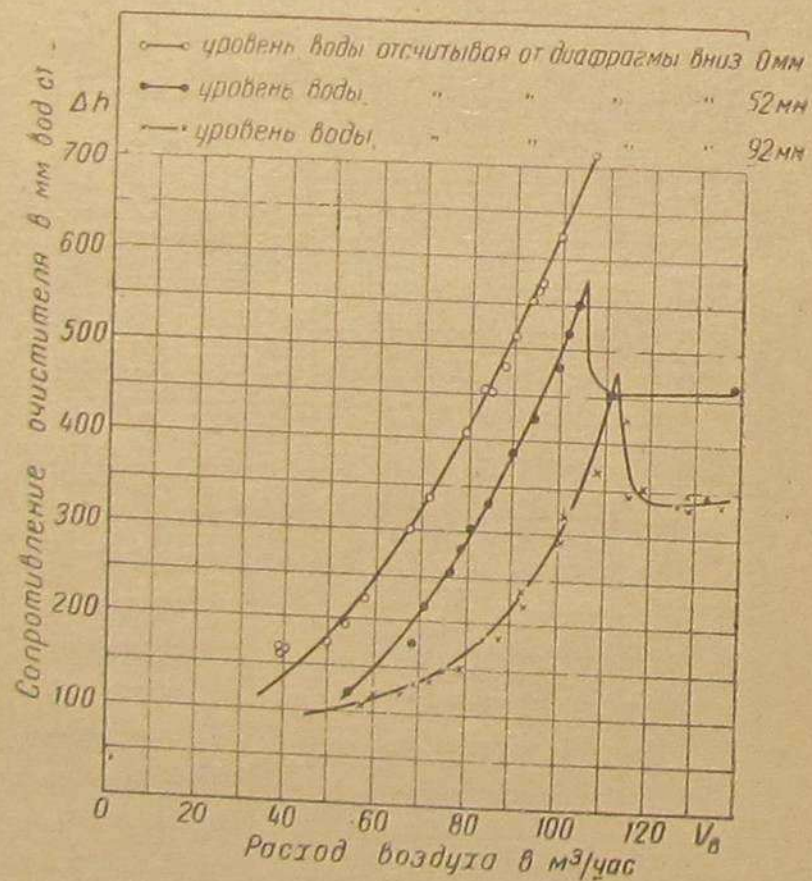
Фиг. 11. Зависимость сопротивления очистителя с глубоким барботажем от квадрата расхода газа. Температура газа 38—44°C.



Фиг. 12. Зависимость сопротивления очистителя и высоты воздушно-водяной эмульсии от расхода воздуха и диаметра дросселирующего отверстия.



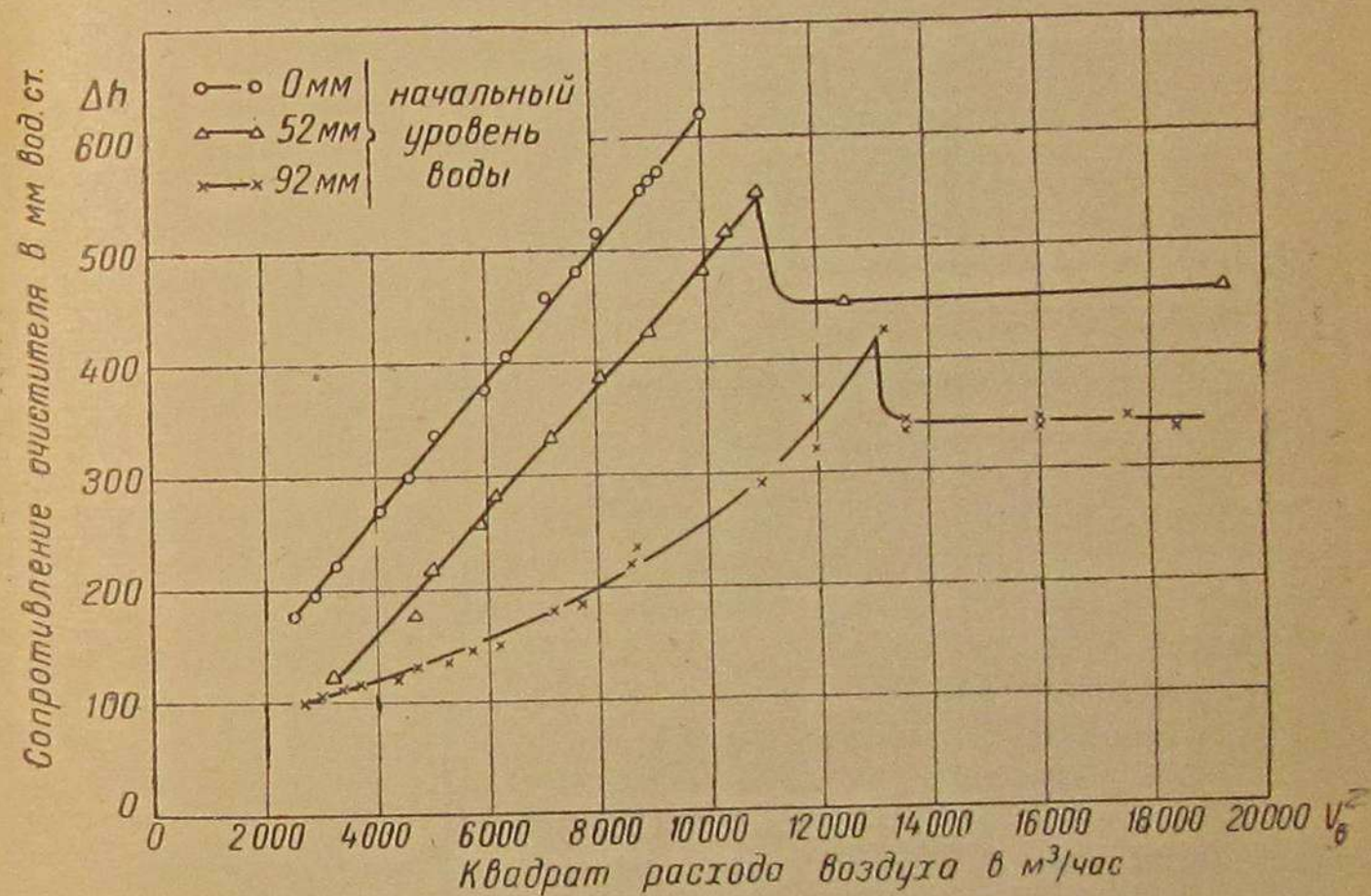
Фиг. 13. Зависимость высоты уровня воздушно-водяной эмульсии в слое колец Рашига от расхода газа в очистителе с глубоким барботажем.



Фиг. 14. Зависимость сопротивления очистителя с глубоким барботажем от расхода воздуха при различной высоте начального слоя.

и сопротивление очистителя будет завышенным. Для данного очистителя размер дросселирующего отверстия был принят равным 35 мм.

Опытами было установлено влияние начального уровня воды в нижнем резервуаре на изменение высоты эмульсии и гидравлического сопротивления очистителя во время его работы. На фиг. 13 и 14 приведены результаты наблюдений для случаев, когда начальный уровень воды находился в плоскости дросселирующего отверстия и ниже этого отверстия на 52 и 92 мм. Произведенные эксперименты в полном соответствии с теорией показали, что начальный уровень воды должен находиться в пло-



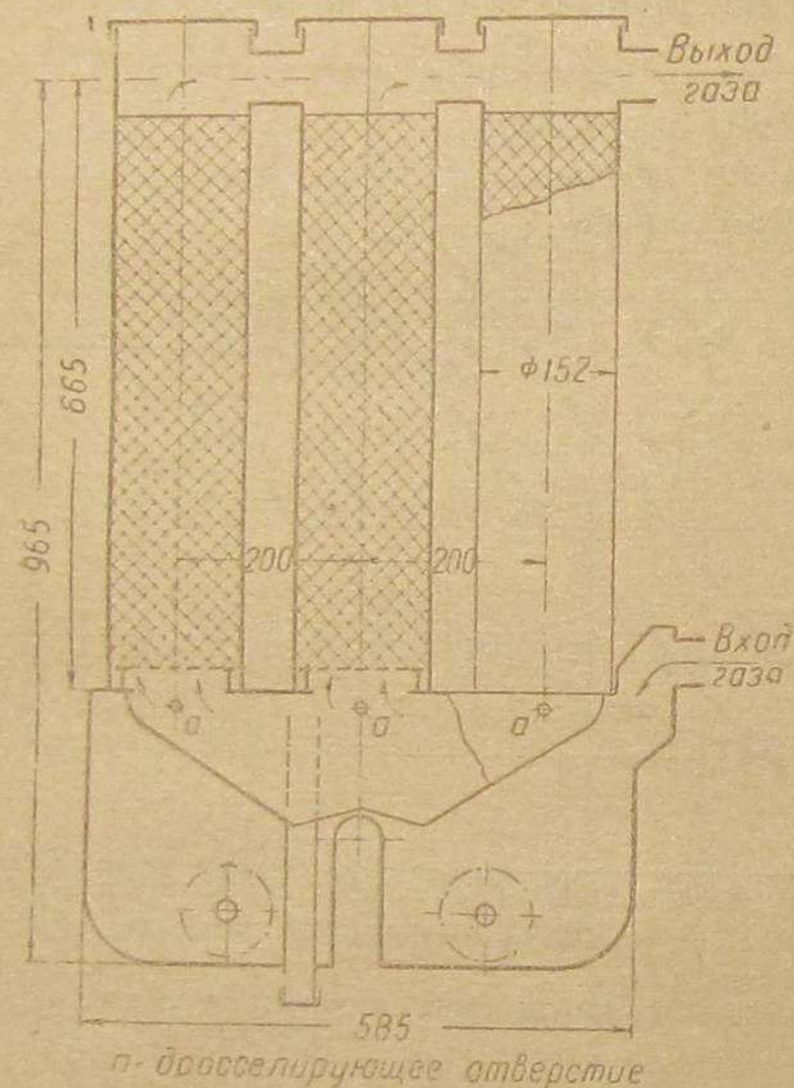
Фиг. 15. Зависимость сопротивления очистителя с глубоким барботажем от квадрата расхода воздуха.

скости дросселирующего отверстия или немного ниже его (на 5–10 мм), так как иначе не получается необходимая закономерность изменения гидравлического сопротивления очистителя от расхода газа. Так, на фиг. 15 видно, что если уровень воды ниже дросселирующего отверстия на 52 мм, то прямая  $\Delta h = kV_g^2$  не проходит через начало координат; если же это расстояние еще больше — 92 мм — то прямой вообще нет.

Интересно отметить перегибы кривых сопротивления очистителя, изображенные на фиг. 14 и 15. Резкое падение  $\Delta h$ , происходящее при определенном расходе газа, и дальнейшее его постоянство объясняются тем, что уровень воды в нижнем резервуаре, опускаясь, в конце концов достигает отверстия центральной трубы. С этого момента большая часть газа поступает в верхний резервуар через эту трубу, минуя дросселирующее

отверстие в перегородке, а поэтому сопротивление очистителя, снизившись, остается далее неизменным. Подъем воды в верхнем резервуаре при дальнейшем увеличении расхода газа прекращается. Ясно, что эта зона гидродинамической характеристики очистителя не является рабочей.

Принцип действия водяного очистителя с глубоким барботажем можно осуществить в конструкции различно. Так, например, чтобы наилучшим образом совместить в одном агрегате очистку и охлаждение газа, очиститель может быть выполнен в виде радиатора, размещенного в передней части автомобиля.



Фиг. 16. Схема экспериментального водяного очистителя с глубоким барботажем радиаторного типа для трактора СХТЗ-1.

Для этого нижний резервуар изготавливается продолговатым, а верхний заменяется несколькими вертикальными трубками, наполненными кольцами Рашига и действующими параллельно, как это показано схематически на фиг. 16.

Такой очиститель был спроектирован в НАТИ для трактора СТЗ и автомобиля ЗИС-5. Конструкции эти в настоящее время еще не испытаны.

МИНИН А. И.

кандидат технических наук

## АККУМУЛЯТОРНЫЕ ТИЗ-БАТАРЕИ

В статье изложены результаты исследования работы стартерных батарей при низких температурах. Описаны меры повышения отдачи и срока службы батарей, выведено уравнение состояния батарей, определяющее возможность проведения электродинамических расчетов систем электрооборудования автомобилей, а также даны конструктивные, монтажные и эксплуатационные сведения по ТИЗ-батарей.

### I. РАБОТА СТАРТЕРНОЙ БАТАРЕИ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

#### 1. Требование к батарее

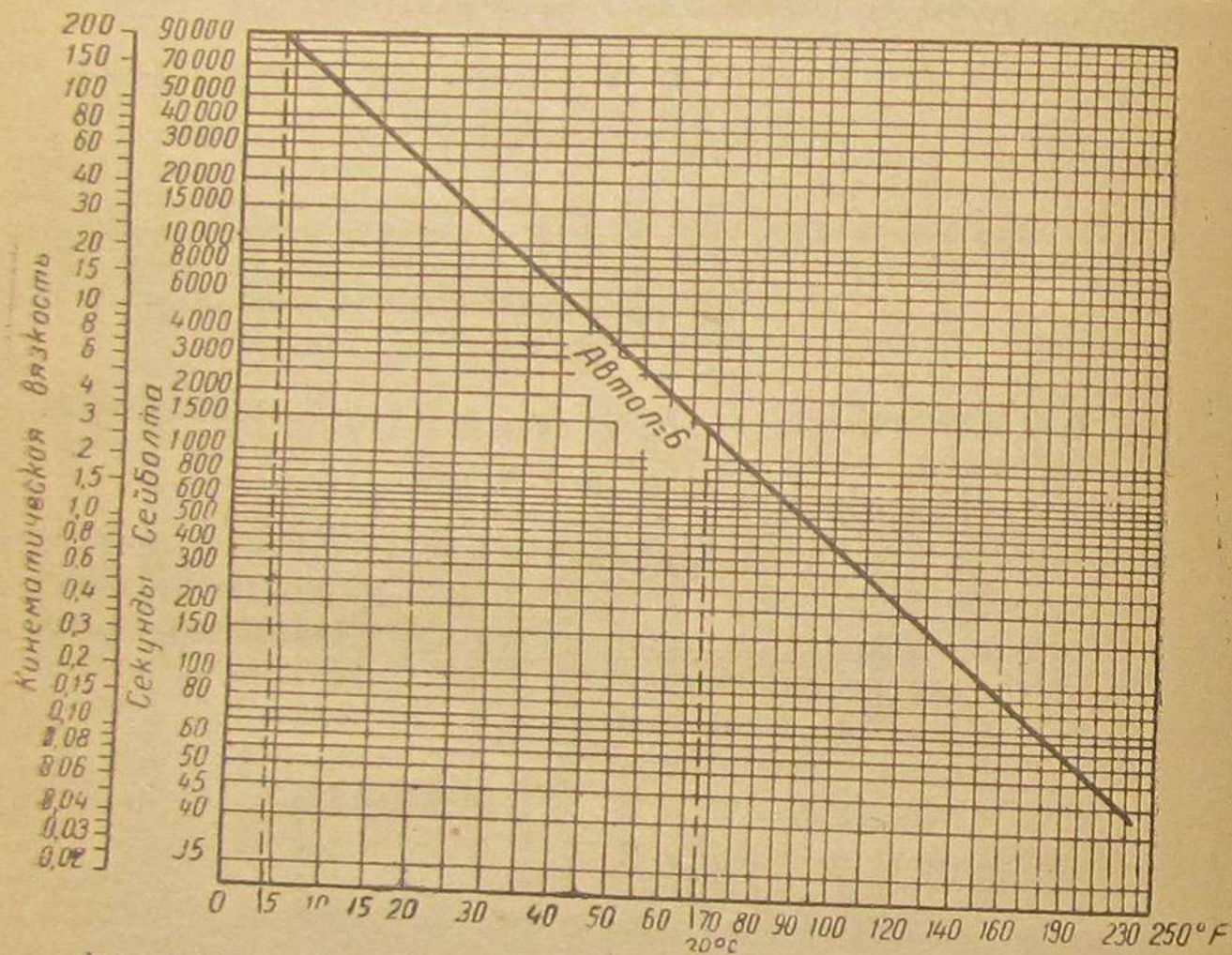
Основной причиной затруднений при запуске двигателя зимой является, как известно, повышение вязкости смазочного масла. Если в условиях запуска температура двигателя, соответственно температуре наружного воздуха, равна  $20^{\circ}\text{C}$ , вязкость смазочного масла автол-6 равна 350 сантистоксов<sup>1</sup> (фиг. 1). В зимних условиях при температуре двигателя, скажем, хотя бы  $-15^{\circ}\text{C}$  вязкость масла возрастает до 18000 сантистоксов, т. е. в 50 раз.

Момент, который необходимо приложить в этом случае для прокручивания коленчатого вала двигателя, увеличивается примерно в 3,1 раза (фиг. 2). С дальнейшим понижением температуры необходимый крутящий момент возрастает очень быстро. Например, при температуре двигателя  $-25^{\circ}\text{C}$  крутящий момент, необходимый для прокручивания двигателя, почти в 5 раз больше, чем при нормальной температуре. По данным опыта, для современных высокоскоростных двигателей средней мощности можно считать, что для внешних температур до  $-20^{\circ}\text{C}$  запуск двигателя стартером возможен, если вязкость масла, измеренная при нормальной температуре ( $20^{\circ}\text{C}$ ), не превышает 30000 сек. по Сейболту<sup>2</sup> (или 6500 сантистоксов), а запуск от руки возможен, если вязкость масла в тех же условиях не превышает 18000 сек. по Сейболту или около 4000 сантистоксов. Предполагается при этом, что при запуске обеспечивается скорость вращения вала двигателя не менее 40 об/мин.

<sup>1</sup> Стокс—единица кинематической вязкости.

<sup>2</sup> По данным лабораторий американской компании „Стандарт Ойл“.

Требования к батарее при запуске не ограничиваются только запросом достаточной мощности для прокручивания двигателя. Необходимо также, чтобы батарея, отдавая стартерную мощность, сохраняла достаточное напряжение на обмотке, а стало быть, и на электродах свечей для воспламенения рабочей смеси. Рабочая смесь в цилиндрах двигателя при низких температурах требует, однако, гораздо большего напряжения на электродах свечи, чем при нормальных условиях (фиг. 3). При запуске двигателя на морозе до  $-25^{\circ}$  без подогрева трудно рассчитывать, чтобы температура смеси в конце сжатия была бы значи-



Фиг. 1. Вязкость смазочного масла в зависимости от температуры.

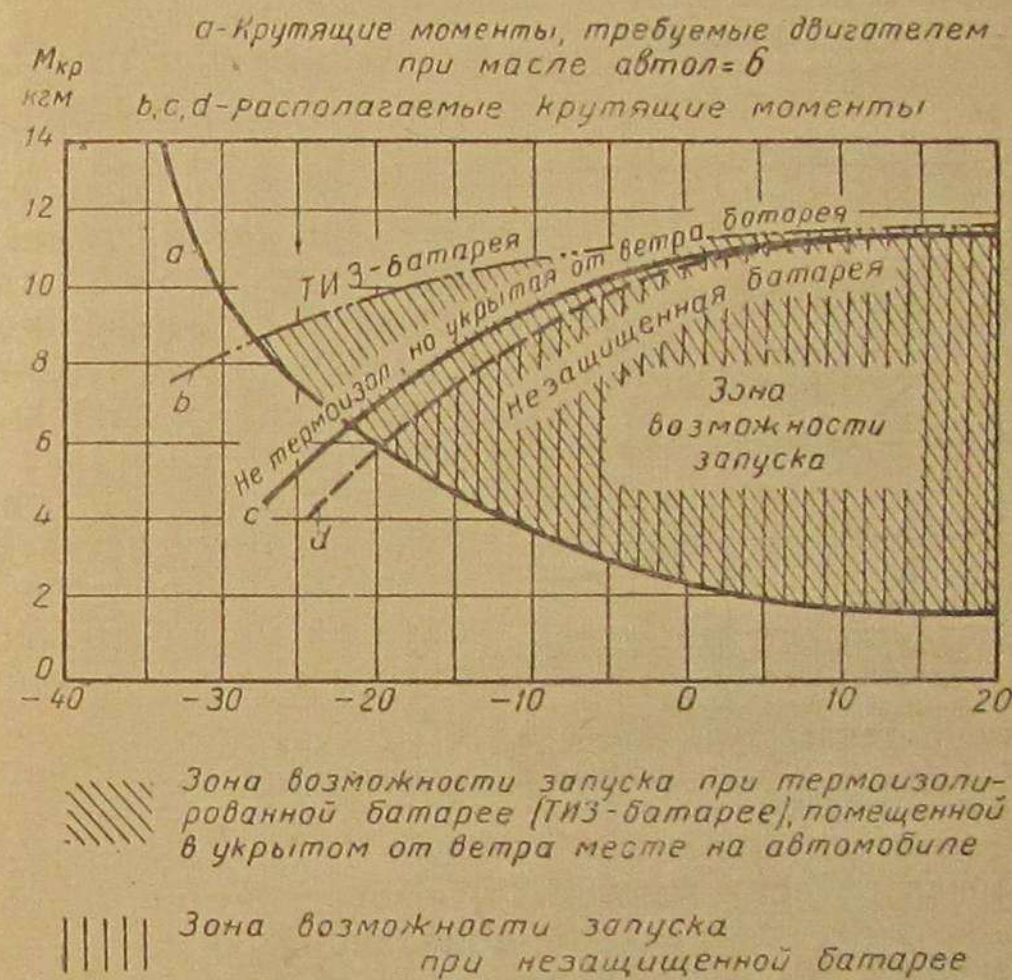
тельно выше  $0^{\circ}$ . Напряжение на электродах исправной свечи в этих условиях (фиг. 3) должно быть не ниже 7000 в, т. е. обмотка должна давать максимальное напряжение, на которое она только способна при питании от полностью заряженной батареи и нормальной скорости прокрутки коленчатого вала (40—50 об/мин).

Отсюда видно, что даже в тех случаях, когда удастся тем или иным способом обеспечить прокручивание двигателя, запуск его все же зависит от состояния батарей или в данном конкретном случае от напряжения на ее зажимах. Это обстоятельство обычно не дооценивается.

Не менее высокие требования предъявляются к батарее и с точки зрения ее емкости. Если в нормальных летних условиях запуск исправного двигателя требует не более 3—4-секундной разрядки батареи стартерным током около 100 а, то в зимнее

время эти условия резко изменяются. При температуре  $-15^{\circ}$  стартер на современном быстроходном бензиновом двигателе средней мощности потребляет ток силой около 350 а, причем старт должен производиться порциями продолжительностью не менее 10 сек. для того, чтобы двигатель успевал отчасти прогреться теплотой, которая получается в результате многократного сжатия рабочей смеси в цилиндрах двигателя до температуры, при которой, как уже было сказано выше, зажигание может быть осуществлено.

Итак, мы видим, что при более низких температурах к батарее предъявляются значительно более высокие требования, чем при



Фиг. 2. Зоны возможного запуска при незащищенной и термоизолированной батареях

нормальных температурах, как в отношении мощности, т. е. силы тока и напряжения, так и в отношении емкости.

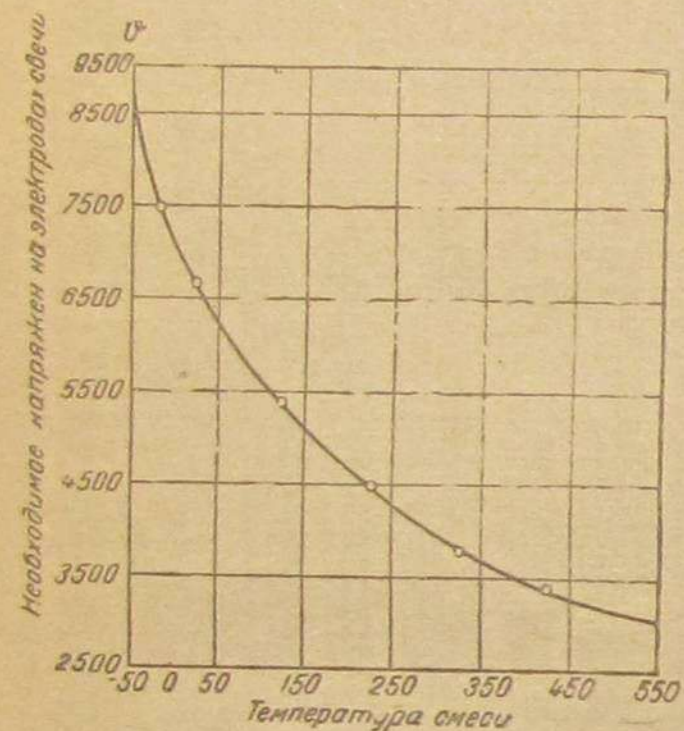
Возникает вопрос, насколько батарея удовлетворяет этим требованиям в условиях зимы.

## 2. Работа стартерных батарей при низких температурах

До настоящего времени в литературе, и нашей и зарубежной, встречаются лишь отдельные, мало обстоятельные, а частью и неверные сведения о работе аккумуляторных стартерных батарей при низких температурах. Произведенные опыты,

к сожалению, охватывали главным образом диапазон температур лишь до минус  $15^{\circ}$ — $20^{\circ}$  (Западная Европа) или до  $-15^{\circ}$  по Фаренгейту ( $-27^{\circ}$  С, США), в то время как на большей части территории Советского Союза зимой бывают температуры значительно более низкие. Нельзя, следовательно, на них и базироваться, тем более что самые острые затруднения с эксплуатацией батарей и запуском двигателей возникают именно при более низких температурах.

В НАТИ в течение 1941—1943 гг. была изучена работа батарей при температурах до  $-51^{\circ}$  и испытаны практические мероприятия к повышению стартерной мощности, емкости и других параметров батарей, работающих на морозе.



Фиг. 3. Влияние температуры смеси в конце сжатия (в. м. т.) на пробивное напряжение на электродах свечи

Самым простым и, как выяснилось при опытах, очень эффективным средством, сильно повышающим отдачу батарей при низких температурах, является термоизоляция батарей, т. е. мероприятие, направленное к ограничению потерь тепла, выделяющегося в батарее во время ее работы, на стартерную и осветительную нагрузку на автомобиле, а также в процессе зарядки батареи от собственного генератора или на зарядной станции.

Быстрое остывание и переохлаждение батарей происходит главным образом в тех случаях, когда батарея находится в бездействии, например на стоянках. В таких случаях термоизоляция является, как показали испытания, весьма эффективным, практически легко осуществимым и надежным средством для сохранения работоспособности батарей к тому моменту, когда батарея будет использована для старта. Широкому применению термоизоляции препятствовало до настоящего времени то обстоятельство, что у многих работников транспорта нет достаточно ясного представления о практической пользе термоизоляции. В этом отношении достаточно показательным может оказаться рассмотрение приводимых нами сравнительных характеристик для открытых и термоизолированных батарей.

мощности и разных типов, поскольку их показатели в различных температурных условиях в основном одинаковы.

Батареи, защищенные от ветра и снабженные утепляющими футлярами, мы будем именовать термоизолированными или ТИЗ-батареями, а батареи, не имеющие термоизоляции, — открытыми.

Будучи оставлена на морозе, батарея быстро остывает. Остывание батарей подчиняется гиперболическому закону. Зависимость представлена на фиг. 4 для постоянных внешних температур.

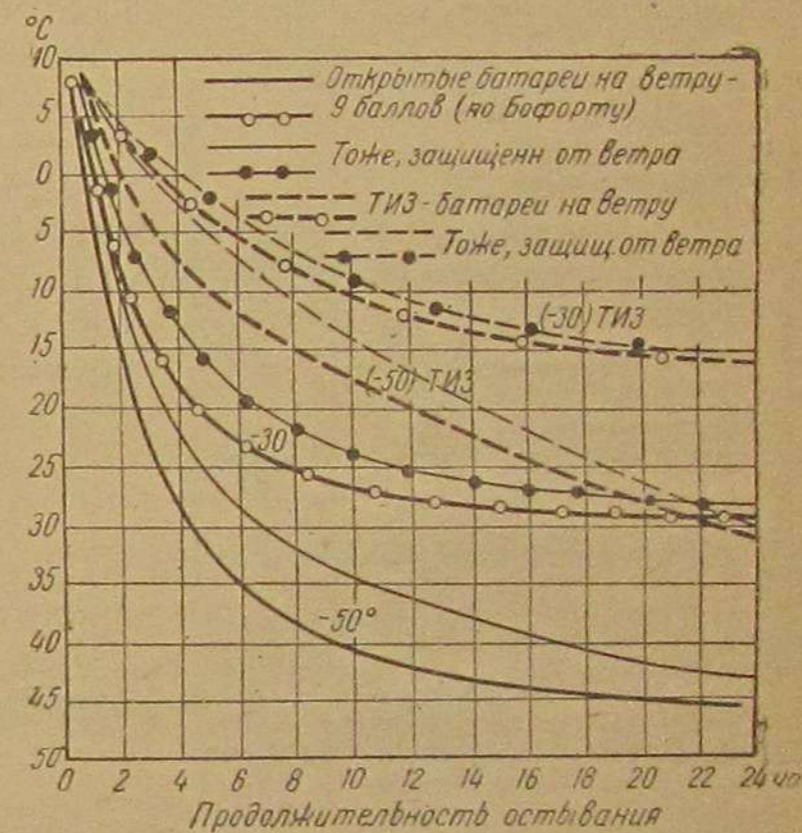
При морозе  $-50^{\circ}$  градиент остывания электролита открытой батареи за первый час составляет  $30$ — $35^{\circ}$ /час, при  $-30^{\circ}$  соответственно  $20^{\circ}$ /час. Такая скорость остывания вполне естественна, если учесть, что вес электролита в общем весе батареи не превышает  $20\%$ .

Электролит находится в непосредственном соприкосновении с пластинами и сепараторами ( $65\%$  веса батареи) и пластмассовыми или эбонитовыми стенками корпуса ( $6\%$  веса батареи), обладающими сравнительно высокой теплопроводностью. Теплопередача от электролита к наружному воздуху повышается также благодаря массивным межэлементным соединениям в верхней, наиболее теплой части батареи ( $4\%$  от веса батареи), которые наряду с гофрировкой, изгибами и пр. на поверхности батареи способствуют повышенной теплопередаче от электролита в атмосферу.

При внешней температуре  $-20^{\circ}$  уже через час, а при  $-50^{\circ}$  — через полчаса, температура электролита снижается с  $+10^{\circ}$  до  $0^{\circ}$  и продолжает стремительно падать, достигая уже по истечении 8 час. соответственно  $-14^{\circ}$  и  $-32^{\circ}$ .

При полностью заряженной батарее такие температуры еще не создают опасности замерзания электролита. Однако батарея, оставленная на морозе после ряда попыток завести двигатель от стартера, разрядившись ее, скажем, до плотности электролита 1,150 (как это видно из фиг. 5), подвергается опасности замерзания электролита уже через 3—4 часа.

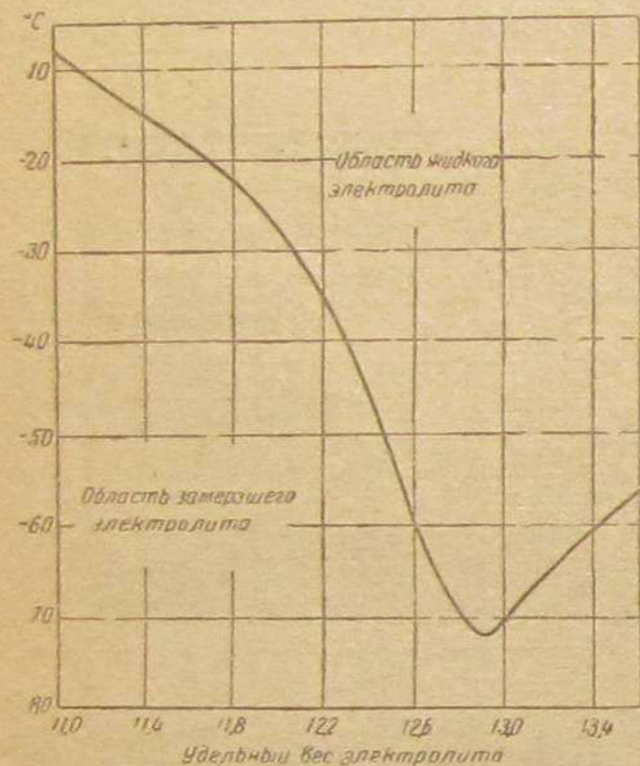
Замерзание электролита обычно влечет за собой тяжелые последствия и является настоящим бичом для батарей. На сосу-



Фиг. 4. Температурные характеристики открытых и термоизолированных батарей

дах образуются трещины, пластины и сепарация деформируются, и батарея вскоре выходит из строя. Если же сосуды выдерживают распирающие усилия замерзшего электролита, то отогретая впоследствии и вновь заряженная батарея никогда больше не достигает своей номинальной емкости. Такие „уцелевшие“ батареи редко удается зарядить более чем на 85—90% их прежней емкости. Вторичные и последующие замерзания электролита влекут за собою полное разрушение пластин и окончательную порчу батареи.

Тепловое состояние батарей в любой момент времени  $t$  может быть найдено математически по начальной температуре электролита  $T_n$  и внешней температуре  $T_0$ , если известны физические константы батареи:



Фиг. 5. График замерзания электролита

$k$  — коэффициент теплоперехода от атмосферы к электролиту (или наоборот),  $C_T$  — средняя теплоемкость батареи,  $G$  — вес батареи и  $F$  — поверхность батареи.

Приращение теплоты электролита  $dQ'$ , под влиянием разности абсолютных температур электролита и атмосферы за элемент времени  $dt$ , может быть выражено уравнением

$$dQ' = kF(T_0 - T) dt. \quad (1)$$

В то же время теплота электролита получает приращение  $dQ$  за счет джоулева тепла при зарядке, причем

$$dQ'' = \alpha I^2 R dt, \quad (2)$$

где  $I$  — сила тока зарядки;

$R$  — внутреннее сопротивление батареи;

$\alpha = 0,239$  (термический эквивалент электрической работы).

Сумма приращений теплоты  $dQ' + dQ'' = dQ$  обуславливает изменение температуры электролита за элемент времени  $dt$  на величину  $dT$ .

С другой стороны,

$$dQ = C_m G dT. \quad (3)$$

Тогда по уравнениям (1), (2) и (3) может быть написано равенство

$$kF(T_0 - T) dt + \alpha I^2 R dt = C_m G dT, \quad (4)$$

$$-kF(T - T_0) dt + \alpha I^2 R dt = C_m G dT. \quad (5)$$

Принимая  $T - T_0 = \theta$ , уравнение (5) может быть представлено в виде

$$\alpha I^2 R dt - kF \theta dt = C_m G d\theta,$$

откуда

$$dt = C_m G \frac{d\theta}{\alpha I^2 R - kF \theta} \quad (6)$$

и

$$t = C_m G \int \frac{d\theta}{\alpha I^2 R - kF \theta} = \frac{C_m G}{kF} \ln(\alpha I^2 R - kF \theta) + C.$$

При пределах интегрирования (см. фиг. 6).

$$\theta' = T_n - T_0, \quad (7)$$

$$\theta = T_k - T_0, \quad (8)$$

$$t = -\frac{C_m G}{kF} \ln \frac{\alpha I^2 R - kF \theta}{\alpha I^2 R - kF \theta'}$$

или

$$\frac{\alpha I^2 R - kF \theta}{\alpha I^2 R - kF \theta'} = e^{-\frac{kF}{C_m G} t}$$

Отсюда после преобразования

$$\theta = -\frac{\alpha I^2 R}{kF} \left(1 - e^{-\frac{kF}{C_m G} t}\right) + \theta' e^{-\frac{kF}{C_m G} t}$$

или, заменяя  $\theta$  и  $\theta'$  их значениями, согласно равенствам (7) и (8), получим:

$$T_k = T_0 + \frac{\alpha I^2 R}{kF} \left(1 - e^{-\frac{kF}{C_m G} t}\right) + (T_n - T_0) e^{-\frac{kF}{C_m G} t} \quad (9)$$

или

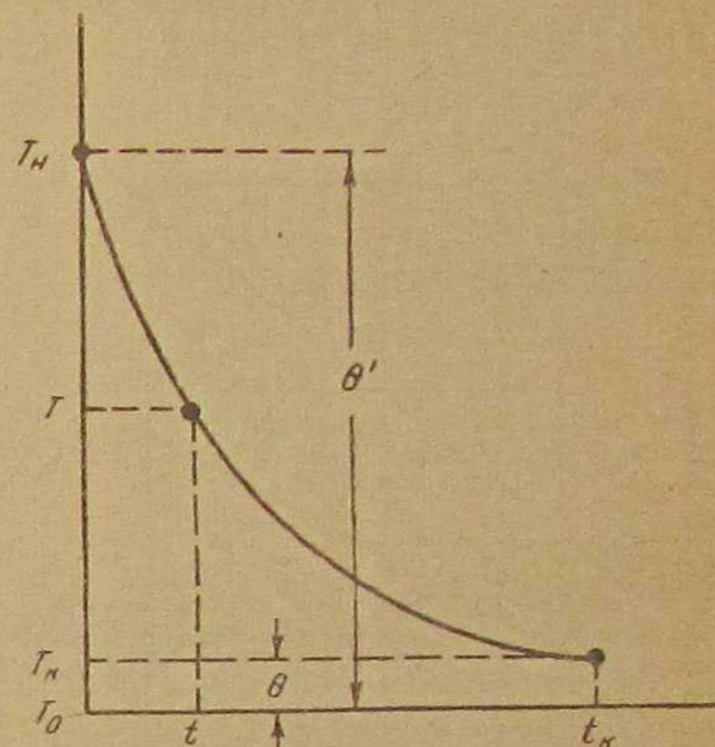
$$T_k = T_0 + \frac{\alpha I^2 R}{kF} \left(1 - e^{-\tau t}\right) + (T_n - T_0) e^{-\tau t}, \quad (9a)$$

где  $\tau$  — постоянная времени.

Полученное уравнение (9) может быть названо уравнением состояния батареи. Оно определяет температуру батареи в любой момент времени при заданной внешней температуре воздуха. Параметры, входящие в правую часть уравнения, могут быть определены при постановке простейших опытов.

При известных параметрах, измерив температуры  $T_n$ ,  $T_k$  и  $T_0$ , в пределах заданного интервала времени мы можем определить электрохимическую составляющую  $I_{ch}$  зарядного тока, а вместе с тем приращение емкости батареи  $Q_t$  за время  $t$ , поскольку

$$Q_t \approx I_{ch} \cdot t.$$



Фиг. 6.

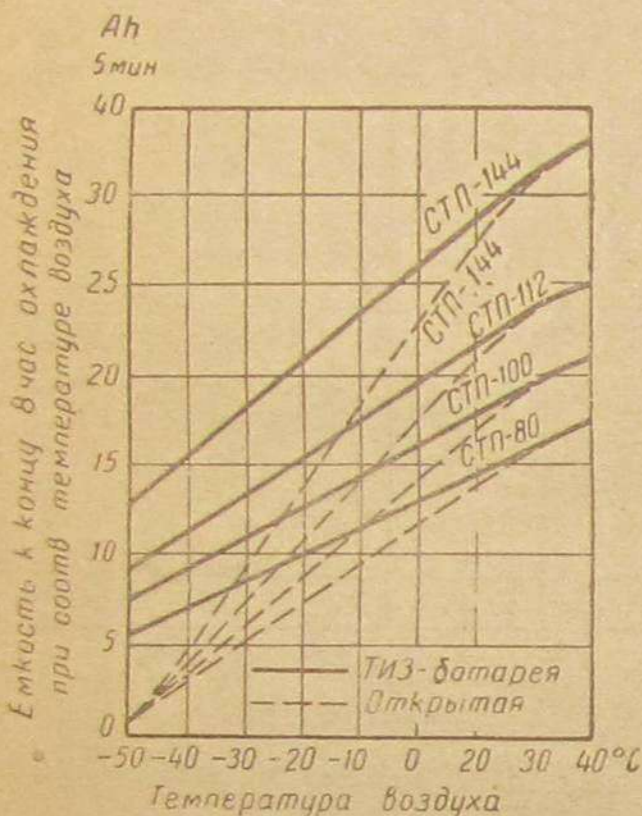
Величины  $C_{ст}$ ,  $R$  и  $I$  на некотором заданном интервале времени  $t$ , лежащем обычно в пределах от нескольких часов до нескольких суток, можно считать практически неизменными.

В случаях, когда некоторые из этих величин в заданном интервале времени  $t$  могут оказаться переменными, как, например, внешняя температура  $T_0$  или зарядный ток батареи  $I$  при зарядке от 3-щегочного генератора или по „методу постоянного потенциала“<sup>1</sup> — функция  $T_k$  может быть найдена применением

современного метода „электрического моделирования“<sup>2</sup>.

Однако для вычислений в практических целях обычно бывает достаточно задаться некоторыми средними величинами  $T_0$  и  $I$  за время  $t$  и подставлять их непосредственно в уравнение (9), тем более что степень точности, с которой могут быть заданы все остальные величины, за исключением  $\alpha$ ,  $F$  и  $G$ , будет одного порядка с вышеназванными.

Решая уравнение (9) относительно  $k$ , можно непосредственно сравнивать термоизоляционные качества открытых и ТИЗ-батарей или же ТИЗ-батарей при различном качестве наполнителей, различных конструктивных формах ТИЗ-футляров и пр.



Фиг. 7. Эффективность термоизоляции (по стартерной емкости)

Если в процессе нагревания или охлаждения батареи зарядный ток  $I$  равен нулю, то выражение для  $T_k$  приобретает вид:

$$T_k = T_0 + (T_n - T_0) e^{-\frac{kF}{C_m G} t} \quad (10)$$

Если начальная температура электролита равна температуре внешней среды (наружного воздуха), т. е.  $T_n = T_0$ , но батарея находится под зарядкой током  $I$ , то

$$T_k = T_n + \frac{\alpha I^2 Q}{kF} \left( 1 - e^{-\frac{kF}{C_m G} t} \right) \quad (11)$$

<sup>1</sup> Минин А. И., Стартерные батареи, НККХ РСФСР, 1945.

<sup>2</sup> Гутенмахер Л. И., д-р, проф., Электрическое моделирование, Изд. Акад. наук СССР, 1943.

При пониженных температурах батареи сохраняют лишь часть своей номинальной емкости, т. е. той емкости, которую они имеют при номинальной температуре, равной 30°.

Кривые фиг. 7 показывают фактическую емкость стартерных батарей в зависимости от температуры воздуха после 8 час. охлаждения. Как видно, до температуры 20° они прямолинейны. При более высоких температурах кривые заметно изгибаются вправо, так как прирост емкости снижается, а при 55—60° практически делается равным нулю.

Диаграмма фиг. 7 дает емкость батареи на так называемом 5-минутном режиме, т. е. при стартерной нагрузке. Мы видим, что при —20° открытые батареи через 8 час. охлаждения теряют в среднем 60%, при —30° — в среднем 72% и при —50° — почти 100% номинальной стартерной емкости.

Данные о потере емкости на каждый градус снижения температуры электролита для батарей отечественного производства приведены в табл. 1.

Таблица 1

Потеря емкости открытых стартерных батарей при низких температурах<sup>1</sup>

Типы батарей	Емкость при 5-мин. режиме и темп. +30°	Потеря емкости при снижении темп. на 1°	То же в % (темп. коэффициент емкости)
3СТП-80 . . . . .	17,5	0,209	1,19
3СТП-100 . . . . .	20,8	0,246	1,18
3СТП-112 . . . . .	25,0	0,303	1,20
3СТП-126 . . . . .	29,2	0,360	1,23
3СТП-144 . . . . .	33,3	0,414	1,25
6СТЭ-126 . . . . .	29,2	0,359	1,23
6СТЭ-144 . . . . .	33,3	0,414	1,25

<sup>1</sup> Не указанные в таблице батареи типа СТЭ имеют те же данные, что и батареи СТП соответствующей емкости.

В среднем можно считать, что для любых типов стартерных батарей потеря емкости при понижении температуры электролита на 1° составляет в среднем 1,22% от номинальной их емкости при нормальной температуре. При более точном подсчете, учитывая кривизну характеристик при положительных температурах, можно сказать, что температурный коэффициент емкости равен:

при температурах от +20° до —20° . . . . 1,30%  
 „ „ „ от +30° до +40° . . . . 0,80%.

Температурный коэффициент емкости сильно зависит от режима разрядки. Например, при разрядке стартерных батарей более слабыми токами, скажем, при 10-часовом режиме, коэффициент составляет только 1% на 1° при температурах от +20 до —20°.

Температурный коэффициент необратим. Отогревание замерзших батарей, без подзарядки, не дает отвечающее коэффициенту увеличение емкости.

Физическими причинами понижения емкости батарей при низких температурах являются:

а) Увеличение вязкости электролита и связанное с этим снижение его способности к диффузии, т. е. взаимосмешивание частиц электролита различной концентрации. Последнее является следствием пониженной скорости движения молекул электролита при низких температурах. В слоях, прилежащих к рабочим поверхностям отрицательных пластин аккумулятора, происходит разбавление электролита за счет расхода серной кислоты при разрядке. Таким образом, рабочая поверхность пластин (поры и наружная поверхность) оказывается окруженной электролитом слабой концентрации, а это приводит к снижению как емкости, так и напряжения аккумулятора.

б) Увеличение электрического сопротивления электролита. Этот пункт является следствием предыдущего.

Таблица 2  
Влияние температуры на сопротивление электролита

Температура электролита °С	Удельное сопротивление электролита ом/см
+40	0,89
+30	1,15
+20	1,40
0	1,92
-20	2,45
-30	2,70
-50	3,24

Электролит слабой концентрации имеет большее электрическое сопротивление, чем концентрированный, в силу чего внутреннее сопротивление аккумулятора возрастает за счет слоев электролита, прилежащих к рабочим поверхностям пластин.

Из табл. 2 видно, что сопротивление электролита возрастает более чем в три раза, если температура его понижается с +40 до -18°.

в) Закупорка пор пластин. Как известно, при разрядке аккумулятора в порах пластин выделяется сульфат, который к концу разрядки заполняет почти все пространство пор.

Однако, поскольку при низких температурах электролит, ввиду повышенной вязкости, не может быстро проникать в поры пластин, то он вступает в химическую реакцию с материалом пластин, главным образом в устьях пор, которые быстро заполняются продуктом этой химической реакции — сульфатом.

#### Потеря напряжения и мощности

С понижением температуры батареи уменьшается не только емкость, но и максимально возможная при данной емкости мощность. Наличие в стартерной батарее той или иной располагаемой емкости еще не означает возможности эффективного ее использования при стартерной нагрузке, т. е. при запуске двигателя, когда батарея должна давать большой разрядный ток, и притом тем больший, чем ниже температура.

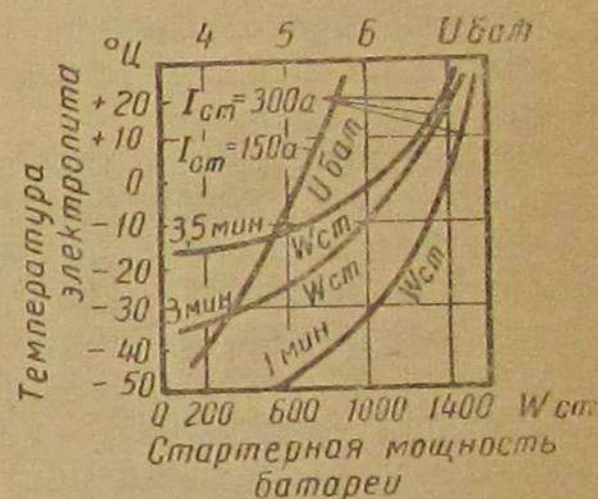
Причиной этого явления является замедление физико-химических процессов в батарее при низких температурах, отмечен-

ное в предыдущем разделе. Опыты показали, что напряжение батареи зависит от плотности электролита на рабочих поверхностях пластин. Однако плотность электролита на поверхности пластин при разрядке батареи стартерным током мала. Пластины работают в соприкосновении с электролитом слабой концентрации. При этом напряжение на зажимах батареи сильно понижается, вызывая понижение мощности, несмотря на то, что батарея может обладать еще значительным запасом электроэнергии.

Характеристика напряжения фиг. 8 относится к случаю разрядки батареи током силой 150 а. При температуре -30° напряжение на зажимах батареи равно 4,25 в, т. е. снижается на 26% против нормального при температуре 30° и стартерной нагрузке. Снижение напряжения влечет за собою и соответствующее снижение мощности, поскольку мы предположили, что сила тока — вторая величина, от которой зависит мощность, — остается неизменной. На самом же деле, как уже было выяснено ранее, сила тока не остается неизменной, а также уменьшается с понижением температуры, в связи с чем мощность батареи падает быстрее, чем напряжение. На фиг. 8 видно, что при -30° мощность батареи к концу разрядки на 3-мин. режиме, при начальном токе 300 а, составляет менее 400 вт, т. е. снижается на 73% против нормальной при температуре 80° и стартерной нагрузке. Этим подтверждается неизбежность большого снижения силы тока.

Физические причины снижения силы тока могут быть определены на основании изложенных ранее причин уменьшения емкости и напряжения. Сила тока зависит от размеров пластин аккумулятора и количества активной массы в них или, точнее, от величины наружной и внутренней рабочих поверхностей в пластинах, причем под внутренними поверхностями здесь подразумевается суммарная внутренняя поверхность пор. Эта поверхность по мере снижения температуры электролита быстро уменьшается в связи с закупоркой устьев пор сульфатом. Электролит не проникает в поры, и их внутренняя поверхность как бы выключается из активного рабочего процесса, тем более что вода, образовавшаяся в этих порах при разрядке аккумулятора, будучи лишена возможности перемешиваться с электролитом, быстро замерзает, и рабочий процесс в тех порах, которые оказались закупоренными, совершенно прекращается.

В этих условиях попытка включения батареи на большую нагрузку (запуск холодного двигателя) очень быстро выводит батарею из строя. Как видно из фиг. 8, это происходит уже при



Фиг. 8.



—18° или при —35°, если батарея разряжалась непрерывным током 300 а в течение соответственно 3,5 или 3 мин.

Из вышеизложенного вытекает, что в зимнее время батарею нельзя включать на стартер слишком продолжительными порциями с небольшими интервалами. Например, при температуре —10° мощность стартерной батареи к концу непрерывной разрядки ее стартерным током 300 а в течение 1 мин. составляет 1300 *вт*, а мощность той же батареи к концу разрядки ее таким же стартерным током в течение 3,5 мин. будет только 600 *вт*.

На основе изложенного выявляется серьезное противоречие: с одной стороны, в зимних условиях батарею надо разряжать короткими порциями с продолжительными интервалами, а с другой стороны, такой режим неудовлетворителен, так как при запуске холодного двигателя необходимо прогреть цилиндры рядом многократных непрерывных сжатий рабочей смеси. Длительные интервалы сводят на-нет эту работу, и ее приходится начинать сызнова.

Выход из этого положения — только один: термоизоляция и подогрев батареи.

Это не значит, что повышение отдачи батареи за счет других методов не может дать положительного результата. Совершенствование технологии производства пластин (главным образом отрицательных), подбор рецептуры, в частности рациональных экспандеров, решение проблемы сепарации (специальная обработка древесины, внедрение хлорвениловой, стеклянной или эбонитовой сепарации), — все эти меры, безусловно, могут повысить отдачу батареи при низких температурах. Но пока нет оснований полагать, что это повышение может быть большим, чем на 25—35%, в то время как наблюдаемое при средних зимних температурах снижение отдачи батареи составляет, как мы увидим ниже, 75% и даже больше по отношению к номиналу при 30°.

## II. ТЕРМОИЗОЛЯЦИЯ БАТАРЕЙ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

### 1. О методах термоизоляции

Из предыдущих разделов следует, что открытые батареи не удовлетворяют высоким требованиям, предъявляемым к ним в зимних условиях. В связи с этим возникает насущная потребность изыскать специальные меры для защиты батарей от действия низких температур и ветра.

Переохлаждение батарей может быть устранено подогревом их извне или термоизоляцией.

Подогрев батареи извне мог бы быть осуществлен отходящими газами двигателя. Но этот способ нельзя рекомендовать, так как, во-первых, подогрев возможен только при работающем двигателе, т. е. в этом случае, когда батарея меньше всего подвержена опасности замерзания, а во-вторых, создается угроза

перегрева батарей, в особенности при зарядке их от трехщеточного генератора, т. е. без реле-регулятора. Для ограничения такой опасности к батарее пришлось бы пристроить дополнительный аппарат — автомат-терморегулятор, который усложнил бы и без того непростую задачу подводки выхлопных газов к батарее. Способ подогрева батареи теплой водой предпочтительнее, проще и удобнее в эксплуатации, но еще не получил достаточной конструктивной разработки.

Второй способ — термоизоляция батареи — заключается в принятии мер к сохранению теплоты, выделяющейся внутри самих батарей при зарядке или разрядке. При зарядке батарей в закрытых помещениях при нормальной температуре (20°) электролит в них прогревается к концу зарядки до 33—36°. При зарядке зимой в закрытых неотапливаемых помещениях или на открытом воздухе, например от походных станций (ПЗС) температура электролита повышается на 8—10°. Во всяком случае к моменту установки батареи на автомашине или к моменту остановки двигателя, если батарея уже работала с ним, в батарее содержится известное количество теплоты, которую можно посредством термоизоляции сохранить в течение более или менее длительного времени. Этот способ, несмотря на свою простоту, оказался достаточно эффективным, как это мы увидим ниже.

До настоящего времени неоднократно делались попытки термоизоляции батареи, но лишь с скромным эффектом. Однако это не смогло дискредитировать самого метода. В результате многочисленных опытов, поставленных в НАТИ на протяжении последних двух лет, были, наконец, достигнуты весьма положительные результаты, и термоизоляция батареи выдвинулась на уровень вопросов серьезного народнохозяйственного значения.

Испытания термоизолированных батарей в зимних условиях показали большое повышение их емкости, силы тока, мощности, а также срока службы по сравнению с обычными открытыми батареями.

### 2. Эффективность термоизоляции

По остыванию. Охлаждение термоизолированных батарей происходит очень медленно.

Как видно из фиг. 4, снижение температуры электролита в течение первых 8 час. остывания закрытой батареи на морозе 20° составляет в среднем 1,25°/час, в то время как для открытой батареи эта величина в тех же условиях равна 4,74°/час. Другими словами, при морозе —20° ТИЗ-батарея остывает почти в 4 раза медленнее, чем открытая.

Эти результаты выше тех, которые были опубликованы за последнее время в зарубежной печати<sup>1</sup>, и могут быть еще лучшими, если применить специальные термоизолирующие материалы. Представленные нами характеристики (фиг. 4 и 7) отражают опыты с хлопковой ватой. В случае применения для термо-

<sup>1</sup> DMZ № 9, 1940. SAE Journal № 5, 1943.

изоляции стеклянной ваты результаты улучшаются на 15—20%.

Во всяком случае, термоизоляция батареи, осуществленная с применением любого из указанных в табл. 3 материалов, исключает возможность замерзания электролита при любых температурах до —51°, даже в случае, если батарея имела начальную температуру только +10°, была совершенно разряжена и стояла на ветру в течение 8 часов.

Если же ТИЗ-батарея была заряжена хотя бы на 25%, то она способна выдержать вышеуказанные жесточайшие условия в течение 24 час. без опасности замерзания электролита, в то время как открытая батарея в этих условиях замерзнет уже через 3—4 часа (см. фиг. 4 и 5).

По емкости. Термоизоляция батарей может значительно повысить их емкость к моменту их использования для пуска мотора. Фиг. 7 наглядно демонстрирует большую разницу в фактической емкости и температурном коэффициенте емкости для открытых и закрытых батарей применительно к одним и тем же внешним условиям. Разница особенно велика при больших „сибирских“ морозах. Например, при —45° фактически располагаемая емкость полностью заряженной открытой стартерной батареи любого типа после 8-часового пребывания на морозе не превышает 2,2 а-ч. Для батареи СТП-144 — основного типа для тяжелого автотранспорта — емкость составляет менее 7% их нормальной емкости на 5-мин. режиме, в то время как ТИЗ-батарея сохраняет в тех же условиях около 40% емкости, т. е. почти в 6 раз больше, и имеет к тому же несравненно большую отдачу по максимальной силе тока.

Применительно к различным температурным условиям преимущества ТИЗ-батареи видны из табл. 3.

В среднем для различных типов стартерных батарей и различных температурных условий фактически располагаемая емкость при наличии термоизоляции увеличивается в 1,5—2 раза.

Таблица 3

Сравнительная емкость термоизолированных батарей по отношению к открытым батареям при различных температурах

Тип батареи	Емкость термоизолированных батарей (в % к открытым)			
	0°	—10°	—20°	—30°
СТП-80 . . . .	116	126	146	174
СТП-112 . . . .	120	134	156	192
СТП-144 . . . .	123	140	168	220

После стоянки в течение 8 час.

Из табл. 3 видно, что чем ниже температура, тем большая часть емкости может быть сэкономлена термоизоляцией. Например, при —20° емкость закрытой батареи типа СТП-100 превышает емкость открытой батареи на 3,7 а-ч, что составляет 1/3 по отношению к емкости открытой батареи, и при —50° это превышение выражается 5,6 а-ч, что в 4 раза превышает емкость открытой батареи.

Если предположить, что разрядка батареи на стартерную нагрузку производится 20-секундными порциями для дизель-моторов, то батарея типа СТП-112 при внешней температуре 20° должна обеспечить некоторое количество стартов, причем если сила разрядного тока равна 250 а, а стартерная, т. е. 5-минутная, емкость батареи при температуре —20° равна 10 а-ч, то для открытой батареи

$$n_1 = \frac{10 \cdot 60 \cdot 60}{20 \cdot 250} = 7 \text{ стартов;}$$

для закрытой батареи соответственно

$$n_2 = \frac{14,8 \cdot 60 \cdot 60}{20 \cdot 250} = 11 \text{ стартов.}$$

На морозе —30° мы бы получили для открытой батареи 3—4 старта, а для закрытой 6—7 стартов, принимая во внимание, что необходимая для старта сила тока при пониженной температуре увеличится с 250 до 300 а.

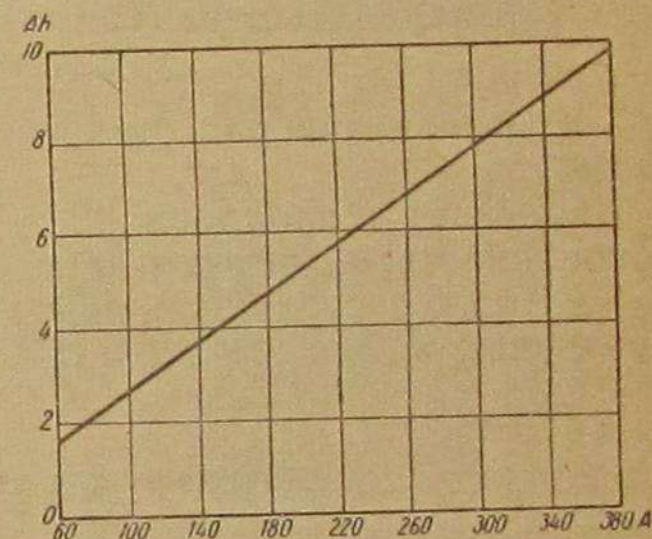
Таким образом, мы видим, что термоизоляция батарей повышает возможность использования стартера при запуске двигателя в 1,5—2 раза при внешних температурах от —20 до —30°.<sup>1</sup>

Здесь следует напомнить, что с точки зрения возможности запуска большое значение имеет не только емкость батарей, но и максимальная сила тока, которую при данной температуре можно взять от батареи. Обычно, чем больше емкость батареи, тем большую силу тока можно от нее получить для стартера.

Сила тока зависит от объема и рабочей поверхности той части активной массы пластин, которая способна еще вступать в химическую реакцию с электролитом в процессе образования электрического тока.

Фиг. 8. показывает, что сила тока прямо пропорциональна емкости батареи.

<sup>1</sup> Ниже температуры —35° работа открытых стартерных батарей не допустима, поскольку по действующим техническим условиям на батареи (ГОСТ 959-41) ниже этой температуры уже не гарантируется морозостойкость активной массы крышек аккумуляторов.



Фиг. 9. Максимальная сила разрядного тока в зависимости от емкости батареи (при стартерной нагрузке на 5-минутном режиме)

По силе тока, напряжению и крутящему моменту. Сопоставляя фиг. 9 и 7, можно найти практическую разницу в силе тока для открытой и закрытой батарей. Например, после 8 час. стоянки при температуре  $-35^{\circ}$  батарея СТП-80 при разрядке на 5-мин. режиме имеет емкость 4 а-ч и дает в начале разрядки 150 а, в то время как закрытая батарея в тех же условиях имеет емкость 8 а-ч и дает 310 а. Так как вращающий момент стартера пропорционален силе тока, то в связи с возрастанием максимальной силы тока, отдаваемого батареей, возрастет и максимальный крутящий момент.

### III. КОНСТРУКЦИЯ

#### I. Материалы для термоизоляции батарей. Материал для утепляющего слоя

К материалам для батарей предъявляются следующие требования:

а) малая теплопроводность, б) малая влагоемкость и гигроскопичность; в) дешевизна и недифицитность.

В табл. 4 сведены данные о теплопроводности изолирующих материалов для батарей. Наилучшими материалами являются

Таблица 4

#### Материалы для термоизоляции батарей

Материалы	Коэффициент теплопроводности кал/Г°
Минеральный пух (калорокс) . . . . .	0,31
Аназот . . . . .	0,40
Шлаковая вата . . . . .	0,42
Битумная шерсть . . . . .	0,50
Стеклянная вата . . . . .	0,40
Зола . . . . .	0,32
Шерсть . . . . .	0,37
Хлопок . . . . .	0,55
Хлопковая вата . . . . .	0,42
Древесная стружка . . . . .	0,50
Мятая бумага . . . . .	0,50
Войлок . . . . .	0,52
Древесный уголь . . . . .	0,55
Опилки древесные . . . . .	0,60
Морская трава . . . . .	0,46
Вата асбестовая . . . . .	0,90
Пробка мелкая . . . . .	0,40

калорокс, аназот, стеклянная и шлаковая вата, поскольку они имеют малый коэффициент теплопроводности. Важным преимуществом стеклянной ваты является также малая гигроскопичность, равная лишь 0,09% от сухого веса. При более гигроскопичных материалах эффект термоизоляции зависит от того, в какой мере ограничен доступ влаги внутрь утепляющего слоя.

В новейших инструкциях по зимней эксплуатации автомашин иногда можно встретить 2—3 строчки, касающиеся утепления

батарей, например: „теплоизоляция посредством слоя мелкой пробки“, „укрыть войлоком, брезентом“... „произвести утепление батарей тонким войлоком“ и др.<sup>1</sup>

Такая термоизоляция мало эффективна. Она производится на длительный период (сезон), в течение которого батарея подвергается переноске из одного помещения в другое, имеющее различную температуру. (В инструкциях специально предписывается переносить батарею на ночь в теплое помещение.) Незащищенный слой войлока или другого утеплителя, обладающего значительной гигроскопичностью, попав в более теплую атмосферу, жадно впитывает осаждающуюся на утеплителе влагу.

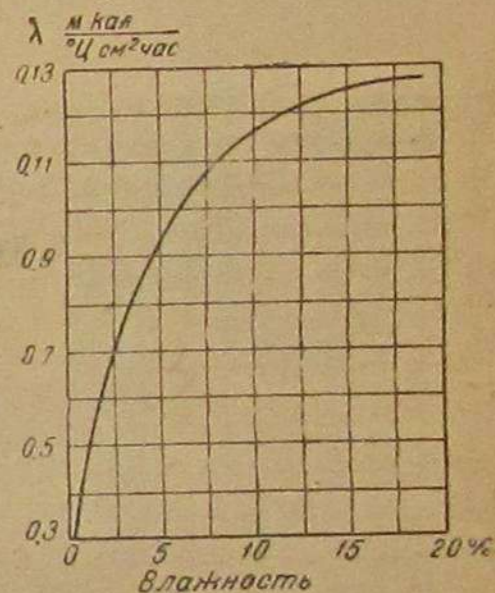
Если же утеплитель предварительно подвергся воздействию паров серной кислоты или был обрызган ею, что практически почти всегда имеет место, то он впитывает такое количество влаги, что становится сырым даже наощупь, в результате чего теплопроводность слоя повышается в несколько раз. Если же слой утеплителя к тому же является „тонким“, то никчемность такого утеплителя совершенно очевидна. Изменение теплопроводности термоизолирующего слоя в зависимости от его влажности показано на фиг. 10<sup>2</sup>.

Скорость остывания батареи не слишком сильно изменяется в зависимости от применения того или иного из принятых нами термоизолирующих материалов. Максимальная разница в температуре электролита после 8-часового охлаждения батарей не превышает нескольких градусов Цельсия. Рекомендуемые материалы приблизительно равноценны, если они будут поставлены в условия надежной влагоизоляции. Например, простая неочищенная хлопковая вата, высушенная до 2—3% влажности и заключенная в футляр предлагаемой ниже конструкции с соблюдением рекомендуемых технических условий, дала лучшие результаты по сравнению с теми, которые были получены за границей с применением более дорогих материалов (битумный войлок, шерсть).

Толщина утепляющего слоя. Опыты показали, что существует некоторая оптимальная толщина утепляющего слоя, изменение которой в сторону уменьшения или увеличения нерационально, в первом случае ввиду недостаточной эффективности термоизоляции, а во втором случае — ввиду бесполезной траты утепляющих материалов и чрезмерного увеличения габаритов батарей, что вызывает затруднения с монтажом батарей на автомашине.

<sup>1</sup> Например, Памятка по эксплуатации танков в зимних условиях, ГАБТУ, 1942 и др.

<sup>2</sup> По данным ВНИИ.



Фиг. 10. Теплопроводность утепляющего слоя в зависимости от его влажности

Табл. 5 показывает скорость остывания батарей за 12 час. при различной толщине утепляющего слоя хлопковой ваты 6-процентной влажности (нормальной для зимних условий) и внешней температуре — 30° при неподвижной воздушной среде.

Критерием для выбора толщины теплоизоляционного слоя может служить требование, чтобы после 8-часового пребывания на морозе до — 50° батарея сохраняла работоспособность. Будучи оставлена на ночь на автомашине, батарея должна к утру сохранить большую часть емкости.

До настоящего времени были испытаны утеплители с толщиной слоя от 10 до 40 мм. При толщине слоя до 15—20 мм эффективность термоизоляции оказалась недостаточной. Наилучшие результаты при испытании в НАТИ были достигнуты при толщине утепляющего слоя в 25—30 мм. Увеличение слоя до 35—40 мм дает, как видно из табл. 5, лишь незначительное улучшение.

Таблица 5

Влияние толщины утепляющего слоя на скорость остывания батарей (без влагоизоляции)

Толщина теплоизоляционного слоя в мм	Градиент остывания батареи в °С/час
10—12	3,50
25—30	1,66
35—40	1,90

Если термоизоляция батарей будет выполняться в рамках существующих посадочных мест для батарей на автомашинах, то в большинстве случаев удовлетворительного результата не получится, поскольку на большинстве типов автома-

шин союзного и иностранного производства посадочные места для батарей и крепежные конструкции не позволяют окружить батарею утепляющим слоем толщиной более 8—15 мм.

В силу этого для осуществления надежной термоизоляции батарей необходимо вносить некоторые конструктивные изменения в посадочные места для батарей или же вообще переставлять их в другое, более просторное место.

Утепляющий слой должен быть заключен в прочный двухстенный футляр, типовая конструкция которого приводится ниже. Для увеличения полезного объема футляра стенки его должны быть тонкими, конечно, не в ущерб их прочности. Кроме того, стенки футляра не должны быть теплопроводными.

Этим требованиям хорошо отвечает бакелитовая фанера толщиной 2,5—3 мм. В отличие от простой фанеры бакелитовая фанера склеивается не на желатиновом, а на бакелитовом клее, который, будучи очень прочным, обладает большой влагостойкостью. Для мягких конструкций термоизоляционных футляров пригоден холст, брезент и другие плотные ткани. Наилучшей тканью является стеклянное полотно вследствие его прочности и влаго-кислотостойкости. Железные футляры мало пригодны, так как даже при малой толщине железного листа они очень теплопроводны<sup>1</sup>, к тому же не кислотостойки.

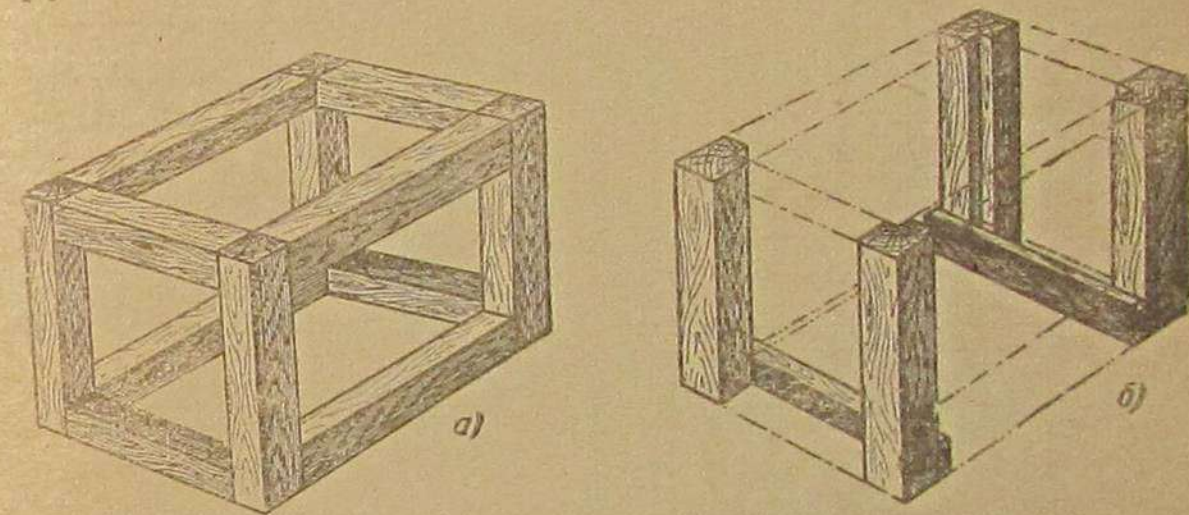
Стенки футляров типовой конструкции пропитываются лаками в целях обеспечения влагонепроницаемости и кислотостойкости.

В качестве лаков рекомендуется асфальтовый лак и компаунды. Асфальтовый лак представляет собою раствор искусственного асфальта в смеси с парафином, в бензоле, бензине или льняном масле компаунды (пропиточные) — смесь асфальта с вазелином, канифолью и тяжелыми нефтяными маслами при температуре разжижения 160—220° С.

Асфальтовые лаки и компаунды влаго- и кислотостойки; в горячем виде легко проникают в поры дерева.

## 2. Термоизолирующие футляры для батарей (ТИЗ-футляры)

ТИЗ-футляры могут быть жесткими, мягкими или комбинированными. В качестве типовой в данном разделе описывается конструкция жесткого футляра для батареи СТ-80 (автомобиль



Фиг. 11. Каркас ТИЗ-футляров

ГАЗ-АА), а также кронштейн для установки батареи под капотом двигателя, где батарея может быть более надежно утеплена и защищена от ветра.

Имея в виду эти конструкции как типовые, нетрудно изготовить и ряд других конструкций, предназначенных для других типов автомашин или же различных модификаций конструкций одних и тех же машин в случае, если эти изменения вызваны отсутствием предлагаемых материалов или другими соображениями.

Главной особенностью любой конструкции термоизолирующего футляра для батарей должно являться то, чтобы места непосредственного соприкосновения наружных стенок футляра с внутренними имели бы наименьшую площадь. Это необходимо в целях максимального ограничения теплопередачи от внутренних стенок футляра к наружным.

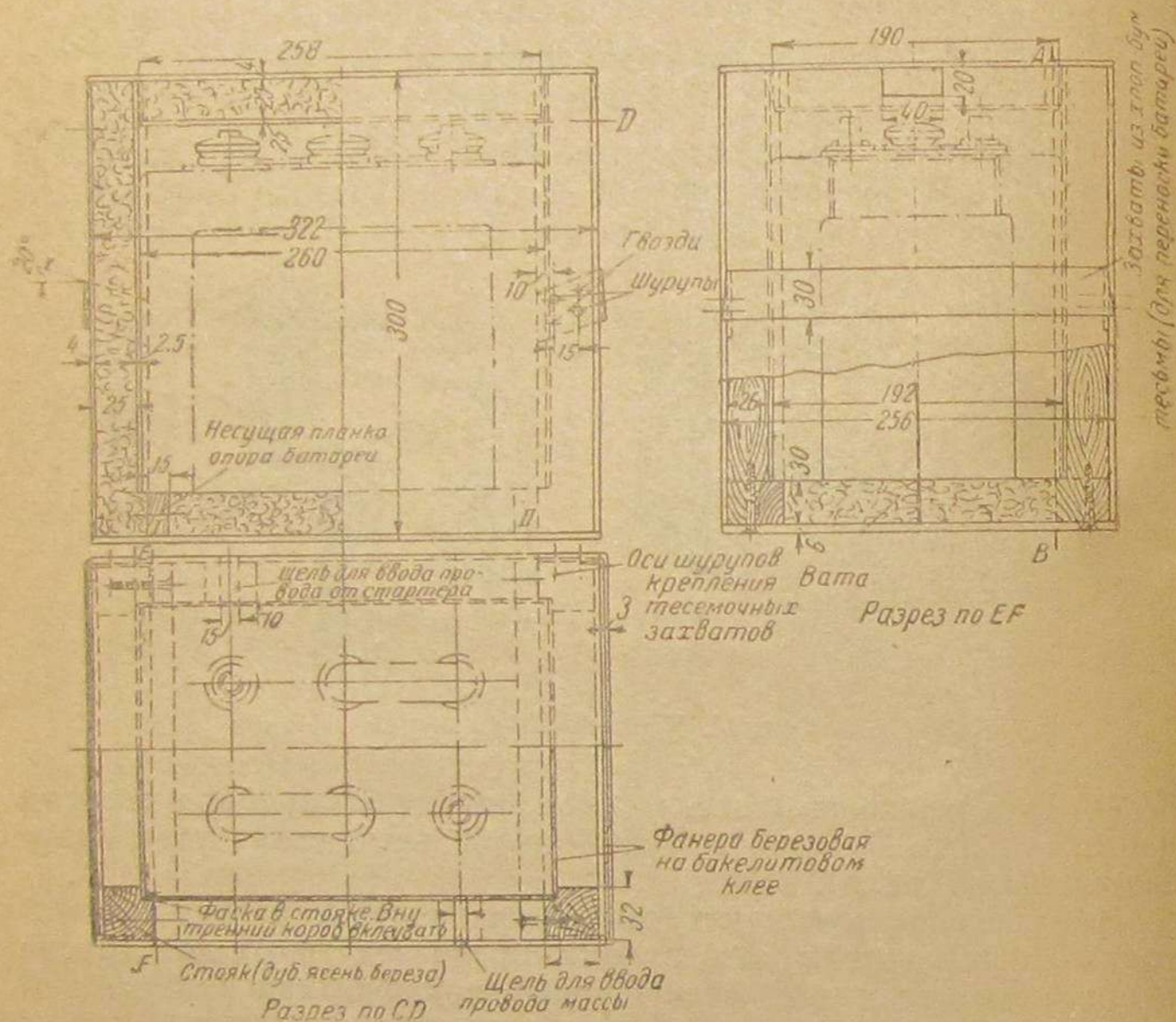
В этом смысле обычный каркас типа А (фиг. 11) для двухстенного футляра является нежелательным<sup>1</sup>, так как во много

<sup>1</sup> К каркасу типа А приходится прибегать в интересах механической прочности лишь в случае, когда он предназначен для вмещения двух батарей.

<sup>1</sup> Речь идет о теплопроводности в стыковых соединениях.

раз увеличивает теплопередачу через каркас по сравнению с рекомендуемым каркасом типа Б. Каркас изготавливается для прочности из твердых пород дерева: дуба, вяза, в крайнем случае из березы.

Эти породы обладают значительной теплопроводностью, в 10—15 раз большей, чем утепляющий слой. Если требование о максимальном ограничении площади непосредственного соприкосновения батареи с каркасом не соблюдать, то подавляющая часть теплоты будет уходить в атмосферу и на металличе-



Фиг. 12. ТИЗ-футляр для батареи СТП-80 (ГАЗ-АА)

скую массу автомашины, именно через эти площади, несмотря на то, что суммарная величина их по сравнению с общей площадью соприкосновения батареи с внутренними стенками футляра невелика. Футляр, изготовленный на каркасе Б, достаточно прочен для одной батареи. При испытании такой футляр после 1000-км пробега автомашины по пересеченной местности в средних дорожных условиях не имел никаких повреждений.

Конструкция термоизолирующего футляра для автомобиля ГАЗ-АА показана на фиг. 12. Она состоит из каркаса по типу Б, обшитого с помощью 15-мм гвоздей или 10-мм шурупов баке-

литовой фанерой толщиной 3—3,5 мм по вертикальным плоскостям внутренних и наружных стенок. Внутренние стенки базируются в 6×6-мм вырезах (четвертях) по внутренним углам стояков, куда они вклеиваются столярным клеем.

В качестве опоры для батареи служат бруски I и II, привинченные к стоякам с помощью 4×40-мм шурупов.

Наружное дно футляра должно быть изготовлено из 10-мм доски, к боковинкам и торцам которой приклеиваются и привинчиваются наружные стенки футляра в своей нижней части. Доска дна привинчивается по углам к стоякам с помощью 3×30-мм шурупов. Внутренний ящик футляра может не иметь дна, как это показано на фиг. 11, в случае, если в качестве утеплителя применяется неизмельченная (длинноволокнистая) стеклянная вата. Во всех остальных случаях внутренний ящик также должен иметь дно из 8-мм доски, к которой тщательно приклеиваются и привинчиваются стенки внутреннего ящика.

Крышка футляра, изготавливаемая отдельно, состоит из рамки, собранной на шипах или встык из 7×25-мм деревянных брусков; к рамке приклеивается и привинчивается верхняя плоскость крышки, сделанная из 4-мм фанеры. Нижняя плоскость крышки (из 3—3,5-мм фанеры) изготавливается по своим размерам, но не привинчивается до окончательной сборки футляра.

До заполнения межстенного пространства футляра слоем утеплителя футляр, включая крышку, должен подвергнуться горячей пропитке компаундом. При массовом изготовлении футляров в заводских условиях следует применять вакуумную пропитку изделий.

После пропитки футляр и относящиеся к нему изделия становятся более прочными и хорошо противостоят влаге и парам электролита. Проникновение последних внутрь утепляющего слоя пагубно отражается на термоизоляционных свойствах футляра, что нужно иметь в виду при сборке футляра.

После пропитки футляра междустенное пространство его должно быть заполнено слоем термоизоляционного материала, который предварительно должен быть высушен при температуре 110° до постоянного веса или в течение 1—2 час., если сушка производится не толстым слоем.

Набивку утеплителя не следует производить слишком плотно, ибо это снизит термоизоляционные свойства футляра. Для ваты наилучшим объемным весом, с этой точки зрения, является 0,18 г/см³. В случае применения стеклянной, шлаковой или хлопковой ваты вес ее для одного футляра к батарее СТП-80 должен быть равен 2,1 кг. При более плотной набивке термоизоляционные свойства футляра ухудшатся за счет усиления контактной теплопередачи, при менее плотной набивке — за счет конвекции.

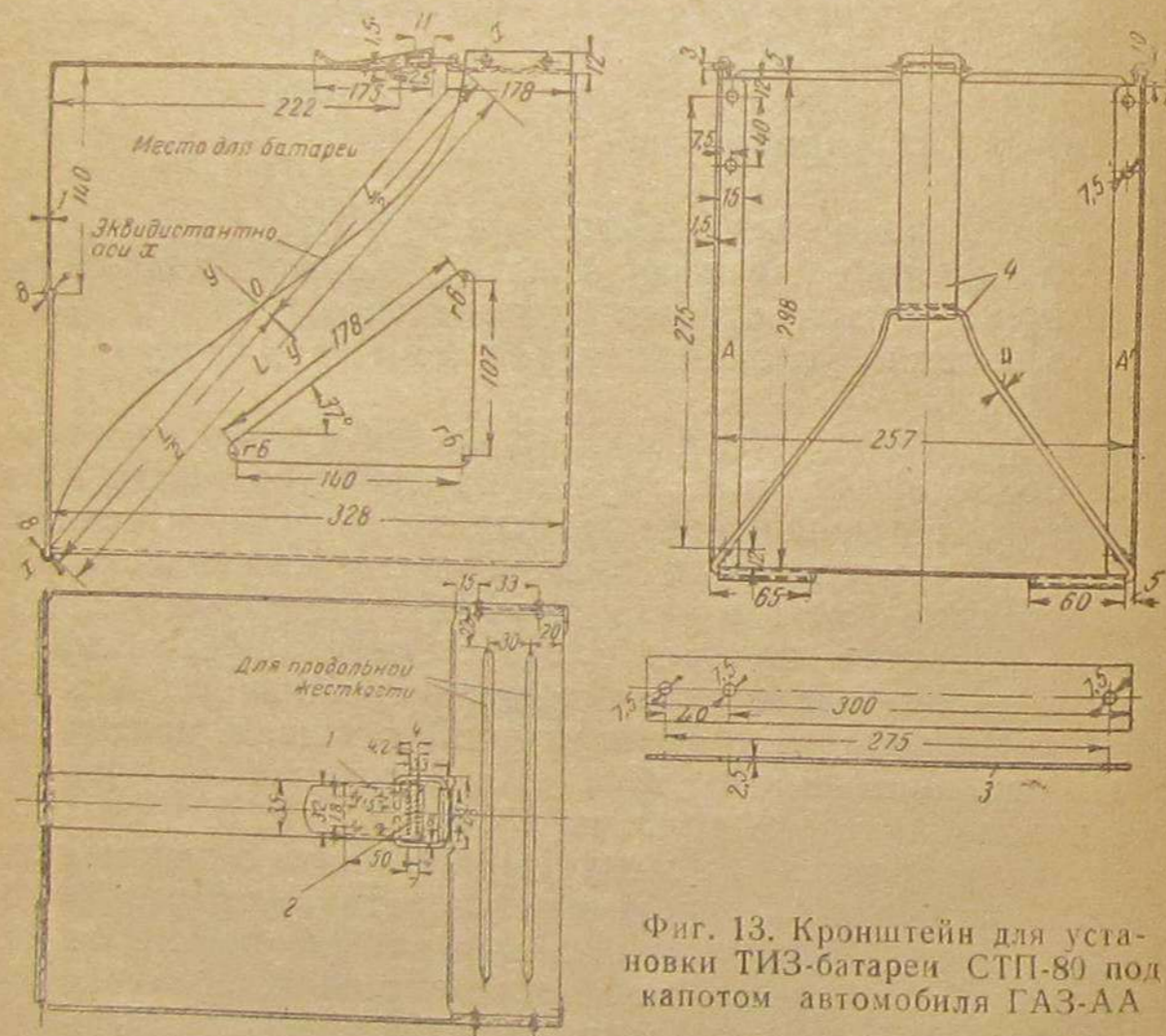
После набивки утеплителя вклеивается и привинчивается наружное дно футляра, а также нижняя плоскость крышки

футляра, а все швы тщательно заливаются горячим компаундом. Затем открытый слой утеплителя в верхней части футляра тщательно закрывается на клею полосками брезента в виде корытообразных вставок, и полученный желобок, который должен быть очень мелким — 3—4 мм в глубину, заливается теплым компаундом или асфальтом чуть выше уровня стенок.

Щели для ввода проводов должны быть ограничены деревянными вкладышами, как показано на чертеже (в плане). Поскольку щели для проводов работают одновременно как вентиляционные отверстия для выхода паров электролита и водорода, надо обратить внимание, чтобы здесь не было отверстий, через которые эти пары могли бы проникнуть в междустенное пространство.

### 3. Кронштейны

Для крепления термоизолированных батарей на старых или новых рабочих местах требуется некоторая переделка существующих кронштейнов или же установка новых кронштейнов.



Фиг. 13. Кронштейн для установки ТИЗ-батарей СТП-80 под капотом автомобиля ГАЗ-АА

Конструкция одного из таких кронштейнов для автомобиля ГАЗ-АА при установке термоизолированной батареи под капотом двигателя представлена на фиг. 13.

На чертеже футляра указаны его габариты, превышение которых недопустимо, так как в противном случае после уста-

новки кронштейна с батареей под капотом двигателя крышка капота не закроется.

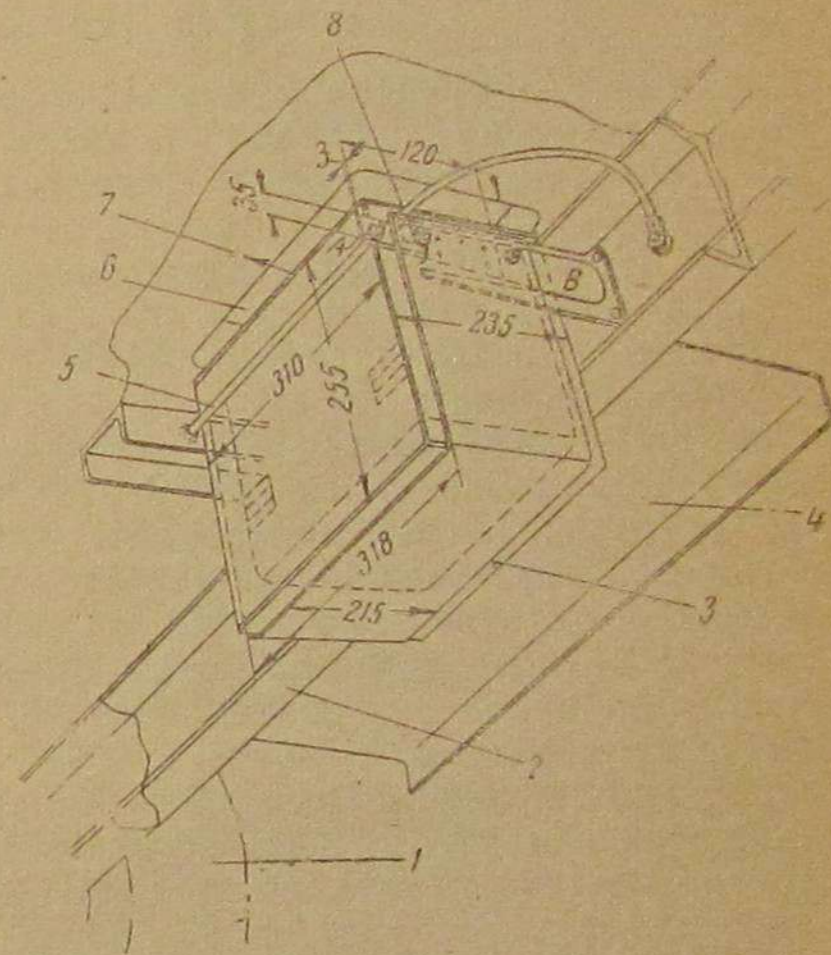
Конструкция кронштейна предусматривает возможность легко снять бандаж путем открытия застёжки. Бандаж слегка пружинит, демпфируя толчки, испытываемые батареей при движении автомобиля, и допускает регулировку натяжения путем изменения длины стяжной шины или подгибания зацепа.

Для того чтобы снять крышку для контроля батареи или текущего ухода за ней, достаточно лишь слегка выдвинуть батарею из кронштейна. Возможность легкого доступа к батарее имеет большое значение, облегчая уход за нею.

Главным достоинством расположения батареи под капотом двигателя является то, что здесь она надежно утеплена не только футляром, но и потому, что имеется возможность обогреться извне — теплотой двигателя при работе последнего и в периоды стоянок, поскольку в зимнее время капот обычно накрыт чехлом, а при длительных стоянках капот покрывают дополнительно брезентом.

В рамках данной статьи нет возможности привести чертежи кронштейнов для других машин.

В зависимости от рабочего места батареи кронштейны сильно видоизменяются. На фиг. 14 представлена одна из таких модификаций для импортного грузовика Dodge W-32.



Фиг. 14. Монтаж ТИЗ-батарей Willard SR-2-105 на импортном грузовике Dodge W-32

### 4. Монтаж ТИЗ-батарей

Кронштейн для батареи СТЭ-80 автомобиля ГАЗ-АА приболчивается на передней стенке кабины, слева по ходу автомашины, шестью 6-мм болтами на гайках с шайбами Гровера, при этом пластины, указанные на фиг. 13, подкладываются под гайки с внутренней стороны кабины.

Для осуществления электрических соединений провод, идущий от кнопки стартера к батарее, необходимо укоротить, поскольку батарея будет находиться в непосредственной близости к стартеру. Провод вводится в щель А футляра и включается

на клемму „минус“ батареи. Провод на массу автомобиля выходит от клеммы „плюс“ батареи через щель *Б* на футляре и приболчивается к переднему щитку кабины.

В связи с этим необходимо проверить надежность электрического контакта между этим щитком и остальной массой автомобиля, так как при малом напряжении (6 в на автомобиле ГАЗ-АА) электрическая сеть очень чувствительна к малейшему ухудшению проводимости в металлических соединениях или контактах.

### 5. Контроль термоизоляции

Термоизолирующие футляры должны удовлетворять следующему основному условию: при внешней температуре от 20 до —40° скорость остывания электролита не должна превышать в среднем 1,5°/час. Предполагается при этом, что электролит имеет нормальную начальную температуру 20°.

Эти цифры должны служить в качестве отправных для проверки изоляционных качеств ТИЗ-футляров. На морозе до —20° термоизолирующие качества ТИЗ-футляров обычно достаточны даже при максимальной влажности утепляющего слоя, равной его влаговпитываемости (до 20—25%).

Контроль должен производиться следующим образом: ТИЗ-батарея после зарядки выставляется на мороз. Предварительно в пробочное отверстие крайнего элемента вставляется термометр с ватным тампоном для предотвращения потерь тепла через пробочное отверстие. Через 6 час. производится первый замер температуры, а через 12 час. — второй. Для получения контрольной цифры разность температур делится на 6. Если полученная цифра превышает требуемую более чем на 10%, то нужно извлечь утепляющий слой из футляра и высушить. После того как футляр будет вновь собран, необходимо принять меры к его влагоизоляции (покрытие асфальтовым лаком и заливка верхнего края термоизолирующего слоя компаундом).

Сушка термоизолирующего слоя может быть мало эффективной в том случае, если слой подвергся воздействию электролита или паров серной кислоты. Признаком этого служит побурение слоя. В таком случае сушка оказывает лишь кратковременную пользу, так как утеплитель жадно впитывает влагу из воздуха и испарения батареи, несмотря на влагоизоляцию ТИЗ-футляра, поскольку трудно обеспечить полную герметичность последнего. Побуревший утеплитель должен быть заменен новым.

Установка батареи в ТИЗ-футляре должна быть плотной во избежание динамической перегрузки батареи от толчков и выплескивания электролита. Для того чтобы батарею можно было легко вынимать из футляра, под нее следует подкладывать перед опусканием в футляр кусок тонкой просмоленной бечевки или шпагата.

Надев крышку ТИЗ-футляра, нужно проверить, плотно ли завинчены пробки. В окнах футляра после ввода в них проводов на плюс и минус батареи должны оставаться свободные

просветы, которые не следует затыкать, с тем чтобы „пары“ электролита могли беспрепятственно выходить в атмосферу.

Режим подзарядки батареи, работающей на автомашине, должен быть в зимнее время усилен за счет соответствующей регулировки трехщеточного генератора или реле-регулятора на зарядный ток до 10 а.

В этом деле надо проявлять большую осторожность, снижая зарядный ток до 5—6 а при потеплении погоды, если морозы не превышают —5—10°.

При постановке батареи на консервацию в холодном помещении батарея должна быть полностью заряжена и заключена в ТИЗ-футляр, окна которого (для проводов) должны быть заделаны паклей. Остающиеся под крышкой ТИЗ-футляра щели в этом случае достаточны для вентиляции батареи.

### 6. Зарядка ТИЗ-батарей

Перед зарядкой батарея должна быть вынута из ТИЗ-футляра, подвергнута осмотру и наружной чистке, после чего батарея может быть отправлена на зарядку. В это время производится чистка и сушка ТИЗ-футляра. Если же на нем обнаруживаются трещинки и следы пролитой кислоты, то ТИЗ-футляр должен быть вскрыт, а утеплитель проверен и просушен.

Если обнаружены только трещинки, а следов пролитой кислоты или электролита нет, то футляр должен быть предварительно подвергнут контролю на теплопередачу. Если контрольная цифра не превышает 1,5°/час, то можно ограничиться заделкой трещин без разборки ТИЗ-футляра и сушки утеплителя.

Батарея отправляется на зарядку в термоизолирующем футляре в том случае, если при наружном осмотре оказалось, что футляр вполне исправен.

Основательная зарядка батарей в зимнее время должна производиться в два раза чаще, чем в летнее. Этим поддерживается своевременное восстановление пластин и уменьшается опасность замерзания электролита. Кроме того, повышенная периодичность зарядки необходима для содержания батареи в постоянно заряженном состоянии, учитывая специфичные для низких температур условия стартерной и осветительной нагрузки батареи.

Особенностью зарядки батарей при низких температурах является быстрое повышение элементного напряжения. При зарядке мощных батарей начальным током до 15 а, при внешней температуре —15°, элементное напряжение уже через 6 час. зарядки повышается до 2,6 в, в то время как при нормальной внешней температуре элементное напряжение через 6 час. зарядки не должно быть больше 2,3 в.

Повышенное элементное напряжение при зарядке батарей в зимних условиях является неизбежностью, так как внутреннее сопротивление батарей при низких температурах повышается. Кроме того, возрастает вязкость электролита, что препятствует прониканию его в поры пластин; вследствие этого происходит

преимущественно поверхностная зарядка пластин, влекущая за собой быстрое повышение элементного напряжения.

Учитывая это, следует иметь в виду, что конец зарядки батареи при низких температурах не может быть правильно определен по элементному напряжению или по плотности электролита. Для определения конца зарядки нужно вести учет затраченных на зарядку амперчасов и для гарантии давать батарее перезарядку в пределах 15—20% максимальной емкости батареи.

Сила зарядного тока при низких температурах может оставаться нормальной. Однако необходимо периодически уменьшать силу тока в процессе зарядки с тем, чтобы элементное напряжение не выходило за пределы допустимой нормы 2,7—2,8 в к концу зарядки.

#### Литература

1. Минин А. И., Стартерные батареи, изд. НККХ РСФСР, 1945 (в печати).
2. Минин А. И., Материалы по стартерным батареям новейших типов, НАТИ, Отд. двигателей, 1943.
3. Минин А. И., ТИЗ-батареи, НАТИ, Отдел двигателей, 1944 (диссертационная работа).
4. DMZ № 9, 1940.
5. SAE Journal № 5, 1943.
6. Минин А. И., Утепление аккумуляторных батарей, „Автомобиль“ № 3, 1943.

ЧЕРНЫШЕВ В. В.

кандидат технических наук

## ИЗНОС И МАТЕРИАЛ ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

В статье приводятся результаты проведенных автором сравнительных испытаний ряда новых сталей применительно к требованиям производства азотируемых топливоподающих деталей дизельного мотора. Рекомендуются химический состав сталей, отвечающих указанным требованиям.

Одной из главных причин нарушения своевременности впрыска и тонкости распыла топлива в дизельном моторе является потеря герметичности сопряжения поверхностей его топливоподающих прецизионных деталей и изменение их профиля. К этим деталям относятся: игла в корпус распылителя, плунжер и гильза насоса высокого давления, обратный клапан и его гнездо. Притертые, согласно техническим условиям, с точностью 1—2 микрона, они, испытывая абразивное действие фильтрующихся мельчайших твердых частиц, попадающих в топливо из запыленного воздуха, истираются в местах наибольших удельных давлений и наибольших скоростей топливной струи. Распылитель истирается в конусной выходной части, обратный клапан — по разгрузочному пояску, плунжер и гильза — по всасывающему отверстию. В результате возникает подтекание в форсунках, снижение объемности и тонкости распыла, коксование топлива на стенках цилиндра и как следствие этого — заклинивание поршня. Износу способствуют повторные нагревы прецизионных деталей и коррозионное действие топлива.

Для повышения износостойкости применяются различные способы упрочения стали прецизионных деталей, как то: закалка, азотирование, цианирование и цементация. Наиболее эффективным оказывается азотирование. Азотированные прецизионные детали, например в тракторе ЧТЗ, безупречно работают до 3000 час. и более, тогда как неазотированные во многих случаях требуют вследствие износа перерегулировки подачи топлива уже после 200—300 час. работы. Азотирование производится на глубину 0,3—0,5 мм; поверхностная твердость азотированного слоя дается от 850 до 1000 единиц по Виккерсу.

Заводы Катерпиллер применяют для изготовления азотируемых прецизионных деталей среднеуглеродистую сталь, содержащую около 1% хрома, 0,25% молибдена и до 0,5% алюминия.



Заводы Дженерал-Моторс применяют с той же целью сталь с 4,5% хрома, 0,25% алюминия и 0,5% молибдена, а также цементированную 3% никелевую сталь. Заводы Бош для упомянутых деталей применяют не азотируемые, а закаливаемые на высокую твердость высокоуглеродистые стали, содержащие 1,5% хрома, а также хромо-никелевые цианируемые (4% Ni, 1% Cr, 0,2% C). Игла распылителя изготавливается из быстрорежущей стали. Цементированные или цианированные, а также насквозь закаливаемые детали имеют поверхностную твердость около 830 по Виккерсу, а иногда и ниже.

В отечественной промышленности находят применение для дизельных прецизионных деталей как азотируемые, так и не-

азотируемые, но с меньшей его хрупкостью. Весьма вязкий азотированный слой получается у хромованадиевой стали при поверхностной твердости 850—900. Преимуществом же хромованадиевой стали является большая устойчивость ее против обезуглероживания. К сожалению, ускоряющие азотирование комбинированные по температуре режимы этого процесса для хромованадиевой стали непригодны, так как снижают твердость азотированного слоя при повышении температуры азотирования. Пригодны также для азотирования стали, легированные титаном. Чисто хромистые, а также хромоникельвольфрамовые стали при азотировании становятся хрупкими. В США в настоящее время для азотируемых сталей различного назначения применяют хромованадиевую сталь с 1,5% хрома и 0,5% ванадия при 0,3% углерода; в Германии — хромованадиевомолибденовую с 2,7% хрома, 0,3% молибдена, 0,2% ванадия, 0,25% углерода. Американские безалюминиевые нитраллои легируются главным образом хромом (до 13%) и молибденом (до 8%); содержание в них ванадия достигает 1%.

#### ИЗУЧАВШИЕСЯ СТАЛИ

В целях подбора оптимального состава нами были подвергнуты сравнительному изучению следующие азотируемые стали: хромованадиевые (семь сталей) с меняющимся процентным содержанием хрома в пределах от 1 до 2,5%, а ванадия — от 0,3 до 0,78; высокохромистые (3,5% Cr) с титаном (0,25 Ti) и без него; хромоалюминиевотитановая сталь и три стали хромоалюминиевомолибденовые с меняющимся процентным содержанием алюминия от 1,05 до 0,35%.

Основной химический состав этих сталей и условные обозначения, под которыми они упоминаются в дальнейшем, указаны в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав сталей, подвергавшихся исследованию

№ по пор или марка	Основной химический состав в %									Соответствует
	C	Si	Mn	Cr	Va	W	Al	Mo	Ti	
1	0,40	0,18	0,52	1,50	0,30	—	—	—	—	Группе хромованадиевых сталей с повышающимся процентным содержанием ванадия
2	0,27	0,14	0,43	1,51	0,45	—	—	—	—	
3	0,32	0,25	0,37	1,51	0,65	—	—	—	—	
4	0,32	0,24	0,61	1,54	0,78	—	—	—	—	
5	0,38	0,19	0,60	1,10	0,48	—	—	—	—	
6	0,36	0,19	0,60	2,09	0,50	—	—	—	—	Группе хромоанадиевых сталей с повышающимся процентным содержанием хрома
7	0,36	0,23	0,56	2,51	0,51	—	—	—	—	
8	0,28	0,35	0,12	3,55	—	—	—	0,03	—	
35ХМЮА	0,39	0,44	0,67	1,53	—	—	1,05	0,70	—	Группе хромоалюминиевомолибденовых сталей с уменьшением легированности алюминием
ЭИ-247	0,32	0,46	0,50	1,46	—	—	0,62	0,56	—	
11	0,36	0,29	0,52	0,80	—	—	0,35	0,35	—	
12	0,32	0,30	0,43	3,61	—	—	—	—	0,26	
13	0,25	0,20	0,53	1,21	—	—	0,38	—	0,26	

Критические точки. Снятые с помощью оптического дилатометра кривые расширения и сжатия специальных образков, а также наблюдение микроструктуры сталей после закалки от разных температур показали: 1) в стали 35 ХМЮА растворение алюминиевого феррита при нагреве затягивается до 950°, поэтому точка  $A_{c3}$  не получает отчетливого выражения. По мере снижения содержания алюминия точка  $A_{c3}$  понижается. Так, для стали 35 ХМЮА она лежит около 950°, для стали ЭИ-247 — около 850°, для стали № 11 — около 825°. Введение в высокохромистую сталь ванадия препятствует образованию однородного твердого раствора и тем самым завышает точку  $A_{c3}$ ; присутствие титана повышает точку  $A_{c3}$ . Наблюдения позволяют заключить, что в химическом составе хромованадиевого нитраллоя следует стремиться скорее к повышению процента содержания хрома, чем ванадия, так как критические точки у хромистых сталей оказываются ниже, да и нечувствительность к перегреву меньше, чем при увеличении процента ванадия.

Содержание ванадия и титана в азотируемой стали, очевидно, должно быть по возможности минимальным, чтобы обеспечить однородную микроструктуру при закалке и снизить критические точки. Другой путь к повышению однородности микроструктуры и улучшению закаливаемости — это повышение процентного содержания углерода для компенсации той части его, которая пошла на образование нерастворяющихся при нагреве под закалку карбидов.

Заводы Дженерал-Моторс применяют с той же целью сталь с 4,5% хрома, 0,25% алюминия и 0,5% молибдена, а также цементированную 3% никелевую сталь. Заводы Бош для упомянутых деталей применяют не азотируемые, а закаливаемые на высокую твердость высокоуглеродистые стали, содержащие 1,5% хрома, а также хромо-никелевые цианируемые (4% Ni, 1% Cr, 0,2% C). Игла распылителя изготавливается из быстрорежущей стали. Цементированные или цианированные, а также насквозь закаливаемые детали имеют поверхностную твердость около 830 по Виккерсу, а иногда и ниже.

В отечественной промышленности находят применение для дизельных прецизионных деталей как азотируемые, так и неазотируемые стали. В первом случае применяются хромоалюминиевомолибденовая сталь марки 35 ХМЮА, содержащая 1% алюминия и более. Она представляет для производства ряд серьезных технологических трудностей из-за сильной склонности к обезуглероживанию, неоднородности макро- и микроструктуры, излишней хрупкости азотированного слоя и др.

В связи с этим необходимо заметить следующее. По данным многих авторов, не только высоко-, но и малоалюминиевые стали могут дать достаточную твердость азотированного слоя (около 950 по Виккерсу), но с меньшей его хрупкостью. Весьма вязкий азотированный слой получается у хромованадиевой стали при поверхностной твердости 850—900. Преимуществом же хромованадиевой стали является большая устойчивость ее против обезуглероживания. К сожалению, ускоряющие азотирование комбинированные по температуре режимы этого процесса для хромованадиевой стали непригодны, так как снижают твердость азотированного слоя при повышении температуры азотирования. Пригодны также для азотирования стали, легированные титаном. Чисто хромистые, а также хромоникельвольфрамовые стали при азотировании становятся хрупкими. В США в настоящее время для азотируемых сталей различного назначения применяют хромованадиевую сталь с 1,5% хрома и 0,5% ванадия при 0,3% углерода; в Германии — хромованадиевомолибденовую с 2,7% хрома, 0,3% молибдена, 0,2% ванадия, 0,25% углерода. Американские безалюминиевые нитраллои легируются главным образом хромом (до 13%) и молибденом (до 8%); содержание в них ванадия достигает 1%.

#### ИЗУЧАВШИЕСЯ СТАЛИ

В целях подбора оптимального состава нами были подвергнуты сравнительному изучению следующие азотируемые стали: хромованадиевые (семь сталей) с меняющимся процентным содержанием хрома в пределах от 1 до 2,5%, а ванадия — от 0,3 до 0,78; высокохромистые (3,5% Cr) с титаном (0,25 Ti) и без него; хромоалюминиевотитановая сталь и три стали хромоалюминиевомолибденовые с меняющимся процентным содержанием алюминия от 1,05 до 0,35%.

Основной химический состав этих сталей и условные обозначения, под которыми они упоминаются в дальнейшем, указаны в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав сталей, подвергавшихся исследованию

№ по порядку или марка	Основной химический состав в %									Соответствует
	C	Si	Mn	Cr	Va	W	Al	Mo	Ti	

#### ПОПРАВКА

В статье Чернышева В. В. по недосмотру автора в табл. 1 (стр. 139) вкратились две ошибки: из сталей, соответствующих группе хромованадиевых сталей с повышающимся процентным содержанием хрома необходимо исключить сталь № 8, а из группы хромоалюминиевомолибденовых с уменьшением легированности алюминием — стали № 12 и 13.

Труды НАТИ, вып. 44. Зак. 2040.

12	0,32	0,30	0,43	3,51	—	—	—	0,20	гированности алюминием
13	0,25	0,20	0,53	1,21	—	—	0,38	0,26	

Критические точки. Снятые с помощью оптического дилатометра кривые расширения и сжатия специальных образков, а также наблюдение микроструктуры сталей после закалки от разных температур показали: 1) в стали 35 ХМЮА растворение алюминиевого феррита при нагреве затягивается до 950°, поэтому точка  $A_{c3}$  не получает отчетливого выражения. По мере снижения содержания алюминия точка  $A_{c3}$  понижается. Так, для стали 35 ХМЮА она лежит около 950°, для стали ЭИ-247 — около 850°, для стали № 11 — около 825°. Введение в высокохромистую сталь ванадия препятствует образованию однородного твердого раствора и тем самым завышает точку  $A_{c3}$ ; присутствие титана повышает точку  $A_{c3}$ . Наблюдения позволяют заключить, что в химическом составе хромованадиевого нитраллоя следует стремиться скорее к повышению процента содержания хрома, чем ванадия, так как критические точки у хромистых сталей оказываются ниже, да и нечувствительность к перегреву меньше, чем при увеличении процента ванадия.

Содержание ванадия и титана в азотируемой стали, очевидно, должно быть по возможности минимальным, чтобы обеспечить однородную микроструктуру при закалке и снизить критические точки. Другой путь к повышению однородности микроструктуры и улучшению закаливаемости — это повышение процентного содержания углерода для компенсации той части его, которая пошла на образование нерастворяющихся при нагреве под закалку карбидов.

**Обезуглероживаемость.** С явлением сильной обезуглероживаемости алюминиевых нитраллов пришлось столкнуться уже с первых же случаев их практического применения для азотирования. Это наблюдалось, например, Сергесоном [1], Жомини [2], Афонским [3] и многими другими авторами. Особенно опасным оказалось обезуглероживание до состояния чисто ферритового слоя у поверхности стального изделия. При последующем азотировании в удаленном слое образуются крупноугольчатые нитриды, отличающиеся большой хрупкостью и легкой отслаиваемостью.

На процесс поверхностного обезуглероживания оказывают влияние многие факторы, как то: состав печной атмосферы, диффузионная способность газов и др. В рассматриваемом нами случае наиболее важно выяснение роли химического состава стали, поскольку речь идет о подборе заменителя для стали 35 ХМЮА.

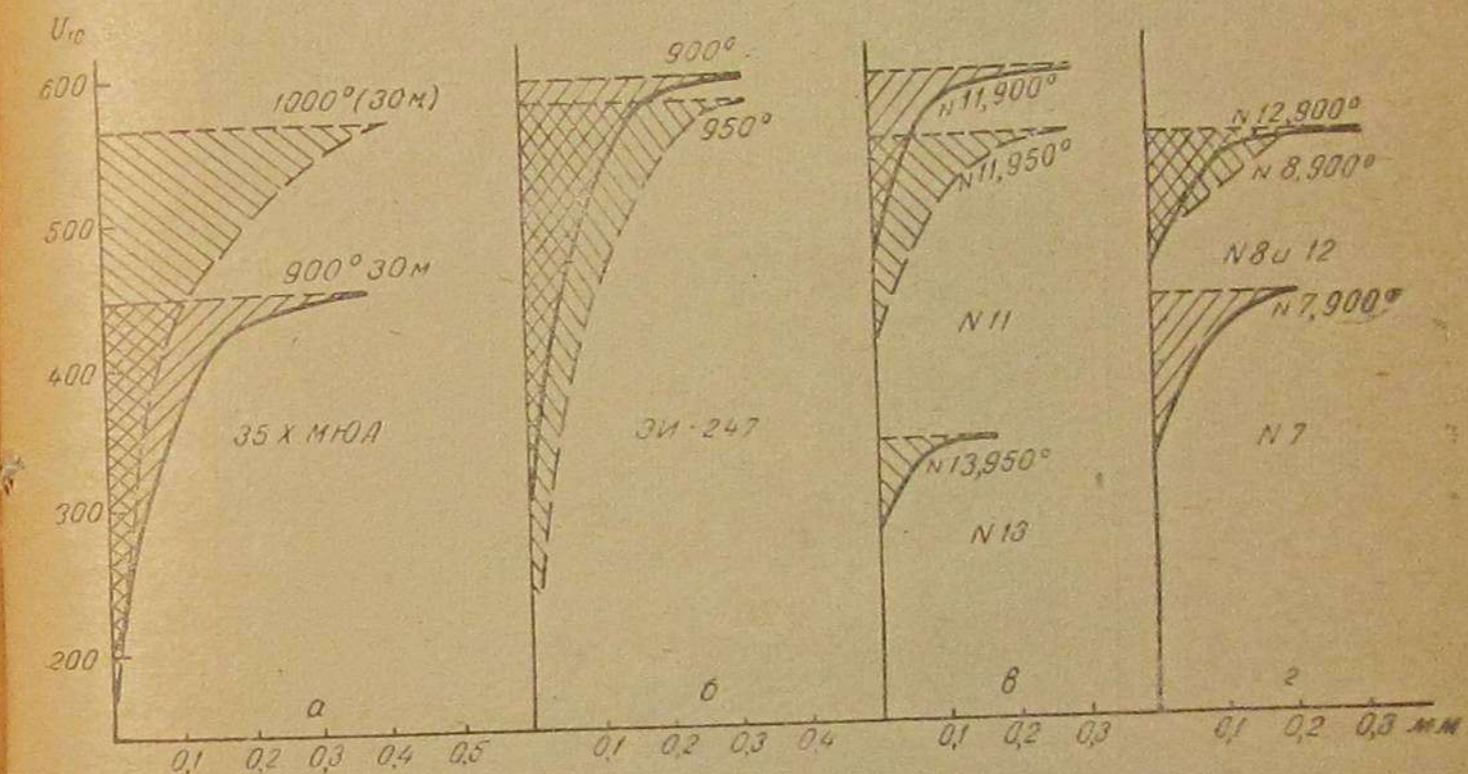
Изучая обезуглероживаемость хромоалюминиевой стали, Смирнов и Староваитов [4] пришли к следующим выводам: 1) хромоалюминиевая сталь чрезвычайно склонна к обезуглероживанию, что объясняется влиянием алюминия, так как обезуглероживание хромистой и углеродистой стали почти одинаково; 2) обезуглероживание хромоалюминиевой стали значительно уже при 900° и одночасовой выдержке, а при 1000° обезуглероживанный слой образуется из очень крупных зерен феррита с резкой границей от сердцевины; 3) в зоне, лежащей сразу же за ферритовым слоем, замечается повышенное содержание углерода против исходного.

Цинг, Обергоффер и Пивоварский [5] заключают, что хром так же, как и алюминий, вызывает образование в обезуглероживанной зоне чисто ферритового слоя. Объясняется это тем, что хром замедляет растворимость карбидов в  $\alpha$ -и  $\gamma$ -железе, не влияя на скорость диффузии углерода через слой  $\alpha$ -железа. Ванадий большого влияния на растворимость карбидов и на скорость диффузии углерода не оказывает. По мнению тех же авторов, наличие в стали пленки межкристаллического вещества, препятствующего всякой диффузии, замедляет обезуглероживание (как и цементацию). Принимая это положение, Белоручев [4] объясняет сильную обезуглероживаемость алюминиевых сталей отсутствием этого межкристаллического вещества вследствие высокого раскисления стали алюминием. По нашему мнению, большую склонность стали 35ХМЮА и ей подобных к обезуглероживанию, до степени образования у поверхности чисто ферритового слоя, можно объяснить наличием в ее микроструктуре при температуре выше  $A_{c3}$ , наряду с  $\gamma$ -железом, нерастворившегося  $\alpha$ -железа в виде алюминиевого феррита. Последний замедляет встречное науглероживание поверхностных слоев стали за счет растворения карбидов и диффузии из глубже расположенных слоев.

Для сравнительных испытаний на обезуглероживание образцы стали, диаметром 15 мм и высотой 10 мм, нагревались до 900°

и 950° в воздушной атмосфере электрической печи и выдерживались при этой температуре 30 мин., а затем закаливались в масле. Обезуглероживание определялось измерением твердости образцов вдавливанием в них алмазной пирамиды Виккерса под нагрузкой 10 кг. Образцы послойно сошлифовывались на разную глубину, и каждый слой испытывался на твердость. Дополнительно к этому наблюдалась и микроструктура стали в зоне обезуглероживания.

Диаграмма 1 показывает распределение твердости от поверхности в глубине образцов, подвергавшихся обезуглероживанию. Кривые *a* относятся к стали 35ХМЮА, испытывавшейся в течение 30 мин. при 900 и 1000°. Видно, что с повышением температуры общая глубина обезуглероживанного слоя увеличилась










Фиг. 1. Обезуглероживаемость сталей

сравнительно незначительно, но резко возросла разность в твердостях сердцевины и поверхностного слоя, что объясняется, с одной стороны, большей полнотой растворения алюминиевого феррита, а с другой — еще большим обезуглероживанием поверхностного слоя. Заштрихованные на диаграмме поля дают сравнительное представление об обезуглероживанной части поверхностного слоя стали.

На фиг. 2 изображена при увеличении в 100 раз микроструктура стали после обезуглероживания при 900°. Обезуглероживанный слой стали 35ХМЮА состоит из крупных зерен феррита, ориентированных нормально к поверхности.

Следующие две кривые *b* на диаграмме 1 относятся к стали ЭИ-247, отличающейся меньшим содержанием алюминия. В данном случае сердцевина получила небольшое снижение твердости вследствие перегрева стали при повышении температуры испытания на обезуглероживание от 900° до 950°. При той же твер-

дости на обезуглероженной поверхности (так как, судя по микро-  
структуре, здесь образовался также чисто ферритовый слой),  
как у стали 35ХМЮА, сталь ЭИ-247 получила в общем значи-

Марка или № стали	Микроструктура
35ХМЮА	
ЭИ 247	
11	
7	
8	
12	
13	

Фиг. 2. Микроструктура обезуглероженного слоя

тельно меньшее обезуглероживание в глубину, что видно по  
заштрихованным полям диаграммы и по микроструктуре.

Еще меньшее обезуглероживание получила сталь № 11 (группа  
кривых *в*), отличающаяся от двух предыдущих еще меньшим  
содержанием алюминия. Поверхностная твердость этой стали  
значительно выше, а глубина обезуглероживания меньше. По-

вышение температуры испытания способствовало снижению  
твердости как на поверхности, так и в сердцевине образцов.

Микроструктура (фиг. 2) указывает на отсутствие в данном  
случае сплошного ферритового слоя и на плавность перехода  
к сердцевине. В той же группе *в* кривых диаграммы 1 изобра-  
жено обезуглероживание хромоалюминиевотитановой стали № 13,  
испытывавшейся при 950°. Вследствие слабой восприимчивости  
к закалке в масле абсолютные величины твердости оказались  
небольшими как на обезуглероженной поверхности, так и в  
сердцевине, но незначительное различие их и общая малая глу-  
бина слоя с пониженной твердостью, сравнительно с сердцевин-  
ной, свидетельствуют о большой устойчивости этой стали про-  
тив обезуглероживания. Микроструктура (фиг. 2) у поверхности  
практически не отличается от таковой же в сердцевине.

Из общего числа хромованадиевых сталей, подвергавшихся  
испытанию, приводим результаты только для стали № 7, так  
как твердости (в пределах ошибки измерения) одинаковы у  
всех хромованадиевых сталей № 1—6. Как имеющие верхнюю  
критическую точку расположенной ниже, чем у хромоалюминиево-  
молибденовых сталей, хромованадиевые стали испытывались  
на обезуглероживание лишь при 900°. В группе 2 кривых диа-  
граммы 1 приведена кривая обезуглероживания стали № 7. При  
твердости сердцевины 450 по Виккерсу, твердость у внешней  
поверхности обезуглероженного слоя ниже всего только на 100  
единиц Виккерса. Заштрихованный участок диаграммы показы-  
вает, что хромованадиевая сталь превосходит по устойчивости  
против обезуглероживания хромоалюминиевомолибденовые стали,  
в особенности 35ХМЮА и ЭИ-247, и незначительно уступает  
в этом хромоалюминиевотитановой стали № 13. Микроструктура  
этой стали (фиг. 2) указывает на отсутствие отчетливо види-  
мого обезуглероживания.

Хромистая сталь (3,5%) № 8 и такая же сталь, но с 0,26%  
титана, № 12 обладают, как показало их испытание при 900°,  
одинаковой устойчивостью против обезуглероживания, значи-  
тельно более высокой, чем у сталей 35ХМЮА, и примерно одина-  
ковой с хромованадиевой сталью № 7. Микроструктура сталей  
№ 8 и 12 не показывает обезуглероженности.

Результаты наших испытаний прежде всего подтвердили  
очень большую склонность хромоалюминиевомолибденовой стали  
к обезуглероживанию. Этот недостаток уменьшается по мере  
уменьшения в стали процента содержания алюминия. При содер-  
жании алюминия 0,35% сталь обезуглероживается в практически  
допустимой степени. В противоположность указаниям Цинга  
[5] и его соавторов, мы можем отметить большую устойчивость  
хромистой стали против обезуглероживания, она в этом отно-  
шении даже несколько превосходит хромованадиевую. Вообще  
же говоря, обезуглероживаемость стали 35ХМЮА оказывается  
столь велика, что замена этой стали любой на других испыты-  
вавшихся (за исключением ЭИ-247) может дать в этом отноше-  
нии большие производственные преимущества.

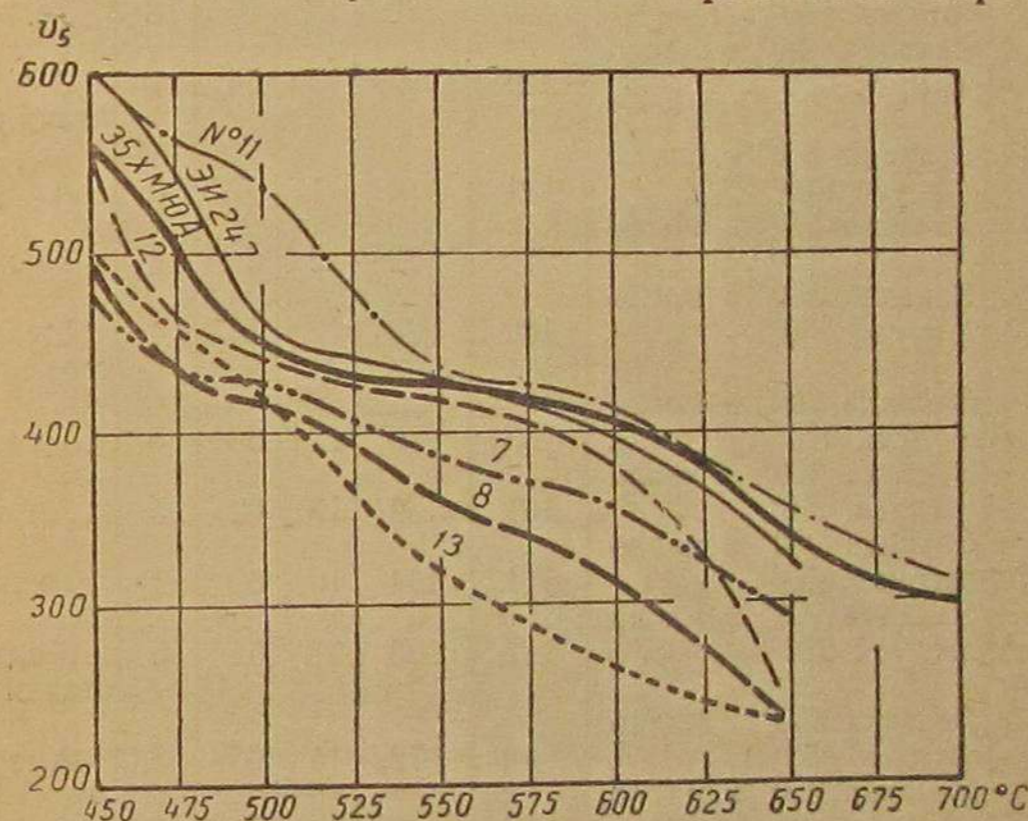
Влияние термической обработки. Испытания на образцах диаметром 15 мм и высотой 10 мм и на разрывных образцах типа Гагарина показали, что, несмотря на снижение в 3 раза процентного содержания алюминия, устойчивость закаленной хромоалюминиевомолибденовой стали против смягчающего действия отпуска остается практически на одинаковом уровне. С понижением процента ванадия твердость хромованадиевой стали в состоянии закалки понижается, а падение твердости с повышением температуры отпуска одинаково. При всех температурах отпуска хромованадиевые стали несколько мягче стали 35ХМЮА. По мере же повышения процента хрома в хромованадиевой стали твердость их после закалки повышается и остается более высокой при всех температурах отпуска. Стали высокохромистая, хромотитановая, хромоалюминиевотитановая в состоянии отпуска при 600—650° оказались менее прочными, чем сталь 35ХМЮА.

По испытаниям можно заключить, что молибден в азотируемой стали не может быть заменен хромом, титаном и ванадием без снижения крепости этой стали в улучшенном состоянии, а процентное содержание алюминия, наоборот, без ущерба для крепости может быть снижено. Преимущество хромованадиевой стали — высокая дисперсность и однородность сорбитовой микроструктуры в состоянии улучшения, чему способствует повышенное процентное содержание ванадия в стали. Однородность и дисперсность микроструктуры повышаются и с уменьшением процентного содержания алюминия в стали, когда свободный алюминиевый феррит исчезает. Микроструктура высокохромистой стали, без содержания ванадия, оказывается более грубой, чем такая же у стали с ванадием. Введение титана не способствует улучшению микроструктуры у хромистой стали. Хромоалюминиевотитановая сталь имеет микроструктуру, аналогичную в смысле однородности и дисперсности, что и малоалюминиевохромомолибденовая, но также уступает в этом отношении хромованадиевой стали. Титан в хромоалюминиевой стали, заменяя молибден, не делает ее микроструктуру более грубой, однако и не придает ей такой же устойчивости против смягчающего действия отпуска, как молибден. Соответствующие кривые изображены на диаграмме 3.

Испытывавшиеся хромованадиевые стали в большинстве случаев, незначительно уступая стали 35ХМЮА по вязкости, по крепости превосходят ее. Повышение процента ванадия, уменьшая закаливаемость, снижает и крепость при одинаковой вязкости. Повышение процента хрома сопровождается повышением крепости хромованадиевой стали. По мере снижения в хромоалюминиевомолибденовой стали процентного содержания алюминия повышается ее крепость и снижается вязкость, что объясняется уменьшением в микроструктуре количества алюминиевого феррита. По механическим свойствам из хромованадиевых сталей на первом месте оказалась сталь № 1, а на втором — № 6. Обе они по крепости несколько превосходят сталь 35ХМЮА

и несколько уступают ей по вязкости. Хромованадиевая сталь № 6 близка по механическим свойствам к стали ЭИ-247, а сталь № 7 — к стали № 11. Все же они превосходят сталь 35ХМЮА. Крепость титановых сталей оказалась пониженной. Очевидно, уменьшение в стали 35ХМЮА в два и более раза процента алюминия не может служить причиной снижения качества изготавливаемых азотируемых деталей по их прочности (см. табл. 2).

**Азотируемость.** Сравнительные испытания сталей на азотируемость производились по следующим показателям: изменение размеров образцов и их твердости, глубина и вязкость азотированного слоя, место расположения в нем наибольшей твердости. Для определения изменяемости размеров и твердости были изготовлены прямоугольные пластинки размером 1 × 20 × 60 мм<sup>3</sup> и 2 × 20 × 60 мм<sup>3</sup> из прокованных и термически обработанных



Фиг. 3. Твердость сталей после отпуска

на сорбит (полная закалка в масле и отпуск 650° с 0,5-часовой выдержкой) заготовок. Перед шлифовкой пластинки подвергались отпуску при 575° в течение 3 час. для стабилизации микроструктуры и снятия внутренних напряжений после механической обработки. После шлифовки образцы подвергались промерам с точностью 3 тысячных мм по длине, в трех местах по толщине и ширине. Затем пластинки азотировались при следующих режимах: 500° 16 час., 520° 16 час. и 550° 10 час. Азотирование производилось в трубчатой горизонтальной печи с регулировкой температуры ± 3°. Охлаждались пластинки до комнатной температуры в струе аммиака во избежание окисления. Диссоциация аммиака при азотировании поддерживалась в пределах 18—25%. После азотирования вновь измерялись пластинки, затем послойно шлифовались с измерением твердости и наблюдалась на поперечных шлифах микроструктура.

Таблица 2

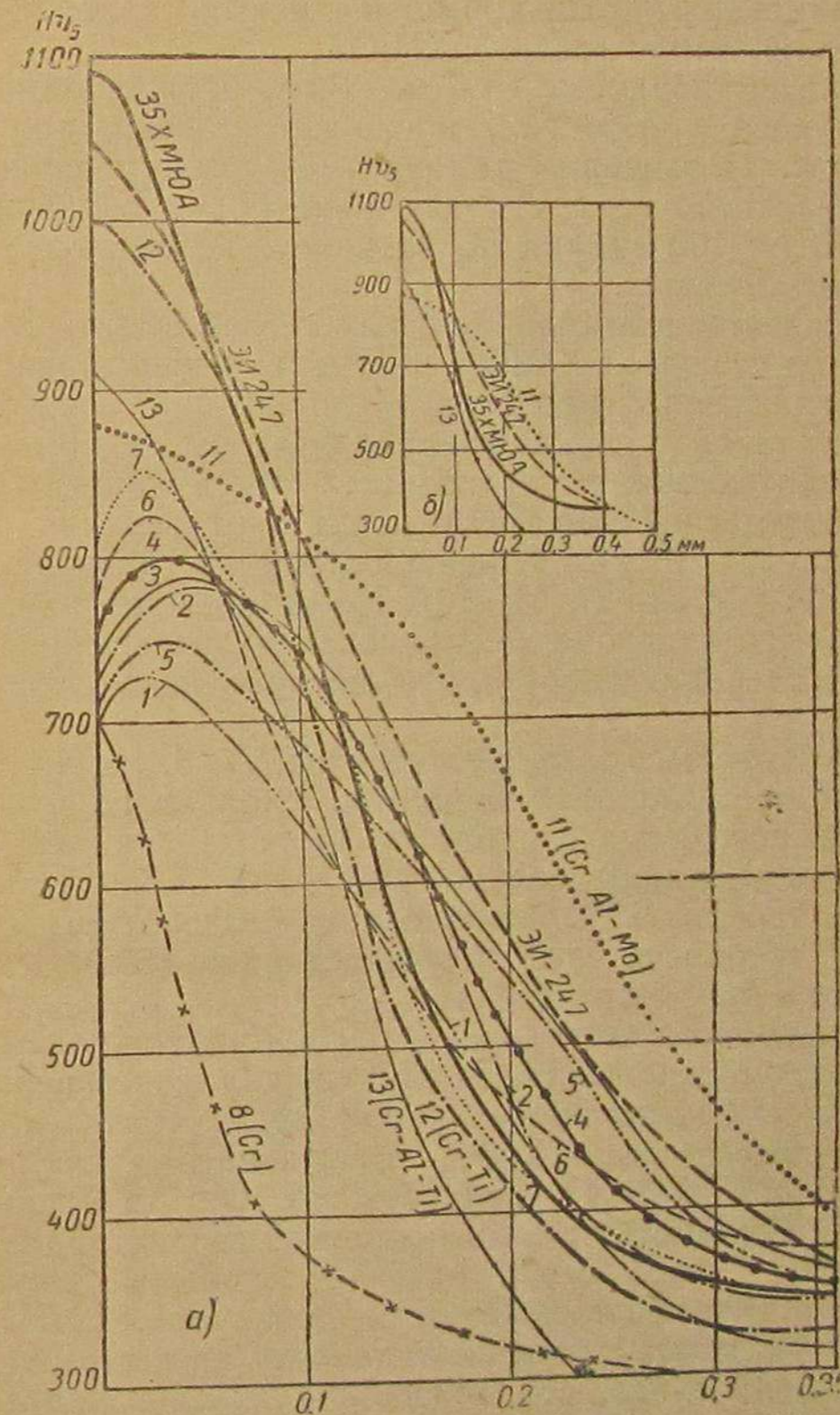
## Механические свойства испытуемой стали после улучшения перед азотированием

Марка или № стали	Термическая обработка	Механические свойства					Вид излома ударного образца
		Временное сопротивление разрыву в кг/мм <sup>2</sup>	Предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в %	Сжатие в %	Сопротивление удару в кг/см <sup>2</sup>	
35ХМЮА	Закалка 950° в масло + отпуск 650° . . . . .	105	82,5	19	63,5	15	Аморфный волоконистый
ЭИ-247	Закалка 875° в масло + отпуск 650° . . . . .	109,5	89,5	13,5	56	13	То же
11	Закалка 850° в масло + отпуск 650° . . . . .	121,5	97,0	12,0	54	11	Аморфный вязкий
1	Закалка 850° в масло + отпуск 650° . . . . .	121	114	11	57,5	5	Аморфный
2	Закалка 870° в масло + отпуск 650° . . . . .	79	62	12	61	4	То же
3	Закалка 890° в масло + отпуск 650° . . . . .	102	90	12	58	4	Мелкокри- сталлический
4	Закалка 900° в масло + отпуск 650° . . . . .	93	79	11	63	5	То же
5	Закалка 880° в масло + отпуск 650° . . . . .	101	89	13	62	5	Аморфный
6	Закалка 900° в масло + отпуск 650° . . . . .	111	104	10	59	4	То же
7	Закалка 900° в масло + отпуск 650° . . . . .	117	108	20	54	5	Мелкокри- сталлический
8	Закалка 850° в масло + отпуск 650° . . . . .	83 <sup>1</sup>	72,5	16	63	8,0	Аморфный
12	Закалка 950° в масло + отпуск 650° . . . . .	98	85,5	14,5	57,5	7,5	То же
13	Закалка 930° в масло + отпуск 650° . . . . .	80 <sup>1</sup>	70,0	17,5	67,5	13,5	То же

<sup>1</sup> Пониженный процент углерода.

Заключение о хрупкости азотированного слоя делалось по правильности формы квадратных отпечатков алмазной пирамиды Виккерса в азотированном слое и испытанием на сжатие азотированных цилиндрических образцов указанных ниже размеров. Измерения показали, что все пластинки, независимо от сорта примененной стали, увеличивают в результате азотирования свои размеры в пределах от 0,3 до 0,86 мм. Наибольшее увеличение, до 1,5% от первоначальной величины, происходит по толщине пластинок. С увеличением глубины азотированного слоя и уменьшением поперечного сечения пластинок изменение их размеров усиливается. Отношение между величиной утолще-

ния пластинок на единицу приращения глубины азотированного слоя и наибольшей твердостью этого слоя увеличивается больше всего с увеличением содержания хрома в стали и меньше всего — с увеличением содержания алюминия. Влияние ванадия оказывается промежуточным.



Фиг. 4. Твердость азотированного слоя

Кривые распределения твердости по глубине азотированного слоя изображены на диаграммах фиг. 4, а и б. У содержащих алюминий сталей<sup>1</sup> максимум твердости оказался расположенным на внешней поверхности азотированного слоя, а у хромована-

<sup>1</sup> Для наглядности их кривые выделены в группу в.

дневых сталей — на глубине 0,02—0,04 мм. По твердости азотированного слоя хромованадиевые стали на 200—300 единиц по Виккерсу уступают стали 35ХМЮА. Толщина же азотированного слоя у них получается на 25—30% больше, чем у стали 35ХМЮА. Судя по отчетливости отпечатков пирамиды Виккерса, азотированный слой хромованадиевых сталей значительно менее хрупкий, чем у стали 35ХМЮА.

Наибольшая твердость (850 по Виккерсу) хромованадиевых сталей получена у стали № 7 после азотирования при 520° в течение 16 час. Повышение температуры азотирования до 550° сопровождалось во всех случаях некоторым снижением твердости, от 40 до 100 единиц по Виккерсу. Толщина же слоя значительно увеличилась.

У хромоалюминиевомолибденовых сталей ЭИ-247 и № 11, по сравнению со сталью 35ХМЮА, по мере уменьшения процента содержания алюминия твердость азотированного слоя снижается, однако не в такой степени, которая была бы не приемлема для деталей, работающих на истирание. Максимальная твердость азотированного слоя 35ХМЮА после азотирования в течение 16 час. при 520° получена равной 1090 по Виккерсу, у стали ЭИ-247—1048; у стали № 11—910. Не уступая по глубине слоя и плавности его перехода к сердцевине малоалюминиевые стали показывают то преимущество, что азотированный слой их более вязкий.

Высокохромистая сталь, без ванадия, № 8, азотируемая при 525° 10 и 16 час., показала твердость слоя всего только 715 и 760 по Виккерсу, что и следовало ожидать, так как известно, что легирование одним только элементом мало способствует повышению твердости. С понижением температуры азотирования до 500° твердость слоя получается ниже (590), а после азотирования при 550° незначительно выше (780). Вследствие незначительной твердости азотированного слоя возможность применения высокохромистой стали без ванадия для нашей цели, видимо, исключается. Хромотитановая сталь № 12, отличающаяся от предыдущей всего лишь 0,26% содержания титана, наоборот, показала весьма высокую твердость, до 1060 по Виккерсу, что превосходит твердость хромованадиевых сталей. Однако азотированный слой у этой стали оказался столь же хрупкий, как у стали 35ХМЮА. Положительным свойством хромотитановой стали № 12 оказалась нечувствительность ее к завышению температуры азотирования, что может случиться в производственных условиях. После азотирования при 550° в течение 10 час. твердость азотированного слоя получилась 1050 по Виккерсу. Такая нечувствительность к перегреву при азотировании является, как известно, преимуществом хромоалюминиевомолибденовых сталей и не наблюдается, например, у хромованадиевой стали.

Хромоалюминиевотитановая сталь № 13 после азотирования при 525° в течение 16 час., несмотря на пониженную твердость сердцевины, показала твердость на поверхности азотированного слоя до 925 по Виккерсу и весьма плавный переход слоя к серд-














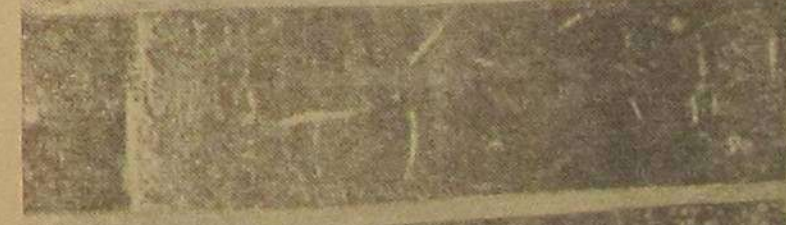
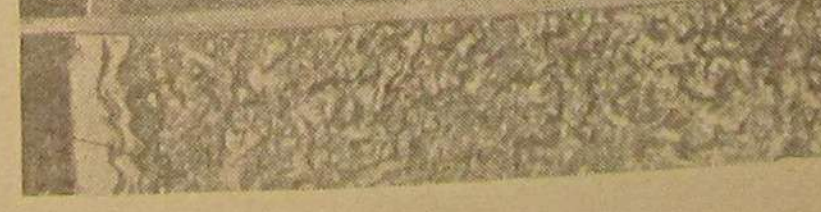
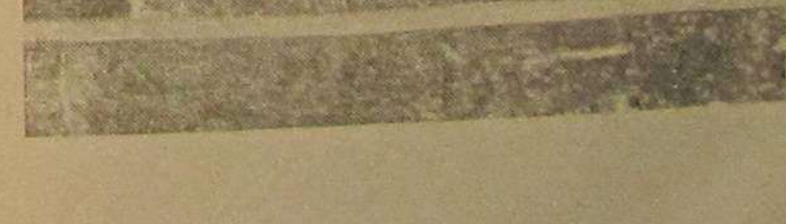
цевине. Повышение температуры азотирования до 550° снижением поверхностной твердости у этой стали не сопровождалось.

На фиг. 5 представлена микроструктура азотированного слоя сталей, которые по результатам испытаний оказались наиболее приемлемы в качестве заменителей стали 35ХМЮА. Первые четыре снимка на фиг. 5 изображают микроструктуру слоя стали 35ХМЮА, азотированного в разных условиях. Азотирование при 500° в течение 16 час. у внешней границы слоя дает сплошную тонкую (0,012 мм) нетравящуюся корочку нитридов ( $\epsilon$ -фаза). С повышением температуры и увеличением продолжительности азотирования эта корочка становится более толстой, а твердость слоя у поверхности повышается. При азотировании на температурах 500° и 525° дисперсность микроструктуры переходного к сердцевине азотированного слоя ( $\alpha + \gamma$ -фазы) практически одинакова. При температуре же азотирования 550° замечается коагуляция карбидов и обособление феррита. Следующие четыре снимка показывают, что малоалюминиевая хромомолибденовая сталь № 11 имеет также поверхностную нетравящуюся пленку нитридов, утолщающуюся с повышением температуры и продолжительностью азотирования, однако не так интенсивно, как у стали 35ХМЮА.

Микроструктура азотированного слоя у этой стали значительно более однородная и тонкая по своему строению, чем у стали 35ХМЮА. При повышении температуры азотирования до 550° эта дисперсность нарушается частичной коагуляцией карбидов.

Группа хромованадиевых сталей представлена по микроструктуре сталью № 7, давшей наиболее высокую твердость азотированного слоя, чем другие стали этой группы. При азотировании в течение 16 час. при температуре 500° поверхностной нетравящейся пленки не получается. После 10-часового азотирования при 525° намечаются следы такой пленки, получающей отчетливое выражение после удлинения продолжительности азотирования при этой же температуре до 16 час. С повышением температуры азотирования до 550° микроструктура слоя становится значительно более грубой по своему строению, а нетравящаяся пленка нитридов значительно утолщается.

Последние четыре снимка изображают микроструктуру азотированного слоя хромоалюминиевотитановой стали № 13. У этой стали поверхностная нетравящаяся пленка нитридов развивается при азотировании в такой же мере, как у стали № 11, а микроструктура сохраняет достаточно высокую дисперсность и при повышении температуры азотирования до 550°. Ввиду хрупкости, присущей нитридам с высоким содержанием азота, образующим у поверхности азотированного слоя нетравящуюся пленку, можно, сопоставляя микроструктуру сталей 35ХМЮА, № 11, № 7 и № 13, отметить более слабое образование этой пленки с уменьшением в стали содержания алюминия и, очевидно, допустимость замены молибдена титаном без влияния на развитие этой пленки.

Марка или № стали	Условия азотирования	Микроструктура	Марка или № стали	Условия азотирования	Микроструктура
35ХМЮА	500°, 16 час.		7	500°, 16 час.	
11	525°, 10 час.		13	525°, 10 час.	
	525°, 16 час.			525°, 16 час.	
	550°, 16 час.			550°, 16 час.	
	500°, 16 час.			500°, 16 час.	
	525°, 10 час.			525°, 10 час.	
	525°, 16 час.			525°, 16 час.	
	550°, 16 час.			550°, 16 час.	

Фиг. 5. Микроструктура азотированного слоя



**Хрупкость азотированного слоя.** Высокая хрупкость азотированного слоя является одним из главных недостатков стали 35ХМЮА. При шлифовке азотированная поверхность часто оказывается усеянной мельчайшими выбоинами, видимыми невооруженным глазом в виде сыпи. Такое явление наблюдалось, например, Швецовою [6] при шлифовке шеек азотированных коленчатых валов из стали 35ХМЮА. Величина выбоин колебалась от 0,05 до 1,0 мм по диаметру и до 1 микрона в глубину.

В производстве азотируемых деталей топливоподающей аппаратуры микроскопические выкрашивания азотированного слоя при шлифовке являются одним из главных затруднений ввиду специфических условий работы этих деталей в моторе. Причина выкрашивания лежит в повышенной хрупкости некоторых зон азотированного слоя. При объяснении этого явления высказаны различные мнения. Так, например, Мейер и Габрок [7] связывают это с сильным искажением атомной решетки  $\alpha$ -фазы, что проявляется также и в наибольшей здесь твердости азотированного слоя. Такого же мнения придерживаются Гардед и Тодд [8], определившие наибольшую твердость у  $\alpha$ -фазы, а расположенные у поверхности  $\epsilon + \gamma'$  оказались мягче. Просвирин [9] также указывает, что  $\gamma'$  очень мягка и при этом обладает большой хрупкостью. Совпадение наибольшей твердости с искажением решетки  $\alpha$ -фазы наблюдал с помощью рентгенанализа Палатник [10]. При сошлифовке на глубину 0,3 мм размытость  $\alpha$ -линий исчезла, но одновременно и твердость оказалась пониженной.

В противоположность этим данным наибольшую твердость и хрупкость азотированного слоя Косолапов [11] приписывает  $\epsilon$ -фазе. Тутов [12] объясняет хрупкость излишним скоплением нитридов у поверхности азотированного слоя, для предотвращения чего рекомендует вести азотирование при повышенной температуре или давать азотированному слою отпуск. Конторович [13] и Мочалкин [14] также придерживаются мнения, что причиной хрупкости является пересыщение нитридами. Сопоставляя все эти данные, можно заключить, что, повидимому, наибольшая твердость и хрупкость азотированного слоя, во-первых, оказываются в большинстве случаев сопутствующими друг другу, а во-вторых, могут проявиться у различных структурных составляющих азотированного слоя.

Однако в вышеупомянутой работе Швецовою распределение твердости по глубине азотированного слоя с его хрупкостью не совпало. Зона выкрашивания лежала в области высоких твердостей, но не оказалась связанной с максимумом твердости. Количество выбоин на единицу площади поверхности увеличивалось с повышением температуры азотирования, но и низкая температура азотирования не устраняла этого явления. Понижение температуры закалки стали перед азотированием (ниже  $A_{c3}$ ) способствовало уменьшению хрупкости азотированного слоя. Это наблюдение Швецовою стоит, однако, в противоречии с тем неоднократно установленным фактом, что наличие в структуре

непереведенного в твердый раствор алюминиевого феррита вызывает большую хрупкость азотированного слоя. Во всяком случае следует признать, что природа твердости и хрупкости азотированного слоя еще недостаточно выяснена, а существующие указания об этом весьма противоречивы.

Несомненно, что большое влияние оказывают гетерогенность строения азотированного слоя, вызывающая большие или меньшие напряжения атомной решетки, и дисперсность выделяющихся нитридов. Оба эти фактора во многом зависят от химического состава азотируемой стали.

При измерении твердости по Виккерсу у азотируемых образцов нами было обращено внимание на правильность квадратной формы отпечатков алмазной пирамиды прибора. Хотя эти наблюдения и не характерны для оценки слоя на хрупкость в целом, однако позволяют судить о хрупкости его отдельных фильмов, расположенных на разной глубине. Такие наблюдения показали, что с уменьшением содержания алюминия в хромоалюминиевомолибденовой стали хрупкость ее азотированного слоя на высоких твердостях значительно уменьшается; замена молибдена в такой стали титаном повышением хрупкости не сопровождается. Наибольшая вязкость азотированного слоя наблюдается у хромованадиевых сталей. Даже повышение температуры азотирования и удлинение выдержки не увеличило хрупкости азотированного слоя хромованадиевых сталей.

Для более полной оценки азотированного слоя на хрупкость термически обработанные, а затем тонко шлифованные образцы диаметром 10 мм и высотой 15 мм были подвергнуты азотированию в течение 16 час. при 525°, а затем осаживались по высоте под действием медленно возрастающей нагрузки гидравлического пресса. При сжатии определялся процент осадки образцов до появления первых признаков разрушения азотированного слоя, а также характер этого разрушения при осадке образцов на 30%. Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Таблица 3

Испытание азотированных образцов на сжатие

Марка или № стали	Начало разрушения азотированного слоя		Осадка на 30% от первоначальной высоты образца	
	% осадки	нагрузка $T_H$	характер разрушения	нагрузка $T_H$
35ХМЮА	7	15,0	Мелкое растрескивание и отслаивание	37,8
ЭИ-247	15	20,5	Крупные параллельные трещины под углом 45°	39,0
11	20	27,0	То же	41,0
7	21	25,0	Слабо намечающиеся трещины под углом 45°	42,6
13	18	20,0	То же	24,5

Из табл. 3 видно, что снижение содержания алюминия в хромоалюминиевомолибденовой стали сопровождается значительным повышением вязкости азотированного слоя. Степень деформации образцов до начала разрушения слоя увеличивается. При одинаковой же деформации меняется характер разрушения слоя. В то время как у стали 35ХМЮА наблюдается растрескивание слоя до состояния мелких чешуек, легко отделяющихся от поверхности, у стали ЭИ-247 и еще меньше у стали № 11 азотированный слой лишь растрескивается. Еще большая вязкость азотированного слоя наблюдается у хромованадиевой стали. Такой же вязкостью обладает и азотированный слой хромоалюминиевотитановой стали (№ 13).

#### НЕСМЯГЧАЕМОСТЬ АЗОТИРОВАННОГО СЛОЯ ПРИ ПОВТОРНЫХ НАГРЕВАХ

Ввиду непроизвольного разогрева деталей распылителя в рабочих условиях весьма важным является сохранить твердость их азотированного слоя. Несмягчаемость этого слоя, как известно, зависит от устойчивости против диссоциации при нагреве входящих в его состав нитридов. Наибольшей устойчивостью обладают нитриды алюминия. Они не диссоциируют даже при температуре плавления стали. Второе место в этом отношении принадлежит титану, а далее идут ванадий, хром и молибден. Начало диссоциации нитридов наблюдается около 700°. Однако снижение твердости азотированного слоя можно ожидать и при менее высокой температуре, так как в его состав входят комплексные нитриды.

Специальные наши испытания показали, что менее богатые по содержанию алюминия стали ЭИ-247 и № 11 сохраняют твердость азотированного слоя при повторных нагревах до тех же температур 550°—600°, что и сталь 35ХМЮА. У хромованадиевой стали № 7 смягчение азотированного слоя наступает раньше (от 500°), но не в такой степени, чтобы это отразилось на устойчивости деталей распылителя, нагрев которых трудно ожидать до 500°. Устойчивость хромоалюминиевотитановой стали в этом отношении оказалась столь же высока, как и у хромоалюминиевомолибденовой. Таким образом, в отношении требуемой несмягчаемости азотированного слоя при повторных нагревах замена стали 35ХМЮА в нашем случае не может встретить затруднений.

Испытание азотированных образцов старением. Термически обработанные, а затем азотированные при 520° в течение 16 час. стальные пластинки, размером 2 × 20 × 60 мм<sup>3</sup>, были подвергнуты дважды кипячению в воде, по 6 час. каждый раз. Измерения пластинок до и после кипячения, с точностью промеров 0,05%, показали, что у всех исследованных сталей размеры остаются без изменения.

Опробование малоалюминиевого нитраллоя в деталях. Результаты, наших исследований, изложенные выше, позволили нам

рекомендовать еще перед войной Челябинскому тракторному заводу изготовить из хромоалюминиевомолибденовой стали с пониженным, по сравнению со сталью 35ХМЮА (до 0,35%), содержанием алюминия пробную партию азотированных топливоподающих деталей дизельной аппаратуры и испытать ее в работе на моторах. Испытания показали, что такая сталь ничем не уступает по износостойкости деталям стали 35ХМЮА. Испытания проводились в течение 600 час. с работавшими на заводских стендах моторами.

#### ВЫВОДЫ

В производстве прецизионных азотируемых деталей топливоподающей дизельной аппаратуры применение стали 35ХМЮА не является безусловно необходимым. Для этих деталей, принимая во внимание требуемую от них сравнительно умеренную поверхностную твердость (во избежание хрупкости), вполне возможно применять ряд иных сталей, обладающих весьма существенными преимуществами по физическим свойствам как то: меньшей обезуглероживаемостью, закаливаемостью при более низких температурах, большей вязкостью азотированного слоя и однородностью в металлургическом отношении. Из этих сталей в первую очередь можно отметить хромоалюминиевомолибденовую, содержащую всего около 0,35% алюминия вместо 1% алюминия в стали 35ХМЮА, при одинаковом содержании хрома и молибдена в обеих сталях.

Эта сталь при азотировании простейшим одинарным циклом (525°, 16 час.) дает достаточно высокую поверхностную твердость азотированного слоя (900° и выше), обладающего значительно меньшей хрупкостью, чем у стали 35ХМЮА. Обезуглероживаемость малоалюминиевой стали незначительна, а способность к закалке и однородность микроструктуры более высокие.

Хорошим заменителем может явиться и хромоалюминиевотитановая сталь, содержащая всего только около 0,4% Al и 0,25% Ti при 1,0—1,25% Cr. Содержание углерода должно быть 0,45—0,50%.

Введением титана в высокохромистую сталь (3,5% Cr) можно повысить твердость до тех же величин, что и у стали 35ХМЮА, но это не избавляет от излишней хрупкости азотированного слоя. Кроме того, такая сталь может оказаться слишком твердой в прокатке. Хромованадиевые стали оказываются пригодными для данной цели лишь при условии некоторого снижения твердости азотированного слоя (до 800—850 по Виккерсу), что не желательно. Кроме того, хромованадиевые стали должны в данном случае содержать около 2% хрома, что может затруднить их горячую механическую обработку. Чувствительность хромованадиевых сталей к завышению температуры азотирования препятствует применению комбинированных циклов и вызывает также потребность к повышению процента хрома в их составе.

Таким образом, наиболее подходящим заменителем стали 35ХМЮА для производства прецизионных дизельных деталей

является подобная же хромоалюминиевомолибденовая сталь, но со сниженным примерно в 3 раза содержанием алюминия. На втором месте стоит хромоалюминиевотитановая сталь состава: 0,45—0,50%С, 1,0—1,5%Сг, 0,30—0,40%Аl и 0,20—0,25%Тi.

### Литература

1. Transc. Am. S. S. T., X, 1929.
2. Eng. Rev. Bull. Univ. Mich, 18, 1931.
3. Афонский, Смирнов и Вер, Теория и практика азотирования стали. Госмаштехиздат, 1933.
4. Белоручев, Окисление и обезуглероживание стали, стр. 117, Металлургиздат, 1934.
5. Archiv für d. Eisenhüttenwesen, 5, 1931.
6. Отчет НАТИ „Изучение поверхностных свойств азотированного слоя“ 1937.
7. Zeitschrift für d. anorg. Chemie, 82, 1931.
8. Transc. Am. S. S. T., 19, 1931.
9. „Н. И. И. Маш“, 1935, 7.
10. Журнал технической физики, 4, 1936.
11. Косолапов, „Вестник металлопромышленности“, 8—9, 1934.
12. Туггов, „Металлург“, 1, 1935.
13. Конторович, Сталь для нитрирования, ОНТИ, 1935.
14. „Авиапромышленность“ 9, 1934.

### СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Залманзон Л. А. Корректирование подачи топливовпрыскивающей системы транспортных дизелей клапанами-корректорами . . . . .	3
Айзерман М. А. Теория приборов автоматики переключения передач системы Hydra-Matic . . . . .	34
Прокофьев В. Н. О возможности и целесообразности применения объемного гидросцепления на автомобилях . . . . .	57
Мезин И. С. Применение глубокого барботажа для очистки генераторного газа (теория, конструктивное воплощение и результаты проверки нового принципа действия водяного очистителя) . . . . .	90
Минин А. И. Аккумуляторные ТИЗ-батареи . . . . .	111
Чернышев В. В. Износ и материал прецизионных деталей дизеля . . . . .	137

Редактор В. В. Ржавинский  
Техн. ред. Б. И. Модель

---

Сдано в набор 28/VIII 1945 г. Подпи-  
сано и печ. 8/II 1946 г. Тираж 2000 экз.  
А 01004. Печ. л. 9<sup>3</sup>/<sub>4</sub> + 2 вклейки.  
Уч.-изд. л. 11,5. Цена 11 руб. Заказ 2030

---

1-я тип. Машгиза НКТП.  
Ленинград, ул. Моисеенко, 10.