

ТРУДЫ



39

МАШГИЗ 1941

Депозитарий

6292
Т 782

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ
АВТОТРАКТОРНЫЙ ИНСТИТУТ „НАТИ“ НКМ СССР

6292
Т 782

ТРУДЫ НАТИ

ВЫПУСК 39



71470460

НКМ СССР

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1941 Ленинград

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА



Б. Г. Либрович
доктор технических наук

ПАРАМЕТРЫ ВИХРЕВОЙ КАМЕРЫ ТИПА РИКАРДО

Обработкой результатов испытаний пяти быстроходных дизель-моторов с камерой типа Рикардо найдено сочетание параметров, однозначно определяющее оценочный показатель процесса. Указаны пределы изменения значения сочетания параметров, на основе которых могут быть определены конструктивные соотношения камеры.

Экспериментальные работы, производившиеся в разное время в НАТИ и на ЗИС, по подбору наилучших параметров вихревых камер Рикардо для различных двигателей (МД-21, МД-23, МД-25, Х-1, М6У, Д-7) имели в значительной своей части общее направление. Задача во всех случаях сводилась к нахождению таких размеров вихревой камеры и проходного сечения соединительной горловины, при которых данный двигатель давал бы наиболее благоприятные показатели по экономичности и развиваемой мощности. В то же время указанные двигатели отличались между собой геометрическими размерами цилиндра (диаметром поршня и его ходом), оборотностью, степенью сжатия, конфигурацией горловины камеры и условиями работы топливо-подающей системы (давление впрыска, расположение форсунки, угол конуса распыла). В отдельных случаях (Д-7 и Х-1) при экспериментальном подборе наиболее благоприятных параметров изменялась также и степень сжатия.

Имеющийся в результате этих работ довольно большой опытный материал в достаточно широкой степени охватывает те основные параметры, которые должны определять собой протекание рабочего процесса в дизелях с вихревым смесеобразованием. Это дало основание к тому, чтобы сделать попытку обобщения материала, полученного на разных двигателях.

Задача такого обобщения заключается в том, чтобы в результате изучения совместного влияния на процесс различных факторов найти путь к расчетному определению таких значений основных параметров вихревой камеры (например при проектировании нового двигателя), которые давали бы уверенность в осуществлении благоприятного рабочего процесса. Решение этой задачи должно свести на-нет или, во всяком случае, значительно сократить необходимость в экспериментальном подборе размеров камеры и горловины.

Естественно, что значительная сложность тех физических и химических явлений, совокупность которых представляет собой рабочий процесс дизеля с вихревым смесеобразованием, не дает возможности подойти к решению поставленной задачи чисто теоретическим путем. В этом собственно и нет необходимости при наличии большого количества опытных данных. Поэтому в данном случае было положено в основу нахождение эмпирической зависимости между эффективными и экономическими показателями процесса с одной стороны и параметрами камеры сгорания — с другой. При этом было обращено внимание на то, чтобы эмпирическая зависимость была увязана с существующими теоретическими положениями и, следовательно, этим положениям не противоречила.

В соответствии со сказанным определяется и направление работы по обобщению имеющегося в распоряжении экспериментального материала.

Требовалось выявить форму сочетания основных параметров вихревой камеры и двигателя, влияющих на протекание рабочего процесса, которая давала бы возможность установить однозначную зависимость между этим сочетанием и показателями самого процесса.

К числу основных параметров отнесены:

- а) рабочий объем цилиндра V_h ,
- б) число оборотов коленчатого вала n ,
- в) степень сжатия ϵ ,
- г) относительный объем вихревой камеры $\alpha = \frac{V_k}{V_c}$,
- д) проходное сечение горловины f .

Перечисленные параметры представляют собой те факторы, совместное действие которых обуславливает то или иное протекание процесса. Нужно, однако, оговориться, что, имея основное значение, эти параметры не исчерпывают собой всего комплекса факторов, влияние которых на рабочий процесс должно иметь место. Так, например, в перечень параметров, которые намечено было охватить в едином сочетании, не вошли: давление начала подъема форсуночной иглы, конус распыла, форма сечения горловины, направление горловины, наклон форсунки по отношению к горловине, интенсивность теплоотвода от камеры и т. п. Эти факторы были заранее исключены из рассмотрения по тем соображениям, что некоторые из них вообще не поддаются количественному учету, а включение остальных в общее сочетание придало бы самому сочетанию весьма искусственный вид. Приходится лишь иметь в виду, что наличие таких неучтенных факторов препятствует получению полной однозначности для отыскиваемой функциональной зависимости показателей процесса от сочетания параметров, т. е. следует ожидать некоторый разбег точек.

Поскольку двигатели, экспериментальные материалы по которым были подвергнуты обработке, различаются своими механическими показателями, не зависящими от параметров камеры сгорания, влияние механических потерь было совершенно исключено тем, что оценка рабочего процесса производилась по индикаторным показателям, т. е. по среднему индикаторному давлению p_i и по расходу топлива на индикаторную л. с. в час g_i . Неизбежность такой оценки вызывалась еще и тем обстоятельством, что экспериментальная работа по подбору параметров камеры для двигателей МД-21 и Д-7 (ЗИС) производилась на одноцилиндровых установках, характеризующихся повышенными относительными затратами мощности на трение. Тем самым эффективные показатели в этих опытах получались значительно отличающимися от показателей многоцилиндровых двигателей и их абсолютные величины ни в какой мере не могут считаться характерными.

Принцип охвата в общем сочетании основных параметров камеры и двигателя имеет то преимущество, что позволяет комплексно рассматривать влияние этих параметров и, следовательно, выявляет необходимое соотношение между ними. Для того чтобы качество процесса было возможно полно отражено в искомой зависимости, представляется желательным и основные показатели процесса объединить в один показатель, охватывающий и экономичность и эффективность индикаторного процесса.

В качестве такого показателя принято отношение индикаторного удельного расхода топлива к соответствующей величине среднего индикаторного давления, т. е. $\frac{g_i}{p_i}$.

Эта величина взята по аналогии с оценочным показателем эффективности $\frac{g_e}{p_e}$ ¹ и может быть названа оценочным показателем процесса. Так же, как и величина $\frac{g_e}{p_e}$, оценочный показатель процесса $\frac{g_i}{p_i}$ определяется из характеристики по нагрузке, снятой при постоянном числе оборотов дви-

¹ См. Б. Г. Либрович и Н. Н. Брызгов, Исследование предкамерного двигателя, ОНТИ, 1937 г.

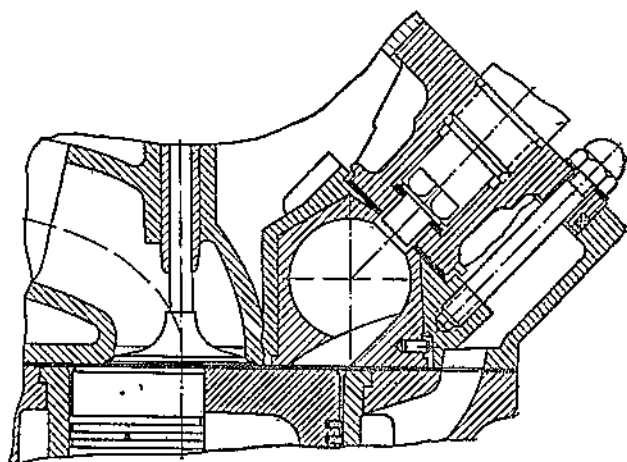
гателя ($0,6 \div 0,75$ от нормального) путем проведения из начала координат касательной к кривой $g_i = f(p_i)$.

Так как эта касательная определяет собой точку, в которой на данной характеристике имеет место наиболее благоприятное сочетание g_i с p_i (минимум отношения $\frac{g_i}{p_i}$), то использование полученного таким способом оценочного показателя процесса позволяет производить сравнение работ двигателей при различных величинах сочетания параметров, каждый раз в условиях оптимального протекания процесса.

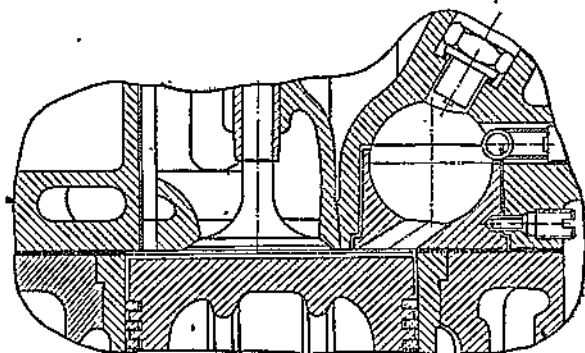
Оценочный показатель $\frac{g_i}{p_i}$ представляет собой величину, обратную произведению $\eta_i \cdot p_i$, поэтому минимум оценочного показателя соответствует наиболее совершенному сочетанию индикаторного использования с развиваемой в цилиндре механической работой.

В качестве объектов, экспериментальный материал по которым имелся в нашем распоряжении, были двигатели Д-7(ЗИС), Х-1, М-6У, МД-23 и одноцилиндровая установка В-2, представляющая собой отсек двигателя МД-21, монтированный на универсальном картере УК-2. По двигателю Д-7 тоже использован был материал, полученный при подборе параметров камеры на одноцилиндровой установке.

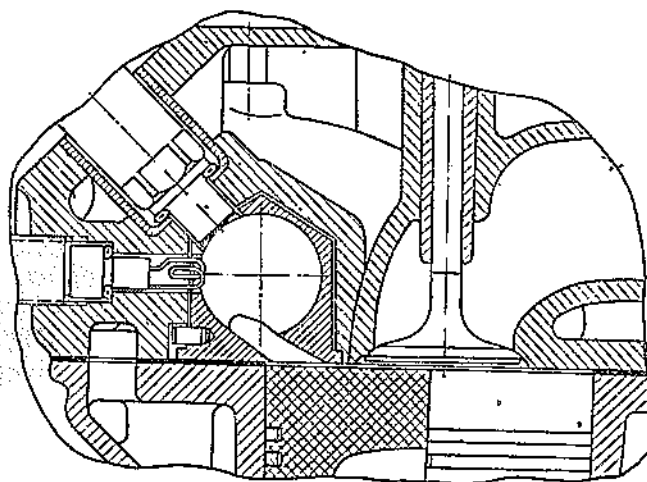
Однако отсутствие данных по механическим потерям двигателей М6-У и МД-23 заставило исключить их из рассмотрения, ибо, как указывалось выше, оценка процесса по эффективным показателям не позволяла бы сопоставлять результаты получаемые на разных двигателях, в том числе одноцилиндровых. Используемые двигатели характеризуются данными, представленными в табл. 1, а конфигурация камер сгорания этих двигателей представлена на фиг. 1, 2 и 3.



Фиг. 1.



Фиг. 2.



Фиг. 3.

Табл. 1 показывает, что по литражу цилиндра этими двигателями охвачен диапазон 0,636—1,021 л, т. е. изменение V_h в 1,6 раза. Диапазон изменения степени сжатия — $\varepsilon = 16,2 \div 19,0$. Что же касается величин относительного объема камеры a и относительной величины проходного сечения $\frac{f}{F}$ (где F — площадь поршня), то эти величины изменялись в следующих пределах:

$$a = 0,379 \div 0,7885;$$

$$\frac{f}{F} \% = 0,67 \div 3,13.$$

Кроме того, в отдельных двигателях были применены различные формы сечения горловины: на двигатель X-1 были установлены камеры с горловиной фигурного очертания типа Фиат, на двигателе Д-7 — круглая горловина, а затем камера с тремя круглыми отверстиями и, наконец, на двигателе В-2, устанавливались камеры и с круглой горловиной и с горловиной типа Фиат, и с

Таблица 1

	Х-1	В-2	Д-7
Диаметр цилиндра D , мм	90	95	100
Ход поршня S , мм	100	115	130
Рабочий объем цилиндра V_h , л	0,636	0,815	1,021
Нормальное число оборотов n об/мин.	3000	2100	2200
Число оборотов, при котором снимались характеристики по нагрузке	1700	1500	1600
Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа	3,70	3,65	3,74
Степень сжатия ε	16,2—19,0	17,5	16,2 и 17,05

тремя отверстиями по типу Д-7.

Таким образом можно считать, что использованный материал достаточно широко охватывает изменение всех основных параметров, влияющих на протекание рабочего процесса.

В табл. 2 собраны все те данные, по которым производился подбор сочетания параметров. В этой таблице величина R_1 есть радиус входа воздушной струи в вихревую

камеру, R_2 — фиктивный радиус, на котором считается сосредоточенной вся масса воздуха в камере (для подсчета вихревого отношения $\frac{N}{\pi}$ по Алькоку) и A — множитель, входящий в выражение вихревого отношения и равный¹

$$A = \int_{180^\circ}^{360^\circ} \frac{\left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right]^2}{\left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}^3} d\varphi$$

Кроме того, в таблице даны подсчитанные величины ft , т. е. время сечения горловины при нормальных оборотах двигателя и при тех оборотах, на которых были сняты характеристики по нагрузке как по абсолютной величине, так и отнесенные к единице рабочего объема цилиндра $\left(\frac{ft}{V_h}\right)$ и к единице объема вихревой камеры $\left(\frac{ft}{V_w}\right)$.

В ту же табл. 2 внесены показатели процесса: оценочный показатель $\frac{g_i}{p_i}$, достигнутые максимальные значения среднего индикаторного давления (из характеристики по оборотам и из характеристики по нагрузке) $p_{i \max}$ и достигнутые минимальные значения удельного расхода топлива (из характеристики по оборотам) $g_{i \min}$.

При подборе сочетания параметров, которое дало бы однозначную

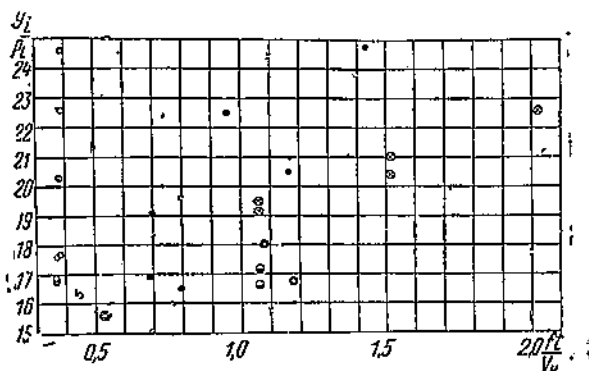
¹ См. статью М. Е. Косолапова в журн. „Автотракторное дело“, 1938 г., № 6.

связь с оценочным показателем процесса, первоначально было испытано сочетание

$$Z' = \frac{30 f(e-1)^2}{V_h n e a^2},$$

которое было в свое время установлено для предкамерных двигателей¹. Однако, как и нужно было ожидать, на построенной диаграмме $\frac{g_i}{p_i} = f(Z')$ получился очень большой разброс точек. Этот результат нужно признать естественным, ибо при вихревом смесеобразовании рабочий процесс подчиняется иным закономерностям, чем в предкамерных машинах.

Не дали показательных результатов и попытки построить изменение $\frac{g_i}{p_i}$ в зависимости от относительных величин время — сечения горловины (т. е. от $\frac{ft}{V_h}$ и $\frac{ft}{V_h}$). В качестве иллюстрации приводится диаграмма $\frac{g_i}{p_i} =$



Фиг. 4.

$= f\left(\frac{ft}{V_h}\right)$ (фиг. 4), из которой видно, что в данном случае не может быть и речи о какой-либо закономерности (фиг. 4).

Принятые в качестве сочетания параметров величины вихревого отношения $\frac{N}{n}$ (которое включает в себя все интересующие нас параметры двигателя, кроме числа оборотов) дали значительно лучшие результаты (фиг. 5), но и в этом случае значительный разброс точек заставляет сделать вывод, что вихревое отношение камеры само по себе еще не определяет полностью протекание процесса.

Подобный вывод был сделан нами и раньше при подборе оптимальной камеры для двигателя МД-21².

Рассмотрение диаграмм, на которых были нанесены величины $\frac{g_i}{p_i}$ в зависимости от $\frac{ft}{V_h}$ и от $\frac{N}{n}$, привело к заключению, что удовлетворительные результаты могут быть получены, если в искомое сочетание будут включены обе эти величины. Действительно, оказалось, что если по оси абсцисс откладывать величину

$$X' = \frac{N}{n} \cdot \frac{V_h}{ft}, \quad (1)$$

то точки $\frac{g_i}{p_i}$ ложатся довольно хорошо вокруг некоторой общей кривой (фиг. 6).

¹ См. Б. Г. Либрович и Н. Н. Брызгов, Исследование предкамерного двигателя, ОНТИ, 1937 г.

² См. отчет по работе „Выбор оптимальной камеры для двигателя М-21“, Отд. Двигателей НАТИ за 1939 г.

Сводка параметров двигателей

и п

Двигатель	Форма горловины	R мм	V_k см ³	$\frac{V_k}{V_h}$ %	ε	V_c см ³	α %	f см ²	$\frac{f}{F}$ %	R_1 см	R см
В-2	Фигат	19,5	31,05	3,81	17,46	49,49	62,74	1,83	2,58	1,30	1,5
	"	21,0	38,79	4,76	17,5	49,38	78,85	1,43	2,02	1,65	1,5
	Овальная	19,5	31,05	3,81	17,46	49,49	62,74	2,22	3,13	1,32	1,5
	Круглая	18,5	26,52	3,26	17,5	49,38	58,71	1,33	1,88	1,35	1,5
	"	19,5	31,05	3,81	17,5	49,38	62,74	1,33	1,88	1,45	1,5
	"	21,0	38,79	4,76	17,5	49,38	78,85	1,33	1,88	1,6	1,5
	"	21,0	38,79	4,76	17,5	49,38	78,85	1,54	2,17	1,55	1,5
	3 отв. 12,0+2×6,0 То же	21,0	38,79	4,76	17,5	49,38	78,85	1,69	1,99	1,65	1,5
Д-7	Круглая	18,25	25,46	2,49	16,2	67,17	37,90	0,53	0,67	1,60	1,5
	"	19,75	32,27	3,16	16,2	67,17	48,04	0,65	0,83	1,70	1,5
	"	21,05	39,07	3,83	16,2	67,17	58,17	0,77	0,98	1,85	1,5
	"	22,05	44,91	4,40	16,2	67,17	66,86	0,88	1,12	1,93	1,5
	"	22,05	44,91	4,40	16,2	67,17	66,86	1,06	1,35	1,88	1,5
	3 отв. 10,6+2×5,0	22,05	44,91	4,40	16,2	67,17	66,86	1,27	1,62	1,93	1,5
	Круглая	18,25	25,46	2,49	17,05	63,61	40,03	0,53	0,67	1,60	1,5
	"	20,6	36,62	3,59	17,05	63,61	57,57	0,74	0,94	1,78	1,5
Х-1	"	22,05	44,91	4,40	17,05	63,61	70,60	0,88	1,12	1,93	1,5
	Фигат	17,0	20,52	3,23	16,20	41,83	49,05	1,23	1,93	1,37	1,5
	"	16,0	17,11	2,69	17,45	38,65	44,25	1,47	2,31	1,21	1,5
	"	16,0	17,11	2,69	17,45	38,65	44,25	1,96	3,08	1,25	1,5
	"	17,0	20,52	3,23	17,45	38,65	53,08	1,23	1,93	1,37	1,5
Х-1	"	16,0	17,11	2,69	19,00	35,33	48,42	1,47	2,31	1,21	1,5

Таблица 2

и показателей процесса

R_2 сМ	A	$\frac{N}{n}$	ft	$\frac{ft}{V_h}$	$\frac{ft}{V_R}$	X'	X	$\frac{g_i}{p_i}$	$p_i \max$	$g_i \min$
1,232	6000	23,1	0,0366 0,0261	0,0449 0,0320	1,179 0,841	515	0,41	16,75	10,0 10,0	168
1,327	6000	40,6	0,0286 0,0204	0,0351 0,0251	1,079 0,768	1155	0,64	18,05	9,15 9,10	183
1,232	6000	20,8	0,0444 0,0317	0,0545 0,0389	1,430 1,021	382	0,30	24,8	8,8 8,5	195
1,169	6000	31,2	0,0296 0,0211	0,0363 0,0259	1,161 0,796	860	0,60	20,5	8,95 8,88	194
1,232	6000	35,3	0,0296 0,0211	0,0363 0,0259	0,953 0,680	973	0,70	22,5	8,35 8,47	192
1,327	6000	39,3	0,0266 0,0190	0,0326 0,0233	0,686 0,490	1205	0,91	16,9	9,6 9,4	178
1,327	6000	31,7	0,0308 0,0220	0,0378 0,0270	0,794 0,567	839	0,66	16,5	9,35 9,70	178
1,327	6000	39,5	0,0282 0,0201	0,0346 0,0247	1,063 0,757	796	0,44	17,2	10,1 10,0	170
1,327	6000	39,5	0,0282 0,0201	0,0346 0,0247	1,063 0,757	796	0,44	16,6	9,8 9,75	173
1,153	6000	99,5	0,0099 0,0072	0,0097 0,0071	0,389 0,283	10260	5,88	22,6	8,55 8,75	212
1,248	6000	93,3	0,0122 0,0088	0,0119 0,0086	0,378 0,273	7840	4,94	20,3	9,65	191
1,330	6000	91,3	0,0144 0,0104	0,0141 0,0102	0,369 0,266	6470	4,25	17,6	10,0	185
1,394	6000	87,2	0,0165 0,0119	0,0162 0,0117	0,367 0,265	5380	3,72	16,9	9,95	176
1,394	6000	70,5	0,0199 0,0145	0,0195 0,0142	0,443 0,323	3615	2,57	16,3	10,48 10,48	176
1,394	6000	60,4	0,0238 0,0173	0,0233 0,0169	0,530 0,385	2595	1,80	15,6	10,65 10,65	174
1,153	6500	102,2	0,0099 0,0072	0,0097 0,0071	0,389 0,283	10540	6,04	24,6	8,58	—
1,302	6500	91,8	0,0139 0,0100	0,0136 0,0098	0,380 0,273	6750	4,43	17,7	10,10	180
1,394	6500	89,6	0,0165 0,0119	0,0162 0,0117	0,367 0,265	5535	3,83	16,8	9,90	184
1,074	6910	29,8	0,0217 0,0123	0,0341 0,0193	1,058 0,600	874	0,51	19,1	9,08	—
1,011	6700	30,2	0,0259 0,0147	0,0407 0,0231	1,514 0,859	743	0,43	20,4	8,38 8,77	—
1,011	6700	23,4	0,0346 0,0196	0,0544 0,0308	2,023 1,146	430	0,24	22,6	—	—
1,074	6700	28,3	0,0217 0,0123	0,0341 0,0193	1,058 0,600	831	0,48	19,5	9,18	—
1,011	7400	22,5	0,0259 0,0147	0,0407 0,0231	1,514 0,859	554	0,32	21,0	8,08	—

Преобразование величины X' путем подстановки выражения $\frac{N}{n}$ и время—сечения ft :

$$\frac{N}{n} = \frac{\pi}{720} \cdot \frac{aV_h}{(\epsilon-1)^2} \cdot \frac{1}{f} \cdot \frac{R_1}{R_2^2} A;$$

$$ft = \frac{30 f}{n};$$

дает после упрощений

$$X' = \frac{\omega}{720} \cdot \frac{aV_h^2}{(\epsilon-1)^2 f^2} \times \times \frac{R_1}{R_2^2} A \text{ (м/сек)}, \quad (2)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость коленчатого вала.

Сопоставление выражений $\frac{N}{n}$ и X' приводит

к выводу, что

а) на оценочный показатель или, другими словами, на качество рабочего процесса влияет число оборотов двигателя (между тем как вихревое отношение $\frac{N}{n}$ не зависит от числа оборотов),

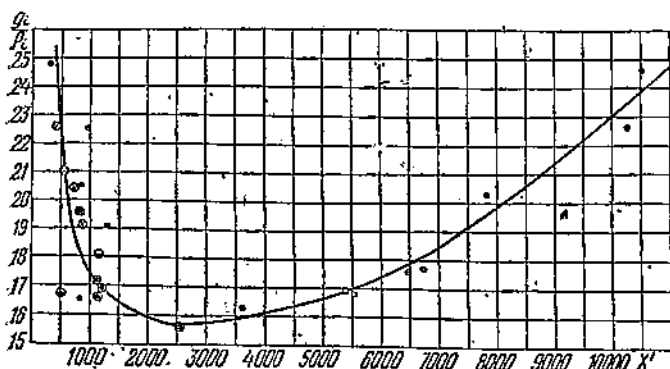
б) рабочий объем цилиндра V_h и сечение горловины f в более сильной степени влияют на качество рабочего процесса, чем это отражено в вихревом отношении.

Можно считать, что сочетание параметров X' отвечает поставленной задаче нахождения однозначной зависимости между комплексом параметров камеры и двигателя с одной стороны и показателями процесса — с другой.

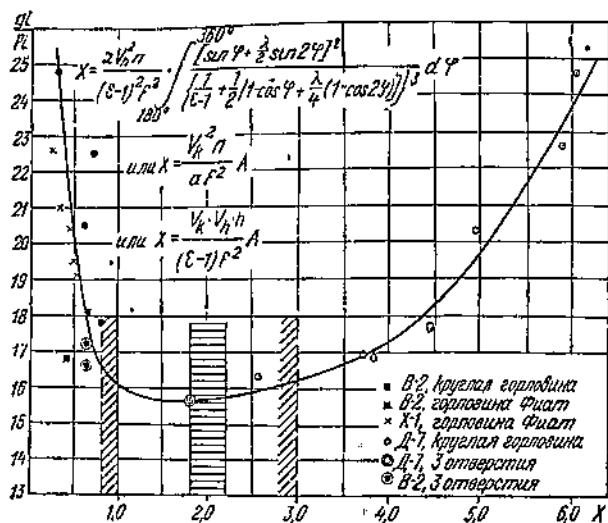
Однако величина X' страдает тем неудобством, что при практическом решении задачи об определении размеров камеры, удовлетворяющих требованиям в отношении процесса, приходится одновременно определять не только величины a и f , но также и радиусы R_1 и R_2 , которые в свою очередь зависят от объема камеры, сечения горловины, ее формы и наклона. Таким образом сечение X' , правильно отражая влияние отдельных параметров, не позволяет непосредственно находить нужные величины.

Из этих соображений вместо сочетания X' было взято сочетание X , которое сохраняет в силе установленные соотношения между основными параметрами (V_h , ϵ , a , f , n), но из которого исключены величины R_1 и R_2 , а также — постоянные величины, фигурировавшие в сочетании X' :

$$X = \frac{a \cdot V_h^2 \cdot n}{(\epsilon-1)^2 f^2} A. \quad (3)$$



Фиг. 6.



Фиг. 7.

обычной круглой горловиной и горловиной типа Фиат (в отношении как $\frac{g_i}{p_i}$, так и p_i max).

Объяснение этому заключается, повидимому, в том, что при трех отверстиях, расположенных, к тому же, под углом, вихревое движение в камере охватывает более совершенно массу воздуха в камере, а это способствует лучшему смесеобразованию.

Выражение (3) позволяет определить те размеры вихревой камеры (α и f), которые обеспечивают низкие величины $\frac{g_i}{p_i}$ и высокое p_i , поскольку остальные параметры (V_n , n , ε и λ) известны, или получены при расчете двигателя.

Путь определения следующий:

а) выбирается величина X в указанных выше пределах (1,8—2,2);

б) из выражения (3) определяется отношение $\frac{a}{f^2}$ по известным величинам V_n , ε и A и по значению n , равному 0,6—0,7 от нормального числа оборотов двигателя;

в) по величине относительного объема вихревой камеры, выбранной из конструктивных соображений (в пределах 0,6—0,8), определяется необходимое сечение горловины f .

Для того чтобы показать применимость полученных выводов, на фиг. 9 приведена зависимость оценочного показателя эффективности $\frac{g_e}{p_e}$ от сочетания X для многоцилиндровых двигателей МД-23, МД-25 и М-6, которые были исключены из рассмотрения (как уже указывалось) вследствие невозможности использовать индикаторные показатели этих машин. На ту же диаграмму нанесены точки двигателей Х-1, а также и Д-7 (№ 1 и 2), прошедших государственные испытания. Диаграмма указывает на такой же характер зависимости, который был получен по индикаторным показателям.

В табл. 3 приведены данные по двигателям МД-23, М-6, МД-25 и Д-7.

В заключение следует указать, что предложенный выше диапазон изменения сочетания X в дальнейшем может быть уточнен за счет дополнительного использования экспериментальных данных.

Б. Я. Гинцбург
кандидат технических наук

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ И ИЗГОТОВЛЕНИИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ С НЕРАВНОМЕРНЫМ ДАВЛЕНИЕМ НА СТЕНКУ

Статья дает способ аналитического нахождения формы кольца в свободном состоянии с заданной эпюрой неравномерного давления на стенку цилиндра. Даются расчетные формулы для определения напряжений кольца с неравномерным давлением и его размеров.

Указан способ изготовления колец с неравномерным давлением на стенку. Приведен практический пример расчета кольца и его технологии. Статья снабжена вспомогательными таблицами, облегчающими расчеты.

Несколько лет назад вся американская, а вслед за ней и западно-европейская моторостроительная промышленность перешла на изготовление поршневых колец с неравномерным — повышенным у замка — давлением на стенку цилиндра.

Опубликованный фактический материал по испытанию таких колец заставляет думать, что они должны работать в ряде случаев значительно лучше колец с равномерным распределением давления.

Не затрагивая вопроса обоснования выбора оптимальной эпюры распределения давления по окружности кольца, что должно явиться предметом специального исследования, настоящая работа преследует чисто практическую цель — дать способ расчета и изготовления колец с заданным неравномерным давлением по окружности. Это открывает возможность путем непосредственного изготовления колец с неравномерным давлением и их испытания установить преимущества таких колец по сравнению с кольцами равного давления.

1. ФОРМА КОЛЬЦА В СВОБОДНОМ СОСТОЯНИИ

В основу расчета колец с неравномерным давлением положена „идеальная“ эпюра распределения давления по окружности поршневого кольца, приведенная в работе Тауба (А. Тауб „The Automobile Engineer“ 1937, апр., стр. 134). Эта эпюра в том виде, как она приведена у Тауба, воспроизведена на фиг. 1. На фиг. 2 представлена та же эпюра распределения давления, но доведенная до сечений кольца у замка. При этом величина давлений у замка установлена таким образом, что действующие на кольцо внешние силы взаимно уравниваются.

Действующее в каждом сечении кольца давление p , отнесенное к осевой линии сечения кольца, представим как сумму двух слагаемых: равномерного для всего кольца давления p_0 , равного минимальному давлению на поверхности кольца, и избыточного, переменного по окружности давления p_k , иначе говоря будем считать

$$p = p_0 + p_k = p_0 (1 + \lambda_k), \quad (1)$$

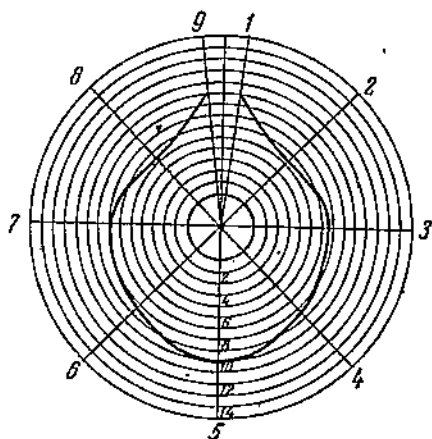
где

$$\lambda_k = \frac{p_k}{p_0}. \quad (2)$$

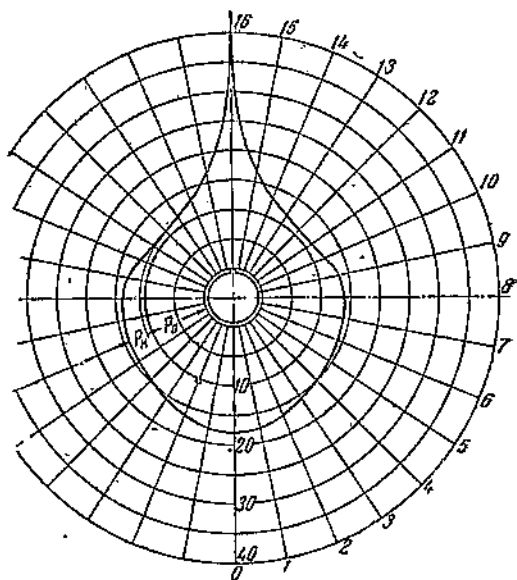
Деформации, вызываемые равномерным давлением p_0 , могут быть найдены по уже известным зависимостям (см. Б. Я. Гинцбург, „Теория поршневого кольца“, Госмашметиздат, 1934 и Б. Я. Гинцбург, „Расчет и метод изготовления высококачественных поршневых колец“, „Сталинец 60“, 1937, № 8). Найдя деформации кольца, вызываемые неравномерной составляющей давления p_k , и просуммировав их с первыми, мы сможем определить форму кольца в свободном состоянии, обеспечивающую заданное распределение давления по окружности.

Такое разграничение деформаций на две составляющие имеет то преимущество, что деформации, вызываемые неравномерным распределенным давлением, мы находим приближенным методом, поэтому, поскольку значительная часть полной деформации определяется точно, повышается и точность итога.

Для определения составляющих деформаций от давления p_k заменим распределенное по окружности кольца давление рядом сосредото-



Фиг. 1. „Идеальная“ эпюра радиальных давлений кольца по А. Тауб.



Фиг. 2. Эпюра радиальных давлений кольца, принятая для расчетов.

ченных сил P_k . При достаточно большом количестве таких сил можно считать, что для обоих случаев нагрузки деформации кольца практически одинаковы.

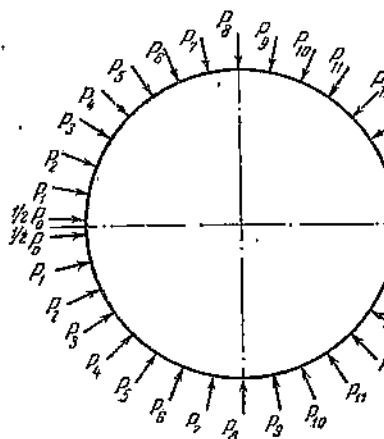
В соответствии со сказанным, на фиг. 3 представлена схема сосредоточенных сил, принятая для расчета взамен распределенной нагрузки по фиг. 2. Точки приложения сосредоточенных сил делят каждую из полуокружностей кольца на 16 равных частей. Для подсчета величины сосредоточенной силы на каждом из выделенных, таким образом, участков кольца будем считать, что на этом участке действует не переменная величина давления, но постоянная, равная действительному давлению по эпюре фиг. 2 для середины отрезка дуги выделенного участка. Иначе говоря, будем представлять замену распределенных давлений на окружности кольца сосредоточенными согласно фиг. 4. При этом, так как при симметрии кольца относительно диаметра, проходящего через замок, можно ограничиться рассмотрением только полукольца, следует для точек деления 0 и 16 (фиг. 3) считать к каждому полукольцу приложенными силы, равные $\frac{1}{2} P_0$ и соответственно $-\frac{1}{2} P_{16}$. При такой замене распределенных сил сосредоточенными величина сосредоточенной силы P_k какого-нибудь участка кольца k окажется очевидно равной

$$P_k = 2 \cdot \sin \frac{\pi}{32} r_m h p_k = 0,19603 r_m h p_k \lambda_k \quad (3)$$

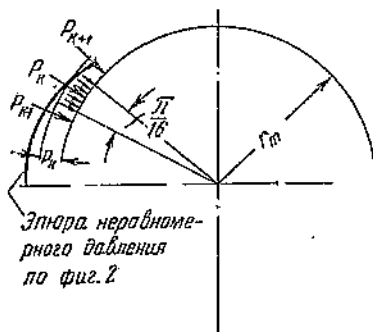
Здесь r_m — является радиусом осевой линии сечения кольца, вложенного в цилиндр, h — высота кольца по образующей, p_0 и λ_k имеют ранее указанные значения.

Таким образом, определив по принятой эпюре распределения давления (фиг. 2) величины λ_k , мы сможем определить и величины P_k .

Значения величин λ_k , соответствующие эпюре фиг. 2, приведены в табл. 1.



Фиг. 3. Схема сосредоточенных сил, приложенных к кольцу взамен распределенного давления.



Фиг. 4. Замена распределенного давления на участке k сосредоточенной силой.

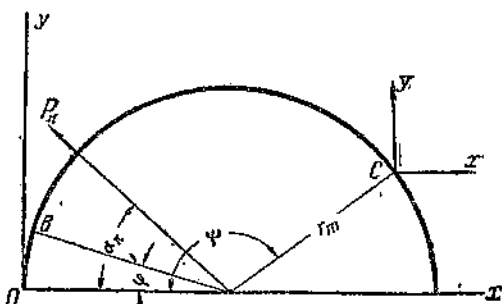
Для нахождения деформаций кольца под влиянием сил P_k будем находить отдельно для каждого сечения кольца перемещения его по осям координат x и y от действия каждой из сил P_k в отдельности, после чего, пользуясь принципом независимости действия сил для нахождения общего перемещения сечения кольца, будем суммировать его перемещения от всех сил.

С этой целью воспользуемся теоремой Кастильяно и рассмотрим отдельно два случая (фиг. 5 и 6): когда вызывающая деформацию сила P_k расположена внутри угла ψ , т. е. когда $\alpha_k \leq \psi$ (фиг. 5) и, наоборот, (фиг. 6), когда $\alpha_k \geq \psi$.

$\alpha_k \leq \psi$ (фиг. 5).

Так как практически деформацию кольца из свободного состояния под действием направленной к центру силы P_k можно считать равной деформации кольца при действии такой же силы, но направленной во вне, то при отыскании деформаций кольца примем нагрузку согласно фиг. 5.

Приложим в сечении кольца C , перемещения которого по осям координат под влиянием нагрузки P_k мы отыскиваем, фиктивные силы Y и X , направленные по осям координат.



Фиг. 5. Схема действующих сил, приложенных к осевой линии кольца, для определения деформации кольца ($\alpha_k < \psi$).

Таблица 1
Значения величин λ_k

k	λ_k	k	λ_k	k	λ_k	k	λ_k
0	0,666	4	0,370	8	0,278	12	0,000
1	0,629	5	0,315	9	0,222	13	0,075
2	0,537	6	0,296	10	0,093	14	0,200
3	0,444	7	0,296	11	0,020	15	0,520
						16	3,150

Тогда изгибающий момент M_φ для какого-нибудь сечения кольца B , определяемого углом φ , окажется равным

$$M_\varphi = -P_k r_m \sin(\alpha_k - \varphi) + X r_m (\sin \psi - \sin \varphi) - Y r_m (\cos \varphi - \cos \psi). \quad (4)$$

Для криволинейного бруса с соотношениями размеров, принятыми в современных поршневых кольцах, потенциальная энергия при изгибе Θ может быть с совершенно достаточной точностью выражена только одним членом¹, а именно

$$\Theta = \frac{1}{2EJ} \int_0^{\alpha_k} M_\varphi^2 r_m d\varphi.$$

Перемещение Δx_k точки C в направлении оси x от действия силы P_k равно

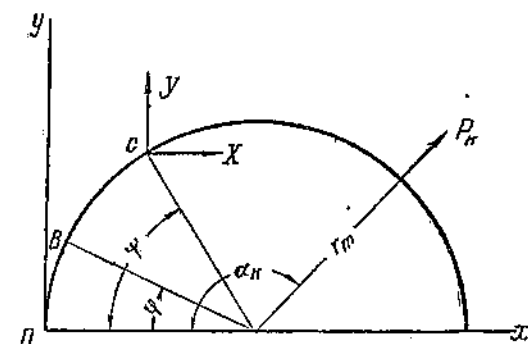
$$\Delta x_k = \frac{\partial \Theta}{\partial X} \Big|_{x=y=0};$$

то же в направлении оси y :

$$\Delta y_k = \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \Big|_{x=y=0}.$$

Подставляя в эти выражения значение Θ и M_φ из (4), найдем:

$$\Delta x_k = -\frac{P_k r_m^3}{EJ} \int_0^{\alpha_k} \sin(\alpha_k - \varphi) (\sin \psi - \sin \varphi) d\varphi$$



Фиг. 6. Схема действующих сил, приложенных к осевой линии кольца, для определения деформации кольца ($\alpha_k > \psi$).

и

$$\Delta y_k = \frac{P_k r_m^3}{EJ} \int_0^{\alpha_k} \sin(\alpha_k - \varphi) (\cos \varphi - \cos \psi) d\varphi.$$

Подставив сюда P_k из (3) и учитывая², что

$$\frac{12p_0}{E} \left(\frac{r_m}{t} \right)^3 = a_0 \quad (5)$$

после интегрирования получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_k &= -0,196 a_0 r_m \lambda_k \left[\sin \psi (1 - \cos \alpha_k) - \frac{1}{2} \sin \alpha_k + \frac{1}{2} \alpha_k \cos \alpha_k \right] \\ \Delta y_k &= 0,196 a_0 r_m \lambda_k \left[\frac{1}{2} \alpha_k \sin \alpha_k - (1 - \cos \alpha_k) \cos \psi \right] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$\alpha_k \geq \psi$ (фиг. 6).

В этом случае для участка кольца в пределах угла $0 \div \psi$ выражение изгибающего момента для сечения B под углом φ остается прежним согласно выражению (4); для участка же в пределах углов $\psi \div \alpha_k$ выражение для изгибающего момента будет иметь только первый член выражения (4), т. е. члены, содержащие силы X и Y , будут отсутствовать. Вследствие этого после нахождения потенциальной энергии изогнутого кольца, когда мы будем брать частную производную потенциальной энергии по силам X и Y , результат такого дифференцирования члена, учитывающего энергию участка $\psi \div \alpha_k$, окажется равным нулю. Иначе говоря, при отыскании пе-

¹ Это положение доказано в книге автора „Теория поршневого кольца“, Госмашметиздат, 1934 г.

² См. Гиндбург Б. Я., Теория поршневого кольца, стр. 18, равенство (16)

перемещений сечения C нужно ограничиться дифференцированием по силам X и Y лишь потенциальной энергии участка $0 \rightarrow \psi$, равной

$$\Theta = \frac{1}{2EJ} \int_0^\psi M_\varphi^2 r_m d\varphi.$$

Подставив сюда значение M_φ и взяв от полученного выражения частные производные по силам X и Y и приравняв последние нулю, получим перемещения точки C по координатам x и y в следующем виде:

$$\Delta x_k = -\frac{P_k r_m^3}{EJ} \int_0^\psi \sin(\alpha_k - \varphi) (\sin \psi - \sin \varphi) d\varphi,$$

$$\Delta y_k = \frac{P_k r_m^3}{EJ} \int_0^\psi \sin(\alpha_k - \varphi) (\cos \varphi - \cos \psi) d\varphi.$$

Воспользовавшись уравнениями (3) и (5), после интегрирования, получим:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_k &= -0,196 a_0 r_m \lambda_k \left[\frac{1}{4} \sin \alpha_k (1 - \cos 2\psi) + \cos \alpha_k \left(\frac{\psi}{2} - \sin \psi + \frac{1}{4} \sin 2\psi \right) \right] \\ \Delta y_k &= 0,196 a_0 r_m \lambda_k \left[\frac{1}{2} \sin \alpha_k \left(\psi - \frac{1}{2} \sin 2\psi \right) + \right. \\ &\quad \left. + \cos \alpha_k \left(-\frac{3}{4} + \cos \psi - \frac{1}{4} \cos 2\psi \right) \right]. \end{aligned} \right\} (7)$$

Зная перемещения любой точки оси кольца C под влиянием каждой из сил P_k (уравнения 6 и 7), мы можем определить теперь полное перемещение каждой точки оси кольца под воздействием всех сил P_k , как сумму найденных отдельных перемещений. При суммировании следует обратить внимание на два обстоятельства: 1) при нахождении перемещения какой-нибудь точки C , определяемой углом ψ , соответствующему i -тому делению, величина ψ будет одной и той же во всех членах суммы, почему выражения с этой величиной могут быть вынесены за скобки; 2) при суммировании часть деформаций от отдельных сил P_k , для которых α_k меньше ψ , определяющего положение данного сечения C , эти деформации должны определяться уравнениями (6); наоборот, деформации, зависящие от сил P_k вне угла ψ , должны суммироваться в виде членов выражений (7).

Учтя эти замечания, мы получим для перемещения точки C , положение которой определяется углом ψ i -того деления, следующие выражения:

$$\begin{aligned} \Delta x_\psi' &= -0,196 a_0 r_m \left\{ \sin \psi \sum_0^i \lambda_k (1 - \cos \alpha_k) - \frac{1}{2} \sum_0^i \lambda_k \sin \alpha_k + \right. \\ &\quad + \frac{1}{2} \sum_0^i \lambda_k \alpha_k \cos \alpha_k + \frac{1}{4} (1 - \cos 2\psi) \sum_{i+1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k + \\ &\quad \left. + \left(\frac{\psi}{2} - \sin \psi + \frac{1}{4} \sin 2\psi \right) \sum_{i+1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k \right\}. \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \Delta y_\psi' &= 0,196 a_0 r_m \left\{ \frac{1}{2} \sum_0^i \alpha_k \lambda_k \sin \alpha_k - \cos \psi \sum_0^i \lambda_k (1 - \cos \alpha_k) + \right. \\ &\quad + \frac{1}{2} \left(\psi - \frac{1}{2} \sin 2\psi \right) \sum_{i+1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k + \\ &\quad \left. + \left(\cos \psi - \frac{3}{4} - \frac{1}{4} \cos 2\psi \right) \sum_{i+1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k \right\}. \end{aligned}$$



Несмотря на громоздкость и некоторую сложность полученных выражений, пользование ими может быть сильно упрощено. Действительно легко видеть, что в выражениях для $\Delta x_{\psi'}$ и $\Delta y_{\psi'}$ от размеров кольца зависит только член, стоящий перед фигурными скобками. Выражения же в скобках для всех колец с принятым законом изменения давления по окружности кольца (т. е. с определенными λ_h для каждого угла α_h) остаются постоянными. Поэтому, обозначив произведения выражений в фигурных скобках на коэффициент 0,196 соответственно через C_x' и C_y' , т. е., положив

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{\psi'} &= a_0 r_m C_x' \\ \Delta y_{\psi'} &= a_0 r_m C_y' \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

и подсчитав раз навсегда значения C_x' и C_y' , определяемые равенствами (8) и (9), мы сведем дальнейшие расчеты частных размеров колец к элементарно простым и несложным вычислениям.

При проведении этих вычислений не следует упускать из виду, что для точек номер 0 и 16 (см. фиг. 3), мы, согласно нашей схемы действия сил на кольцо, условились считать действующими на каждой половине кольца лишь силы $\frac{1}{2}P_0$ и $\frac{1}{2}P_{16}$, т. е. для этих точек во время подсчетов из табл. 1 следует вводить значения величин $\frac{1}{2}\lambda_0$ и $\frac{1}{2}\lambda_{16}$.

Последовательное вычисление входящих в выражения для C_x' и C_y' величин и результаты расчетов сведены в табл. 2¹.

В этой таблице в графах 32 и 33 приведены для коэффициентов C_x' и C_y' величины, которые совместно с равенствами (10) определяют деформации кольца, зависящие от избыточных сверх минимальной равномерной составляющей давления p_0 — давления p_k (фиг. 2).

Деформации кольца от равномерной составляющей давления p_0 определяются точно такой же формулой, как и (10), с той лишь разницей, что в нее будут входить численно другие коэффициенты, которые обозначим через C_x'' и C_y'' (см. "Теорию поршневого кольца", стр. 25 и 26 — равенства 33', 34', 35' и 36 и табл. 1).

Поэтому полная деформация кольца с эпюрой давления согласно фиг. 2 определится выражением:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= a_0 r_m (C_x' + C_x'') = a_0 r_m C_{x_2} \\ \Delta y &= a_0 r_m (C_y' + C_y'') = a_0 r_m C_{y_2} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Значение коэффициентов C_x и C_y , представляющих сумму коэффициентов C_x' и C_y' (графы 32 и 33, табл. 2) с коэффициентами C_x'' и C_y'' для равномерного распределения давления (табл. 1 "Теория поршневого кольца"), приведены в табл. 5. Таким образом вопрос о форме кольца с распределением давления по эпюре фиг. 2 может считаться решенным.

II. НАПРЯЖЕНИЯ КОЛЬЦА

Для определения рациональных размеров кольца необходим учет его напряжений. Так как изгибающие моменты и форма кольца при неравномерном давлении будут отличаться от таковых для кольца с равномерным давлением, необходимо для кольца с принятой эпюрой давлений вывести формулы, определяющие напряжения кольца в рабочем состоянии, при обработке и при одевании на поршень.

Напряжение кольца в рабочем состоянии k

Напряжение внешнего растянутого волокна кольца k в общем виде имеет следующее выражение²:

$$k = \frac{r_m}{r_a} \cdot \frac{t}{J} M = \frac{r_m}{D} \cdot \frac{t}{J} M. \quad (12)$$

¹ Подсчеты проведены при участии инж. Л. Л. Левит и Н. А. Зимина.

² Гинцбург Б. Я. Теория поршневого кольца, стр. 41.

Здесь $r_a = \frac{D}{2}$ — радиус цилиндра, $r_m = \frac{D-t}{2}$ — радиус осевой линии кольца, вложенного в цилиндр, t — радиальная толщина кольца, $J = \frac{ht^3}{12}$ — момент инерции сечения кольца, M — действующий на сечение изгибающий момент.

Найдем для различных сечений кольца значение величины M и вместе с тем его максимальную величину.

Приближенная величина изгибающего момента M_φ , вызываемая в сечении под углом φ отдельной силой P_k , была определена раньше равенством (4), где фиктивные силы X и Y должны быть приравнены нулю. Поэтому, воспользовавшись для P_k соотношением (3), после небольшого преобразования можно написать:

$$M_\varphi = 0,196hr_m^2p_0(\lambda_k \sin \alpha_k \cos \varphi - \lambda_k \cos \alpha_k \sin \varphi).$$

Суммирование моментов всех сил P_k , лежащих вне угла φ , даст искомый изгибающий момент M_k от составляющих давления p_k для сечения под углом φ в следующем виде:

$$M_k = 0,196hr_m^2p_0 \left((\cos \psi \sum_{i=1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k - \sin \psi \sum_{i=1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k) \right)$$

или, иначе написав,

$$M_k = hr_m^2p_0 \cdot C_m, \quad (13)$$

где

$$C_m = 0,196 \left(\cos \psi \sum_{i=1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k - \sin \psi \sum_{i=1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k \right). \quad (14)$$

Суммы $\sum_{i=1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k$ и $\sum_{i=1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k$ уже подсчитаны раньше (графы 15 и 17 табл. 2). Воспользовавшись ими, сведём подсчеты значений C_m в табл. 3.

Изгибающий момент от усилий, равных для всей окружности кольца, составляющий давления p_0 , как легко видеть, равен

$$M_0 = hr_m^2p_0(1 + \cos \psi). \quad (15)$$

Произведя подсчет величин $1 + \cos \psi$ для тех же углов ψ , что были приняты для подсчета значений C_m , мы получим искомую величину изгибающего момента M сложением значений M_k и M_0 . Величина M будет равна:

$$M = hr_m^2p_0(C_m + 1 + \cos \psi). \quad (16)$$

Подсчет величины $C_m + 1 + \cos \psi$ расположен в виде табл. 4.

Как видно из этой таблицы, и для принятого неравномерного распределения давления максимум изгибающего момента приходится в сечении против замка (нулевое деление).

Численно максимальный момент равен

$$M_{\max} = 2,49hr_m^2p_0 \cong 2,5hr_m^2p_0. \quad (17)$$

Подставив это значение момента в (12), получим

$$k = 2,5hr_m^2p_0 \frac{r_m}{D} \frac{t}{J},$$

или, подставив значение J и учтя (5),

$$k = \frac{2,5a_0E}{D} \frac{t}{t}. \quad (18)$$

Напряжение кольца при обработке $k_{об}$.

Очевидно, что напряжение кольца при обработке $k_{об}$, когда радиальная толщина кольца увеличена на величину припуска на обработку по наружному диаметру Δt может быть подсчитана по формуле (18), если в

№ по пор.	λ_k	α_k (градусы)	α_k (радианы)	$\lambda_k (1 - \cos \alpha_k)$	$\lambda_k \sin \alpha_k$	$\lambda_k \alpha_k \cos \alpha_k$	$\lambda_k \alpha_k \sin \alpha_k$	$\lambda_k \cos \alpha_k$	$\sum_0^i \lambda$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	0,333	0	0	0	0	0	0	0,3330	
1	0,629	11°15'	0,1963	0,0121	0,1227	0,1211	0,0241	0,6169	
2	0,537	22°30'	0,3927	0,0409	0,2055	0,1948	0,0807	0,4961	
3	0,444	33°45'	0,5890	0,0748	0,2467	0,2174	0,1453	0,3692	
4	0,370	45°	0,7854	0,1084	0,2616	0,2055	0,2055	0,2616	
5	0,315	56°15'	0,9817	0,1398	0,2619	0,1708	0,2571	0,1750	
6	0,296	67°30'	1,1781	0,1824	0,2735	0,1335	0,3222	0,1133	
7	0,296	78°45'	1,3744	0,2383	0,2903	0,0795	0,3990	0,0577	
8	0,278	90°	1,5708	0,2780	0,2780	0	0,4367	0	
9	0,222	101°15'	1,7671	0,2653	0,2177	-0,0765	0,3847	-0,0433	
10	0,093	112°30'	1,9635	0,1236	0,0859	-0,0699	0,1686	-0,0356	
11	0,020	123°45'	2,1598	0,0311	0,0166	-0,0240	0,0358	-0,0111	
12	0	135°	2,3562	0	0	0	0	0	
13	0,075	146°15'	2,5525	0,1374	0,0417	-0,1593	0,1064	-0,0624	
14	0,200	157°30'	2,7489	0,3848	0,0765	-0,5080	0,2103	-0,1848	
15	0,520	168°45'	2,9452	1,0300	0,1015	-1,5021	0,2989	-0,5100	
16	1,575	180°	3,1416	3,1500	0	-4,9480	0	-1,5750	

№ по пор.	$\sum_{i+1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k$	$\sum_0^i \alpha_k \lambda_k \sin \alpha_k$	$\frac{1}{2} \sum_0^i \alpha_k \lambda_k \sin \alpha_k$	$\sin \psi_i \sum_0^i \lambda_k (1 - \cos \alpha_k)$	$\frac{1}{4} (1 - \cos 2\psi_i)$	$\frac{1}{4}$
16	17	18	19	20	21	
0	2,4801	0	0	0	0	
1	2,3574	0,0241	0,0120	0,0024	0,0190	
2	2,1519	0,1048	0,0524	0,0203	0,0732	
3	1,9052	0,2501	0,1250	0,0710	0,1541	
4	1,6436	0,4556	0,2278	0,1670	0,2500	
5	1,3817	0,7127	0,3563	0,3118	0,3457	
6	1,1082	1,0349	0,5174	0,5159	0,4267	
7	0,8179	1,4339	0,7169	0,7814	0,4810	
8	0,5399	1,8706	0,9353	1,0747	0,5000	
9	0,3222	2,2553	1,1276	1,3143	0,4810	
10	0,2363	2,4239	1,2119	1,3568	0,4267	
11	0,2197	2,4597	1,2298	1,2470	0,3457	
12	0,2197	2,4597	1,2298	1,0604	0,2500	
13	0,1780	2,5661	1,2830	0,9096	0,1541	
14	0,1015	2,7764	1,3882	0,7738	0,0732	
15	0	3,0753	1,5376	0,5954	0,0190	
16	0	3,6753	1,5376	0	0	

№ по пор.	$-\cos \psi_i \sum_0^i \lambda_k (1 - \cos \alpha_k)$	$\frac{1}{2} (\psi_i - \frac{1}{2} \sin 2\psi_i)$	$\cos \psi_i - \frac{3}{4} - \frac{1}{4} \cos 2\psi_i$	$\frac{1}{2}$
26	27	28	29	
0	0	0	0	
1	0,0119	0,0025	-0,0002	
2	0,0489	0,0195	-0,0028	
3	0,1063	0,0635	-0,0142	
4	0,1670	0,1427	-0,0429	
5	0,2089	0,2603	-0,0987	
6	0,2137	0,4122	-0,1906	
7	0,1554	0,5915	-0,3241	
8	0	0,7854	-0,5000	
9	0,2614	0,9792	-0,7141	
10	0,6452	1,1385	-0,9560	
11	0,8332	1,3109	-1,2099	
12	1,0604	1,4281	-1,4571	
13	1,3612	1,5072	-1,6772	
14	1,8680	1,5512	-1,8506	
15	2,9993	1,5682	-1,9618	
16	6,2019	1,5708	-2,0000	

Таблица 2

$\sum_0^i \lambda_k (1 - \cos \alpha_k)$	$\sum_0^i \lambda_k \sin \alpha_k$	$\frac{1}{2} \sum_0^i \lambda_k \sin \alpha_k$	$\sum_0^i \lambda_k \alpha_k \cos \alpha_k$	$\frac{1}{2} \sum_0^i \lambda_k \alpha_k \cos \alpha_k$	$\sum_{i+1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k$
10	11	12	13	14	15
0	0	0	0	0	-0,3324
0,0121	0,1227	0,0613	0,1211	0,0605	-0,9493
0,0530	0,3282	0,1641	0,3159	0,1579	-1,4454
0,1278	0,5749	0,2874	0,5333	0,2666	-1,8146
0,2362	0,8365	0,4182	0,7388	0,3694	-2,0762
0,3760	1,0984	0,5492	0,9096	0,4548	-2,2512
0,5584	1,3719	0,6859	1,0431	0,5215	-2,3645
0,7967	1,6622	0,8311	1,1224	0,5612	-2,4222
1,0747	1,9402	0,9701	1,1224	0,5612	-2,4222
1,3400	2,1579	1,0789	1,0459	0,5229	-2,3789
1,4686	2,2438	1,1219	0,9760	0,4880	-2,3433
1,4997	2,2604	1,1302	0,9520	0,4760	-2,3322
1,4997	2,3604	1,1302	0,9520	0,4760	-2,3322
1,6371	2,3021	1,1510	0,7927	0,3963	-2,2698
2,0219	2,3786	1,1893	0,2847	0,1423	-2,0850
3,0519	2,4801	1,2401	-1,2174	-0,6087	-1,5750
6,2019	2,4801	1,2401	-6,1654	-3,0827	0
$\frac{1}{4} \sin 2\psi_i$	$\frac{\psi_i}{2} - \sin \psi_i + \frac{1}{4} \sin 2\psi_i$	$\frac{1}{4} (1 - \cos \psi_i)$	$\sum_{i+1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k$	$(\frac{\psi_i}{2} - \sin \psi_i + \frac{1}{4} \sin 2\psi_i)$	$\sum_{i+1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k$
22	23	24	25	26	27
0	0	0	0	0	0
0,0957	-0,0013	0,0448	0,0012	0,0139	0,0183
0,1768	-0,0096	0,1575	0,0139	0,0183	0,1337
0,2310	-0,0101	0,2936	0,0183	0,2469	0,3986
0,2500	-0,0644	0,4109	0,1337	0,4794	0,5198
0,2310	-0,1097	0,4776	0,2469	0,5198	0,4591
0,1768	-0,1681	0,4729	0,3986	0,4591	0,2788
0,0957	-0,1979	0,3934	0,4794	0,2788	-0,0406
0	-0,2146	0,2699	0,5198	-0,5154	-1,1113
-0,0957	-0,1930	0,1550	0,4591	-1,1113	-1,6991
-0,1768	-0,1190	0,1008	0,2788	-1,6991	-1,8613
-0,2310	0,0174	0,0759	-0,0406	-1,8613	0
-0,2500	0,2210	0,0549	-0,5154	0	
-0,2310	0,4896	0,0274	-1,1113		
-0,1768	0,8149	0,0074	-1,6991		
-0,0957	1,1818	0	-1,8613		
0	1,5708	0	0		
$\frac{1}{2} (\psi_i - \frac{1}{2} \sin \psi_i)$	$\sum_{i+1}^{16} \lambda_k \sin \alpha_k$	$(\cos \psi_i - \frac{3}{4} - \frac{1}{4} \cos 2\psi_i)$	$\sum_{i+1}^{16} \lambda_k \cos \alpha_k$	C_x'	C_y'
30	31	32	33	34	35
0	0	0,0000	0,0000		
0,0059	0,0002	-0,0093	0,0012		
0,0422	0,0040	-0,0364	0,0097		
0,1216	0,0257	-0,0710	0,0325		
0,2345	0,0891	-0,1307	0,0947		
0,3597	0,2221	-0,1846	0,1229		
0,4568	0,4507	-0,2397	0,2374		
0,4838	0,7850	-0,2713	0,3488		
0,4240	1,2111	-0,2853	0,5038		
0,3155	1,6988	-0,2690	0,6676		
0,2690	2,2402	-0,2161	0,8558		
0,2881	2,8215	-0,1231	1,0158		
0,3138	3,3992	0,0011	1,1766		
0,2683	3,8079	0,1821	1,3172		
0,1574	3,8585	0,3851	1,4253		
0	3,0898	0,6105	1,4753		
0	0	0,8473	1,5169		

ней вместо диаметра кольца D подставить наружный диаметр сжатой заготовки $D + 2\Delta t$, а вместо радиальной толщины t — радиальную толщину заготовки $t + \Delta t$.

Тогда

$$k_{об} = \frac{2,5a_0 E}{\frac{D + 2\Delta t}{t + \Delta t}}.$$

Таблица 3

№ деления	$\cos \psi$	$\sum_{i=1}^{16} \sin \alpha_k$	$\cos \psi \cdot \sum_{i=1}^{16} \sin \alpha_k$	$\sin \psi$	$\sum_{i=1}^{16} \cos \alpha_k$	$\sin \psi \cdot \sum_{i=1}^{16} \cos \alpha_k$	$\frac{C_k}{0,196}$
0	1,000	2,480	2,48	0	-0,3324	0	2,48
1	0,9808	2,3574	2,31	0,1951	-0,9493	-0,185	2,50
2	0,9239	2,1519	1,985	0,3827	-1,4454	-0,554	2,54
3	0,8315	1,9052	1,582	0,5556	-1,8146	-1,010	2,59
4	0,7071	1,6436	1,164	0,7071	-2,0762	-1,47	2,63
5	0,5556	1,3817	0,770	0,8315	-2,2512	-1,835	2,62
6	0,3827	1,1082	0,425	0,9239	-2,3645	-2,19	2,61
7	0,1951	0,8179	0,1595	0,9808	-2,4222	-2,37	2,58
8	0	0,5399	0	1,000	-2,4222	-2,42	2,42
9	-0,1951	0,3222	-0,063	0,9808	-2,3789	-2,34	2,28
10	-0,3827	0,2363	-0,091	0,9239	-2,3433	-2,16	2,07
11	-0,5556	0,2197	-0,122	0,8315	-2,322	-1,935	1,81
12	-0,7071	0,2197	-0,155	0,7071	-2,322	-1,64	1,48
13	-0,8315	0,1780	-0,148	0,5556	-2,2698	-1,262	1,11
14	-0,9239	0,1015	-0,094	0,3827	-2,0850	-0,800	0,71
15	-0,9808	0	0	0,1951	-1,5750	-0,308	0,308
16	-1,000	0	0	0	0	0	0

Таблица 4

№ деления	C_k	$1 + \cos \psi$	$C_k + 1 + \cos \psi$
0	0,487	2	2,487
1	0,490	1,981	2,471
2	0,497	1,924	2,421
3	0,509	1,831	2,340
4	0,516	1,707	2,223
5	0,513	1,556	2,069
6	0,511	1,383	1,894
7	0,506	1,195	1,701
8	0,493	1,000	1,493
9	0,447	0,805	1,252
10	0,407	0,617	1,024
11	0,355	0,444	0,799
12	0,290	0,293	0,583
13	0,218	0,168	0,386
14	0,139	0,076	0,215
15	0,060	0,019	0,079
16	0	0	0

Сравнивая это выражение с (18), найдем

$$k_{об} = k \frac{t + \Delta t}{t} \frac{D}{D + 2\Delta t}$$

или, так как $\frac{D}{D + 2\Delta t}$
близко к единице,

$$k_{об} \cong \left(1 + \frac{\Delta t}{t}\right) k = \eta k, \quad (19)$$

где

$$\eta = 1 + \frac{\Delta t}{t} \quad (20)$$

является отношением радиальных толщин сжимаемой для обработки заготовки и готового кольца.

Если бы припуск на обработку имелся не по внешнему контуру кольца, а по внутреннему, то аналогичными рассуждениями мы пришли бы и в этом случае к той же формуле (19). Иными словами формула (19) справедлива как при наличии припуска на обработку снаружи, так и при наличии припуска по внутреннему диаметру, а также и при наличии припуска на обработку с обеих сторон.

Напряжение кольца при одевании на поршень k

Вопрос об одевании колец равного радиального давления подробно исследован в работе автора „Одевание кольца на поршень“ в журнале „Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства“, 1939

№ 1. Для колец с неравномерным давлением все выводы, сделанные для колец с равным давлением о целесообразности или нецелесообразности различных методов одевания колец на поршень, сохраняют силу. Соотношения величин напряжений, возникающих при одевании колец различными методами, также остаются в силе, однако сами величины напряжений в силу отличия формы кольца и, следовательно, потребной величины его деформации при разгибании во время одевания, окажутся отличными.

Воспользовавшись методом, изложенным в упомянутой работе об одевании колец, и делая на нее в последующем ссылки, изменим лишь приведенные там выкладки применительно к данному случаю.

Обозначим поперечник кольца в свободном состоянии в направлении замка (фиг. 7) через $2R_m$. При этом

$$2R_m = 2r_m + \Delta x_\pi,$$

где перемещение Δx_π по фиг. 2. Примечание: C_x и C_y соответствуют эпюре давлений конца кольца из закрытого в свободное состояние определяется (11) и значением коэффициента C_x из табл. 5, для точки 16. Так как

$$\Delta x_\pi = 2,847 \alpha_0 r_m,$$

то

$$2R_m = 2r_m (1 + 1,424 \alpha_0). \quad (21)$$

Точно так же поперечник кольца в свободном состоянии в направлении, перпендикулярном замку, равен

$$2r_m + 2\Delta y_{\pi/2} = 2r_m (1 + 2,29 \alpha_0) \quad (22)$$

При одевании кольца на поршень как поперечник его в направлении замка, так и в перпендикулярном к этому направлению не должен быть меньше диаметра цилиндра.

Поэтому минимально необходимые величины увеличения поперечников кольца в направлении оси $x - \Delta x_\pi''$ и в направлении оси $y - 2\Delta y_{\pi/2}''$ определяются из равенств:

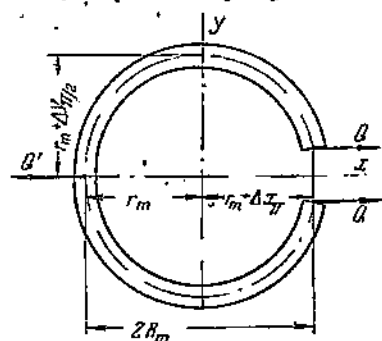
$$2r_m (1 + 1,424 \alpha_0) - t + \Delta x_\pi'' = 2r_m + t$$

и

$$2r_m (1 + 2,29 \alpha_0) - t + 2\Delta y_{\pi/2}'' = 2r_m + t$$

Отсюда получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_\pi'' &= 2r_m \left(\frac{t}{r_m} - 1,424 \alpha_0 \right) \\ \Delta y_{\pi/2}'' &= r_m \left(\frac{t}{r_m} - 2,29 \alpha_0 \right) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$



Фиг. 7. Схема к определению поперечников кольца в свободном состоянии.

Таблица 5

Коэффициенты C_x и C_y , значения $\sin \alpha$ и $\cos \alpha$

Деление	Углы, соотв. делениям	C_x	C_y	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$
0	0°00'	0	0	0,00000	1,00000
1	11°15'	-0,0474	0,0072	0,19505	0,98076
2	22°30'	-0,1844	0,0487	0,38268	0,92383
3	33°45'	-0,3820	0,1625	0,55557	0,83147
4	45°00'	-0,6427	0,3707	0,70711	0,70711
5	56°15'	-0,9006	0,6889	0,83147	0,55557
6	67°30'	-1,1877	1,1214	0,92388	0,38268
7	78°45'	-1,2963	1,6508	0,98078	0,19509
8	90°00'	-1,3563	2,2898	1,00000	0,00000
9	101°15'	-1,2790	2,9730	1,98078	-0,19509
10	112°30'	-1,0741	3,6908	0,92388	-0,38268
11	123°45'	-0,7081	4,3579	0,83147	-0,55557
12	135°00'	-0,2059	4,9796	0,70711	-0,70711
13	146°15'	0,4431	5,5002	0,55557	-0,83147
14	157°30'	1,1841	5,9053	0,38268	-0,92388
15	168°45'	1,9945	6,1303	0,19509	-0,98078
16	180°00'	2,8473	6,2299	0,00000	-1,00000

Если к кольцу приложена какая-либо система сил, создающая в его сечениях изгибающие моменты

$$M = M_{\max} f(\psi), \quad (24)$$

где $M_{\max}$ является максимальным изгибающим моментом, а $f(\psi)$ — функция угла ψ , определяющего положение сечения кольца, то вызываемые этой системой сил увеличения поперечников кольца в направлении осей x и y соответственно равны:¹

$$\Delta x_{\pi}'' = \frac{R_m^2 M_{\max} m}{EJ} \quad (25)$$

$$2\Delta y_{\pi/2}'' = \frac{2R_m^2 M_{\max} n}{EJ} \quad (26)$$

где

$$m = \int_0^{\pi} f(\psi) \sin \psi d\psi, \quad (27)$$

$$n = \int_0^{\pi/2} f(\psi) \cos \psi d\psi. \quad (28)$$

Обозначим через $M_{\max}^x$ максимальный момент, необходимый для достаточного разгибания кольца в направлении оси x и — через $M_{\max}^y$ — момент, необходимый для достаточного разгибания кольца в направлении оси y . Тогда, приравняв (23) с (25) и (26), найдем:

$$M_{\max}^x = \frac{2(t - 1,424a_0 r_m) EJ}{R_m^2 m},$$

$$M_{\max}^y = \frac{(t - 2,29a_0 r_m) EJ}{R_m^2 n}.$$

Подставив в эти равенства R_m из (21) и учтя, что

$$r_m = \frac{D - t}{2},$$

получим:

$$M_{\max}^x = \frac{4EJ \left[2 - 1,424a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) \right]}{t \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 (1 + 1,424a_0^2)} \cdot \frac{1}{m}, \quad (29)$$

$$M_{\max}^y = \frac{4EJ \left[1 - 1,15a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) \right]}{t \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 (1 + 1,424a_0^2)} \cdot \frac{1}{n}. \quad (30)$$

В качестве расчетного момента, определяющего максимальное напряжение кольца при одевании, следует, очевидно, принимать большую из двух величин $M_{\max}^x$ или $M_{\max}^y$; поэтому найдем их отношение:

$$\mu = \frac{M_{\max}^x}{M_{\max}^y} = \frac{2n}{m} \frac{2 - 1,424a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)}{2 - 2,29a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)}. \quad (31)$$

Для колец массового применения следует рассчитывать на способ одевания их на поршень согласно схемы фиг. 8, соответствующей одеванию колец с помощью тонких пластин, заложенных между кольцом и поршнем (фиг. 9), или непосредственному одеванию кольца, когда кольцо накладывается на поршень своими концами, после чего, прикладывая усилие к кольцу в месте, противлежащем замку, кольцо разгибается на должную

¹ См. Гинцбург Б. Я., Одевание кольца на поршень, равенства (13), (14), (19) и (20).

величину. Такой способ одевания доступен всегда без наличия специальных средств и дает сравнительно низкие напряжения.

Для такого случая одевания кольца величины коэффициентов m и n имеют значение: $m = 1,57$, $n = 0,5$ ¹. Поэтому для этого случая

$$\mu = 2 \frac{0,5}{1,57} \cdot \frac{2 - 1,424 a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)}{2 - 2,29 a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)}.$$

В зависимости от значения величин a_0 и $\frac{D}{t}$ отношение моментов может быть больше или меньше единицы. Найдем, при каких обстоятельствах это отношение равно единице.

Для этого должно быть:

$$1,57 \left[2 - 2,29 a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) \right] = 2 - 1,424 a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)$$

или

$$a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) = 0,526.$$

Это условие можно свести к более удобному. Выразим величину

$$a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)$$

через величину замка в свободном состоянии A и радиальную толщину t .

Так как $A = 2\Delta y_z$, то, учтя (11) и воспользовавшись для C_y табличным значением для шестнадцатого деления (см. табл. 5), получим при.

$$r_m = \frac{D - t}{2}:$$

$$A = 6,23 a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) t. \quad (32)$$

Подставив сюда полученное значение $a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) = 0,526$, найдем условие равенства моментов $M_{\max}^x$ и $M_{\max}^y$ в таком виде:

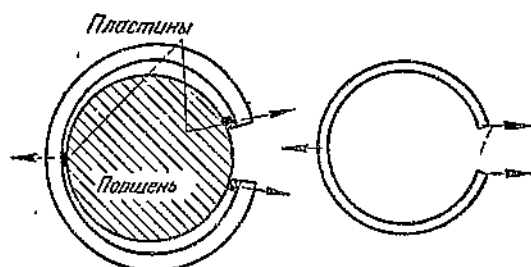
$$\frac{A}{t} = 3,27. \quad (33')$$

Преобразуя с помощью (32) выражение для μ , получим

$$\mu = \frac{1}{1,57} \frac{1 - 0,114 \frac{A}{t}}{1 - 0,184 \frac{A}{t}}. \quad (33)$$

Анализируя это выражение, легко прийти к заключению, что при $\frac{A}{t} > 3,27$ и $\mu > 1$, т. е. что в этом случае для подсчета напряжений следует учитывать максимальный момент $M_{\max}^x$ и пользоваться равенством (29), подставив вместо m значение 1,57; наоборот, при $\frac{A}{t} < 3,27$ и $\mu < 1$, в этом случае для подсчета напряжений следует пользоваться для момента выражением (30) при $n = 0,5$.

Так как практически приходится встречаться с кольцами, как при $A > 3,27t$, так и $A < 3,27t$, то выведем формулы для напряжения кольца при одевании в обоих случаях.



Фиг. 8—9. Схема сил при одевании кольца на поршень.

¹ Гинцбург Б. Я. Одевание кольца на поршень, стр. 36, случай 2.

Напряжение для растянутого волокна сечения кольца, подвергнутого разгибающему моменту (см. "Теория поршневого кольца", стр. 12), когда учитываются только напряжения изгиба, оказывается равным:

$$k' = \frac{R_m}{R_m + y} \frac{My}{J} = \frac{(1 + 1,424a_0)r_m}{(1 + 1,424a_0)r_m + y} \frac{My}{J}. \quad (34)$$

Для наиболее удаленного внутреннего слоя $y = -\frac{t}{2}$; подставив это значение в (34), а вместо M величину из (29) также с отрицательным знаком, после некоторых преобразований найдем:

$$k' = \frac{2E \left[2 - 1,424a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) \right]}{1,57 \left(\frac{D}{t} - 1 \right) (1 + 1,424a_0) \left[\left(\frac{D}{t} - 1 \right) (1 + 1,424a_0) - 1 \right]}.$$

Заменив в этом выражении $a_0 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)$ с помощью (32), получим

$$k' = \frac{1,275 \left(2 - 0,229 \frac{A}{t} \right)}{\left(\frac{D}{t} - 1 + 0,229 \frac{A}{t} \right) \left(\frac{D}{t} - 2 + 0,229 \frac{A}{t} \right)}.$$

Раскрыв скобки в знаменателе, мы его можем значительно упростить; знаменатель равен

$$\left(\frac{D}{t} \right)^2 - 3 \frac{D}{t} + 0,229 \frac{A}{t} \frac{D}{t} + 2 - 0,687 \frac{A}{t} + \left(0,229 \frac{A}{t} \right)^2.$$

Так как отношение $\frac{D}{t}$ колеблется в пределах $20 \div 30$, а $\frac{A}{t}$ — в пределах $3 \div 4$, то три последние члена, в сумме вообще мало отличные от нуля, составляют доли процента от суммы трех первых членов выражения для знаменателя — эти члены поэтому можно отбросить. Далее член $0,229 \frac{A}{t} \cdot \frac{D}{t}$ составляет вообще не более $4-5\%$ от суммы первых двух членов выражения. Поэтому, взяв определенное значение для отношения $\frac{A}{t}$, мы допустим ошибку в вычислении знаменателя и самого напряжения k' , порядка не более одного процента, между тем как вид формулы для k' и последующих упрощается. Итак, подставив в третьем члене знаменателя вместо $\frac{A}{t}$, величину 3,27 и, отбросив последние три члена, окончательно получим

$$k' = \frac{\left(2,55 - 0,292 \frac{A}{t} \right) E}{\left(\frac{D}{t} \right)^2 - 2,25 \frac{D}{t}} \quad (35)$$

$$\left(\frac{A}{t} > 3,27 \right).$$

Воспользовавшись при вычислении напряжения при одевании значением момента согласно (30) и проделав аналогичные упрощения, мы получим величину k' в следующем виде:

$$k' = \frac{\left(4 - 0,737 \frac{A}{t} \right) E}{\left(\frac{D}{t} \right)^2 - 2,25 \frac{D}{t}} \quad (36)$$

$$\left(\frac{A}{t} < 3,27 \right).$$

III. ВЫБОР ВЕЛИЧИНЫ ЗАМКА И РАДИАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ КОЛЬЦА

В упоминавшихся выше работах мы доказывали, что при выполнении кольца необходимо стремиться к возможно большей радиальной толщине кольца. При этом предел увеличения радиальной толщины кольца ставится напряжением кольца, допустимым для данного материала. Наиболее

целесообразное использование качеств материала достигается в том случае, когда размеры кольца подобраны так, что напряжение кольца при одевании равно напряжению кольца при обработке.

Поэтому, чтобы удовлетворить этому условию, необходимо, приравняв (19) и (35) или соответственно — (36), найти из полученного уравнения значение $\frac{A}{t}$ при заданном $\frac{D}{t}$.

Для удобства выкладок преобразуем уравнение (19) с помощью (18) и (32) в такой вид:

$$k_{ос} = \frac{\frac{A}{t} E \eta}{2,5 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)} \quad (37)$$

Приравняв это равенство к (35) и соответственно (36) и решив уравнение относительно $\frac{A}{t}$, получим:

$$\frac{A}{t} = \frac{6,35}{\frac{\frac{D}{t} - 2,25}{\eta \frac{D}{t} - 1} + 0,73} \geq 3,27 \quad (38)$$

и

$$\frac{A}{t} = \frac{10}{\frac{\frac{D}{t} - 2,25}{\eta \frac{D}{t} - 1} + 1,84} \leq 3,27. \quad (39)$$

По уравнениям (38) или (39) должно быть найдено значение величины замка A , если задан диаметр кольца D , его радиальная толщина t и коэффициент утолщения η за счет припуска при обработке. При этом следует воспользоваться тем значением $\frac{A}{t}$, которое удовлетворяет знаку неравенства.

Если кольцо проектируется вновь и задано лишь допустимое напряжение, то представляется целесообразным из уравнений (37) и (38) или соответственно из уравнения (39) исключить $\frac{A}{t}$ и выразить непосредственно $\frac{D}{t}$ через допустимое напряжение k , которое будет в этом случае одинаково как при работе, т. е. при кольце, вложенном в цилиндр, так и при обработке.

Проделав это и после некоторых упрощений, не вносящих почти никаких погрешностей в результат, найдем:

$$\frac{D}{t} = 0,9 + 1,6 \sqrt{\frac{E}{k \left(1 + \frac{0,73}{\eta} \right)}} \quad (40)$$

$$\left(\frac{A}{t} > 3,27 \right),$$

$$\frac{D}{t} = 0,75 + 2 \sqrt{\frac{E}{k \left(1 + \frac{1,84}{\eta} \right)}} \quad (41)$$

$$\left[\frac{A}{t} < 3,27 \right].$$

По уравнениям (40) и (41) можно определить при заданном материале (k) и способе обработки (η) допустимое $\frac{D}{t}$, т. е. и радиальную толщину, после чего по уравнениям (38) или (39) значение $\frac{A}{t}$, т. е. при найденном уже t — замок A . Из полученных двух значений следует выбрать то, которое удовлетворяет знаку неравенства.

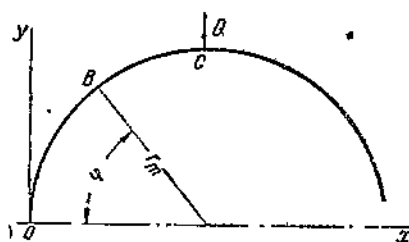
IV. КОНТРОЛЬНАЯ СИЛА ПРИ ИСПЫТАНИИ Q

При контроле упругости колец по схеме фиг. 10 поперечник кольца в направлении оси y доводится по размеру до диаметра кольца. Такой способ испытания более целесообразен, чем когда при такой же схеме нагрузки кольца оно сжимается до сведения замка, так как в последнем случае кольцо испытывает излишне высокие напряжения — более высокие, чем в работе.

Таким образом при указанном способе испытания поперечник кольца под действием силы Q должен уменьшиться на величину $2\Delta y_{\pi/2}$, определенную раньше выражением (22).

С другой стороны, этот прогиб, согласно теореме Кастильяно, определяется следующим образом (фиг. 10).

Потенциальная энергия нагруженного полукольца



$$\Theta = \frac{1}{2EJ} \int_0^{\pi/2} Q^2 r_m^2 \cos^2 \varphi d\varphi,$$

почему прогиб точки C под действием силы

$$\delta y = \frac{\partial \Theta}{\partial Q} = \frac{Q r_m^2}{EJ} \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi d\varphi$$

или

Фиг. 10. Схема к определению величины контрольной силы Q .

$$\delta y = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{Q r_m^2}{EJ}. \quad (42)$$

Приравняв это значение к величине $\Delta y_{\pi/2}$ из уравнения (22), найдем с учетом уравнения (5):

$$Q = 2,92 r_m h p_0 = 1,46 p_{\min} D h. \quad (43)$$

В этом равенстве через $p_{\min}$ обозначено минимальное давление на внешней окружности кольца, причем, учтя уравнение (5),

$$p_{\min} = \frac{2 r_m}{D} p_0 = \frac{a_0 E}{1,5 \frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2}. \quad (44)$$

V. ИЗГОТОВЛЕНИЕ КОЛЕЦ С ЗАДАННОЙ ЭПЮРОЙ ДАВЛЕНИЯ

Изготовление колец с любой заданной эпюрой давления на окружности кольца может производиться по предложенному автором способу.

Отсылая за подробностями по описанию этого способа и связанного с ним расчетом к опубликованным ранее материалам¹, ограничимся здесь лишь кратким изложением основного принципа, заложенного в нем, и на конкретном примере расчета покажем, как должны быть рассчитаны элементы технологии применительно к принятой выше эпюре давлений кольца.

Идея, заложенная в этом методе, заключается в том, что необходимая сложная форма кольца в свободном состоянии получается целиком за счет механической обработки путем двух последовательных проточек с промежуточным зажимом колец в барабане специальной формы. Достигается это следующим образом (фиг. 11). Пусть (на левой части фигуры) мы имеем выточенную заготовку кольца такого размера, что в нее вписывается кольцо в свободном состоянии.

¹ См. 1. Авторское свидетельство СССР, класс 491, 9 № 54877.

2. Б. Я. Гинцбург, Расчет и метод изготовления высококачественных поршневых колец, „Сталинец 60“, 1937, № 8.

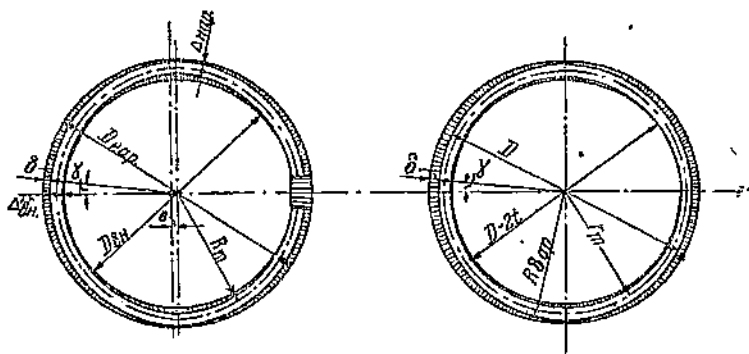
3. Б. Я. Гинцбург, К теории поршневого кольца. Материал соревнования на лучшую научно-техническую работу в ознаменование XX годовщины Октябрьской Революции.

4. Шнейдер Д., Обработка поршневых колец, „За сталинские снаряды“, 1937, № 4.

5. Рабочее изобретательство и рационализация на заводах автотракторной промышленности в 1937 г., стр. 168.

На фигуре наружный и внутренний контур изображают круглую заготовку кольца, незаштрихованная часть которой представляет вписанный в нее контур будущего кольца в свободном состоянии. Тогда, чтобы из такой круглой заготовки получить готовое кольцо, нужно будет удалить лишние, заштрихованные на фигуре, части заготовки. Понятно, что так как контур заготовки — окружность, а контур кольца в свободном состоянии — некая спираль, то величина требующегося к удалению припуска в каждом сечении кольца будет различна.

Если мы все же хотим получить контур кольца круговой обточкой, то, очевидно, перед обточкой мы его должны зажать так, чтобы его наружный контур принял такую некруглую форму, что при обточке будет удаляться в каждом сечении различный, но именно необходимый излишек материала.



Фиг. 11. Принцип изготовления кольца способом двойной обточки.

Таким образом, после выточки круглой заготовки и вырезки из нее замка, эта заготовка должна быть „отформована“ в обжимах специальной формы. Нахождение нужной формы обжимов, производящееся нами аналитически, основано на сравнении контуров кольца в свободном состоянии (на фиг. налево) и в цилиндре или при обработке (направо).

Нетрудно теоретически доказать, что круглая заготовка с вырезанным замком, будучи вложена в некруглый барабан найденной нами формы, не только будет прилегать повсеместно к его стенкам, но и оказывать на его стенки давление, распределенное по тому же закону, что оказывает готовое кольцо, вложенное в цилиндр. Поэтому, выполнив барабан такой формы, при котором вложенная заготовка будет оказывать на его стенки давление с желаемым нам распределением давления, мы получим такой же закон распределения давления и для колец на стенку цилиндра.

Расчет формы барабана будет пояснен на помещаемом ниже примере расчета.

VI. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОЛЬЦА И ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЕГО С ЭПЮРОЙ ДАВЛЕНИЯ СОГЛАСНО ФИГ. 2

Дано: диаметр цилиндра $D = 100$ мм;
высота кольца $h = 3$ мм;
допустимое напряжение $k = 30$ кг/мм²; $E = 10^4$ кг/мм².

1. Определение радиальной толщины t

Оценив коэффициент η равным 1,25 (в дальнейшем эта величина — см. п. 6 будет подтверждена) из (40) и (41) определяем $\frac{D}{t}$:

При $\frac{A}{t} > 3,27$ из (40):

$$\frac{D}{t} = 0,9 + 1,6 \sqrt{\frac{10^4}{30 \left(1 + \frac{0,73}{1,25}\right)}} = 24,0.$$

При $\frac{A}{t} < 3,27$ из (41):

$$\frac{D}{t} = 0,75 + 2 \sqrt{\frac{10^4}{30 \left(1 + \frac{1,84}{1,25}\right)}} = 24,8.$$

2. Определение величины замка в свободном состоянии A

Подставив значение $\frac{D}{t} = 24$ в (38), получим:

$$\frac{A}{t} = \frac{6,35}{1,25 \frac{24 - 2,25}{24 - 1} + 0,73} = 3,32 > 3,27.$$

Точно так же, подставив значение $\frac{D}{t} = 24,8$ в (39), найдем

$$\frac{A}{t} = \frac{10}{1,25 \frac{24,8 - 2,25}{24,8 - 1} + 1,84} = 3,32 < 3,27.$$

Так как знаку неравенства оказались удовлетворяющими результаты подсчета по (40) и (38), то следует принять $\frac{D}{t} = 24$; $\frac{A}{t} = 3,32$, откуда, при $D = 100$ мм, $t = 4,2$.

3. Определение расчетного коэффициента a_0 и уточнение величины замка A

Из (32) следует:

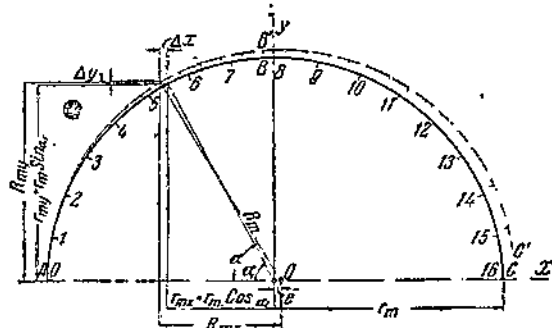
$$a_0 = \frac{\frac{A}{t}}{6,23 \left(\frac{D}{t} - 1\right)} = \frac{3,32}{6,23 \cdot 23} = 0,0232 \cong 0,023.$$

В соответствии с округленным значением принятого к расчету a_0 уточняем значение A :

$$A = 6,23 \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{100}{4,2} - 1\right) \cdot 4,2 = 13,727 \text{ мм.}$$

4. Форма кольца в свободном состоянии

Форма кольца в свободном состоянии определяется радиусами векторами (фиг. 11 и 12).



Фиг. 12. Схема для подсчета радиус-векторов барабана.

$$R_m = \sqrt{R_{mx}^2 + R_{my}^2},$$

где

$$R_{mx} = \Delta x + r_{mx} + e;$$

$$R_{my} = \Delta y + r_{my}.$$

Производим вычисление отдельных компонентов радиусов векторов.

а) Смещение центра заготовки кольца

$$e = 0,55 \cdot 2,85 a_0 r_m + \frac{1}{2} \Delta_{\text{вн}} + 0,07 t,$$

где $\Delta_{\text{вн}}$ припуск по внутреннему диаметру берем равным 0,1 мм

$$e = 0,55 \cdot 2,85 \cdot 0,023 \cdot 47,9 + \frac{1}{2} \cdot 0,1 + 0,07 \cdot 4,2 \approx 2 \text{ мм.}$$

б) Смещение осевой точки кольца из сжатого в свободное состояние.

$$\Delta x = a_0 r_m C_x = 0,023 \cdot 47,9 C_x = 1,1017 C_x,$$

$$\Delta y = a_0 r_m C_y = 0,023 \cdot 47,9 C_y = 1,1017 C_y.$$

Значение величин C_x и C_y выписаны в табл. 5.

Результаты подсчетов Δx и Δy сведены в табл. 6.

в) Значение проекций r_m на оси x и y

$$r_{mx} = r_m \cos \alpha = 47,9 \cos \alpha,$$

$$r_{my} = r_m \sin \alpha = 47,9 \sin \alpha.$$

Таблица 6

К определению радиуса векторов копира для изготовления барабана

Деление	Δx	r_{mx}	R_{mx}	r_{my}	Δy	R_{my}	R_{mx}^2	R_{my}^2	$R_{mx}^2 + R_{my}^2$	Радиусы-векторы кольца R_m	Радиусы - векторы барабана $R_{бар}$
0	0	47,900	49,900	0	0	0	2490,01	0	2490,01	49,900	50,928
1	-0,052	46,979	49,031	9,345	0,008	9,353	2404,039	87,479	2491,518	49,915	50,913
2	-0,203	44,254	46,457	18,330	0,054	18,384	2158,253	337,971	2496,224	49,962	50,866
3	-0,421	39,827	42,948	26,612	0,179	26,791	1784,893	717,758	2502,651	50,026	50,802
4	-0,707	33,871	36,578	33,871	0,408	34,279	1337,950	1175,050	2513,00	50,129	50,699
5	-0,992	26,612	29,604	39,827	0,759	40,586	876,397	1647,223	2523,620	50,237	50,591
6	-1,253	18,330	21,583	44,254	1,235	45,489	465,826	2069,249	2535,175	50,350	50,478
7	-1,428	9,345	12,778	46,979	1,830	48,809	163,149	2382,318	2545,467	50,452	50,378
8	-1,494	0	3,494	47,900	2,523	50,423	12,208	2542,479	2554,687	50,544	50,284
9	-1,409	-9,345	-5,936	46,979	3,275	50,254	35,236	2525,464	2560,720	50,604	50,224
10	-1,183	-18,330	-15,147	44,254	4,066	48,320	229,482	2334,822	2564,254	50,628	50,200
11	-0,780	-26,612	-23,832	39,827	4,801	44,628	567,964	1991,658	2559,622	50,593	50,235
12	-0,227	-33,871	-31,644	33,871	5,486	39,857	1001,843	1548,973	2550,316	50,501	50,327
13	0,488	-39,827	-38,315	26,612	6,060	32,672	1468,039	1067,459	2535,448	50,354	50,474
14	1,304	-44,254	-43,568	18,330	6,506	24,836	1898,171	616,827	2514,998	50,149	50,679
15	2,197	-46,979	-47,176	9,345	6,754	16,099	2225,575	259,178	2484,753	49,847	50,981
16	3,137	-47,900	-49,037	0	6,8635	6,864	2404,627	47,114	2451,741	49,515	51,313

г) Значение проекций радиус-векторов на оси x и y

$$\left. \begin{aligned} R_{mx} &= \Delta x + r_{mx} + C \\ R_{my} &= \Delta y + r_{my} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{Все величины для каждой точки подста-} \\ &\text{вляются с учетом знаков этих величин.} \end{aligned}$$

5. Размеры заготовки

а) Наружный диаметр заготовки

$$D_{нар} = 2 \left(R_{m \max} + \frac{t}{2} + \Delta_{нар} \right).$$

Здесь: $R_{m \max}$ — максимальный радиус-вектор кольца в свободном состоянии; значение его берем из табл. 6.

$\Delta_{нар}$ — припуск по наружному диаметру, который берем $\Delta_{нар} = 0,2$ мм.

$$D_{нар} = 2 \left(50,628 + \frac{4,2}{2} + 0,2 \right) = 105,856$$

принято $D_{нар} = 105,86^{+0,035}$.

б) Внутренний диаметр заготовки:

$$D_{вн} = 2 \left(R_{m0} - \frac{t}{2} - \Delta_{вн} \right).$$

Здесь $R_{то}$ — радиус-вектор кольца в свободном состоянии, соответствующий нулевому делению, значение которого берем из табл. 6.

$\Delta_{вн} = 0,1$ мм — припуск для обработки на внутренний диаметр.

$$D_{вн} = 2 \left(49,90 - \frac{4,2}{2} - 0,1 \right) = 95,4 \text{ мм},$$

принято $D_{вн} = 95,4 \pm 0,05$.

6. Проверка значения η

$$\eta = \frac{D_{нар} - D_{вн}}{2t} = \frac{105,9 - 95,4}{2 \cdot 4,2} = 1,25,$$

что совпадает с принятым выше значением.

7. Радиус вектора зажимного барабана

$$R_{бар} = \frac{D_{нар}}{2} - \left(R_{п} + \frac{t}{2} \right) + \frac{D}{2},$$

$$R_{бар} = \frac{105,856}{2} - \frac{4,2}{2} + 50 - R_{м} = 100,828 - R_{м}.$$

8. Контрольный размер замка по хорде внутреннего диаметра для кольца в свободном состоянии

$$\frac{A'}{2} = \frac{A + s}{2} - \gamma \sin \frac{\beta}{2}.$$

Зазор в замке $S = 0,15 \div 0,40$,

$$\gamma = R_{мк} - \frac{D_{вн}}{2} = 49,515 - 47,7 = 1,815 \text{ мм}.$$

$$\text{Утонение конца замка } \frac{t}{2} - \gamma = \frac{41,2}{2} - 1,815 = 0,285 \text{ мм}.$$

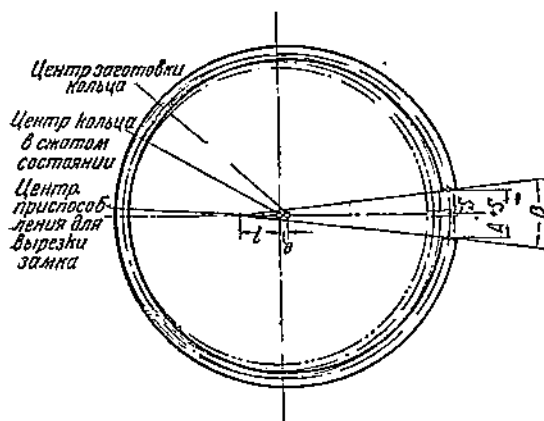
$$\beta \cong 2\alpha_0 \frac{C_y}{C_y'} 180^\circ = 2 \cdot 0,023 \frac{6,23}{4,71} 180^\circ = 10,95^\circ \cong 11^\circ.$$

$$\frac{A'}{2} = \frac{13,727 + 0,15}{2} - 1,815 \cdot \sin \frac{11^\circ}{2} = 6,938 - 1,815 \cdot 0,09585 = 6,765.$$

$$A' = 2 \cdot 6,765 = 13,53.$$

Берем $A' = 13,55^{+0,15}$.

9. Смещение центра приспособления для разрезки замка (см. фиг. 13)



$$l = \frac{A + s}{2} \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} -$$

$$- \frac{\frac{b}{2}}{\sin \frac{\beta}{2}} - R_{мк} \cos \varphi;$$

здесь b — толщина фрезы 0,5 мм,
 $\sin \varphi = \frac{A + s}{2} : R_{мк} = \frac{6,938}{49,515} = 0,14011$;
 $\varphi = 8^\circ 3'$,

$$l = 6,938 \cdot 10,385 - \frac{0,25}{0,09584} - 49,515 \cdot 0,99015 = 72,051 - 2,608 - 49,027 = 21,416.$$

Берем $l = 21,5$ мм.

Фиг. 13. Определение эксцентриситета при вырезке замка.

10. Минимальное давление $P_{\min}$

По формуле (44):

$$P_{\min} = \frac{a_0 E}{1,5 \frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2} = \frac{0,023 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 24 \cdot 23^2} = 1,21 \text{ кг/см}^2.$$

11. Максимальное давление концов замка (см. фиг. 2 и табл. 1)

$$P_{\max} = P_{\min} 0_{\text{мг}} + 1 = 1,21 (3,15 + 1) = 5,0 \text{ кг/см}^2.$$

12. Величина диаметральной силы Q

При сжатии кольца до диаметра D цилиндра сила Q (фиг. 10) согласно (43):

$$Q = 1,46 P_{\min} D h = 1,46 \cdot 1,21 \cdot 10 \cdot 0,3 = 5,35 \text{ кг.}$$

Учитывая колебания величин E, t и A, колебания силы Q задаем в пределах

$$Q = (0,70 \div 1,1) 5,35 = 3,75 \div 5,9 \text{ кг.}$$

13. Технологический процесс изготовления поршневых колец Ø 100

а. Обдирка с двух сторон (на Гарднере) в размер

$$3^{+0,15}_{+0,10}.$$

б. Шлифовка с двух сторон последовательно на магнитном столе в размер

$$3^{-0,01}.$$

в. Зажим колец в приспособлении, обточка и расточка их

$$\text{до } \varnothing 105,86^{-0,035} \text{ и } \varnothing 95,4^{\pm 0,05}.$$

г. Вырезка замка под размер (по хорде внутреннего диаметра)

$$13,55^{+0,15}$$

с углом между гранями 11°.

д. Закладывание колец в фигурный барабан, расточка внутри до

$$91,6^{+0,100}_{+0,035}.$$

е. Обточка колец по наружному диаметру

$$100^{+0,035}.$$

Примечание. Последовательность операций д и е может быть изменена.

ж. Контроль.

14. Увязка размеров замка кольца

Название	Расчет- ный размер	Принятый размер	Отклонения от расчет- ного раз- мера по диаметру	То же по замку
Заготовка (наружный диаметр)	105,86	105,86 $-0,035$	$-0,035$	$+0,11$
Кольцо (наружный диаметр)	100	100 $+0,035$	$+0,035$	$-0,11$
Замок при S = 0,15 (контрольный размер по хорде внутреннего диаметра)	13,53	13,55 $+0,15$	—	$+0,17$ $+0,02$

$$\text{Максимальный зазор: } 0,15 + 0,11 + 0,17 = 0,43$$

$$\text{Минимальный зазор: } 0,15 - 0,11 + 0,02 = 0,06$$

КОНСТРУКЦИИ И ОСОБЕННОСТИ ВОДЯНЫХ ПОМП АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ¹

В статье разбираются конструкции различных водяных помп автотракторных двигателей (карбюраторных и дизельных) и даны результаты экспериментальных исследований влияния отдельных параметров крыльчатки водяной помпы на ее производительность, напор, потери и т. д.

подавляющее большинство современных автомобильных и тракторных двигателей имеет водяное охлаждение с циркуляцией воды в рубашках цилиндров и головок. Одним из основных элементов в системах такого охлаждения является водяной насос (помпа) центробежного типа, который, вследствие своей простоты, компактности, удобства расположения и простоты ухода, получил исключительное применение сравнительно с другими видами водяных насосов.

Применение насоса дает возможность усилить и упорядочить циркуляцию охлаждающей воды, уменьшить сечение водяных трубопроводов и каналов, устранить опасность образования паровых мешков, усилить теплоотдачу, применять меньшие, чем при термосифонном охлаждении, количества воды и уменьшить геометрические размеры радиаторов.

Для определения характерных параметров водяных помп нами было обследовано около сорока автотракторных двигателей, большинство которых предназначено для грузовиков и автобусов, т. е. машин, требующих по условиям своей работы более интенсивного охлаждения двигателей.

Основные сведения об этих двигателях, равно как и данные о водяных помпах, представлены в табл. 1.

КОНСТРУКЦИЯ КРЫЛЬЧАТОК (УГЛЫ ВХОДА И ВЫХОДА, ЧИСЛО ЛОПАТОК, ДИАМЕТР КРЫЛЬЧАТОК)

На фиг. 1—5 изображены крыльчатки водяных помп указанных двигателей. У большинства из них лопатки открыты со стороны входа воды и прилиты к торцу диска с другой. Попадают лопатки, закрытые с обеих сторон. Чаще всего такие крыльчатки бывают у тракторных двигателей.

В крыльчатках двигателей Фиат, Геркулес, ЗИС обычный диск отсутствует вовсе и лопатки прилиты непосредственно к втулке и укреплены ребрами.

Направление лопаток весьма разнообразно. У некоторых крыльчаток делают лопатки прямые, направленные радиально (МВМ, Лиллуаз, GMS и др.), но чаще всего лопатки построены по кривой с постоянным радиусом (исключение составляют лопатки у МАН 80/90, Мерседес-Бенц и Ганомат) и выполнены в виде цилиндрических поверхностей или близких к цилиндрическим с образующими, параллельными оси помпы. При этом можно различать три направления лопаток при выходе: лопатки, загнутые назад, т. е. с углом выхода $\beta_2 < 90^\circ$, лопатки, загнутые вперед — $\beta_2 > 90^\circ$ и, наконец, лопатки с радиальным выходом — $\beta_2 \sim 90^\circ$.

¹ В выполнении работы по водяным помпам в НАТИ принимали участие инж. Коль Т. А. и ст. техн. Барсов М. П.

Данные по водяным помпам

№ по пор.	Двигатель и марка	Тип двигателя	Мощность л. с.	Литраж двигателя	Диаметр крыльчатки мм			Диаметр ступицы	Ширина лопаток мм		Толщина лопаток мм	Число лопаток Z	Угол лопаток в градусах	
					внутренний D_1	наружный D_2	$\frac{D_1}{D_2}$		У входа b_1	У выхода b_2			входа β_1	выхода β_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	ГАЗ М1	бенз.	40/49	3,28	57	21			10	3	3	60		
2	Ситроен мод. 7	"	35	1,628	48	70	0,61	25	9	5,5	2	6	75	105
3	ЗИС-5	"	73	5,54	60,5	95,5	0,63	38	30,5	30,5	3,2	18	ради- альн.	
4	ГАЗ-11	"	76/85	3,48	56	86	0,652	42	21	21	3	2	То же	
5	ЗИС 101	"	90/110	5,75	52	78	0,667	32	21,7	21,7	6—4	6	"	
6	Плимут Р-2	"	82	3,302	56	86	0,65	41	20	20	4	2	"	
7	GMC/T-46 331	"	94	5,4	70	110	0,64	50	29	29	4	8	"	
8	Континенталь 22R	"	120	—	71	116	0,61	37	47	45	4	6	52	64
9	Рено 4С96	дизель	49	4,34	59	32			14,5	2,5	4	4	88	
10	Юнкерс	"	45	3,0	50	70	0,64	28	15	8	3,5	6	81	90
11	Мерседес Бенц OM-59	"	40	3,75	57	85	0,66	40	17	15,5	2	8	24	90
12	Ганц-Эндрасик У1-105	"	72	7,27	53	105	0,5	38	16	8	3	7	10	20
13	Фомаг Оберхензли	"	80	9,56	68	110	0,62	34	21,5	15,5	3	6	38	49
14	Ланг OM-67	"	85	7,15	58	89	0,65	40	19	14	4	8	54	40
15	Ман D 0540	"	80/90	7,27	63	100	0,63	32	12	8,5	3,5	6	10	95
16	Бюссинг DL6	"	90	7,41	69	94,5	0,73	35	23	17	6	8	46	43
17	АЕС	"	118	8,85	42	100	0,42	24	17	16	3	6	50	49
18	МД 25 НАТИ	"	115	9,00	70	110	0,64	36	26	22	4	6		65
19	МД 23 НАТИ (Коджу)	"	105	9,96	52	110	0,47	30	15	9	4	10	25	109
20	М6 НАТИ	"	120	8,65	52	110	0,473	32	32	15,5	4	6	ради- альн.	
21	ФИАТ	"	110	9,97	42	110	0,38	42	24	24	2,5	3	62	45
22	МАН D 2086	"	100/110	12,2	88	138	0,637	42	25,5	13,5	6—4	6	41	86
23	Торникрофт D 06	"	106	7,88	56	99	0,56	32	20	14	2,5	6	49	23
24	Бирдмор	"	98	8,37	48	86	0,56	25	15	11	4	6	47	19
25	Лиллуаз 85L C3	"	75	4,08	58	80	0,725	33	13	10	4	6	ради- альн.	
26	МВМ	"	76	7,78	50	105	0,476	27	22	12	3,5	5	То же	
27	Заурер BLD	"	80	8,55	76	160	0,475	34	30	7	4	8	62	97
28	Геркулес DX1	"	188	11,6	84	115	0,73	42	52	52	5	8	ради- альн.	
29	У-5 НАТИ	бенз.	40	4,56	60	103	0,619	30	24	24	3	6	—	33
30	У-10 НАТИ	"	70	6,84	60	110	0,545	40	14	10	3	8		90
31	Кемпер D 10B	дизель	40		60	91	0,67	27		7,5	4	10	51	78
32	Кемпер D 120	"	50	8,0	62	129,5	0,48	38	18	10	3	16	18	93
33	ЧТЗ-60	лигр.	60	18,465	80	180	0,44	51	16	16	4	4	43	43
34	С-65 ЧТЗ (М-17)	дизель	60	13,52	82	150	0,55	43		16	3	5	41	36
35	СТЗ-3	керосин	55	6,8	72	110	0,65	30		9	3	8	65	74
36	Ганомар	дизель	40	5,5	70	116	0,6	36	23	23	2,5	6	34	35

Примечание: 1. Размеры соответствуют наружному диаметру входного канала.

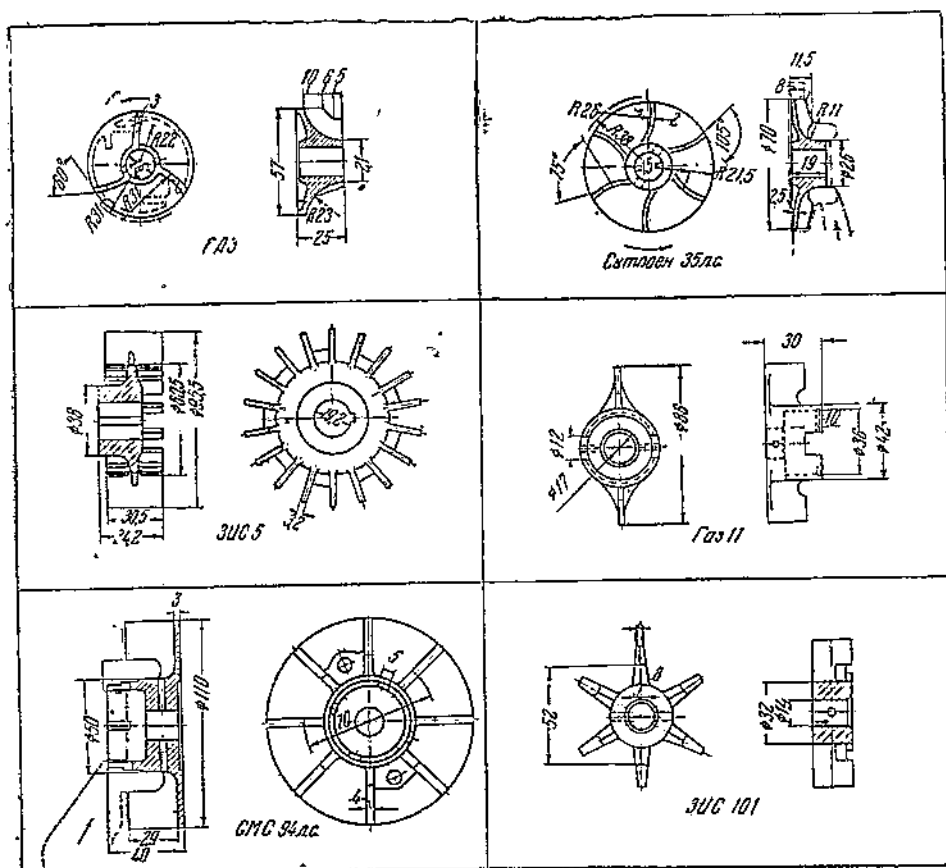
Материал		Диаметр трубопровода мм		Число оборотов помпы	Передат. число от коленч. вала к помпе	Привод	Место установки	$\frac{b_2}{D_2}$	Примечание
крыльчатка	корпуса	Вход	Выход						
16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
чугун	чугун	—	—	3300/4200	1,5	ременный	На оси вентилятора	0,176	Диам. валика 15 мм. Сальник в крыльчатке
бронза	"	30	—	3600	1,0	"	С прав. стор. на оси черв. прив. к магн. 3	0,079	
латунь	"	32	—	3600	1,5	"	На оси вентилятора	0,32	
чугун	"	28×30	31		—	"		0,245	
"	"	30	30	4800	1,5	"	" " "	0,278	Диам. валика 14 мм
"	"	30	—	3850	1,07	"	" " "	0,233	На выходе
"	"	—	—	2680	1,07	"	" " "	0,263	
"	"	40	—	2400	1,0	шестеренч.	С правой стороны	0,388	
"	"	—	—	1820	1,0	ременный	На оси вентилятора	0,245	
бронза	бронза	27	28×20	1380	1,2	шестеренч.	С прав. стор. на оси динамо 3	0,114	
чугун	чугун	—	—	2000	1,0	ременный	На оси вентилятора	0,183	
бронза	алюмин.	—	—	1790	1,14	шестеренч.	С правой стороны 3	0,076	
"	чугун	35	—	1350	1,0	"	На передн. крышке карт.	0,141	
чугун	"	—	—	1700	1,14	ременный	С правой стороны на оси динамо 3	0,157	
бронза	"	34	24	2350	1,13	"	На оси вентилятора	0,085	
"	—	—	—	2000	1,0	"	" " "	0,180	
"	чугун	—	—	2180	2,21	шестеренч.	На передн. крышке карт.	0,16	
чугун	"	—	—	2550	1,27	ременный	На оси вентилятора	0,2	
бронза	алюмин.	38	35	1730	0,96	шестеренч.	С лев. стор. мотора	0,082	
"	чугун	32	34	2300	1,15	"	С правой стороны	0,141	
"	чугун	—	—	2700	1,5	ременный	На оси вентилятора	0,218	
"	алюмин.	32	32	600	0,5	шестеренч.	На передн. крышке картера	0,098	
"	чугун	32	38	2800	1,25	цепной	С лев. стор. мотора 3	0,142	
"	алюмин.	—	—	2300	1,25	шестеренч.	С правой стороны мотора верт. прив. конич. шестер.	0,128	
чугун	чугун	36	30	1400	0,935	"	С прав. стор. мотора 3	0,125	
бронза	алюмин.	—	—	2050	1,52	"	С лев. стор. мотора 3	0,114	
алюмин.	бронза	—	—	800	0,5	"	На передн. крышке картера	0,644	
бронза	чугун	—	—	3000	1,5	"	С правой стороны 3	0,45	Корпус б/улитки
чугун	—	38	45	1820	1,3	ременный	На оси вентилятора	0,233	
"	чугун	40	40	1400	1,0	"	" " "	0,091	
"	"	—	—	1840	1,47	"	" " "	0,083	
"	"	—	—	500	0,5	шестеренч.	На передн. крышке карт.	0,077	
"	"	38	28	650	1,0	"	С левой стороны	0,089	Корпус б/улитки
"	"	38	38	1200	1,4	"	С правой стороны	0,107	
"	"	—	—	1750	1,4	ременный	На оси вентилятора	0,082	
латунь	"	30	30	560	0,5	"	С правой стороны 3	0,198	

2. Диаметр втулки корпуса. 3. Если смотреть на мотор со стороны радиатора.

Как известно, угол выхода существенно влияет на работу водяной помпы. С увеличением β_2 напор, создаваемый помпой, увеличивается. По Пфлейдереру при одной и той же скорости вращения для крыльчаток с загнутыми вперед лопатками требуются меньшие наружные диаметры, чем для крыльчаток с лопатками, загнутыми назад.

В стационарных насосах все же чаще применяются лопатки, загнутые назад (14—15°), вследствие меньших гидравлических потерь, более высокого к. п. д. и большей устойчивости режима.¹

В рассмотренных водяных помпах больше половины крыльчаток имеют лопатки, загнутые назад. Чаще всего встречается угол β_2 между 35° и 50°. У некоторых помп (Торникрофт, Бирдмор, Ганц) угол выхода равен 20°, однако при столь малом β_2 и напор получается весьма незначительный. Для увеличения последнего β_2 доводят до 90°.



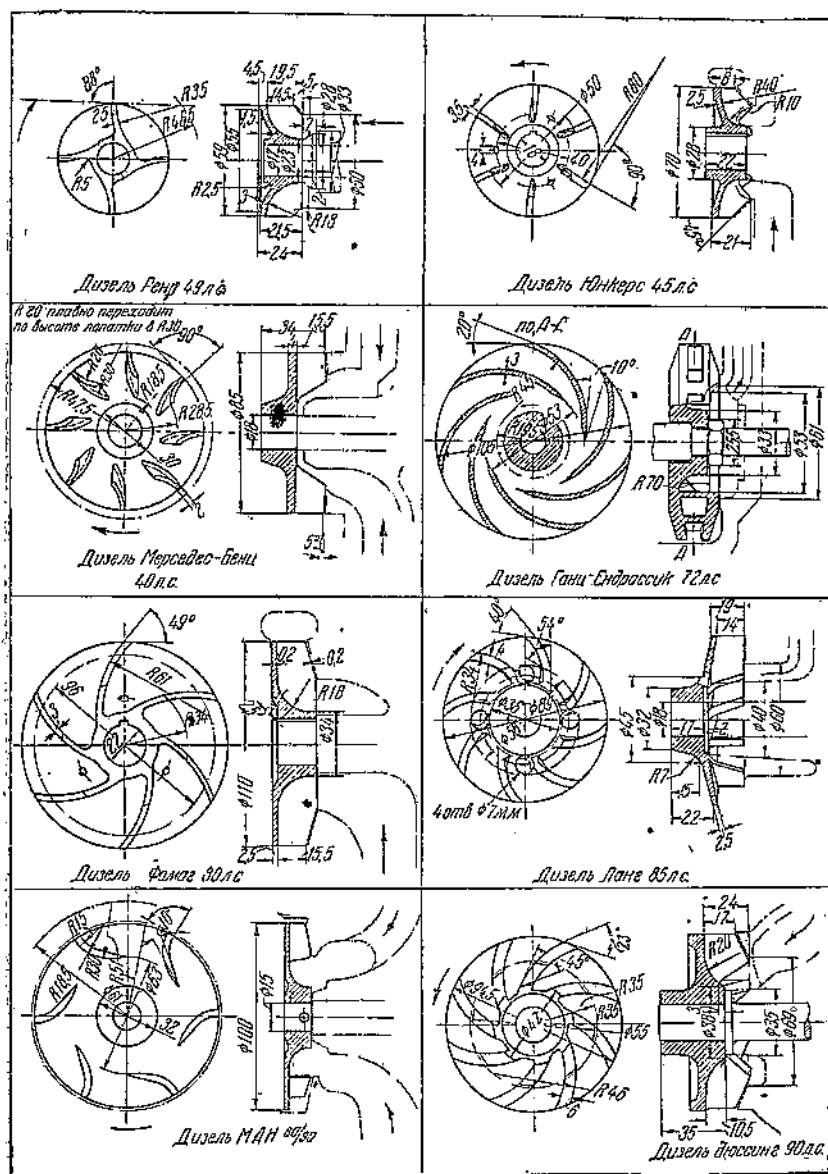
Фиг. 1. Крыльчатки водяных помп карбюраторных двигателей: ГАЗ-М1, Ситроен, ЗИС-5, ЗИС-101, ГАЗ-11. ГМС.

Что касается угла входа β_1 , то величина его, в основном, находится в пределах 40—55°, хотя на некоторых крыльчатках наблюдаются и меньшие углы входа.

Для уменьшения потерь при поступлении воды на лопатку—необходимо, чтобы вход воды был по возможности безударный, т. е. чтобы направление относительной скорости совпадало с направлением лопатки. Теоретически это возможно только при числе лопаток $Z = \infty$ и только при определенных соотношениях числа оборотов и подачи, но практически данное условие невыполнимо. По производственным и иным соображениям стараются число лопаток уменьшить. В рассмотренных крыльчатках

¹ Пфлейдерер, ОНТИ, 1937 г., стр. 94.

наиболее часто встречающееся число лопаток $Z=6-8$, но наблюдаются отклонения в большую или меньшую сторону (Плимут—2, Фиат и ГАЗ по 3, Кемпер—16 и ЗИС—18 лопаток). На двух крыльчатках—Бирдмор и Кемпер—поставлены промежуточные и укороченные лопатки. Это встречается редко, но иногда применяется при большой разнице углов и с целью улучшить работу насоса, не уменьшая сечение входных каналов.



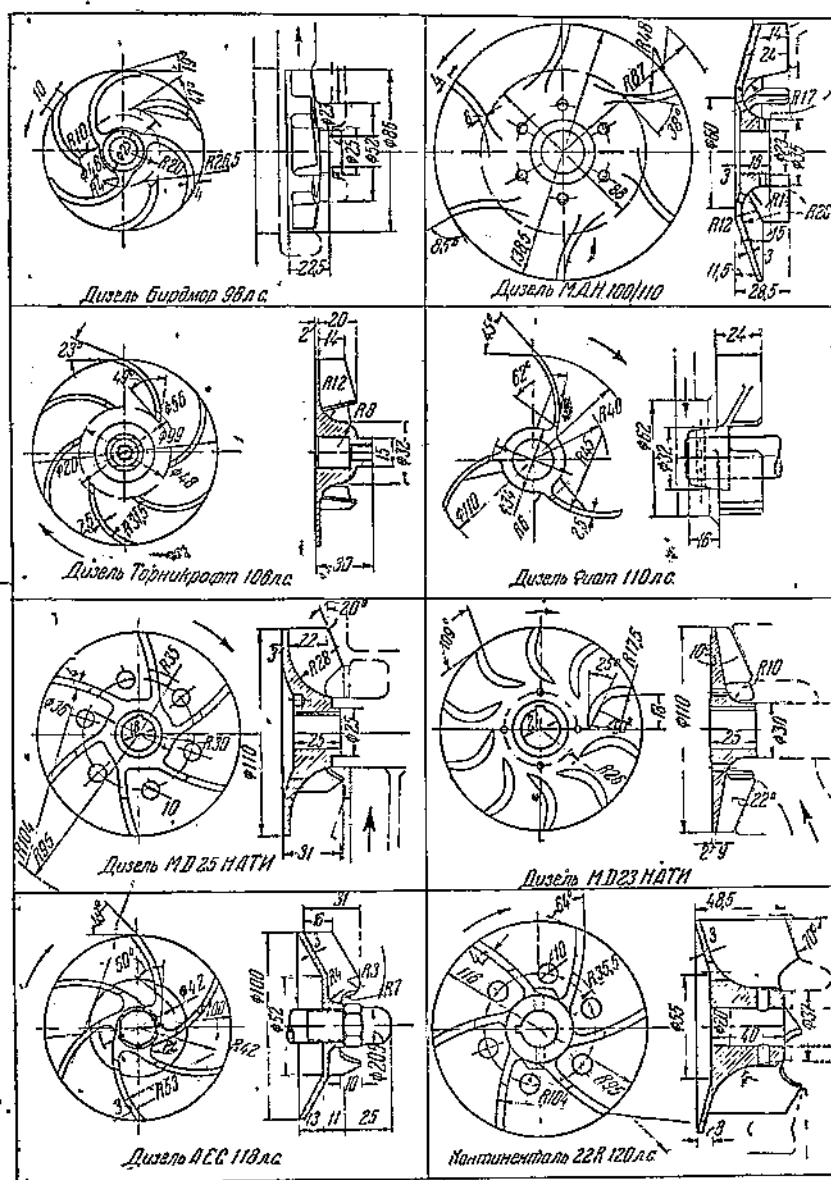
Фиг. 2. Крыльчатки водяных помп автомобильных дизельмоторов Рено, Юнкерс, Мерседес—Бенц, Ганц-Эндрассик, Фомаг, Ланг, Ман и Бюссинг.

Толщина лопаток берется от 2,5 до 5 мм, чаще 3—4 мм. Ширина лопаток у входа большей частью 15—20 мм (12—35), а у выхода 10—15 мм (7—25). Отношение ширины лопатки у выхода к наружному диаметру крыльчатки для большинства помп лежит в пределах 0,075—0,2.

В целях экономии металла, особенно в условиях массового производства автотракторных двигателей, желательно иметь водяную помпу небольших размеров. В основном эти размеры определяются наружным диаметром крыльчатки. По Пфлейдереру наименьший допустимый диаметр ограничен

пределом скорости входа воды в насос. При рассмотрении вопроса о наружных диаметрах крыльчатки можно заметить обратную зависимость между D_2 и оборотами помпы.

При данном напоре потери на трение о воду растут пропорционально D_2^2 , т. е. пропорционально величине поверхности трения. Поэтому целесообразно, уменьшая D_2 , одновременно увеличивать число оборотов помпы.



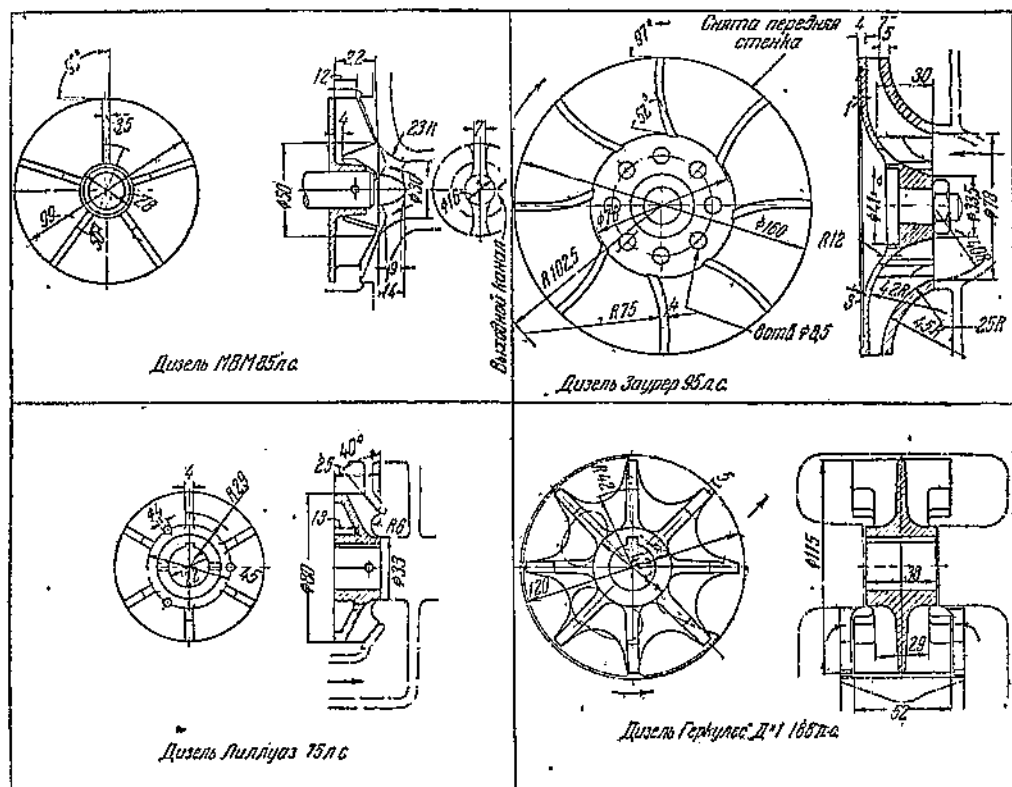
Фиг. 3. Крыльчатки водяных помп автомобильных дизельмоторов АЕС, МД23-НАТИ (Коджу), МД-25-НАТИ, Фат, МАН-100/110, Торникрофт, Бирдмор и карбюраторного Континенталь.

Центробежные помпы должны работать с большими скоростями. Обычно число оборотов помпы выше, чем у двигателя. Передаточное число колеблется между 1:1 и 1,5:1. Для некоторых помп передаточное число равно 0,5 (МАН-100/110, ЗАУРЕР, КЕМПЕР D 120). Диаметры крыльчаток у этих помп сравнительно большие, чем у других двигателей.

Наиболее часто-встречающиеся наружные диаметры крыльчаток водяных помп автомобильных грузовых двигателей лежат в пределах между 80 и

110 мм (средние 100) при оборотах насоса 1350—3600 в мин. При этом чаще всего скорость вращения помп для грузовых машин составляет 2—2,5 тыс. об/мин., тогда как для легковых число оборотов насоса свыше 3000 в мин. Для тракторных двигателей D_2 находится между 115 и 150 мм при оборотах насоса $n=500—1500$ в минуту.

Если взять отношение размеров внутреннего диаметра крыльчаток к наружному, то для половины из рассмотренных помп в среднем $\frac{D_1}{D_2}=0,63$; у одиннадцати двигателей это отношение равно 0,48 и у четырех — 0,73.



Фиг. 4. Крыльчатки водяных помп автомобильных дизельмоторов Лиллауз, MBM, Заурер и Геркулес.

КРЕПЛЕНИЕ КРЫЛЬЧАТОК НА ВАЛИКЕ ПОМПЫ

Способы крепления крыльчатки на валике самые разнообразные: обычно крыльчатка крепится посредством шпонки или штифта, но часто применяются оба эти способа. У некоторых насосов крыльчатка ставится на резьбе (Торникрофт, Кемпер, Мерседес-Бенц). На двигателе Бирдмор крыльчатка прикреплена к тарелке, выточенной заодно с валиком. На моторе СТЗ-3 крыльчатка крепится к столорной пластинке шурупами. Часть крыльчаток крепится на валу и не имеет осевого перемещения, тогда как другие могут перемещаться вдоль оси между втулками корпуса и крышкой насоса. Зазор между лопатками и корпусом в этом случае может меняться незначительно, но обязателен.

МАТЕРИАЛ КРЫЛЬЧАТКИ И КОРПУСА

Крыльчатки водяных помп отливаются большей частью из чугуна или бронзы, а корпус из чугуна или алюминия. Как видно из табл. 2, чугунные крыльчатки встречаются в том случае если и корпус тоже чугунный.

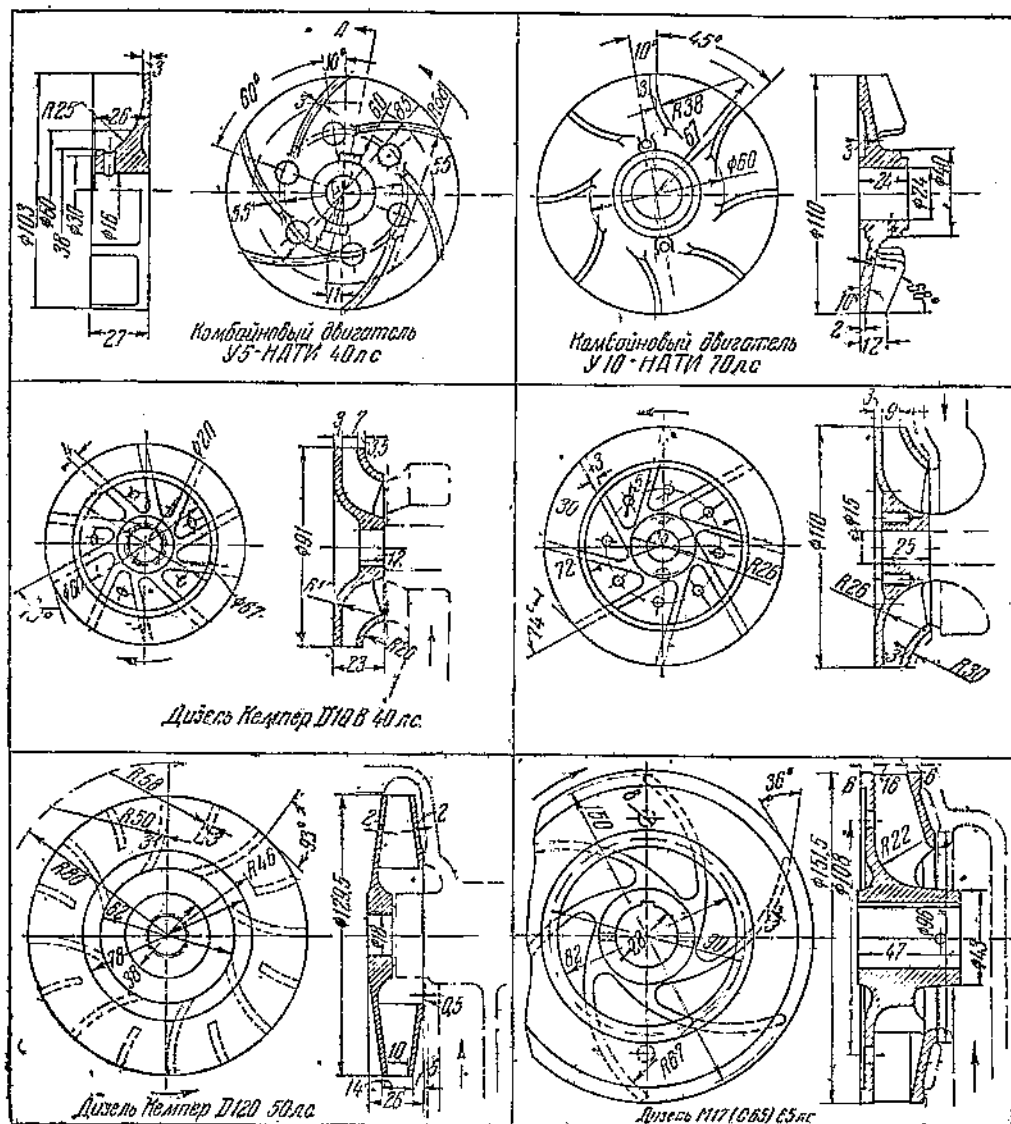
№ по пор.	Двигатель и марка	Крыльчатка		Уплот
		Крепление на валу	Фиксация в продольном направлении	
1	2	3	4	5
1	ГАЗ М-1	—	—	с мягкой набивкой
2	Ситроен мод. 7	штифт	втулка корпуса и шайба	То же
3	ЗИС-5	шпонка	—	"
4	ГАЗ-11	штифт	—	Пружина при графито-пр
5	ЗИС-101	"	—	с мягкой набивкой
6	Плимут Р2	"	—	То же
7	GMC (Т-46) 331	"	—	без набивки
8	Континенталь 22R	шпонка, штифт	—	—
9	Рено 4С—95	"	—	с мягкой набивкой
10	Юнкерс	шпонка	втулка корпуса	То же
11	Мерседес-Бенц OM-59	резьба	—	"
12	Ганц-Ендрассик VI	шпонка	утолщен. вала и гайка	"
13	Фомаг-Оберхензли	"	втулка корпуса	"
14	Ланг OML 67	резьба	утолщен. вала	"
15	МАН 80/90	штифт	утолщен. вала	"
16	Бюссинг DL6	шпонка—штифт	втулка корпуса	"
17	AEC	резьба	утолщение вала	Пружины при к кор
18	МД-25 НАТИ	шпонка	гайка на вала и пруж. мембраны	мембрана
19	МД-23 Коджу НАТИ	"	утолщение вала	с мягкой набивкой
20	М-6 НАТИ	штифт	втулка корпуса	с мягкой набивкой
21	ФИАТ	шпонка—штифт	—	и натяжной гайкой
22	МАН 100/110	штифт	—	с мягкой набивкой
23	Торникрофт DC6	резьба—штифт	—	То же
24	Бирдмор	приклепана к тарелке на валу	—	"
25	Лилуаз 85LC3	шпонка	корпус и крышка насоса	"
26	МВМ	штифт	—	"
27	Заурер — BLD	штифт входит в торец диска	диск на валу	"
28	Геркулес DX1	шпонка	гайка кольцевой замок	"
29	У5-НАТИ	штифт	утолщение вала	"
30	У10-НАТИ	"	утолщение вала	Пружина с тек
31	Кемпер D10	резьба	утолщение вала	—
32	Кемпер D 120	"	втулка корпуса	с мягкой набивкой
33	ЧТЗ-60	шпонка-штифт	—	То же
34	С-65 ЧТЗ (М-17)	"	—	"
35	СТЗ-3	стопор с двумя шурупами	стопор	"
36	Ганомат	шпонка	втулка корпуса	"

нение и опоры

нение			Опоры		Примечание
Набивка	Диам. внутр., мм	Подтягив. снаружи	Число	Материал подшипников	
6	7	8	9	10	11
—	—	да	1	—	
шнур в свинцовист. оболочке	15	"	1	бронза	
прографиченный шнур	—	"	2	бронзовые втулки, залитые баббитом	
жимает к текстолит. шайбе обковое кольцо	17	—	2	бронзовые втулки в корпусе помпы	
прографиченный льняной шнур	14	да	2	бронзовые втулки	
плетеная прорезиненная пенька и пластина из прес. массы	17	нет	1	бронза	
—	15	"	Кон- соль	два шарикоподшипника в кронштейне вентилят.	
асбестов. шнур в свинцов. оболочке	20	да	2	бронза	
пеньковый шнур	17	"	1	"	
шнур из оловяни. свинц. фольги	18	"	2	"	
пеньковый шнур в свинцов. оболочке	18	"	Кон- соль	два шарикоподшипн. в кроншт. вентилят.	
пеньковый шнур	—	"	2	бронза	
—	—	"	2	"	
пеньковый шнур с свинцовист. оболочкой	18	"	1	"	
прографиченная пенька	18	"	1	"	
прографиченный асбест	20	"	2	"	
жимают стальную втулку	—	нет	1	"	
пусы	20	"	Кон- соль	два шарикоподшипника в кроншт. вентил.	
пеньковый шнур, проварен. в сале	20	да	2	бронза	
—	—	"	1	бронзовая втулка в корпусе помпы	
прографиченный асбестовый шнур	—	нет	1	бронза	
шнур пеньковый	20	да	2	"	
шнур в свинцовистой оболочке	16	да	1	бронза	
освинцов. ткань	22	"	2	"	
пеньковый шнур	20	"	1	"	
прессованная прографиченная масса	26	"	1	"	
прографиченная пенька	25	"	2	бронзовые втулки, залитые баббитом	
резиновое кольцо	—	"	1	бронзовая втулка	
столитовой шайбой	20	нет	2	шарикоподшипники	
—	—	да	Кон- соль	два шарикоподшипника в кронштейне вентилятора	
асбестовое кольцо	20	"	1	бронза	
джут	—	"	2	бронзовые втулки с графитовой набивкой	
прографиченный асбест.	28	"	1	То же	
прографиченный асбестовый шнур	15	"	1	бронза	
пеньковый шнур	18	"	2	"	

На двигателе Заурер крыльчатка сделана из алюминия, повидимому с целью ее облегчения, учитывая значительный диаметр (160 мм) при закрытых с двух сторон лопатках. Корпус этой помпы отлит из бронзы.

Почти у всех помп корпус сделан в форме спиральной улитки с увеличивающимися к выходному каналу сечениями. Отсутствуют такие улитки лишь у двигателя Геркулес DXI, где между крыльчаткой и корпусом помпы оставлен зазор в 2,5 мм, а также у двигателя трактора Стайн-60 с выходным каналом постоянного сечения.



Фиг. 5. Крыльчатки водяных помп комбайновых и тракторных двигателей У-5 и У-10 НАТИ, Кемпер-D10B и D120, ЧТЗС 65, СТЗ-3.

Наблюдения показывают, что если в охлаждающую воду попадает воздух, то корродирование поверхностей, соприкасающихся с водой, усиливается. Это явление имеет место на крыльчатке больше, так как из-за больших окружных скоростей предохранительная пленка на поверхностях крыльчатки смывается водой. У крыльчаток из черного металла вследствие этого наблюдается большая коррозия, чем у бронзовых.

Рабочие поверхности лопаток и диска крыльчатки, а также улитки и каналов в корпусе в основном на станке не обрабатываются. После литья

они подвергаются очистке в пескоструйке или же слегка зачищаются напильником.

На части обследованных двигателей помпы помещены сбоку или спереди мотора. Привод в этих случаях шестеренчатый. Часто водяные помпы ставятся на одной оси с динамо. Однако за последнее время все увеличивается тенденция к замене бокового расположения помпы передним — на одной оси с вентилятором и с ременным приводом. Это вызвано стремлением к лучшему размещению на двигателе различных вспомогательных агрегатов (динамо, компрессор и пр.). Такое расположение помпы потребовало большего внимания конструкторов к подшипникам и созданию компактного и надежного сальника. В ряде случаев корпус этих комбинированных помп отлит заодно с блоком двигателя.

ОПОРЫ ВОДЯНОГО НАСОСА

У части из рассмотренных водяных помп валик вращается в двух подшипниках, расположенных по обе стороны крыльчатки, в то время как остальные имеют лишь одну опору.

В большинстве случаев подшипниками служат бронзовые втулки. Втулки, залитые баббитом (Геркулес, ЗИС) или же имеющие графитовую набивку (СТЗ, М-17), встречаются редко.

В последнее время наблюдается стремление заменить бронзу во втулках алюминиевым или цинковым сплавом.

Некоторые помпы, помещенные на одной оси с вентилятором, не имеют опор у крыльчатки, и валик вращается в шарикоподшипниках, находящихся в кронштейне вентилятора. С повышением скоростей и увеличением нагрузки на валик применение шарикоподшипников заметно увеличивается.

УПЛОТНЕНИЕ

Одним из наиболее важных в водяных помпах является вопрос рационального уплотнения. Уплотнение в помпах должно:

- а) препятствовать утечке воды из помпы наружу;
- б) не допускать проникновения воздуха в водяную систему, поскольку это явление способствует увеличению коррозии на поверхностях охлаждения.

В то же время:

- а) уплотнение не должно мешать свободному вращению валика помпы;
- б) материалы уплотнения не должны прилипать к валику;
- в) уплотнение должно работать без смазки, специального охлаждения и быстрого износа.

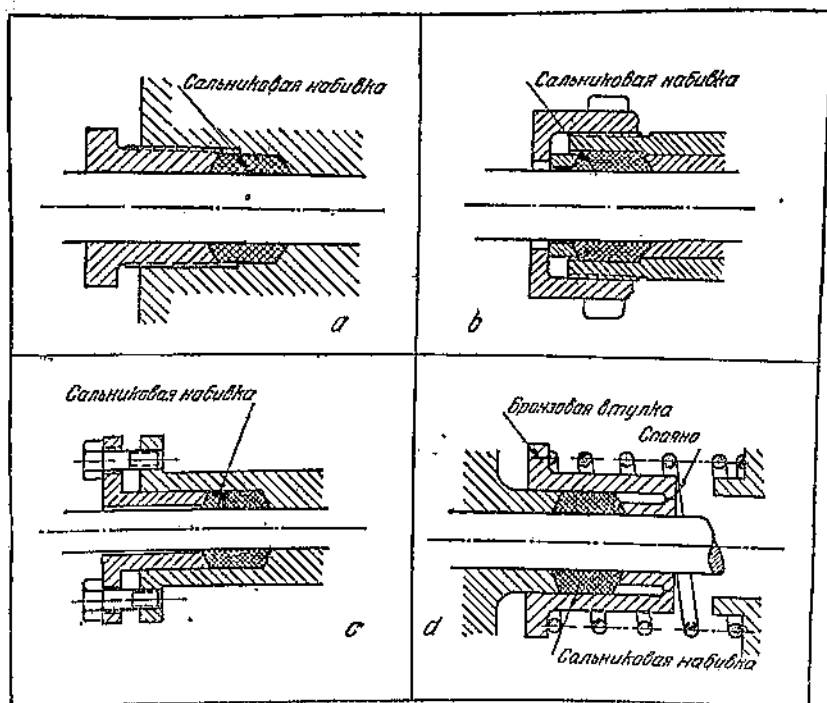
Если детали уплотнения вращаются вместе с валиком, то должна быть устранена возможность заедания.

Наряду с этим требуется, чтобы уплотнение было компактным.

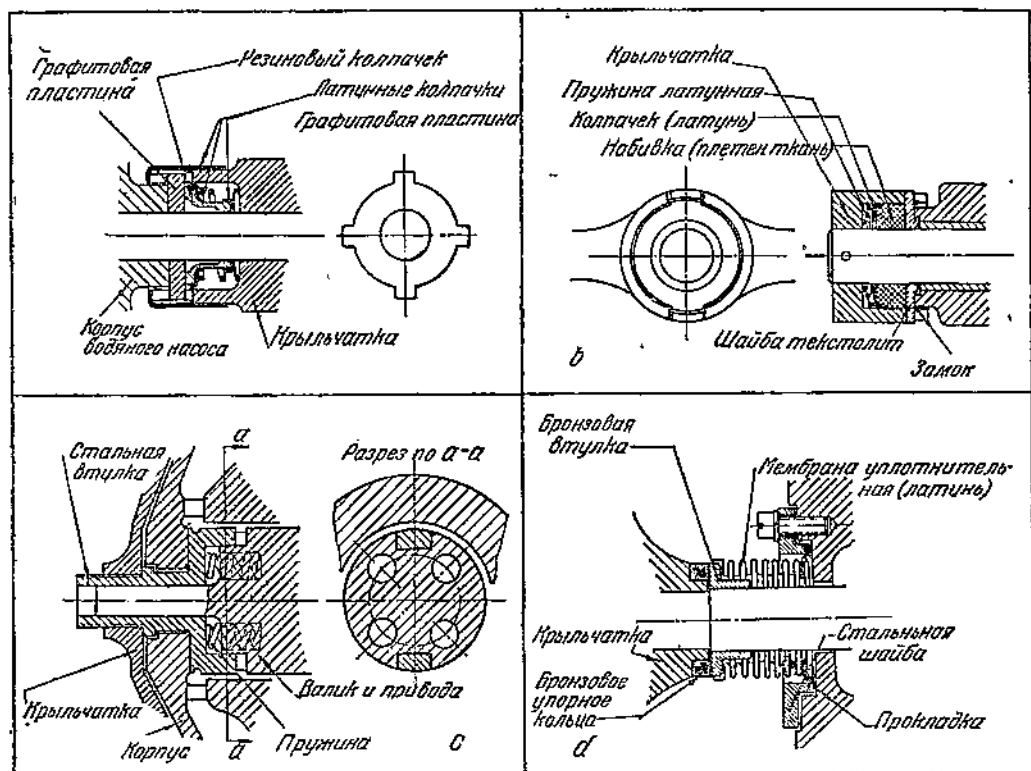
Большая часть из рассмотренных помп для грузовых двигателей имеет сальники с мягкой набивкой.

Материалами для набивки сальников служат пеньковый шнур как простой, так и прографиченный, асбестовый шнур в свинцовой оболочке, свинцовая ткань, джут; оловянно-свинцовая фольга, свитая в шнур и пр. Чаще всего встречаются набивки из пеньки или асбеста. Почти все сальники с мягкой набивкой затягиваются с помощью гайки или, реже, шурупами (фиг. 6-а, б и в). При этом к гайкам обеспечен доступ снаружи.

Однако за последнее время затяжная гайка на водяных помпах начинает выходить из употребления и вытесняться другими видами уплотнений. Иногда вместо гайки ставится втулка с тугей пружиной, непрерывно действующей на сальник (фиг. 6, д). В этом случае доступ к сальнику снаружи отсутствует. Следует отметить, что такой способ мягкого уплотнения недостаточно удовлетворителен, так как по наблюдениям на двигателях Фиат, имеющих помпы с такими сальниками, замечался пропуск воды.



Фиг. 6. Сальниковое уплотнение с мягкой набивкой: а, б — затяжка гайкой, с — затяжка шурупами, д — сальник с пружиной (Финат).



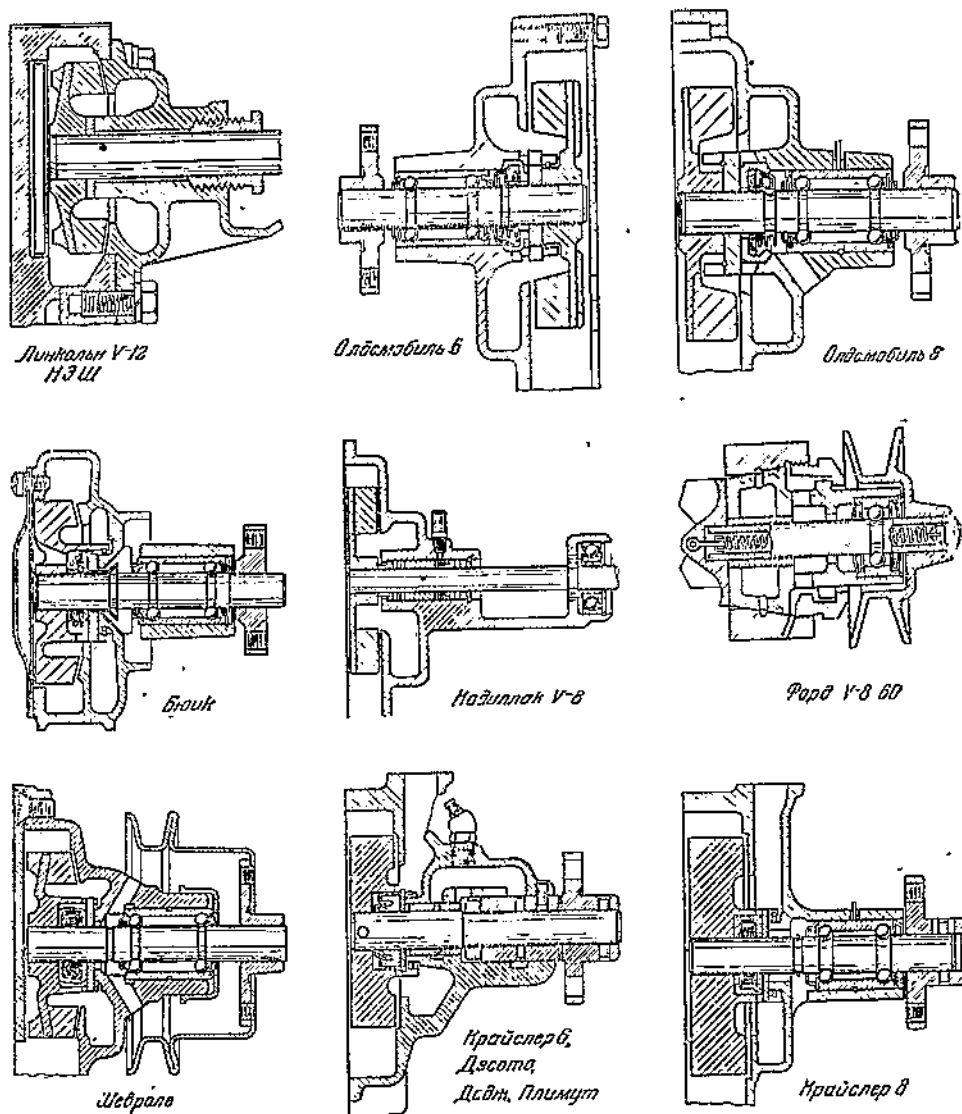
Фиг. 7. а — сальник уплотнения помпы двигателя GMC; б — сальник помпы двигателя Плимут; с — сальник АЕС; д — мембранный сальник помпы Кумминс.

Некоторые фирмы, например GMC (фиг. 7, а), ставят сальники без мягкой набивки.

Интересное устройство сальника на двигателе Плимут изображено на фиг. 7, б.

Сальник с автоматической уплотнительной мембраной конструкции фирмы Кумминс, имеющейся также и на двигателе МД-25, показан на фиг. 7, д.

На фиг. 7, с представлено уплотнение помпы двигателя АЕС. Вода, просачивающаяся между чугунным корпусом и прижатым к нему с по-



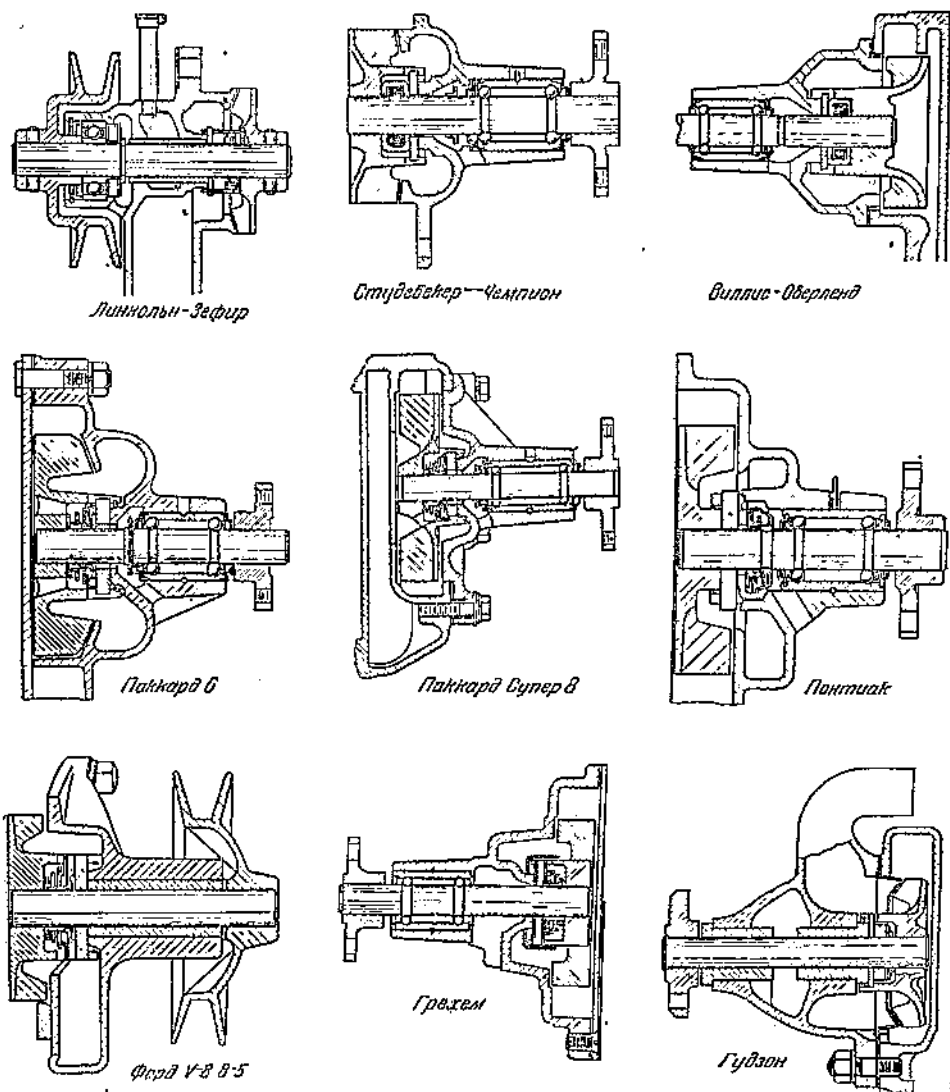
Фиг. 8. Разрезы водяных помп автомобильных двигателей Линкольна, Нэш, Пакард, Студебекер, Крайслер, Десото, Додж, Плимут, Шевроле, Форд, Бьюик, Кадиллак и Ласаль.

мощью четырех пружин валиком, выходит наружу через отверстия в корпусе, не попадая в картер.

В некоторых помпах валик окружен пробковым диском, пропитанным графитом, с двумя шайбами из нержавеющей стали по бокам. Вся эта обойма находится под воздействием спиральной пружины.

На других двигателях в качестве уплотнения для помпы применяется графитовый диск, нагруженный пружинкой. Кулачки, имеющиеся на этом диске, входят в соответствующие гнезда ступицы крыльчатки. Такие уплотнения не требуют подтяжки.

Показанные на фиг. 8 и 9 разрезы водяных помп, установленных на 25 двигателях американских легковых автомобилей выпуска 1939 г., дают представление о последних тенденциях в части опор и способов уплотнения. Из 18 типов водяных помп — 11 смонтировано на шарикоподшипниках,



Фиг. 9. Разрезы водяных помп автомобильных двигателей Виллис, Студебекер, Линкольн, Грехем, Гудсон, Форд, Понтиак, Пакард.

4 имеют втулки и 3 — смешанные подшипники; в 17 помпах уплотнение осуществлено с помощью спиральной пружины и кольца из пластмассы или графита подобно GMC или ПЛИМУТ (фиг. 7).

Хотя вышеприведенные данные и не являются исчерпывающими, но показывают, что конструкция водяных помп, даже для сходных двигателей, весьма разнообразна. Очевидно, наиболее рациональные и единообразные конструкции еще не найдены и поэтому каждая фирма решает данный вопрос по-своему.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОДЯНОЙ ПОМПЫ

По мнению Пфлейдерера¹ и др., при рассмотрении вопроса о водяных помпах, как больших так и малых, главное внимание должно быть обращено на крыльчатку насоса (форма и направление лопаток, число их и т. п.), тогда как форма и кривизна улитки имеют для работы помпы сравнительно меньшее значение.

Исходя из этих соображений, было произведено исследование влияния на работу помпы крыльчаток, имеющих различные параметры, как то: число лопаток, углы входа и выхода, ширина лопаток и т. п. При этом корпус насоса, а также профиль и диаметр крыльчаток в большинстве опытов оставались постоянными.

При проведении испытаний за основу был взят корпус водяной помпы двигателя МД-23 КОДЖУ, представляющей собой нормальный одноступенчатый насос со спиральной улиткой и входом воды вдоль оси. Конструктивные данные его следующие: внутренний и внешний диаметры $D_1 = 52$ и $D_2 = 110$ мм.

Число лопаток	$Z = 10$
Ширина лопаток у входа и выхода	$b_1 = 15$ и $b_2 = 9$ мм
Углы входа и выхода	$\beta_1 = 25^\circ$ и $\beta_2 = 109^\circ$
Диаметры всасывающего и выводного каналов	38 и 35 мм
Число оборотов помпы	$n = 1730$ в минуту

Другая часть опытов была проделана на базе корпуса помпы двигателя БИРДМОР, имеющей следующие данные:

D_1 и $D_2 = 48$ и 86 мм
 b_1 и $b_2 = 15$ и 11 мм
 β_1 и $\beta_2 = 47^\circ$ и 19°

Число лопаток $Z = 6$, из них 3 укороченные.

Диаметр входного и выходного отверстия — 30 мм.

Для этих двух корпусов были спроектированы и изготовлены две серии экспериментальных крыльчаток.

Таблица 3

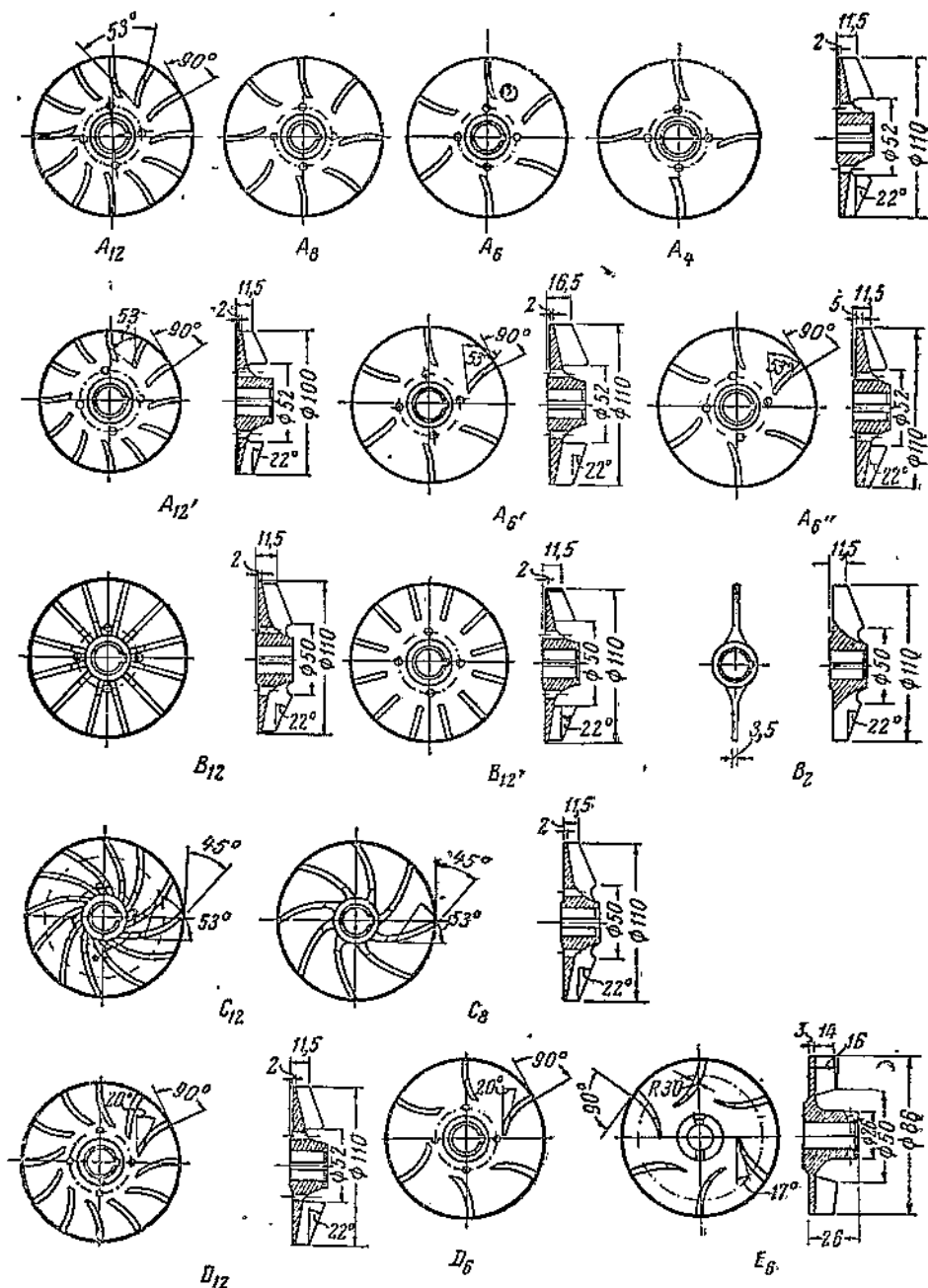
Основные данные экспериментальных крыльчаток

Серия крыльчаток	Индекс крыльчаток	Число лопаток	УГЛЫ		Диаметр лопаток		Ширина лопаток, мм			Корпус насоса
			входа	выхода	внутр.	внешн.	входа	выхода	средн.	
МД-23	КОДЖУ	10	25°	109°	52	110	15	9	12	КОДЖУ-НАТИ
	A ₁₂	12	53°	90°	52	110	16	9	12,5	"
	A ₈	8	53°	90°	52	110	16	9	12,5	"
	A ₆	6	53°	90°	52	110	16	9	12,5	"
	A ₄	4	53°	90°	52	110	16	9	12,5	"
	A _{12'}	12	53°	90°	52	100	16	10	13	"
	A _{6'}	6	53°	90°	52	110	21	14	17,5	"
	A _{6''}	6	53°	90°	52	110	13	6	9,5	"
В	B ₁₂	12	90°	90°	Ср. 42	110	16	9	12,5	"
	B _{12'}	12	90°	90°	60	110	16	9	12,5	"
	B ₂	2	90°	90°	Ср. 42	110	16	11	13,5	"
С	C ₁₂	12	53°	45°	56	110	16	9	12,5	"
	C ₈	8	53°	45°	56	110	16	9	12,5	"
D	D ₂	12	20°	90°	52	110	16	9	12,5	"
	D ₆	6	20°	90°	52	110	16	9	12,5	"
E	E ₆	6	17°	90°	50	86	16	14	15	Бирдмор

¹ Пфлейдерер, VDI 1924, т. 73, № 4.

Сводная табл. 3 и схема на фиг. 10 дают основные данные этих крыльчаток.

Все эти крыльчатки были подвергнуты испытаниям на специальной, установке (фиг. 11), состоявшей из следующих элементов:



Фиг. 10. Экспериментальные крыльчатки.

1) балансирного электромотора 7 постоянного тока, соединенного с испытуемой помпой на прямую; на установке можно замерять потребляемую помпой мощность с точностью до 0,01 л. с.;

2) сливного бака 2 емкостью в 400 л и двух мерных баков 1 по 100 л;

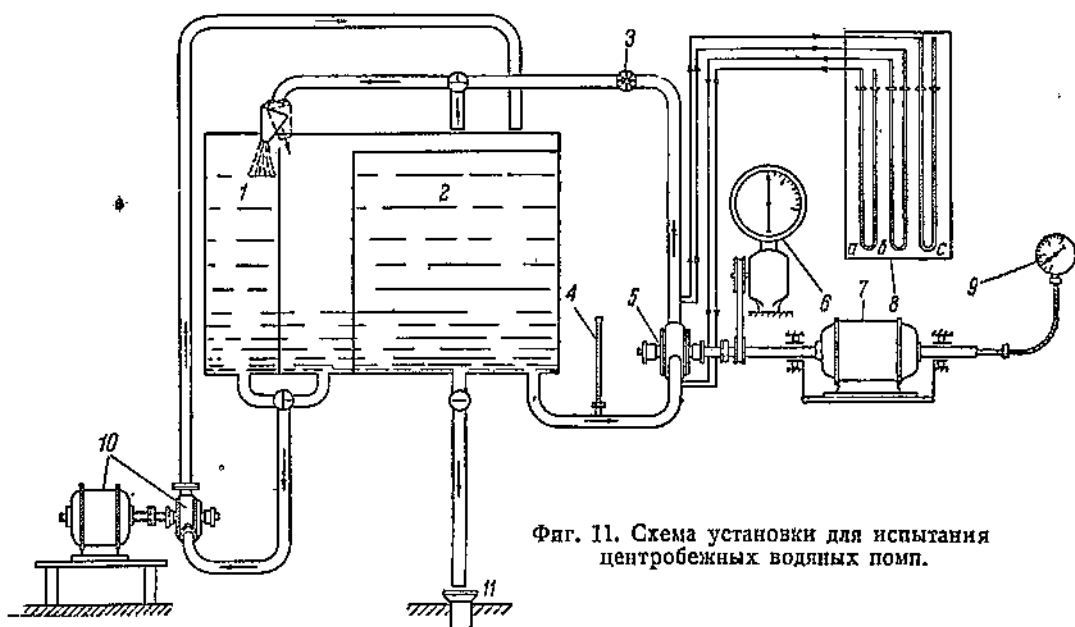
3) соединительного $1\frac{1}{2}$ "-трубопровода с включенным в него дросселирующим краном 3 для создания добавочного сопротивления;

4) вспомогательной помпы с электромотором 10 для откачки воды из мерного бака и

5) контрольных приборов (пьезометры 8, тахометры 6, суммарный счетчик оборотов 9, термометр).

Расход воды замерялся по объему. Опыты производились при температуре воды 12—13°С и поэтому при всех подсчетах принято, что удельный вес воды $\gamma_0 = 1$.

При испытаниях для каждого положения дроссельного крана замерялись: мощность, затрачиваемая на вращение помпы, количество воды, подаваемой помпой, напор¹ и разрежение в нагнетательной и всасывающей линиях и температура воды. Обороты менялись в пределах от 500 до 2000—2500 в мин.



Фиг. 11. Схема установки для испытания центробежных водяных помп.

Создаваемые помпой напор и разрежение замерялись с помощью пьезометрических трубок, поставленных до и после помпы. Замер суммарного напора производился с помощью дифференциального пьезометра, соединенного с трубопроводом, как указано на схеме. Чтобы создать одинаковые условия при всех испытаниях вода в сливном баке поддерживалась на постоянном уровне, высота которого над центром помпы была равна 0,27 м.

ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ ПО ИСПЫТАНИЯМ

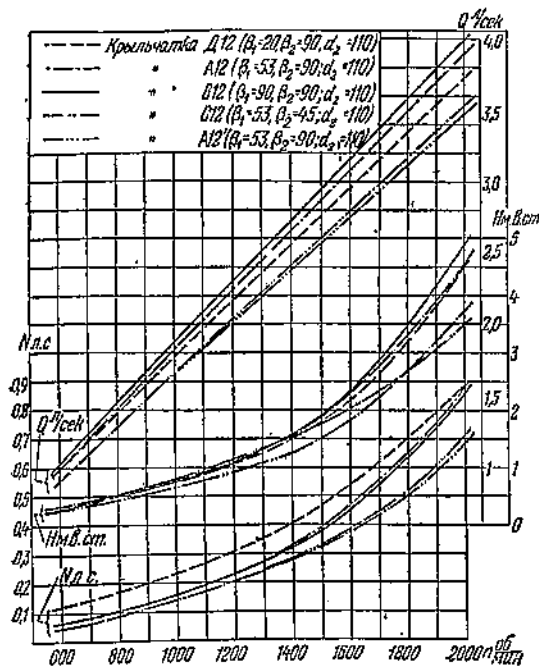
На фиг. 12 представлена сводная диаграмма зависимости производительности помпы Q , напора H и затрачиваемой мощности N от числа оборотов помпы, полученная при испытании пяти крыльчаток, отличающихся между собой лишь углами входа и выхода при работе на постоянном положении дросселя. Эта диаграмма является типичной по характеру протекания кривых для всех испытанных крыльчаток.

1. Производительность насоса — Q л/сек

Как видно из диаграммы, кривая производительности помпы по оборотам плавно возрастает (от 600 до 2000). Приблизленно эта связь может

¹ Здесь и в дальнейшем под напором понимается перепад пьезометрических давлений до и после помпы.

быть выражена уравнением $Q = an$. Коэффициент $a = \frac{Q}{n}$ остается почти постоянным в указанном диапазоне оборотов и близок к 2. При всех испытаниях максимальная производительность насоса при $n = 2000$ об/мин не превышала 4 л/сек (фиг. 13 и 14).



Фиг. 12. Сводная диаграмма зависимости Q , H и N от числа оборотов крыльчатки.

2. Напор, создаваемый помпой — H м вод. ст.

С увеличением числа оборотов помпы создаваемый последней напор возрастает по параболе $H = bn^k$, где b — постоянный коэффициент, близкий к единице, а показатель $k = 2$.

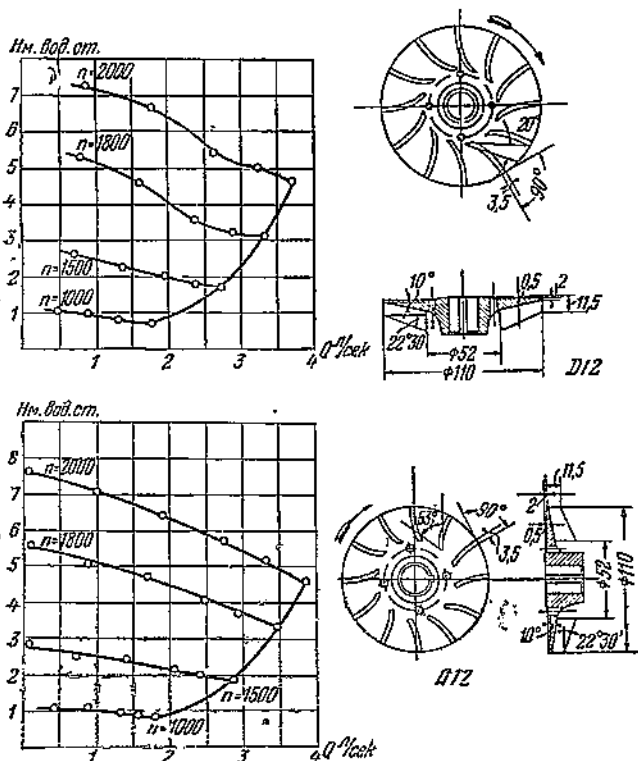
Наибольший напор при 2000 об/мин для полностью открытого дросселя получился равным 5 м вод. ст.

С вводом сопротивления напор возрастает и при почти полном дросселировании максимальный напор доходил до 7,6 м вод. ст.

3. Мощность, потребляемая помпой — N л. с.

Следует отметить, что мощность, затрачиваемая помпой, относительно невелика. Наибольшая мощность, замеренная при испытаниях крыльчаток, не превосходила 0,9 л. с. при 2000 об/мин, что составляет меньше 1% от мощности двигателя (на помпу — Бирдмор — затрачивается 0,4% от мощности двигателя). Таким образом потеря мощности, равно как и коэффициент полезного действия, для водяных помп быстходных двигателей не имеют существенного значения.

По своему характеру кривые затрачиваемой мощности также имеют параболический характер, но с более высоким показателем. С возрастанием скорости вращения мощность увеличивается, но с увеличением сопротивления происходит обратное.



Фиг. 13. Характеристики помпы с крыльчатками D_{12} и A_{13} .

ХАРАКТЕРИСТИКА ВОДЯНЫХ ПОМП (КРИВЫЕ $Q-H$)

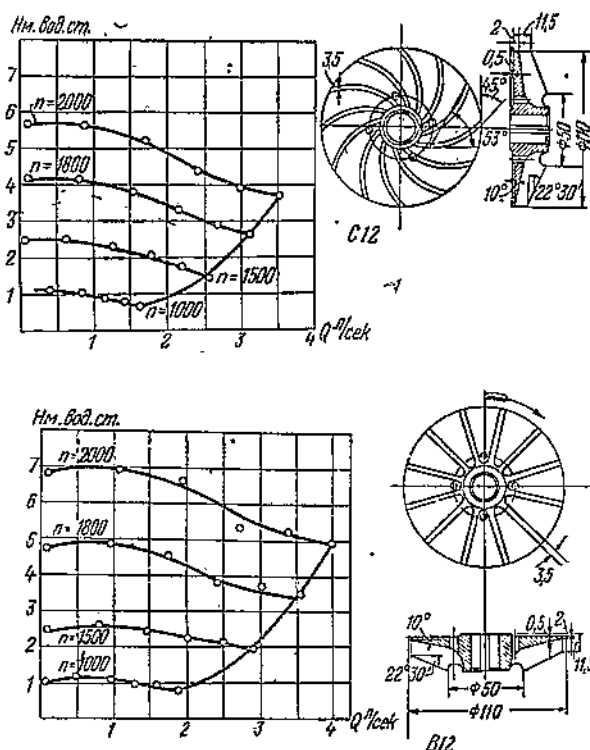
На основании полученных кривых расхода и напора при разных сопротивлениях были построены характеристики для $n=1000, 1500, 1800$ и 2000 об/мин., часть которых приводится ниже.

При рассмотрении этих кривых можно заметить, что изменение напора с количеством подаваемой насосом воды следует некоторому определенному закону, в точности еще неизвестному¹. Исследуя характер протекания кривых $Q-H$, Пфлейдерер нашел, что эти кривые для различных оборотов конгруэнтны и, следовательно, имея какую-либо кривую, можно построить характеристику для другого n , путем передвижения заданной кривой параллельно самой себе до совпадения ее вершины с точкой параболы, имеющей следующие координаты:

$$Q_2 = \frac{Q_1 \cdot n_2}{n_1} \text{ и } H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2,$$

где H_1 и Q_1 — координаты вершины заданной кривой для n_1 об/мин., а H_2 и Q_2 — координаты вершины искомой кривой для n_2 об/мин.

Однако, как показали результаты проведенных испытаний, отмеченный Пфлейдерером закон конгруэнтности характеристических кривых в основном справедлив для стационарных центробежных насосов. Для большей части испытанных автомобильных помп он не получает подтверждения. Правда, в отдельных случаях можно по данной кривой (для оборотов выше 1500 в мин.) построить характеристическую кривую, приближающуюся к полученной опытным путем, причем показатель степени в выражении



Фиг. 14. Характеристики помпы с крыльчатками C_{12} и B_{12} .

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

будет находиться между 2 и 3 (иногда и больше трех).

Полученные при испытаниях кривые $Q-H$ не доходят до оси абсцисс. В некоторых случаях отмечена даже тенденция к загибу кверху вместо плавного падения кривой напора. Это можно объяснить тем, что сечение трубопроводов как бы лимитирует дальнейшее увеличение производительности помпы. Вследствие высоких сопротивлений в трубопроводе не вся вода с крыльчатки попадает в улитку, а уходит через зазоры обратно.

Особенно это заметно на крыльчатке A_{12} с увеличенным против нормального радиальным зазором.

Надо полагать, что, при соответствующем подборе сечения труб и уменьшении зазоров, кривая должна протекать лучше.

Такое явление замечено также и у больших насосов. Так, например, у Пфлейдерера среди показанных им характеристик также встречаются кривые с горизонтальными участками.

¹ Пфлейдерер, стр. 214, ОНТИ, 1937 г.

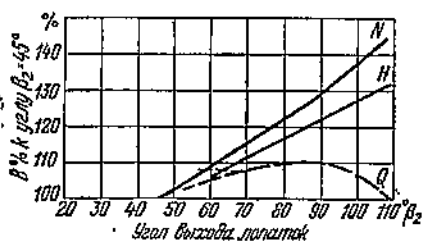
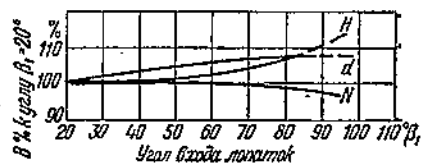
ВЛИЯНИЕ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ УГЛОВ β_1 И β_2

При рассмотрении водяных насосов особое внимание уделяется форме и направлению лопаток крыльчатки.

Влияние этих факторов на работу помпы определялось путем сравнительных испытаний крыльчаток с различными углами. При этом брались следующие комбинации входных и выходных углов.

1. $\beta_1 = 53^\circ$; $\beta_2 = 45$ и 90° ;
2. $\beta_2 = 90^\circ$; $\beta_1 = 20$; 53 и 90° .

Остальные параметры как диаметр крыльчатки, число лопаток, ширина их у входа и выхода и др. оставались постоянными при всех опытах.



Фиг. 15. Влияние величины входного и выходного углов на Q , H и N .

Чтобы иметь более полное представление о влиянии угла β_2 , была испытана также оригинальная крыльчатка КОДЖУ, отличающаяся от экспериментальных числом лопаток и углом входа ($Z = 10$ и $\beta_1 = 25^\circ$). Однако, как показали наблюдения, разница в работе помпы при $Z = 10$ и $Z = 12$ незначительна; то же можно сказать и о разнице в углах входа и выхода ($\beta_1 = 25$ и $\beta_2 = 53$). Поэтому можно без большой погрешности сравнивать данные по крыльчатке КОДЖУ с остальными.

По кривым на фиг. 15, характеризующим работу испытанных крыльчаток, можно заметить, что с увеличением углов β_1 и β_2 напор также растет. О том, каким образом меняются Q , H и N с изменением входных и выходных углов, дает представление табл. 4, составленная для

$n = 2000$ об/мин, а также кривые зависимости Q , H и N от β_1 и β_2 , построенные по данным этой таблицы (фиг. 16).

На основании полученных материалов можно сделать следующие выводы.

С изменением входного угла β_1 наблюдается сравнительно небольшое увеличение напора и производительности. При этом, если принять данные, относящиеся к крыльчатке с $\beta_1 = 20^\circ$ за 100% , то при $n = 2000$ в пределах β_1 от 20 до 90° напор увеличивается на 11% , а производительность на 7% . В то время как кривая Q подымается плавно, напор до $\beta_1 = 50^\circ$ почти не меняется и лишь с дальнейшим увеличением β_1 начинает заметно возрастать. Что касается мощности, то она в указанном диапазоне почти не меняется.

Более резко сказывается на работе помпы изменение выходного угла β_2 . Как и следовало ожидать, увеличение β_2 влечет за собой значительное увеличение напора. Одновременно с последним растет, но еще

в большей степени и затрачиваемая мощность. В пределах между $\beta_2 = 45 - 109^\circ$ (принимая данные при $\beta_2 = 45^\circ$ за 100%) наблюдается увеличение напора на 30 , а мощности на 45% . С изменением β_2 производительность помпы меняется по кривой, достигая максимума (100%) при β_2 около 90° .

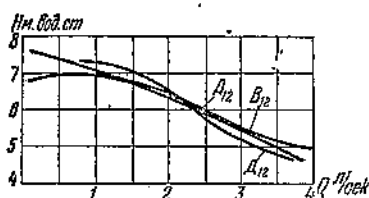
Таблица 4

Крыльчатки	Углы $^\circ$		Напор, H		Производит. Q		Мощность	
	β_1	β_2	м. в. ст.	в $\%$ к ис-ходн.	л/сек	в $\%$ к ис-ходн.	л. с.	в $\%$ к ис-ходн.
Д ₁₂	20	90	4,50	100	3,73	100	0,89	100
А ₁₂	53	90	4,57	101,5	3,90	104,5	0,89	100
В ₁₂	90	90	5,10	111,0	4,00	107,2	0,865	97,2
С ₁₂	53	45	3,75	100	3,54	100	0,69	100
А ₁₂	53	90	4,57	121,8	3,90	110	0,89	129
КОДЖУ	25	109	4,90	130,8	3,56	100,5	1,00	145

При дальнейшем увеличении β_2 производительность падает.

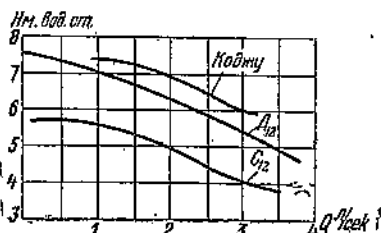
На фиг. 16 и 17 показаны характеристики крыльчаток для $n = 2000$ об/мин.

При испытании помпы Бирдмор с крыльчатками меньшего диаметра при $\beta_1 = 17^\circ$ было отмечено, что с увеличением выходного угла с 45 до 90° напор для 2000 об/мин увеличивается на 12% , а производительность — на 11% .



Фиг. 16. Характеристики крыльчаток при $n = 2000$ об/мин.

$\beta_1 = 20^\circ, 53^\circ$ и 90° ; $\beta_2 = 90^\circ = \text{const}$,



Фиг. 17. Характеристики крыльчаток при $n = 2000$ об/мин.

$\beta_2 = 45^\circ, 90^\circ$ и 109° ; $\beta_1 = 53^\circ = \text{const}$.

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ЛОПАТОК Z

Определение влияния числа лопаток на работу помпы производилось на крыльчатках двух типов А и В ($A_{12}, A_8, A_0, A_4, B_{12}$ и B_2).

Результаты этих испытаний показаны на фиг. 18, 19 и 20.

Как известно, число лопаток, при котором получается лучший к. п. д., определяется по формуле¹

$$Z = 2k \frac{r_m}{l} \sin \beta_m,$$

где $k = 6,5$; $\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$; l — развернутая длина лопатки, а r_m — расстояние от оси до центра тяжести средней линии потока. Для радиальных насосов:

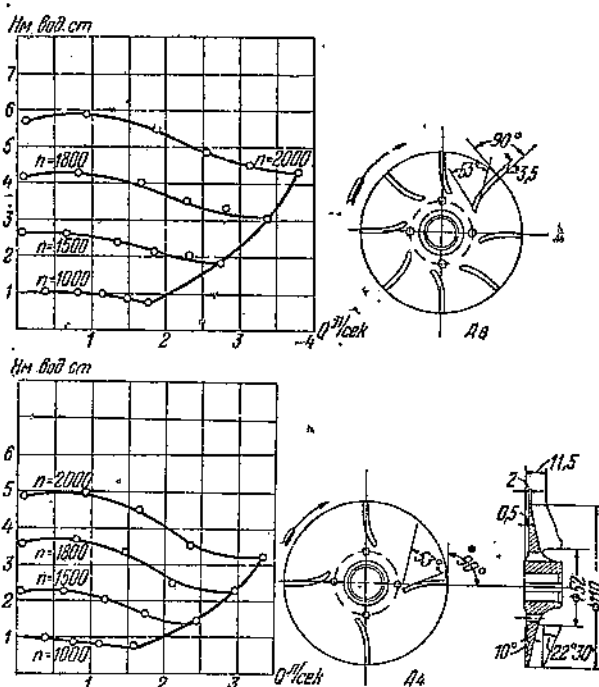
$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2}; l = r_2 - r_1 \text{ и}$$

$$Z = 6,5 \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}.$$

Чем меньше лопаток, тем больше должны быть удлинены лопатки к центру.

По данным последних опытов, сделанных с большими насосами, а также по Пфлейдереру, для получения наилучшего к. п. д. число лопаток выгодно не делать слишком большим. Однако не следует также увлекаться чрезмерным уменьшением Z . При слишком малых Z наблюдается уменьшение напора вследствие ухудшения направления потока воды.

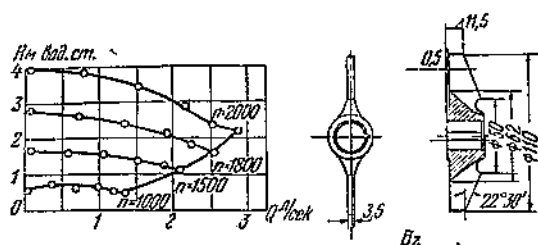
Кривые на фиг. 21 показывают, что с увеличением числа лопаток как напор, так и производительность помпы возрастают. Однако, начиная с $Z = 8$ и больше, не отмечается заметного улучшения в работе. Хотя



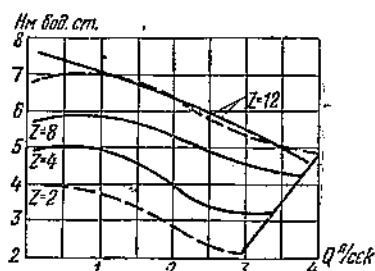
Фиг. 18. Характеристики помпы с крыльчатками A_4 и A_8 .

¹ Пфлейдерер, стр. 242.

опыты производились с числом лопаток не выше 12, но можно предполагать, что, при слишком больших Z , кривые Q по достижении определенной величины пойдут вниз вследствие сжатия потока воды при выходе из лопатки.



Фиг. 19. Характеристики помпы с крыльчаткой B_3 .



Фиг. 20. Влияние числа лопаток на характеристику при $n=2000$ об/мин. сплошная линия — серия А; пунктирная — серия В.

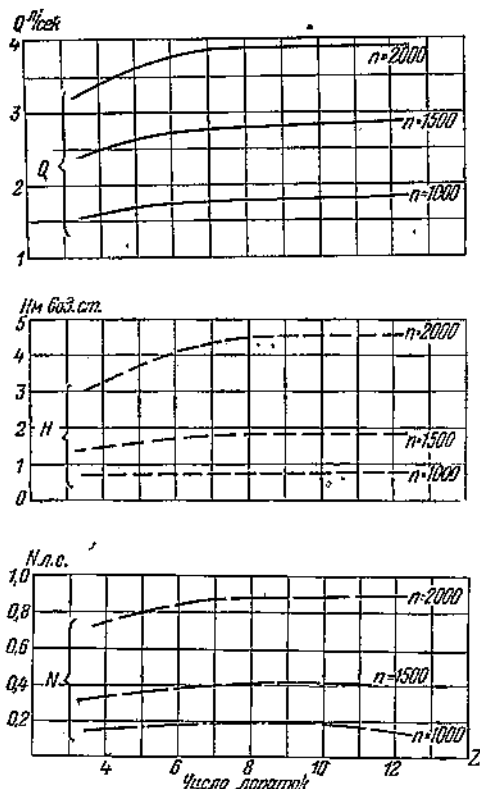
ВЛИЯНИЕ ВНУТРЕННЕГО ДИАМЕТРА

По мнению Крумова¹, изменение расстояния кромки лопаток от оси влияет на постоянство характеристики. Значительное уменьшение расстояния от оси до кромки лопаток нерационально, так как при большом числе лопаток выходное сечение может оказаться недостаточным.

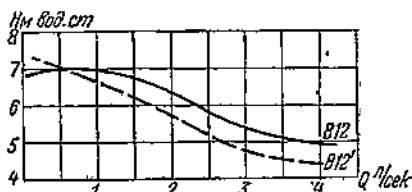
Для определения влияния на характеристику величины внутреннего диаметра была взята за основу крыльчатка тип В с радиальными лопатками. Увеличение внутреннего диаметра производилось путем расточки. Таким образом опыты производились с диаметрами $D_1=42$ мм (средн.) и $D_1=60$ мм. В первом случае отношение $\frac{D_1}{D_2}$ было 0,38, а во втором — 0,56.

Характеристики, полученные при испытаниях с крыльчатками B_{12} и B_{12}' для $n=2000$ об/мин., показаны на фиг. 22.

При $n=1000$ и даже 1500 об/мин. заметной разницы в кривых напора не наблюдалось. Чем выше обороты, тем резче сказывается укорочение



Фиг. 21. Зависимость Q , H и N от числа лопаток для крыльчаток A_{32} , A_8 , A_6 и A_4 при $\beta_1=53^\circ$ и $\beta_2=90^\circ$.



Фиг. 22. Характеристика помпы с крыльчатками B_{12} и B_{12}' ($d_1=42$ и 60 мм) при $n=2000$ об/мин.

лопаток. В основном можно считать, что кривые напора для одних и тех же оборотов располагаются почти эквидистантно за исключением на-

¹ Krum'now, Über den Einfluss der Lage der Eintrittskanten von [Kreiselpumpen] schaufeln, VDI, № 50, 1935, S. 1505.

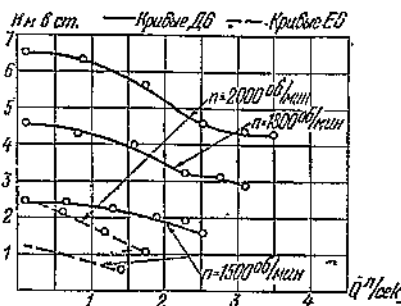
чального участка при малых расходах, где кривые B_{12}' — с большим D_1 проходят вначале выше кривых крыльчатки B_{12} , а после пересечения с последними — ниже.

ВЛИЯНИЕ НАРУЖНОГО ДИАМЕТРА

Определение влияния этого фактора на работу помпы производилось путем испытания двух крыльчаток: D_6 с наружным диаметром 100 и E_6 с $D=86$ мм. Углы входа и выхода соответственно были: у первой крыльчатки — 20° и 90° , а у второй — 17° и 90° . Имелась также небольшая разница в ширине выходной кромки лопаток. Так как в основном это существенного значения не имеет, то можно считать, что, за исключением D_2 , остальные факторы были при испытаниях постоянными.

На фиг. 23 даны сравнительные характеристики. С уменьшением диаметра на 22% (1,5) происходит резкое ухудшение работы помпы, а именно: производительность уменьшается с 3,48 до 1,78 л/сек, т. е. почти вдвое, а напор снижается с 4,25 до 0,9 м вод. ст.

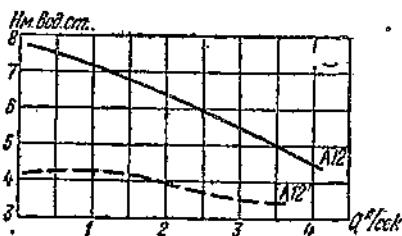
Опыты показали, что для получения результатов, близких к полученным с крыльчаткой $D_2=110$ при $n=2000$ об/мин, нужно число оборотов крыльчатки с меньшим диаметром увеличить с 2000 до 3500—3600 об/мин, т. е. в полтора раза.



Фиг. 23. Сравнительные характеристики крыльчаток D_6 ($\beta_1=20^\circ$, $\beta_2=90^\circ$ и $d_2=110$) и E_6 ($\beta_1=17^\circ$, $\beta_2=90^\circ$ и $d_2=86$).

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ

Величина зазоров между крыльчаткой и корпусом имеет существенное значение для гидравлических потерь в водяной помпе. Чем больше эти зазоры, тем значительнее и потери на трение крыльчатки о воду.



Фиг. 24. Характеристики помпы с крыльчатками A_{12} и A_{12}' при $n=2000$ об/мин.

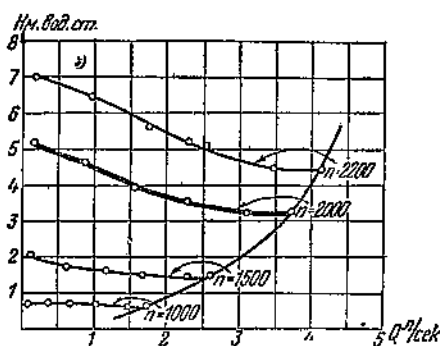
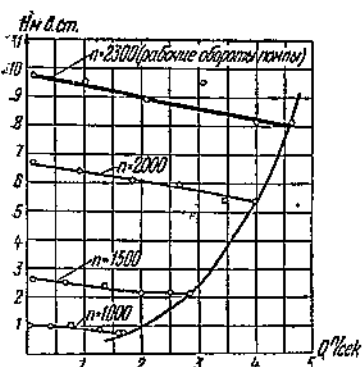
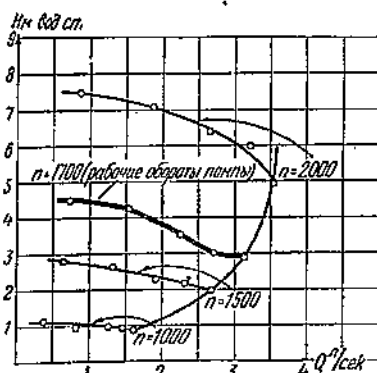
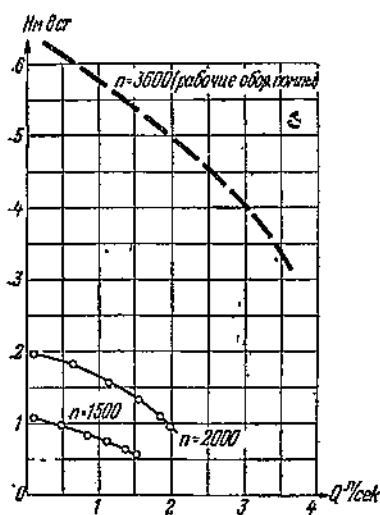
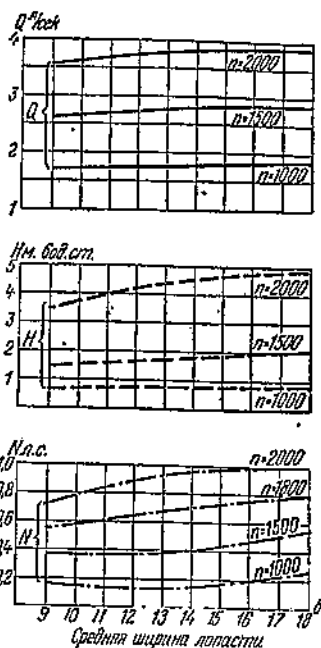
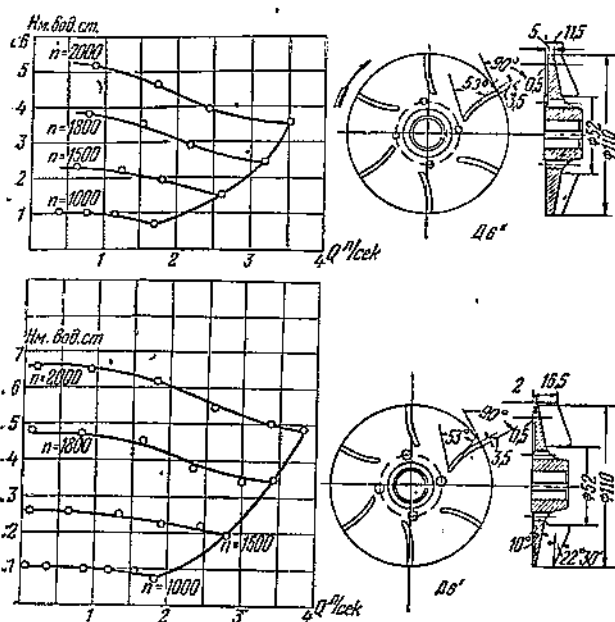
На фиг. 24 даны характеристики водяной помпы для $n=2000$ об/мин, полученные при испытании крыльчаток A_{12} с радиальным зазором 1 мм и A_{12}' с увеличенным радиальным зазором в 6 мм. Кривые показывают, что чем выше сопротивление, тем больше потеря напора. С увеличением расхода характеристика для A_{12} обнаруживает тенденцию к загибу кверху, что становится более заметным при меньших оборотах. Это явление можно

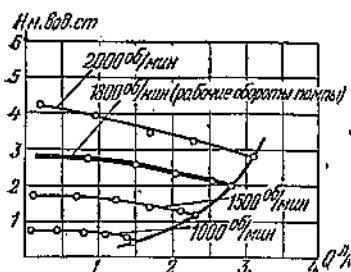
объяснить тем, что часть воды из области повышенных давлений попадает не в улитку, а поступает через неплотности обратно в область более низких давлений.

ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ ЛОПАТОК

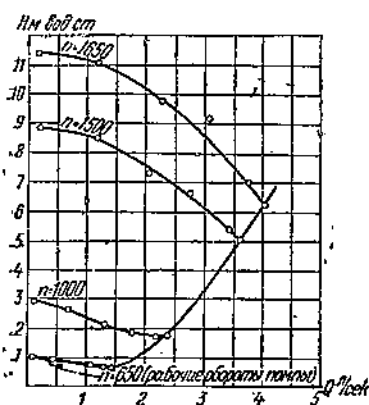
Зависимость между шириной лопатки и работой помпы была проверена на трех крыльчатках типа А с $Z=6$. При испытаниях все параметры, за исключением ширины лопаток, оставались неизменными. Что касается ширины b , то крыльчатки имели следующие размеры:

- У A_6' $b_1=21$ мм; $b_2=14$ мм
- A_6 $b_1=16$ " ; $b_2=9$ "
- A_6'' $b_1=13$ " ; $b_2=6$ "

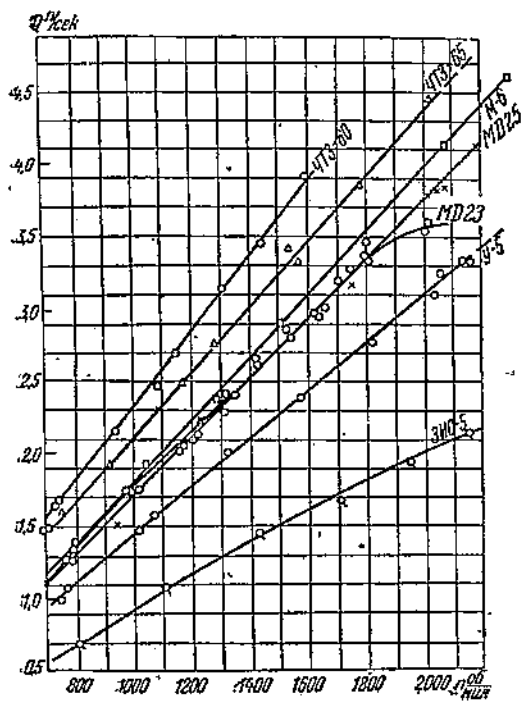




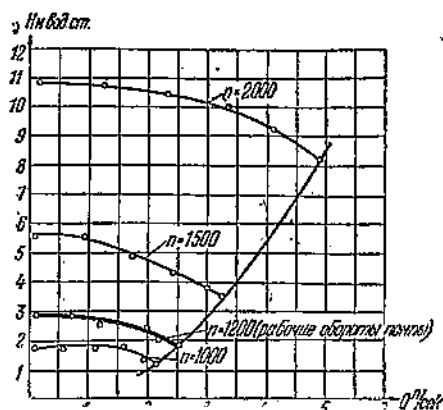
Фиг. 31. Характеристика водяной помпы двигателя У-5 НАТИ.



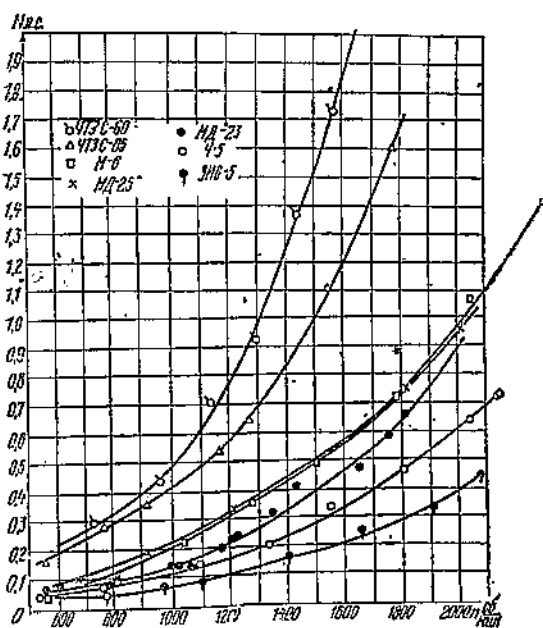
Фиг. 32. Характеристика водяной помпы лигроинового тракторного двигателя ЧТЗ С-60.



Фиг. 34. Сводная диаграмма зависимости производительности водяной помпы от числа ее оборотов для двигателей ЧТЗ-60 и С-65, М-6 МД-23, МД-25, У-5 и ЗИС-5 при минимальном гидравлическом сопротивлении.



Фиг. 33. Характеристика водяной помпы дизеля М-17 трактора ЧТЗ С-65.



Фиг. 35. Затрата мощности на работу водяных помп двигателей ЧТЗ-60 и С-65, М-6, МД-23, У-5 и ЗИС-5 при минимальном гидросопротивлении.

Опыты показали, что зависимость между Q и b — линейная. Это следует также и из формулы теоретической производительности:

$$Q_t = C_1 b_1 (\pi D_1 - Z\delta).$$

С увеличением ширины лопаток в указанных пределах увеличение производительности весьма незначительно, тогда как напор возрастает более интенсивно. Изображенные на фигурах 25 и 26 диаграммы показывают, что с увеличением ширины лопатки вдвое, напор при 2000 об/мин увеличился на 37%, а производительность помпы только на 8,5%. Кривые характеристик этих крыльчаток протекают почти эквидистантно.

ВЫВОДЫ

1. Водяная помпа автотракторного типа должна быть компактна, проста, недорога в изготовлении и требовать минимального обслуживания.

2. Уплотнение помпы также должно быть компактным, надежным и автоматически действующим, не допускать утечки воды, засоса воздуха и попадания смазки в систему охлаждения.

3. При небольших напорах лучшие результаты получаются с лопатками, загнутыми назад. С увеличением β_2 напор возрастает. Изменение угла входа β_1 не дает значительного эффекта.

4. Потеря мощности, затрачиваемой на работу помпы, составляет не свыше 1% от эффективной мощности двигателя.

5. Число лопаток не рекомендуется брать больше 6—8.

6. Зазоры между крыльчаткой и корпусом должны быть минимальные (радиальный не больше 1 мм и осевой не более 0,2 мм).

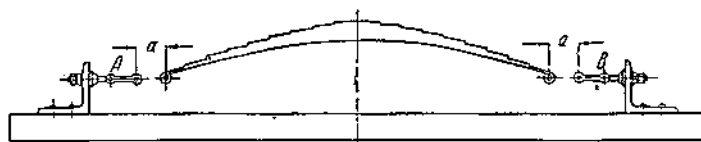
Б. А. Глух

кандидат технических наук

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА УСТАНОВКИ ПОПЕРЕЧНОЙ РЕССОРЫ НА УПРУГУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ ПОДВЕСКИ

Проведенные автором эксперименты показали, что путем изменения длины и начального угла наклона сережек, длины и способа заделки поперечной рессоры на раме и начального растяжения рессоры можно значительно изменить форму упругой характеристики подвески без изменения самой рессоры. Показано применение общих выводов этой работы на примере улучшения подвески КИМ-10.

До самого последнего времени было широко распространено мнение, что характеристика обычной рессорной подвески имеет практически прямолинейную форму. Иначе говоря, что коэффициент жесткости подвески при изменении деформации не меняется. Обычно считали, что поворот сережек при деформации рессоры несколько искажает прямолинейность характеристики, однако незначительно. Опыты, производившиеся в последние годы в Америке,¹ показали, что поворот сережек может сделать характеристику подвески заметно криволинейной. Работы эти имеют большое значение, так как выяснилось, что изменение положения сережек (что в значительной мере зависит от конструктора) может существенно изменить комфортабельность автомобиля, не изменяя самой рессоры.



Фиг. 1. Растяжение поперечной рессоры при установке ее на оси автомобиля.

В указанных выше работах рассматривались продольные рессоры. В данной работе разбирается этот вопрос в применении к поперечной рессоре, имеющей малый начальный радиус и не выпрямляющейся полностью под статической нагрузкой.² Зависимость между деформацией поперечной рессоры и деформацией подвески усложняется обычно наличием растяжения рессоры при установке ее в серьги. На фиг. 1 показано схематично это растяжение.

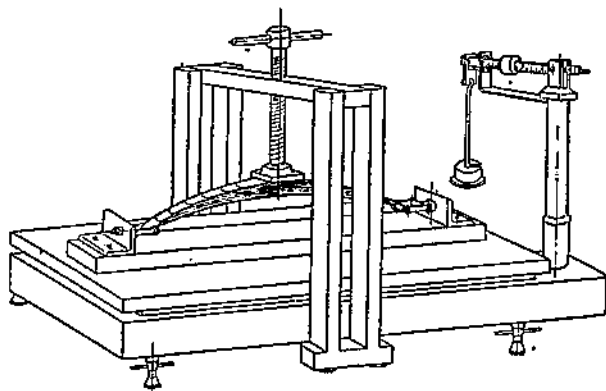
Для того чтобы получить более полную картину и легче применить полученные результаты на практике, было проверено влияние на форму упругой характеристики подвески не только начального угла наклона серег, но и длины сережек, расстояния между стрелками, крепящими рессору на раме, и величины растяжения рессоры при установке ее в серьжки. Для проведения испытаний была взята задняя рессора автомобиля Форд-Префект (выпуска 1939 г.).

¹ См., например, "Leaf Springs" Aut. Ind. 1938 г. July 25 и July 9.

² Все тарировки рессор были произведены, под руководством автора, инженером А. В. Воробьевым.

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ СЕРЕЖЕК

Для того чтобы выяснить влияние длины сереек, были проведены испытания со стандартными серееками и с серееками, длина которых была вдвое больше. На фиг. 2 изображена установка, на которой производились испытания.



Фиг. 2. Схема экспериментальной установки.

64-мм сереегах. Из фиг. 3 мы можем установить два момента: а) при установке длинных сереек деформация рессоры увеличивается с 71 до 96 мм. Увеличение, как видно, очень большое; б) форма кривой деформации также заметно изменилась.

Собственной частоты колебаний в том смысле, в котором она существует для линейных систем, не имеется при наличии криволинейной характеристики подвески. В этом случае частота колебания (после прекращения действия внешней силы) будет меняться по мере затухания колебания.

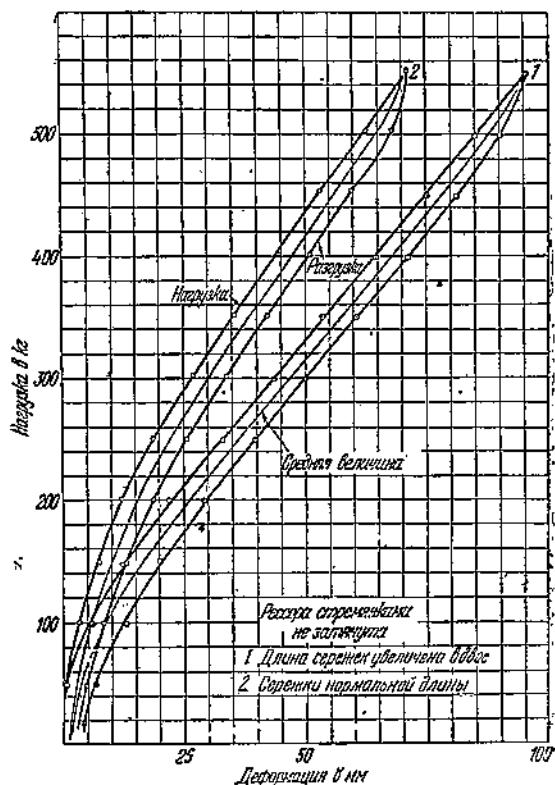
Поэтому полная деформация подвески под нагрузкой, при наличии кривой характеристики, не определяет целиком комфортабельности автомобиля. Чтобы получить собственную частоту при данных амплитудах (приблизительно), необходимо определить коэффициент жесткости K при данной амплитуде, а определив K , можно определить собственную частоту колебаний.

Известно, что чем более пологая кривая деформации, т. е. чем меньше K , тем меньше собственная частота колебаний подвески и тем комфортабельнее (до известного предела) автомобиль.

Обычно получить очень мягкую подвеску при прямолинейной характеристике не удастся, так как при езде по плохой дороге получается так называемое пробивание, т. е. удары рессоры или оси о раму. Для

Для того чтобы выделить влияние только изменения сереек, одновременно соответственно изменялось расстояние между пальцами A и B . Расстояния a (фиг. 1) при этом в обоих случаях (короткие и длинные серееки) оставались неизменными. Испытания в этом случае производились без заделки рессоры стремянками.

На фиг. 3 даны кривые деформации подвески при коротких 32-мм и длинных



Фиг. 3. Кривые деформации подвески при коротких и длинных серееках.

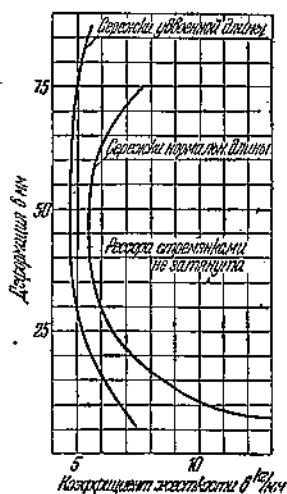
того чтобы получить мягкую подвеску при езде на хорошей дороге и одновременно уничтожить пробивание на плохой, стремятся достигнуть криволинейности характеристики, т. е. увеличения жесткости рессоры при больших деформациях.

Поскольку кривая коэффициентов жесткости при криволинейной зависимости деформации подвески от усилий более наглядно характеризует последнюю, на фиг. 4 и представлены коэффициенты жесткости для указанных двух случаев. При построении кривых коэффициентов жесткости, деформации подвески (фиг. 3) брались средними между нагрузкой и разгрузкой.

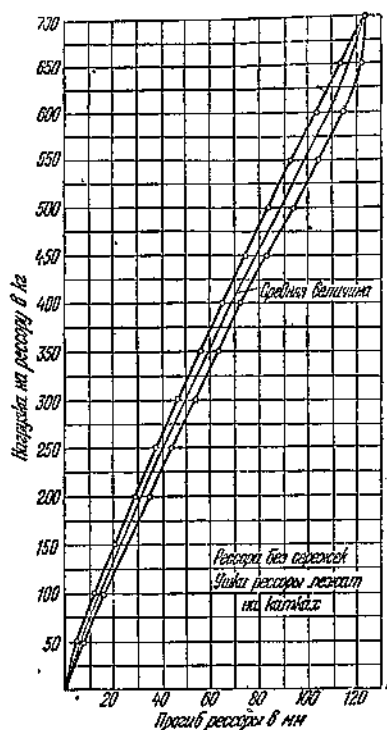
Как видно из фиг. 4, коэффициент жесткости, при длинных сержках, при всех деформациях меньше, чем при коротких, иначе говоря эти кривые также показывают, что при установке длинных сержек подвеска становится значительно мягче. Кроме этого, кривые показывают существенную криволинейность характеристики подвески.

Таким образом можно считать установленным, что изменение длины сержек отражается на величине полной деформации и влияет на форму кривой.

На фиг. 5 дана тарировочная кривая подобной же рессоры на весах без сержек. Как видно из фиг. 5, упругую характеристику этой рессоры без сержек вполне можно заменить прямой.



Фиг. 4. Изменение коэффициентов жесткости подвески при коротких и длинных сержках.



Фиг. 5. Кривая деформации рессоры без сержек.

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ЗАДЕЛКИ НА РАМЕ

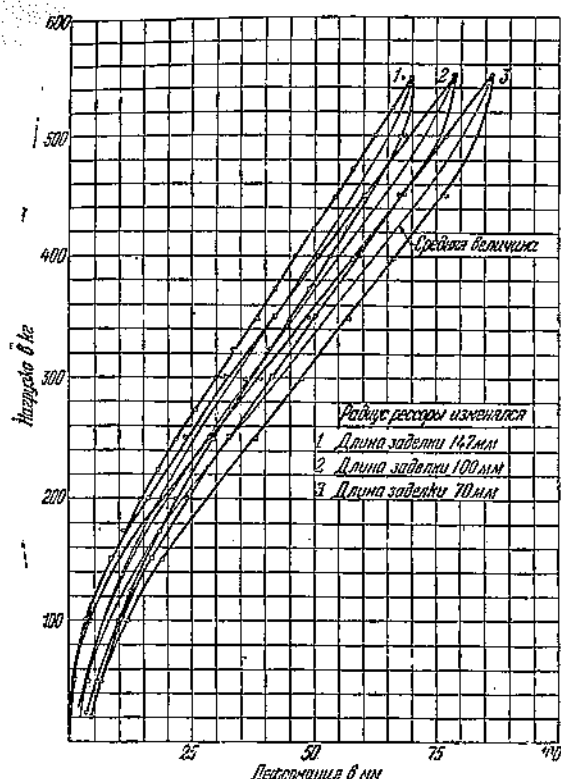
Для того чтобы проверить, как влияет длина заделки на раме (расстояние между осями стремянок), на упругую характеристику подвески с поперечной рессорой, были проведены следующие тарировки:

- 1) с длиной заделки $l=147$ мм,
- 2) с длиной $l=100$ мм; и 3) с $l=70$ мм.

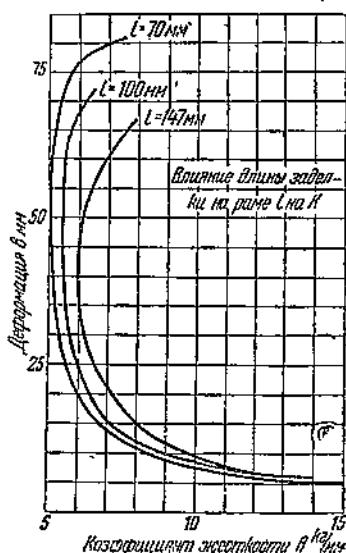
Если изменить длину заделки, не изменив радиуса собранной рессоры, то длины a (фиг. 1) меняются и, следовательно, меняется растяжение рессоры при установке ее в сержках. Так как величина этого растяжения, как будет показано ниже, отражается на характеристике, то, для того чтобы оставить величину a неизменной при изменении величины l , одновременно менялись радиусы части листов рессоры. Изменение радиусов листов изменяло радиус собранной рессоры. Это изменение радиусов конечно отражается на напряжениях в отдельных листах, но не отразится на жесткости рессоры.

Поскольку для целей данного исследования напряжения в отдельных листах не были существенны (если, конечно, листы не переходят за предел упругости), постольку при изменении радиусов заботились лишь о необходимости изменения радиуса всей рессоры, а не о наиболее выгодном распределении напряжений между отдельными листами.

На фиг. 6 представлены кривые деформаций для этих трех случаев. Полная деформация при изменении вертикальной нагрузки от нуля до 550 кг равна для нормальной ($l=147$ мм) длины заделки 70,5 мм; для $l=100$ мм равна 79 мм и для $l=70$ мм соответственно 86,5 мм. Форма кривой деформации также заметно изменяется. Здесь следует обратить внимание на сильное изменение кривой коэффициента жесткости (фиг. 7).

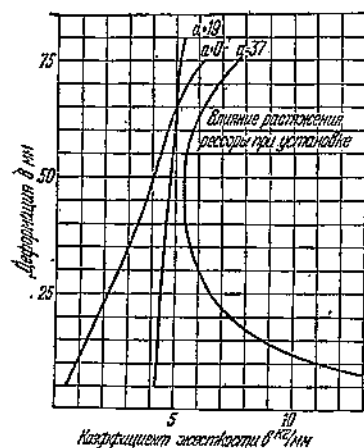


Фиг. 6. Кривые деформации подвески при разных длинах заделки рессоры на раме.



Фиг. 7. Изменение коэффициентов жесткости подвески при разных длинах заделки на раме.

Для длины заделки $l=70$ мм кривая K на значительном отрезке (от 30 мм деформации рессоры до 60 мм) практически не меняется и загибается лишь на очень малых и больших деформациях. Чем больше заделка, тем короче становится отрезок кривой, на котором K остается постоянным.



Фиг. 8. Изменение коэффициентов жесткости подвески при разных начальных растяжениях рессоры.

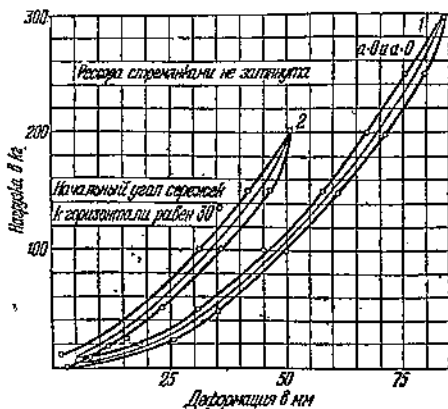
При установке рессоры на машину может оказаться (предположив, что статическая деформация подвески под нагрузкой равна 40 мм), что, при езде на хорошей дороге с малыми изменениями деформации рессоры, мы разницу между рессорами, имеющими разную заделку, почти не ощутим. При больших же колебаниях частота подвески при заделке $l=147$ мм будет уже сильно отличаться от частоты при $l=70$ мм, т. е. при езде на плохой дороге первая рессора будет значительно жестче второй. Это и получается при практической проверке высказанных положений.

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОГО РАСТЯЖЕНИЯ РЕССОРЫ ПРИ УСТАНОВКЕ В СЕРЕЖКИ

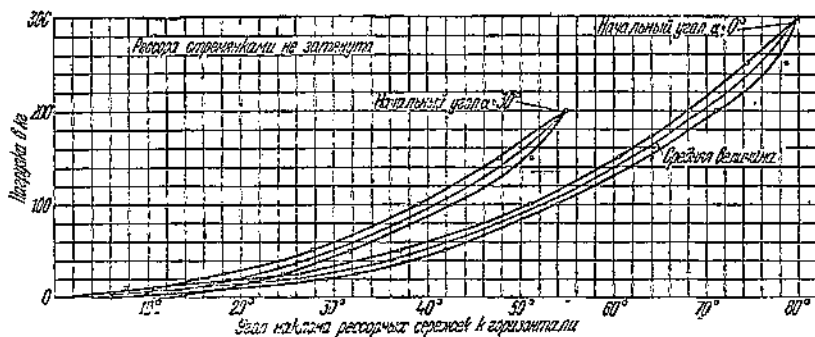
Для проверки влияния растяжения рессоры при установке ее в сережки было проведено несколько тарировок с различными расстояниями между опорами сережек A и B .

На фиг. 8 представлены кривые изменения коэффициентов жесткости рессоры, не затянутой стремянками на раме, для разных величин растяжения при установке в сережки (разных расстояний между А и В).

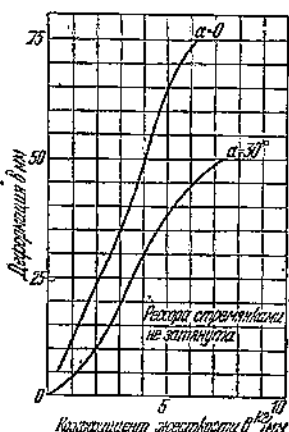
Как видно из этой фигуры, кривые K при изменении величины растяжения существенно меняются. Мы видим, что кривые K для этих трех случаев совершенно различны, иначе говоря величина растяжения резко влияет на упругую характеристику подвески. Следует иметь в виду, что известная величина предварительного растяжения при установке поперечной рессоры на машину в обычных условиях необходима, так как иначе заметно уменьшится боковая жесткость подвески. В случае необходимости, однако, можно пойти на полное уничтожение этого растяжения, установив штангу, связывающую задний мост с рамой, как это делается на ряде машин, имеющих сзади пружинную подвеску.



Фиг. 9. Деформация подвески при разных начальных углах наклона сережек.



Фиг. 10. Изменение углов сережек при изменении нагрузок.



Фиг. 11. Изменение коэффициентов жесткости при разных начальных углах сережек.

На фиг. 11 даны кривые жесткостей для этих двух случаев.

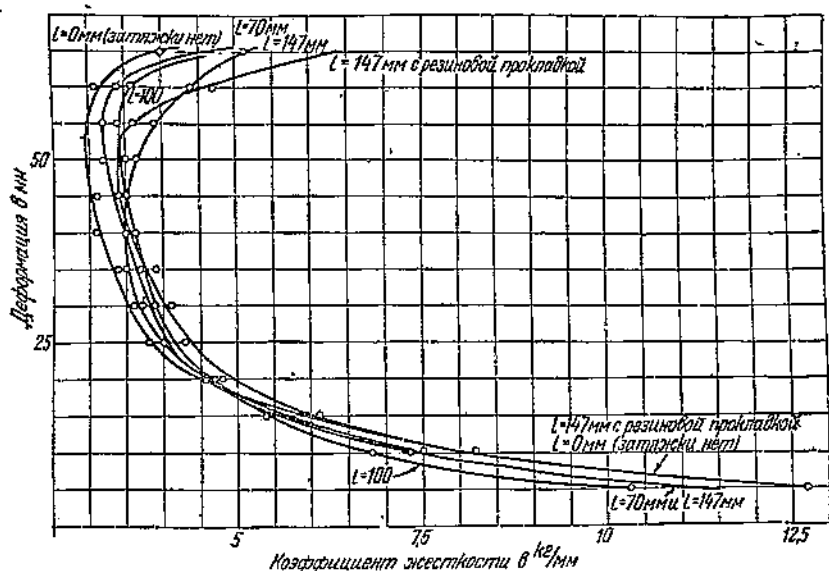
Для поперечной рессоры, как уже говорилось выше, значительных изменений начальных углов наклона сережек обычно не представляется.

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА СЕРЕЖЕК

Для проверки влияния одних только углов независимо от других факторов (растяжения и длины заделки на раме) были проведены тарировки рессор при отсутствии заделки и растяжения. С изменением расстояния между опорами стремянок меняется начальный угол наклона сережек. Когда величина α (фиг. 1) равна нулю или больше нуля, то начальный угол сережек будет также равен нулю. Сдвигая опоры сережек еще больше, мы получали другие начальные углы.

На фиг. 9 показаны кривые деформации подвески при $\alpha=0$ и $\alpha=0$ (кривая 1) и $\alpha=30^\circ$. (α — отрицательно) — кривая 2. На фиг. 10 показаны изменения углов сережек при изменении нагрузок. При начальном угле в 30° больше 200 кг нагрузки дать не удалось, так как серьги приблизились к вертикали и дальше опоры мешали им повернуться.

возможным получить по условиям угловой жесткости. Кроме этого, как видно из кривой фиг. 9, при большом начальном угле сережек и, следовательно, отсутствии предварительного растяжения рессоры при установке, этот угол быстро доходит до 90° и затем рессора начинает упираться в опору. Изменение начального угла сережек, как видно из фиг. 11, сильно отражается на изменении кривой коэффициента жесткости.



Фиг. 12. Изменение коэффициентов жесткостей при разных длинах заделки и начальных растяжениях рессоры.

СУММАРНОЕ ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ДЛИНЫ ЗАДЕЛКИ НА РАМЕ И РАСТЯЖЕНИИ ПРИ УСТАНОВКЕ

При изменении длины заделки рессоры на раме (не изменяя одновременно стрелки собранной рессоры) расстояние a (фиг. 1) естественно меняется (как это уже разбиралось выше). В результате, несмотря на уменьшение длины заделки, благодаря увеличению одновременно длины a , заметного изменения статической стрелы прогиба не получается.

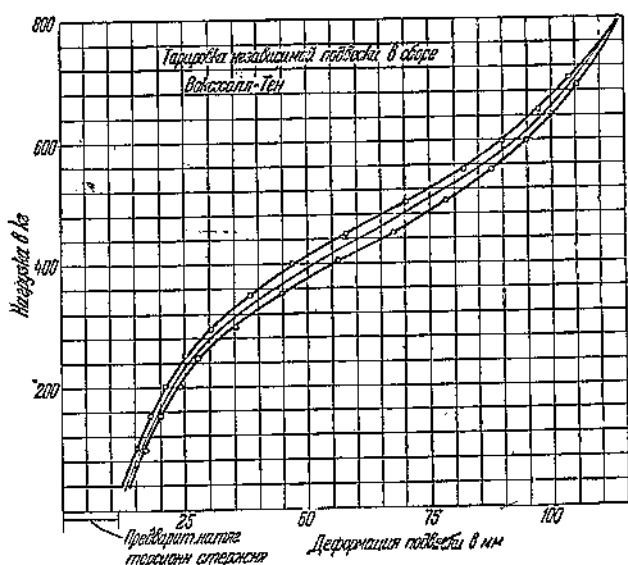
Фиг. 12, на которой представлены кривые коэффициентов жесткости для пяти случаев затяжек на раме, наглядно показывает, что если на одном участке деформации рессоры коэффициент жесткости при затяжке 100 мм будет меньше, чем при затяжке 147 мм, то на другом участке он больше. Отсюда можно сделать вывод, что для увеличения стрелы прогиба такой рессоры недостаточно одного только изменения длины заделки на раме, а необходимо одновременно восстановление начального растяжения a путем изменения радиуса свободной рессоры или увеличения длины листов.

Суммируя сказанное относительно влияния различных факторов на упругую характеристику подвески при поперечной рессоре, можно сделать следующие выводы:

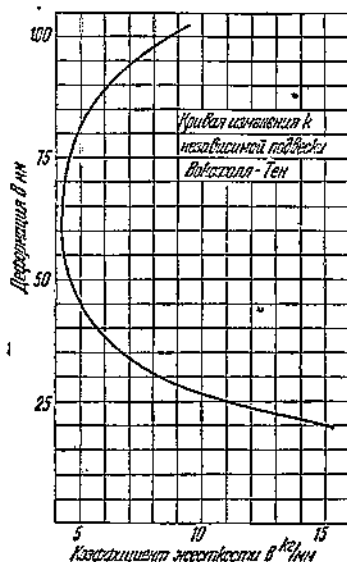
1. Характеристика подвески с поперечной рессорой, не становящейся прямой под статической нагрузкой (как это было в нашем случае), резко криволинейна. В этой связи можно установить, что подобная рессора, имея известный недостаток по сравнению с прямой (под статической нагрузкой) поперечной рессорой в отношении боковой устойчивости автомобиля, имеет и преимущество в форме характеристики вертикальной упругости.

2. Путем изменения длины заделки рессоры на раме начального растяжения и длины сережек можно сильно менять характеристику под-

вески, приблизив ее к желательной. Последние годы ведется большая работа по созданию подвесок, имеющих криволинейную характеристику с малой жесткостью при малых отклонениях деформации от статической и большой жесткостью при больших. Желательность получения упругой характеристики подвески такой формы объясняется тем, что нам всегда при конструировании приходится искать компромисса при выполнении двух противоположных требований: а) получение очень мягкой подвески для комфортабельной езды по хорошей дороге и б) ограниченное расстояние от оси до рамы (или колеса до крыла), которое, следовательно, ставит предел максимальной деформации подвески. Если иметь подвеску с постоянным коэффициентом жесткости (прямолинейную), то мягкая подвеска, давая комфортабельную езду по хорошей дороге, вызовет сильные удары о раму или буфера (пробивание) на плохой дороге.



Фиг. 13. Кривая деформации передней независимой подвески Воксхолл-Тен 1939 г.



Фиг. 14. Кривая коэффициента жесткости подвески Воксхолл-Тен

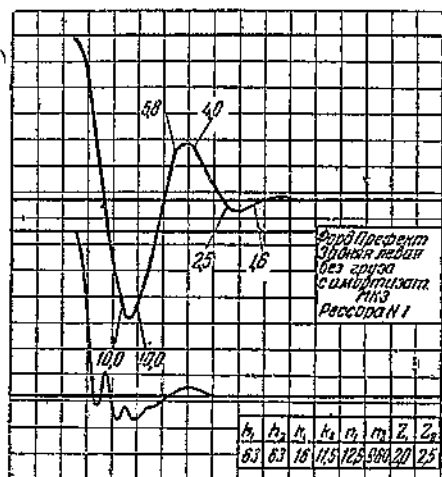
На фиг. 13 представлена кривая деформации, снятая с передней независимой подвески автомобиля Воксхолл-Тен, могущая служить образцом криволинейности.

На фиг. 14 дано изменение коэффициентов жесткостей для этой подвески. Как видно из фиг. 14, кривая изменения жесткостей подобна полученной в нашем случае. Можно утверждать, что в случае необходимости подобную же характеристику можно получить и для поперечной рессоры. Для этого придется использовать также и поперечину рамы, создав постепенное изменение длины опорной поверхности рессоры на раме по мере деформации. Это позволит увеличить кривизну характеристики подвески с поперечной рессорой при больших деформациях. Единственным вопросом в этом случае (так же как и у автомобиля Воксхолл) является точность изготовления. При такой подвеске неточность изготовления может повести к смещению всей кривой относительно средней точки, определяющей статическую деформацию. Это преимущество подобной характеристики может превратиться в недостаток, так как на рабочем диапазоне, на хорошей дороге будут чувствоваться толчки.

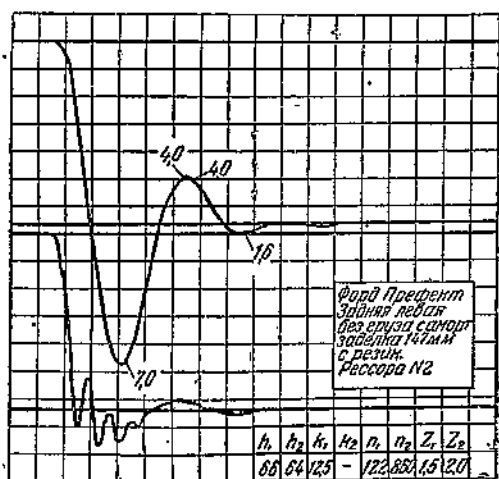
3. Изменение вертикальной характеристики рессоры отражается и на угловой жесткости подвески. Уменьшение угловой жесткости может быть устранено установкой стабилизатора, что является весьма простой и надежной мерой. Таким образом при выборе характеристики вертикальной жесткости подвески мы можем совершенно не беспокоиться об угловой жесткости.

4. Настоящая работа показывает, что, в случае поперечной рессоры с большой начальной стрелкой, мы имеем способы значительного изменения вертикальной жесткости подвески и, следовательно, комфортабельности автомобиля при оставлении неизменной рессоры путем изменения ее крепления на раме и оси.

5. При желании изменить статическую деформацию подвески с поперечной рессорой (не выпрямляющейся под статической нагрузкой и получающей значительное растяжение при установке в сержки) следует помнить, что прямой пропорциональности между моментом инерции рессоры и статической стрелой прогиба не имеется. Так, например, во время одного из наших экспериментов при изменении момента инерции рессоры на 10% (уменьшалась толщина нескольких листов) статическая деформация изменилась почти на 20%. Объясняется это тем, что при уменьшении момента инерции рессоры (при сохранении неизменной длины листов и стрелы свободной рессоры) одновременно уменьшаются и усилия, необходимые для растяжения рессоры при установке ее в сержки.



Фиг. 15. Кривые колебания кузова и оси, записанные в лаборатории с помощью вибрографа. Рессора № 1.



Фиг. 16. Кривые колебания кузова и оси, записанные в лаборатории с помощью вибрографа. Рессора № 2.

Описанные выше эксперименты общего характера были применены в дальнейшем в работе по улучшению подвески малолитражного автомобиля КИМ-10. Не приводя здесь полного описания последней работы, так как она включала и целый ряд экспериментов, не имеющих непосредственного отношения к излагаемому вопросу, остановимся лишь на использовании выводов о возможности существенного изменения величины статической деформации и формы кривой деформации подвески без значительного изменения самой рессоры.

Вместо стандартной рессоры, имеющей 10 листов (шесть листов толщиной 5,75 мм и 4 листа толщиной 4,75 мм), была установлена рессора, у которой имелось 11 листов (три листа толщиной 5,75 мм и семь листов толщиной 4,75 мм). При установке последней рессоры в резину статическая деформация подвески равнялась 104 мм вместо 84 при стандартной рессоре. В этом случае момент инерции рессоры изменился на 19%, а статическая деформация подвески на 24%. Одновременно изменилась и кривизна упругой характеристики подвески. Все это дало существенное изменение комфортабельности автомобиля.

На фиг. 15 и 16 показаны кривые колебаний кузова и оси, снятые для этих двух случаев в лаборатории с помощью вибрографа. ¹ Стан-

¹ О методике таких испытаний см. статью Б. А. Глух, Лабораторные испытания подвески с помощью вибрографа, Труды НАТИ № 38.

дартная рессора обозначена № 1, а экспериментальная № 2. Как видно из кривых, замена рессор в этом случае дает существенное изменение качества подвески. Это подтвердилось также ходовыми испытаниями. Американские испытания, ссылка на которые была приведена выше, ставили своей целью защиту рессорной подвески против наступающей на нее независимой пружинной и торсионной. Не считая нужным противопоставлять рессоры пружинам, необходимо отметить, что описанные выше испытания так же, как и американские, показали, что криволинейной характеристики подвески (или как ее иногда называют прогрессивной) можно достигнуть и при обычной подвеске с рессорами и что это не является свойством только независимых подвесок. Кроме этого, наши испытания показали, что для криволинейности характеристики подвески не всегда обязательна постройка „прогрессивной“ рессоры (с подрессорником, отогнутыми листами и т. д.). Из этого, однако, не следует делать вывода, что обычная подвеска так же хороша, как может быть сделана независимая, а что при конструировании еще не всегда используются все возможности, которые имеются у обычной схемы подвески с рессорами.

Инж. Тренингов И. И.

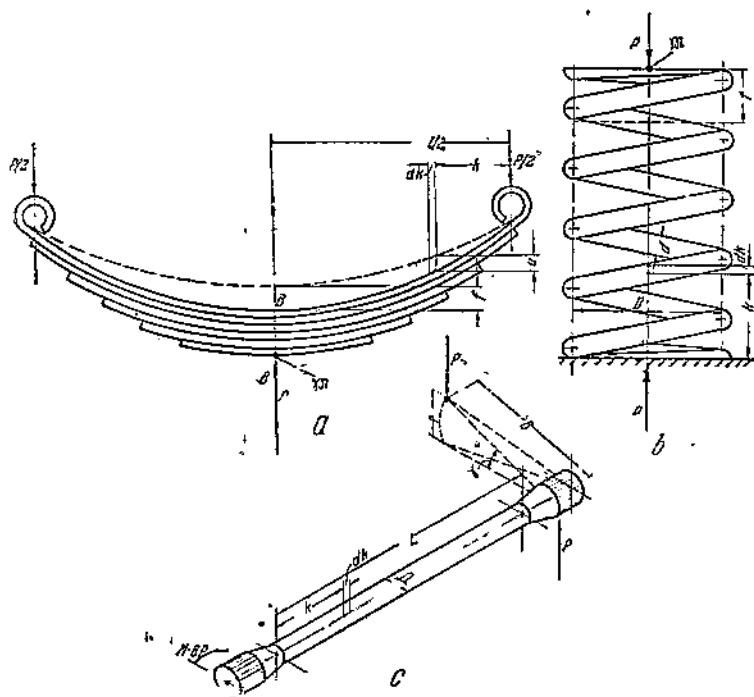
ТОРСИОННОЕ ПОДРЕССОРИВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ

В статье разбираются преимущества торсионного подрессоривания, к числу коих относятся: 1) уменьшение веса рессор, иллюстрируемое сравнительным подсчетом веса рессорной стали, потребляемой при применении трех типов рессор; 2) относительное уменьшение, по сравнению с другими типами рессор, неподрессоренных масс автомобиля и как следствие этого — улучшение сцепления колес с дорогой и 3) независимость упругих свойств рессор от времени. На примерах показано конструктивное своеобразие торсионного подрессоривания.

В заключение приводятся данные испытания рессоры автомобиля Ситроен и экспериментальной рессоры того же типа, изготовленной НАТИ.

В связи с увеличением скоростей движения наземного транспорта, в настоящее время много внимания уделяется подвеске и всем ее элементам.

Основным и главнейшим элементом подвески является рессора.



Фиг. 1. а. Схема листовой рессоры. б. Схема спиральной рессоры. в. Схема торсионной рессоры.

В автомобильной технике, применительно к которой будет построено дальнейшее изложение, как и в других отраслях наземного транспорта, стальные рессоры получили наиболее широкое распространение.

Схемы листовых и спиральных стальных рессор показаны на фиг. 1, а и б. Приблизительно с 1920 г. появляется и начинает все более широко применяться торсионная (torsion — кручение) стальная рессора.

Торсионная рессора представляет собой обычно прямолинейный цилиндрический стержень, снабженный на концах шлицами и работающий на кручение (фиг. 1, в).

Система подвески осуществляется таким образом, что подъем колеса относительно остова автомобиля скручивает торсионную рессору.

Пример применения торсионной рессоры при независимой подвеске переднего колеса показан схематично на фиг. 2.

При применении торсионных рессор достигается: 1) уменьшение веса рессор; 2) уменьшение неподрессоренных масс и 3) независимость упругих свойств рессор от времени и смазки. Все эти преимущества особенно ощутительны при сравнении с листовыми рессорами.

Применение торсионных рессор влияет на конструкцию многих узлов автомобиля, в частности рамы. Своеобразие возникающих форм часто с выгодой используется конструкторами.

К особенностям торсионных рессор следует отнести: 1) неспособность к восприятию крутящих и тормозных моментов; 2) незначительная величина внутреннего трения, вследствие чего они требуют более сильных амортизаторов.

Рассмотрим подробнее каждый из пунктов:

Для количественной оценки экономии веса определим вес рессорной стали¹, потребной для автомобиля при применении трех основных типов рессор: листовых, спиральных и торсионных.

Расчет будет проведен во всех трех случаях при одинаковой статической стреле прогиба $f_{ст}$.

Принятые обозначения (см. фиг. 1).

f — стрела прогиба рессоры, измеренная по линии приложения силы P , см;

P — усилие, деформирующее рессору, кг;

l — расчетная длина листовой рессоры, см;

b — ширина листа листовой рессоры, см;

h — толщина листа листовой рессоры, см;

E — модуль упругости, кг/см²;

n — число листов листовой рессоры;

γ — собственная частота колебаний (первого порядка) остова автомобиля при допущении, что центр тяжести совпадает с центром упругости;

¹ Под весом рессорной стали понимается в данном случае идеальный вес без учета проушин листовых рессор, нерабочих витков спиральных рессор и шлицованных концов торсионных рессор.

D — средний диаметр витков спиральной рессоры, см;
 i — рабочее число витков спиральной рессоры;
 d — диаметр проволоки спиральной рессоры, см;
 G — модуль скольжения, кг/см²;
 B — плечо приложения силы к торсионной рессоре, см;
 L — рабочая длина торсионной рессоры, см;
 D — наружный диаметр торсионной рессоры, см;
 m — масса автомобиля, $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}$;
 Q — вес автомобиля, кг.

ЛИСТОВЫЕ РЕССОРЫ

Стрела прогиба рессоры

$$f = \frac{1,35 P l^3}{4 b E n h^3} \text{ см.} \quad (1)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_b = \frac{6 P l}{4 b n h^2} \text{ кг/см}^2. \quad (2)$$

Жесткость рессоры

$$c = \frac{P}{f} = \frac{4 b E n h^3}{1,35 l^3} \text{ кг/см.} \quad (3)$$

В выражение (1) для стрелы прогиба введем σ_b из уравнения (2)

$$f = \frac{1,35 \cdot \sigma_b \cdot l^2}{6 E h} \text{ см.} \quad (1\text{bis})$$

Потенциальная энергия прогиба

$$A = \frac{c f^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{4 b E n h^3}{1,35 l^3} \left(\frac{1,35 \sigma_b l^2}{6 E h} \right)^2 = \frac{1,35 b n l \sigma_b^2 h}{18 E} \text{ кг см.} \quad (4)$$

Объем рессорной стали листовой рессоры

$$V_A = \frac{l n h b}{2} \text{ см}^3. \quad (5)$$

Подставляя выражение (5) в уравнение (4), получим

$$A = \frac{1,35 \sigma_b^2 V_A}{9 E} \text{ кг см.} \quad (4\text{bis})$$

С целью придать расчету сравнительную ценность обобщаем уравнение работы статической деформации для всего автомобиля. Взамен P войдет вес автомобиля Q , взамен σ_b войдет $\sigma_{b \text{ см}}$. Взамен объема стали одной рессоры V_A в формулу войдет объем стали всех листовых рессор автомобиля V_A' , тогда

$$A_{\text{см}} = \frac{Q \cdot f_{\text{см}}}{2} = \frac{Q^2}{2} \frac{f_{\text{см}}}{Q} = \frac{Q^2}{2c} \text{ и}$$

подставляя $v = \sqrt{\frac{c}{m}}$, имеем $A_{\text{см}} = \frac{g Q}{2 v^2}$. (6)

Объединяя уравнения (4 bis) и (6), имеем

$$\frac{g Q}{2 v^2} = \frac{1,35 \sigma_b \text{ см}^2 V_A'}{9 E};$$

решаем уравнение относительно V_A' ,

$$V_A' = \frac{g Q \cdot 9 \cdot E}{2 v^2 \cdot 1,35 \cdot \sigma_b \text{ см}^2} \text{ см}^3.$$

Вес рессорной стали

$$Q_A' = \gamma V_A' = \frac{\gamma \cdot g \cdot Q \cdot 9 \cdot E}{2,7 \cdot v^2 \cdot \sigma_b \text{ см}^2} = \frac{7,8 \cdot 981 \cdot Q \cdot 9 \cdot 2,2 \cdot 10^6}{1000 \cdot 2,7 \cdot v^2 \cdot \sigma_b \text{ см}^2} = \frac{56,1 \cdot 10^6 \cdot Q}{v^2 \cdot \sigma_b \text{ см}^2} \text{ кг.} \quad (7)$$

СПИРАЛЬНЫЕ РЕССОРЫ

Деформация рессоры

$$f = \frac{PD^3 8l}{Gd^4} \text{ см.} \quad (8)$$

Напряжение кручения

$$\sigma_t = \frac{PD 8}{\pi d^3} \text{ кг/см}^2. \quad (9)$$

Жесткость рессоры

$$c = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3 l} \text{ кг/см.} \quad (10)$$

Подставляем в уравнение (8) значение σ_t из выражения (9)

$$f = \frac{D^2 l \pi \sigma_t}{Gd} \text{ см.} \quad (8 \text{ bis})$$

Потенциальная энергия деформации

$$A = \frac{cf^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Gd^4}{8D^3 l} \left(\frac{D^2 l \pi \sigma_t}{Gd} \right)^2 = \frac{d^2 D l \pi^2 \sigma_t^2}{16G} \text{ кг см.} \quad (11)$$

Объем рессорной стали спиральной рессоры приблизительно равен

$$V_c = \frac{\pi^2 D d^2 l}{4} \text{ см}^3. \quad (12)$$

Подставляя выражение (12) в уравнение (11), получим

$$A = \frac{V_c \sigma_t^2}{4G} \text{ кг см.} \quad (11 \text{ bis})$$

Обобщая для всего автомобиля и подставляя

$$v = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

имеем потенциальную энергию статической деформации всех рессор автомобиля

$$A_{cm} = \frac{gQ}{2v^2} \text{ кг см.} \quad (13)$$

Объединяя уравнения (11bis) и (13), имеем

$$\frac{gQ}{2v^2} = \frac{V_c' \sigma_t'^2}{4G}; \text{ решая относительно } V_c', \text{ получим}$$

$$V_c' = \frac{gQG^2}{v^2 \sigma_t'^2} \text{ см}^3.$$

Вес рессорной стали спиральных рессор:

$$Q_c' = \gamma V_c' = \frac{\gamma gQG^2}{v^2 \sigma_t'^2} = \frac{7,8 \cdot 981 \cdot Q \cdot 780\,000 \cdot 2}{1000 \cdot v^2 \cdot \sigma_t'^2} = \frac{11,9 \cdot 10^6 \cdot Q}{v^2 \cdot \sigma_t'^2} \text{ кг.} \quad (14)$$

ТОРСИОННЫЕ РЕССОРЫ

Деформация рессоры

$$f = \frac{PB^3 L 32}{G\pi D^4} \text{ см.} \quad (15)$$

Напряжение кручения

$$\sigma_t = \frac{PB 16}{\pi D^3} \text{ кг/см}^2. \quad (16)$$

Жесткость

$$c = \frac{P}{f} = \frac{G\pi D^4}{B^3 L 32} \text{ кг/см} \quad (17)$$

Подставляя выражение (16) в уравнение (15), имеем

$$f = \frac{\sigma_t 2BL}{GD} \text{ см.} \quad (15 \text{ bis})$$

Потенциальная энергия деформации

$$A = \frac{cf^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{G\pi D^4}{32} \right) \left(\frac{\sigma_t 2BL}{GD} \right)^2 = \frac{\pi D^2 \sigma_t^2 L}{16G} \text{ кгс см.} \quad (18)$$

Объем рессорной стали торсионной рессоры

$$V_T = \frac{\pi D^3 L}{4} \text{ см}^3. \quad (19)$$

Обобщая для всего автомобиля и подставляя $v = \sqrt{\frac{c}{m}}$, имеем потенциальную энергию статической деформации всех рессор автомобиля:

$$A_{cm} = \frac{gQ}{2v^2} \text{ кгс см,} \quad (20)$$

$$\frac{gQ}{2v^2} = \frac{V_T' \sigma_t^2}{4G}$$

$V_T' = \frac{gQ 2G}{v^2 \sigma_t^2} \text{ см}^3$, вес рессорной стали торсионных рессор

$$Q_T' = \gamma V_T' = \frac{\gamma g Q 2G}{v^2 \sigma_t^2} = \frac{7,8 \cdot 981 \cdot Q \cdot 2 \cdot 780\,000}{1000 \cdot v^2 \cdot \sigma_t^2} = \frac{11,9 \cdot 10^6 \cdot Q}{v^2 \cdot \sigma_t^2} \text{ кг.} \quad (21)$$

Нетрудно показать аналогичным образом, что, при применении полых торсионных рессор с внутренним диаметром $\varnothing = \frac{D}{2}$, собственный вес рессорной стали

$$Q_T'' = 0,8 Q_T' = \frac{9,5 \cdot 10^6 \cdot Q}{v^2 \cdot \sigma_t^2} \text{ кг.} \quad (22)$$

При применении полых торсионных рессор с внутренним диаметром $\varnothing = \frac{3}{4} D$

$$Q_T''' = 0,64 Q_T' = \frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot Q}{v^2 \cdot \sigma_t^2} \text{ кг.} \quad (23)$$

При сравнении количеств рессорной стали, необходимых для подвески автомобиля при применении рессор различной конструкции, преобразуем уравнения (7), (14), (21), (22) и (23). Жесткость подвески примем во всех случаях одинаковой, — соответствующей статической стреле прогиба $f_{cm} = 10 \text{ см}$. При этом $v^2 = 98,1$. Допускаемое статическое напряжение изгиба оцениваем $\sigma_b = 4000 \text{ кгс/см}^2$. Равноценное статическое напряжение кручения оцениваем $\sigma_t = 3200 \text{ кгс/см}^2$.

Для листовых рессор:

$$Q_A' = \frac{56,1 \cdot 10^6 \cdot Q}{98,1 \cdot 4000^2} = 0,0357 Q,$$

т. е. 3,57% подрессоренного веса автомобиля.

Для спиральных рессор:

$$Q_c' = \frac{11,9 \cdot 10^6 \cdot Q}{98,1 \cdot 3200^2} = 0,0118 Q,$$

т. е. 1,18% подрессоренного веса автомобиля.

Для массивных торсионных рессор:

$$Q_T' = \frac{11,9 \cdot 10^6 \cdot Q}{98,1 \cdot 3200^2} = 0,0118 Q,$$

т. е. 1,18% подрессоренного веса автомобиля.

Для полых торсионных рессор при $\delta = \frac{1}{2} D$:

$$Q_T'' = \frac{9,5 \cdot 10^6 \cdot Q}{98,1 \cdot 3200^2} = 0,0094 Q,$$

т. е. 0,94% подрессоренного веса автомобиля.

Для полых торсионных рессор при $\delta = \frac{3}{4} D$:

$$Q_T''' = \frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot Q}{98,1 \cdot 3200^2} = 0,0075 Q,$$

т. е. 0,75% подрессоренного веса автомобиля.

Выше приведенные вычисления показывают, что спиральные и торсионные рессоры и в особенности полые торсионные рессоры имеют значительно меньший вес по сравнению с листовыми. Экономия веса, получаемая при применении торсионных рессор, станет еще более значительной, если учесть, что по характеру работы торсионные рессоры могут допустить большие напряжения σ , чем спиральные рессоры.

При независимой подвеске применение торсионных рессор обычно не вызывает добавочного увеличения веса вспомогательных деталей подвески по сравнению со спиральными рессорами. По сравнению с листовыми рессорами затрачивается дополнительный вес (от 50—100% веса торсионной рессоры) на рычаг, функцию которого может выполнять листовая рессора.

При неразрезной оси и торсионных рессорах затрачивается дополнительный вес (до 40% веса рессор) на рычаги по сравнению с обычными листовыми рессорами. Несмотря на это в смысле веса преимущество остается на стороне торсионного подрессоривания.

При рассмотрении вопросов колебания автомобиля, как упругой системы, его массы делятся на две части. К подрессоренной части M относятся массы: груза, остова, двигателя и других механизмов. К неподдресоренным массам M_0 обычно относятся массы колес, тормозов и осей.

При таком расчете собственные массы рессор обычно не принимаются во внимание.

В действительности массы рессор m принимают участие в колебательном движении особым образом, превращая автомобиль в систему, обладающую при колебании бесконечно большим числом степеней свободы.

Задача может быть приближенно разрешена условным редуцированием некоторой части масс рессор к подрессоренным массам автомобиля и другой части масс рессор к неподдресоренным массам автомобиля.

Часть массы рессоры am , которую следует добавить в каждом случае к неподдресоренной массе колеса M_0 , зависит не только от конструктивных и весовых данных, но и от характера и типа колебания.

Так как нас интересуют сравнительные значения величин α при различных типах рессор, мы будем определять их в равных, наиболее простых, динамических условиях. Примем, что колесо массы M_0 колеблется относительно неподвижного остова автомобиля, будучи скреплено с ним рессорой массы m .

По приближенному методу Рейлея задача решается следующим образом:

1) определяется колебание системы при наличии безинертной рессоры, 2) определяется в этой же системе доля массы рессоры am , которую следует добавить к основной колеблющейся массе M_0 , исходя из допущения, что масса рессоры не влияет на тип колебания, а влияет лишь на его частоту. Ошибка, вводимая при расчете по приближенному методу Рейлея, не превосходит для наших случаев $\frac{1}{2}\%$.

В качестве примера рассмотрим симметричную листовую рессору, прикрепленную к раме по концам и несущую колесо посередине (фиг. 1).

Для нахождения уравнения упругой линии рессоры в колебании $u = \varphi(k)$ допустим, что ее уравнение будет таким же, как у некоторой

балки прямоугольного сечения с постоянной шириной сечения b , переменной высотой сечения h и постоянным напряжением на изгиб σ_b по всей длине балки.

Из условия постоянства напряжения

$$h = h_B \sqrt{\frac{2k}{l}}.$$

Момент инерции I условной балки в сечении на расстоянии k от конца

$$I = \frac{b \cdot h_B^3 k}{6l} \sqrt{\frac{2k}{l}}.$$

Уравнение упругой линии в дифференциальной форме может быть принято с достаточной для наших целей точностью

$$\frac{M}{EI} = -\frac{d^2 u}{dk^2}. \quad (24)$$

Подставляя значение I и зная, что

$$M = M_B \frac{2k}{l},$$

имеем

$$\frac{M_B \cdot 12 \cdot \sqrt{l}}{\sqrt{2} \cdot E \cdot b \cdot h_B^3 \cdot \sqrt{k}} = -\frac{d^2 u}{dk^2}. \quad (24 \text{ bis})$$

Интегрируя, получим

$$\frac{du}{dk} = -\frac{12 \cdot \sqrt{2} M_B \cdot \sqrt{l k}}{E \cdot b \cdot h_B^3} + C_1 \quad \text{и} \quad (25)$$

$$u = -\frac{8 \cdot \sqrt{2} \cdot M_B \cdot k \cdot \sqrt{l k}}{E \cdot b \cdot h_B^3} + C_1 k + C_2. \quad (26)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из начальных условий. При $k=0$, $u=0$, следовательно, $C_2=0$; при $k=\frac{l}{2}$, $\frac{du}{dk}=0$, следовательно

$$C_1 = \frac{12 \cdot M_B \cdot l}{E \cdot b \cdot h_B^3}.$$

Подставляя полученные значения C_1 и C_2 в уравнение (26), получим

$$u = \frac{4 \cdot M_B}{E \cdot b \cdot h_B^3} (3lk - 2\sqrt{2} k \sqrt{l \cdot k}). \quad (26 \text{ bis})$$

Стрела прогиба f равна u при $k=\frac{l}{2}$

$$f = \frac{2 \cdot M_B \cdot l^2}{E \cdot b \cdot h_B^3}. \quad (27)$$

Следовательно,

$$u = f \left(\frac{6lk - 4\sqrt{2} k \sqrt{l k}}{l^2} \right). \quad (28)$$

Элемент рессоры dk в силу клинообразного распределения массы обладает массой

$$dm = \frac{4 \cdot m}{l^2} k \cdot dk, \quad (29)$$

где m масса всей рессоры.

Кинетическая энергия этого элемента рессоры в любой момент свободного колебания

$$dA = \frac{(u')^2 \cdot dm}{2}, \quad (30)$$

где $u' = \frac{du}{dt}$ — первая производная от u по времени t .

Полная кинетическая энергия рессоры, несущей массу $\mathfrak{M}$, закрепленную посередине, в любой момент свободного колебания

$$A = \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \int_0^{\frac{l}{2}} (u')^2 \cdot dm. \quad (31)$$

На основании выражения (28) производная u' может быть выражена через f' следующим образом:

$$u' = f' \left(\frac{6lk - 4\sqrt{2} k \sqrt{lk}}{l^2} \right).$$

Нетрудно получить

$$A = \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \frac{4 \cdot m \cdot (f')^2}{l^6} \int_0^{\frac{l}{2}} (6lk - 4\sqrt{2} k \sqrt{lk})^2 k \cdot dk;$$

раскрыв скобки, имеем

$$A = \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \frac{4 \cdot m \cdot (f')^2}{l^6} \int_0^{\frac{l}{2}} (36l^2 k^3 + 32lk^4 - 48\sqrt{2} k l \sqrt{l}) dk.$$

После интегрирования

$$A = \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \frac{4 \cdot m \cdot (f')^2}{l^6} \left[9l^2 k^4 + \frac{32lk^5}{5} - \frac{96l\sqrt{2} l k^{\frac{9}{2}}}{9} \right]_0^{\frac{l}{2}}.$$

После подстановки пределов

$$A = \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + 4 \cdot m \cdot (f')^2 \left(\frac{9}{16} + \frac{1}{5} - \frac{2}{3} \right) = \left(\mathfrak{M} + \frac{23}{30} m \right) \frac{(f')^2}{2}. \quad (31 \text{ bis})$$

Таким образом распределенная масса листовой рессоры, имеющей опоры по концам, m может быть заменена массой $\frac{23}{30} m$, сосредоточенной по середине рессоры, без изменения частоты свободного колебания.

В качестве примера спиральной рессоры рассмотрим свечную подвеску, при которой деформация рессоры f равна перемещению колеса относительно остова автомобиля. Масса $\mathfrak{M}$, закрепленная на конце колеблющейся рессоры (см. фиг. 1) равна в этом случае неподдрессоренной массе колеса и связанных с ним деталей.

Если рессора обладает массой m , масса элемента dk будет равна

$$dm = \frac{m}{l} dk. \quad (32)$$

Пользуясь методом Рейлея, считаем, что масса рессоры не влияет на характер колебания. Следовательно,

$$u = k \frac{f}{l},$$

$$u' = k \frac{f'}{l}.$$

Кинетическая энергия элемента рессоры dk в процессе колебания

$$dA = \frac{(u')^2 \cdot dm}{2} = \frac{m \cdot k^2 \cdot (f')^2 \cdot dk}{2l^3}. \quad (33)$$

Полная кинетическая энергия массы $\mathfrak{M}$ и массы рессоры m в процессе колебания

$$\begin{aligned} A &= \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \int_0^l \frac{m \cdot k^2 \cdot (f')^2 \cdot dk}{2 \cdot l^3} = \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \frac{m \cdot (f')^2}{2l^3} \int_0^l k^2 \cdot dk = \\ &= \frac{\mathfrak{M} \cdot (f')^2}{2} + \frac{m \cdot (f')^2}{2l^3} \left[\frac{k^3}{3} \right]_0^l = \left(\mathfrak{M} + \frac{1}{3} m \right) \frac{(f')^2}{2}. \end{aligned} \quad (34)$$

Из уравнения (34) видно, что распределенная масса спиральной пружины m может быть заменена массой $\frac{1}{8} m$, сосредоточенной на конце пружины без изменения частоты свободного колебания колеса относительно остова.

В качестве примера торсионной пружины рассмотрим пружину, изображенную на фиг. 1.

Масса элемента dk

$$dm = \frac{m}{L} dk. \quad (35)$$

Угол закрутки в сечении на расстоянии k от закрепленного конца $\delta = \gamma \frac{k}{L}$.

Кинетическая энергия элемента пружины dk в процессе колебания

$$dA = \frac{(\delta')^2 \cdot dl}{2} = \frac{(\gamma')^2 \cdot k^2 \cdot dl}{2L^2},$$

но так как $dl = I \frac{dk}{L}$, то

$$dA = \frac{I \cdot (\gamma')^2 \cdot k^2 \cdot dk}{2L^3}. \quad (36)$$

Полная кинетическая энергия массы M и массы пружины m в процессе колебания

$$A = \frac{M \cdot (\gamma')^2 \cdot B^2}{2} + \int_0^L \frac{I \cdot (\gamma')^2 \cdot k^2 \cdot dk}{2L^3}. \quad (37)$$

Для сплошного цилиндрического стержня

$$I = m \frac{D^2}{8},$$

следовательно

$$A = \frac{M \cdot (\gamma')^2 \cdot B^2}{2} + \frac{m \cdot D^2 \cdot (\gamma')^2}{16 \cdot L^3} \int_0^L k^2 \cdot dk = \frac{M \cdot (\gamma')^2 \cdot B^2}{2} + \frac{m \cdot D^2 \cdot (\gamma')^2}{48}. \quad (37 \text{ bis})$$

Для удобства сравнения заменим $(\gamma')^2 \cdot B^2 = (f')^2$

$$A = \left(M + \frac{m \cdot D^2}{24 B^2} \right) \frac{(f')^2}{2}. \quad (37 \text{ bis bis})$$

Для обычных конструкций торсионной подвески $D \approx 0,1 \cdot B$

$$A = \frac{(f')^2}{2} \left(M + \frac{m}{2400} \right). \quad (38)$$

Таким образом к неподдресоренным массам следует относить в рассмотренных примерах:

76,667% массы листовой пружины ($\alpha = 0,76667$),
33,333% массы спиральной пружины ($\alpha = 0,33333$) и
0,042% массы торсионной пружины ($\alpha = 0,00042$)

Следовательно, применение торсионных пружин сильно способствует уменьшению неподдресоренных масс автомобиля.

Уменьшение неподдресоренных масс автомобиля является одной из основных целей, которую преследуют современные конструкторы шасси автомобиля. Оно часто увеличивает комфорт при езде и, что особенно важно, создает более постоянный контакт между шиной и дорогой, улучшает сцепление ведущих колес и создает лучшее держание дороги автомобилем.

С этой точки зрения преимущество торсионной пружины, очевидно, как для автомобиля вообще, так и для скоростного и гоночного автомобилей в особенности.



● 2000年10月1日

Трение между листами листовых рессор могло бы считаться до известной степени положительным фактором, так как оно уменьшает потребные размеры амортизатора, устанавливаемого на автомобиле. Однако это трение может сильно измениться с течением времени и нежелательным образом изменять упругие свойства подвески, так как листы ржавеют и между ними проникает грязь. Поэтому междулистовое трение должно считаться нежелательным. Оно вынуждает защищать рессоры от грязи системой чехлов и смазывать их. Спиральные и торсионные рессоры свободны от этих недостатков.

Независимость торсионных рессор от времени, по сравнению с листовыми и спиральными рессорами, проявляется в том, что они не боятся осадки. Остаточная деформация спиральной и листовой рессор может быть исправлена только ремонтом. Остаточная деформация торсионной рессоры не требует устранения.

Упругие свойства подвески могут быть восстановлены лишь перемонтажом рессоры, путем поворота ее конца в шлицевой втулке на необходимый угол или путем ввинчивания специального регулировочного винта, если он предусмотрен конструкцией.

Основным недостатком торсионных, равно как и спиральных рессор является их неспособность к восприятию и передаче толкающих усилий и тормозных моментов. Для этих целей они требуют наличия дополнительных устройств. Листовые рессоры в этом смысле значительно более универсальны. Конечно, наличие подобных дополнительных усилий должно быть учтено расчетом рессор и должно вызвать соответствующее увеличение их размеров и веса.

Применение торсионных рессор для подвески автомобилей до 1933 г. носило случайный характер.

На Берлинской выставке 1933 г. был выставлен автомобиль с оригинальной подвеской передних колес с помощью торсионных рессор конструкции д-ра Порше.

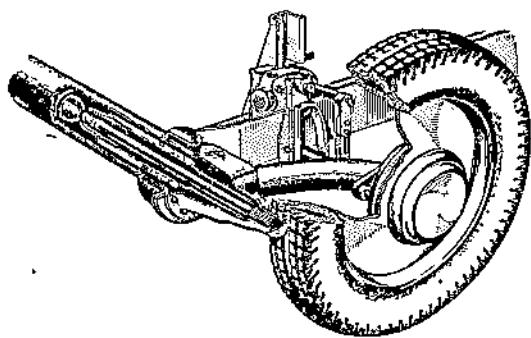
Подвеска Порше, изображенная на фиг. 3, имеет очень много интересных конструктивных особенностей и оказала сильное влияние на применение торсионных рессор в целом ряде более поздних конструкций. Поэтому на ее описании следует остановиться более подробно.

Каждое колесо подвешено независимо с помощью рычажного параллелограмма и качается в плоскости, составляющей угол $4^{\circ}25'$ с продольной плоскостью симметрии автомобиля. Рычаги параллелограмма независимой подвески установлены в игольчатых подшипниках,

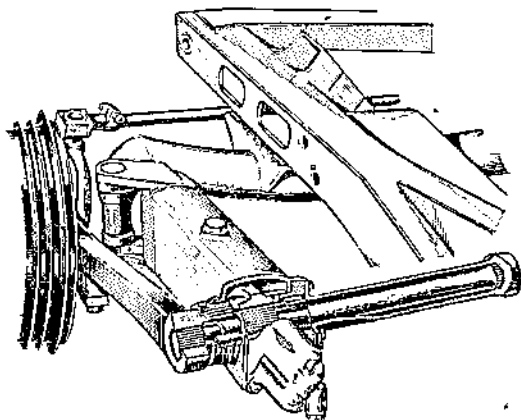
а с другого конца снабжены сферическими шарнирами.

Подъем каждого из колес относительно остова автомобиля скручивает соответствующую торсионную рессору. Рессоры расположены поперек автомобиля в трубе овального сечения.

Рессоры по концам снабжены мелкими шлицами. Число шлиц на каждом из концов одной рессоры различно, что выполнено с целью иметь



Фиг. 4. Задняя подвеска „Адлер“.



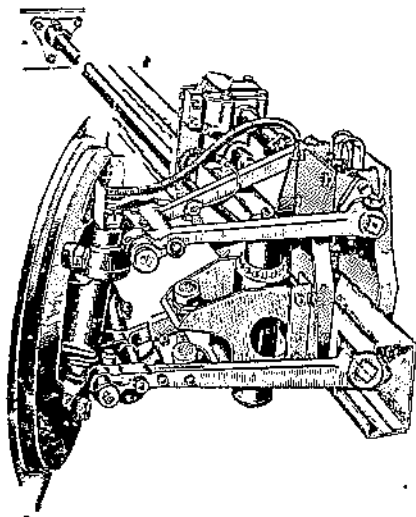
Фиг. 5. Передняя подвеска „Воксхолл“.

возможность более точной регулировки. Наименьший угол регулировки равен $\frac{360}{n_1 \cdot n_2}$, где n_1 и n_2 число шлиц на каждом из концов рессоры. Это правило, носящее название кониусного эффекта, справедливо при $n_1 \neq n_2$.

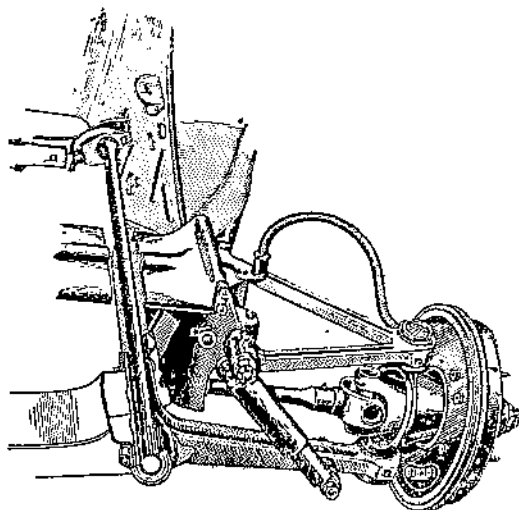
Остальные подробности конструкции достаточно ясно видны на фиг. 3.

Согласно данным, опубликованным в иностранной литературе, статическое напряжение рессор подвески Порше $\sigma_{ст} = 4600 \text{ кг/см}^2$; наибольшее напряжение $\sigma_{\max} = 7300 \text{ кг/см}^2$. Величина этих цифр несомненно указывает на применение высококачественной стали. В подвеске Порше, как и в других конструкциях, материал торсионных рессор нагружен на чистое кручение. Другие виды напряжений отсутствуют. Рессоры шлифуются дважды: до термообработки и после нее.

Небольшой наклон плоскости качания колеса дает возможность придать каждой рессоре длину, почти равную колею автомобиля. При этом кинематические параметры подвески остаются очень благоприятными (изменение колеи и наклон плоскости вращения колеса).



Фиг. 6. Передняя подвеска „Лагонда“.



Фиг. 7. Передняя подвеска „Ситроен“.

За последние 5 лет торсионное поддрессоривание применяется многими автомобильными конструкторами для машин серийного производства и, в особенности, для гоночных автомобилей.

Из числа фирм, применявших торсионные рессоры для автомобилей серийного производства, можно упомянуть: Ситроен, Гочкис, Панар, Рено (Франция), БМВ, Адлер-Трумпф (Германия), Ниль (США), Лагонда, Воксхолл (Англия), Альфа-Ромео, Лянчия (Италия).

Число гоночных автомобилей, применявших торсионное поддрессоривание, очень велико. Из них можно назвать Ауто-Унион (большой приз 1934 г.), Мерседес-Бенц, Моррис-Гараж (торсионное поддрессоривание всех колес) и Мазерати, Эра (торсионное поддрессоривание только передних колес).

Применение торсионных рессор не предрешает типа подвески.

Все конструкции подвесок с применением торсионных рессор могут быть разбиты на три основных типа:

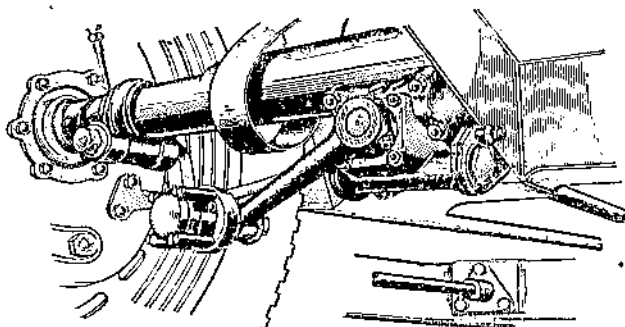
1. Независимая подвеска колес, поперечное расположение рессор.
2. Независимая подвеска колес, продольное расположение рессор.
3. Подвеска колес на жестких осях.

Конструктивно наибольшие удобства дает сочетание независимой подвески с применением торсионных рессор. Поэтому большинство осуществленных конструкций относится к двум первым типам.

По первому типу, кроме подвески Порше, выполнена подвеска заднего колеса Адлер—фиг. 4, подвеска переднего колеса Воксхолл—фиг. 5, и подвеска *KdF*.

Заднее колесо автомобиля Адлер не является ни ведущим, ни управляемым; конструкция этой подвески наиболее проста и вполне применима для прицепов (применяет фирма Штрауслер) и гусеничных машин. Эта простая конструкция была впервые применена фирмой Лейланд.

Подвеска Воксхолл решает задачу поперечного расположения торсионной рессоры для управляемого колеса при независимой его подвеске. Кинематические параметры этой подвески наиболее благоприятны. Небольшая длина рессоры компенсируется трубой, в которой заключена рессора. Труба является своеобразной дополнительной поллой торсионной рессорой и как бы увеличивает длину основной рессоры.



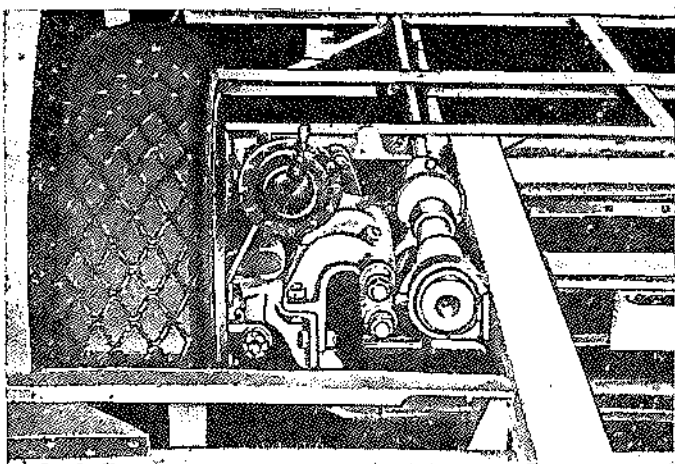
Фиг. 8. Задняя подвеска „БМВ“.

Передние торсионные рессоры автомобиля *KdF*, в отличие от всех остальных, представляют собой стержни из трехстальных полос прямоугольного сечения—своеобразные листовые рессоры, работающие на кручение.

Примеры продольного расположения торсионных рессор при независимой подвеске передних колес приведены на фиг. 6 (Лагонда) и на фиг. 7 (Ситроен).

В отличие от других конструкций торсионная рессора автомобиля Лагонда снабжена на концах квадратами взамен шлиц.

Рессоры Ситроен монтируются с применением резиновых сайлентблоков, которые, кроме смягчения толчков, воспринимают на себя до 15% крутящего момента, частично разгружая этим рессоры.



Фиг. 9. Подвеска автобуса „Буффало“.

При наличии неразрезных осей торсионные рессоры соединяются с ними посредством дополнительных рычагов и сержеж, (см. фиг. 8, БМВ и фиг. 9, автобус Буффало), но, как уже было отмечено выше, наибольшие выгоды дает сочетание торсионной рессоры с независимой подвеской колес.

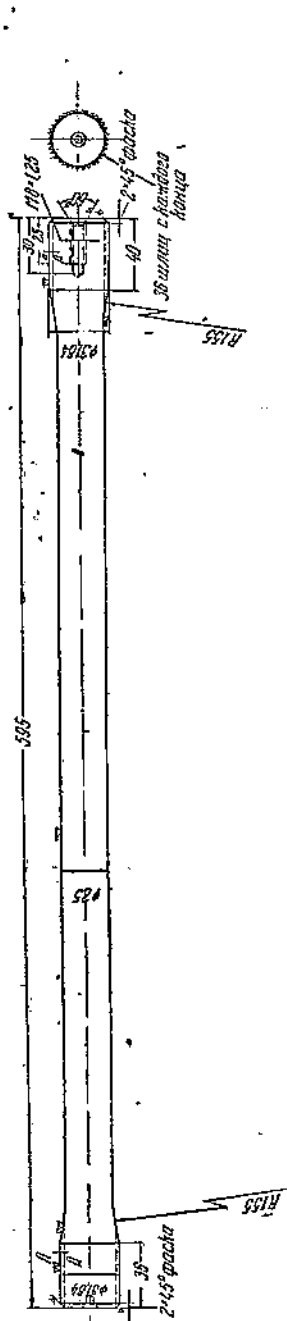
Ввиду почти полного отсутствия в литературе сведений о применяемых материалах, допускаемых напряжениях и о расчете торсионных рессор, в ОКБ НАТИ была проведена работа над торсионными рессорами передних колес автомобиля Ситроен. Чертеж указанной рессоры дан на фиг. 10.

Следует обратить внимание на плавный переход от рабочего диаметра к диаметру шлиц.

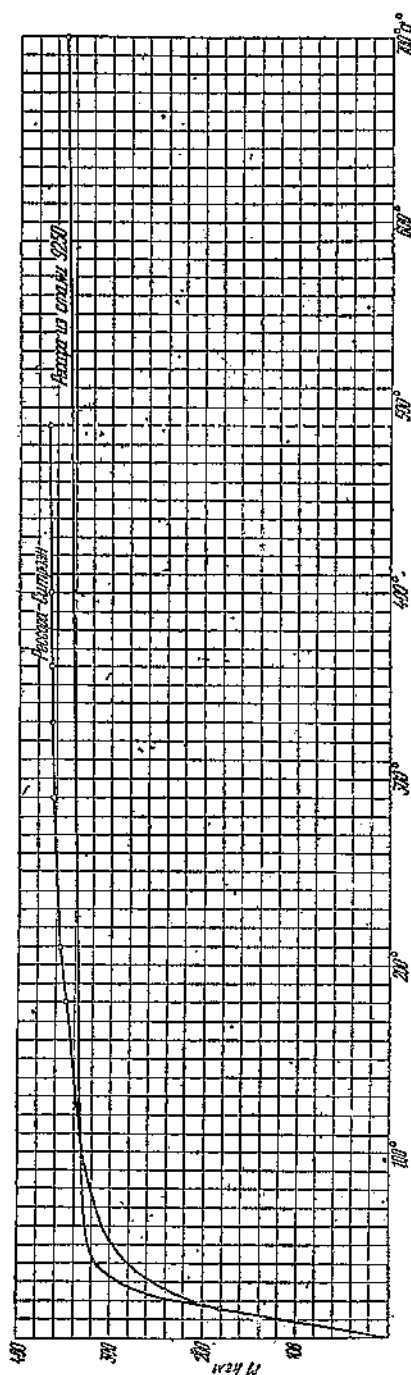
Следует обратить внимание на плавный переход от рабочего диаметра к диаметру шлиц.

Химический анализ дал следующие результаты: C—0,32; Si—1,36; Mn—0,56; Ni—0,19; Cr—0,50; S_г—0,025; P—0,047.

По химическому составу сталь относится к кремнистым, но добавочно легирована в слабой степени другими компонентами. Твердость рессоры на поверхности после зашлифовки $R_c = 45-46$; в разрезе твердость



Фиг. 10. Передняя рессора «Ситроен».



Фиг. 11. Диаграмма α/M двух торсионных рессор.

уменьшается, давая в центре $R_c = 42$. Микроструктура — сорбит. Сталь загрязнена в значительной степени шлаковыми включениями и немного включениями сернистого марганца. С поверхности слабо выражено обезуглероживание, что указывает на отсутствие шлифовки после термообработки.

Для сравнения (по чертежу фиг. 10) были изготовлены рессоры из кремнемарганцовистой стали 9250 по спецификации SAE (50ГС2А по ГОСТ-7124) химсостава: С—0,49; Si—1,71; Mn—0,81; S—0,007; P—0,028. После закалки и отпуска в пределах 400—450° твердость была получена от $R_c = 39$ (в центре сечения) до $R_c = 41$ (на поверхности рессоры после шлифовки). Микроструктура—сорбит. Количество посторонних включений—небольшое.

Для дальнейшего сравнения две рессоры (одна фирмы Ситроен, другая из стали 9250) были скручены до разрушения на крутильной машине Амслера и дали следующие результаты:

Кривые в координатах α/M приведены на фиг. 11. Точка, расположенная у предела пропорциональности, соответствует напряжению 6000 кг/см².

Испытание рессор из стали 9250 на автомобиле, взамен фирменных рессор, также дало вполне удовлетворительные результаты, хотя не было длительным по независящим от нас обстоятельствам.

Проведенные опыты дают основание утверждать, что сталь 9250 пригодна для торсионных рессор, хотя нуждается в лабораторном испытании на усталость. Наибольшее допускаемое напряжение, учитывая большую пластичность ($\angle$ разрушения до 700°), может быть принято 5500—6000 кг/см². Для увеличения прочности рессор следует уделять большое внимание отделке их поверхности.

Несмотря на большой интерес, проявляемый к ним, торсионные рессоры в СССР еще не получили распространения.

Одна из причин этого явления—разрозненность и отрывочность сведений о них в мировой технической литературе и почти полное игнорирование их в русской технической литературе.

Если настоящая работа в некоторой степени заполнит существующий пробел, то можно считать задачу выполненной.

Библиография

- A. T. Z. № 7, 1933, Details, ein Nachbericht zur Berliner Automobil Ausstellung.
 Automobile Engineer, IV, 34, The Berlin Motor Show.
 Automotive Industries, I IX 34. Scale Drawings Show Details of Porsche Torsion Bar Suspension.
 Automobile Engineer, IX, 34, Modern Suspension.
 Automobile Engineer, X, 34, Modern Suspension.
 Autocar, 26, IV, 35, New Racing Car M. G.
 S. A. E. Journal, XII 35, What European Car-Designers Are Doing Today.
 Automobile Engineer, XII, 35, Heavy Vehicle Suspension.
 Vie Automobile, 10, X, 36, Notes Pratiques sur la Suspension.
 Motor (L), 51, 37, Torsional Springing Makes Headway.
 Automobile Engineer, IV, 37, The Berlin Automobile Show.
 Automobile Engineer, V, 37, Racing Motorcar Design.
 За рулем, № 14, 1937, Автомобиль Лагонца.
 Bus Transportation, VIII, 37, Rocking Chair Ride.
 Automobile Engineer, 4, XI, 37, Front Axles and Steering.
 Automobile Engineer, XI, 37, The Paris Automobile Show.
 Commercial Motor, 4, II, 38, First British Torsion-Bar-Suspended Van.
 Automobile Engineer, IV, 38, The Berlin Automobile Show.
 Motor (L) V, 38, Racing Car Front Ends.
 Motor (L), 14, VI, 38, Torsion Bar Springs.
 Automobile Engineer, I, 1939, Commercial Vehicle Springs.
 Autocar, 10, II, 1939, The German People's Car.
 Engineer, 17, II, 1939, The German People's Car.
 Automobile Engineer, II, 1939, Rear Suspension.
 Automobile Engineer, II, 1939, The „Volkswagen“, An Outline of the Proposed Official Car for the German People.
 Motor (L) 28. II, 1939, K. d. F. Volkswagen.
 Automobile Engineer, IV, 1939, The Berlin Show.
 Automobiltechnisches Jahrbuch, zweite Auflage.

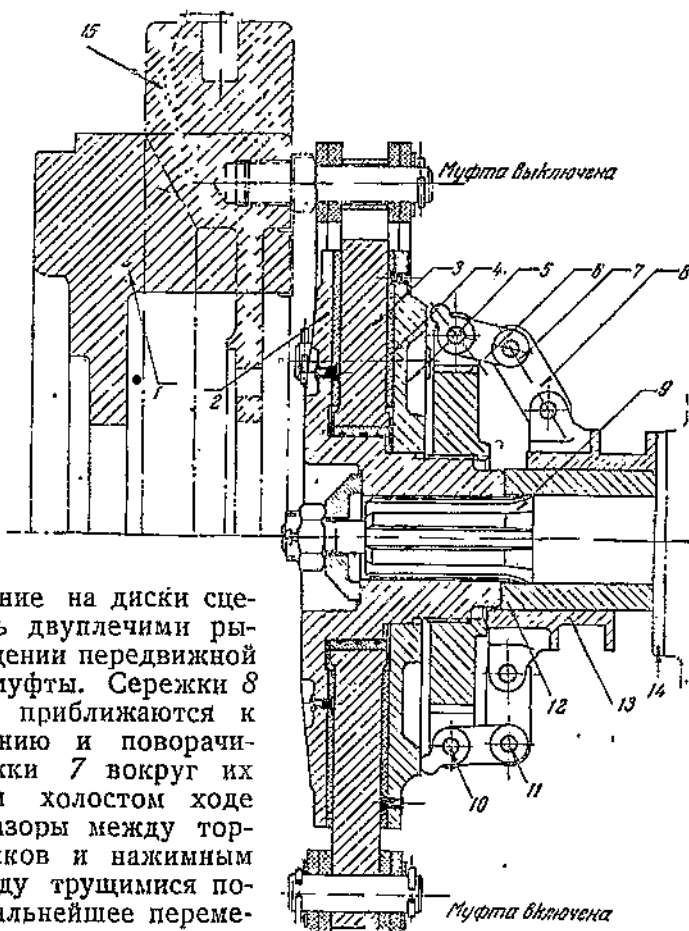
Инж. Д. А. Чудаков
старший научный сотрудник

РАСЧЕТ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ С РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМОМ НАЖИМА

В статье дается кинематический и силовой анализ рычажных нажимных механизмов муфт сцепления и выводятся формулы, необходимые для их проектирования. В качестве численного примера выполнен расчет нажимного механизма главной муфты трактора „С-65“.

В тракторостроении, в частности на тракторах с.-х. типа, довольно широко применяются муфты сцепления, у которых нажатие на диски производится не пружинами, как то обычно имеет место в автомобильных муфтах, а рычажным механизмом без отчетливо выраженного пружинного звена. В качестве примера можно указать на муфты сцепления, установленные на тракторах ЧТЗ. На фиг. 1 приведена главная муфта этого трактора, а на фиг. 2 муфта пускового двигателя.

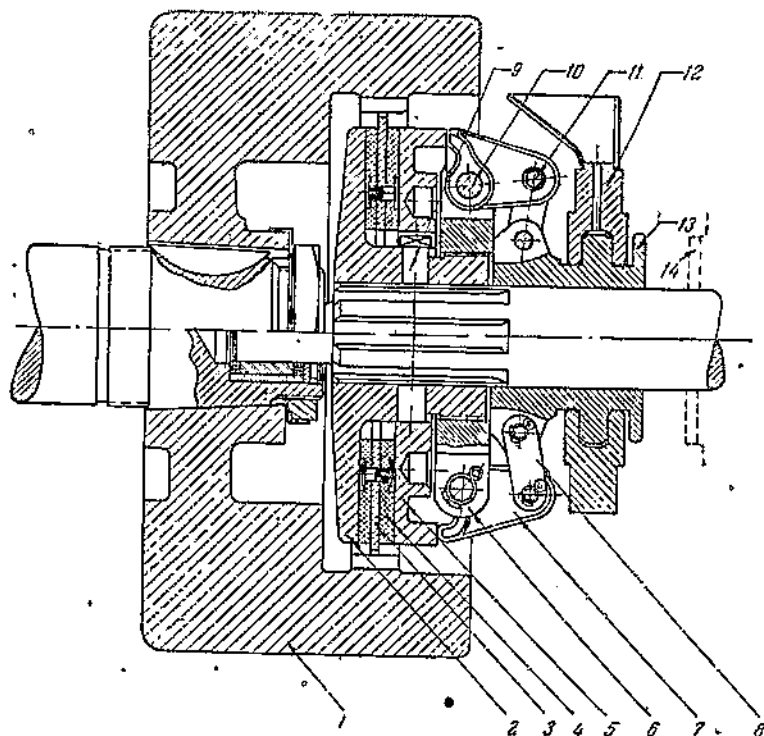
Несколько отличаясь между собою в деталях конструкции, обе муфты имеют одинаковую схему нажимного механизма. Давление на диски сцепления создается здесь двуплечими рычажками 7 при перемещении передвижной втулки 13 в сторону муфты. Сереежки 8 при этом постепенно приближаются к вертикальному положению и поворачивают двуплечие рычажки 7 вокруг их осей 10. Вначале, при холостом ходе втулки, выбираются зазоры между торцами двуплечих рычажков и нажимным диском 5, а также между трущимися поверхностями муфты. Дальнейшее переме-



Фиг. 1. Главная муфта трактора „С-65“:

1 — маховик; 2 — передний диск; 3 — скользящий (средний) диск; 4 — райсбестовые накладки; 5 — нажимной диск; 6 — крестовина муфты; 7 — двуплечие нажимные рычажки; 8 — сереежки; 9 — верхний (первичный) вал; 10 — оси двуплечих рычажков; 11 — пальцы сереежек; 12 — втулка дистанционная; 13 — передвижная муфта; 14 — тормоз; 15 — маховик литриновского трактора „С-60“.

щение передвижной втулки 13, после того как диски сцепления пришли в соприкосновение, сопровождается деформациями ряда деталей муфты, главным образом райсбестовых накладок 4, переднего диска 2 и крестовины 6. Максимальной величины эти деформации достигают при так называемом мертвом положении механизма, соответствующем вертикальной установке сержек 8. Чем они больше, тем больше величина нажимного усилия, действующего на диски. Изменяя положение крестовины 6, можно регулировать величину нажимного усилия. Когда сержки 8 перевалят за мертвое положение, муфта замкнется и будет оставаться во включенном состоянии до тех пор, пока внешняя сила, приложенная к передвижной втулке, не отведет последнюю назад.



Фиг. 2. Муфта сцепления пускового двигателя трактора С-65.

1 — маховик; 2 — передний диск; 3 — ведущий (средний) диск; 4 — райсбестовые накладки; 5 — нажимной диск; 6 — крестовина муфты; 7 — двуплечие нажимные рычажки; 8 — сержки; 9 — палец стопорный; 10 — оси двуплечих рычажков; 11 — пальцы сержек; 12 — хомут в сборе; 13 — передвижная втулка; 14 — диск тормоза.

Другая часто применяемая на тракторах конструкция муфты сцепления типа „Twin-Disc“ с несколько иной схемой нажимного механизма приведена на фиг. 3. Передвижная втулка 11 имеет здесь фасонную поверхность, профиль которой вынесен на фиг. 3 отдельно. При передвижении втулки двуплечие рычажки 7 перемещаются по ее поверхности и, поворачиваясь вокруг своих осей, нажимают на диски муфты. Максимального значения величина нажимного усилия достигает при мертвом положении механизма, соответствующем подъему концов двуплечих рычажков на вершину кольцевой части фасонной поверхности передвижной втулки. При дальнейшем перемещении втулки концы рычажков попадают в специальную канавку, сделанную на ее поверхности, в результате чего происходит замыкание муфты.

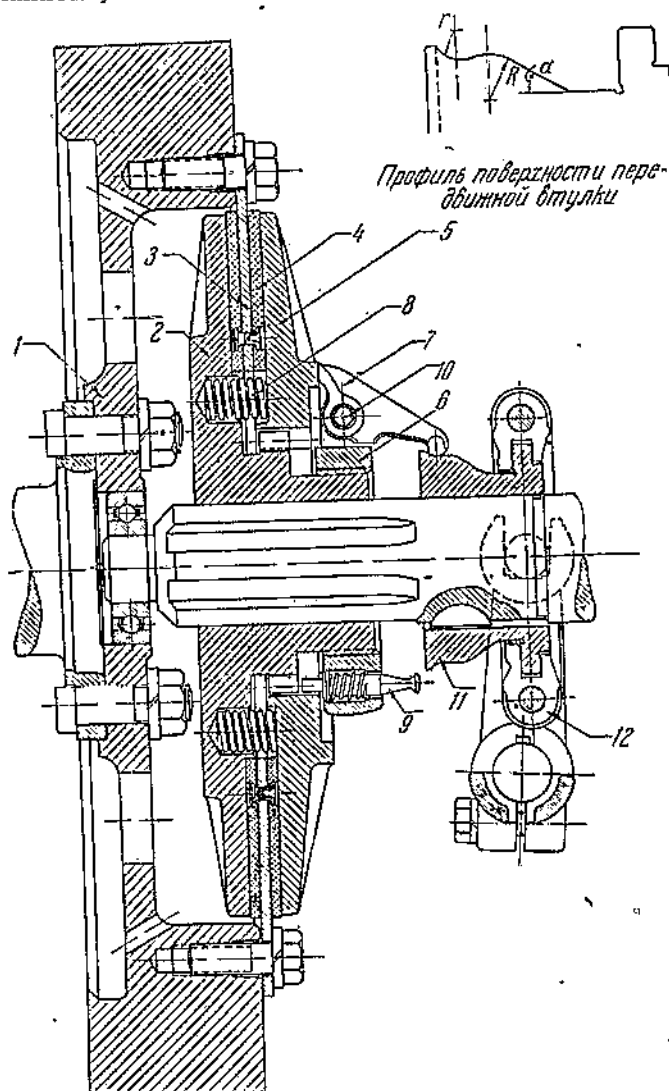
1. АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА НАЖИМА МУФТ ТРАКТОРА ЧТЗ

Кинематический анализ рычажных нажимных механизмов муфт сцепления наиболее целесообразно производить аналитическим путем. Гра-

фический метод, хотя и является более простым, практически неудобен. Перемещения концов двуплечих рычажков, нажимающих на диски муфты, обычно настолько незначительны по величине, что графически их трудно определять с приемлемой точностью.

Введем следующие обозначения (фиг. 4):

S_x — перемещение передвижной втулки, считая от мертвого положения механизма,



Фиг. 3. Муфта сцепления типа „Twin-Disc“.

1 — маховик; 2 — передний диск; 3 — ведущий (средний) диск; 4 — радиальные накладные; 5 — нажимной диск; 6 — крестовина муфты; 7 — двуплечие рычажки; 8 — отжимные пружинки; 9 — установочный штифт; 10 — ось двуплечих рычажков; 11 — передвижная втулка; 12 — переводной хомут.

φ — угол поворота двуплечих рычажков, соответствующий перемещению передвижной втулки на величину S_x ,

γ — угол наклона сержеток к вертикали,

S_n — горизонтальное перемещение нажимных концов двуплечих рычажков, соответствующее перемещению передвижной втулки на величину S_x .

Из схемы, приведенной на фиг. 4, видно, что

$$S_n = a \cos \varphi_0 - a \cos (\varphi_0 + \varphi) = a \cos \varphi_0 - [a \cos \varphi_0 \cos \varphi - \sin \varphi_0 \sin \varphi] = \\ = a [\cos \varphi_0 (1 - \cos \varphi) + \sin \varphi_0 \sin \varphi]$$

Величина $\cos \varphi_0 (1 - \cos \varphi)$, ввиду малости углов φ , может быть принята равной нулю, откуда

$$S_n \cong a \sin \varphi_0 \sin \varphi \cong \frac{a \sin \varphi_0 y}{b},$$

где y вертикальное перемещение сережек.

Величина y может быть связана с величиной S_x перемещения подвижной втулки

$$y = l - l \cos \gamma = l(1 - \cos \gamma).$$

Так как $\sin \gamma \cong \frac{S_x}{l}$, то

$$y \cong l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{S_x}{l} \right)^2} \right].$$

Если отношение $\frac{S_x}{l}$ невелико, то $\sqrt{1 - \left(\frac{S_x}{l} \right)^2} \cong 1 - \frac{S_x^2}{2l^2}$, откуда

$$y = \frac{S_x^2}{2l}, \text{ а}$$

$$S_n = \frac{a \sin \varphi_0 S_x^2}{2lb} = C_1 S_x^2, \quad [1]$$

где C_1 постоянная нажимного механизма $= \frac{a \sin \varphi_0}{2lb}$.

Максимальное значение S_n , которое должно иметь место при полностью выключенной муфте сцепления, может быть определено из соотношения:

$$S_{n, \max} \geq \Delta S i. \quad [2]$$

Здесь ΔS — зазор, который должен быть создан при выключении муфты между каждой парой ее трущихся поверхностей, а i — число пар трущихся поверхностей.

Фиг. 4. Схема к кинематическому анализу нажимного механизма муфт сцепления трактора ЧТЗ.

Зная величину $S_{n, \max}$, можно подобрать ход подвижной втулки S_0 , необходимый для выключения муфты. В соответствии с уравнением (1).

$$S_0 \geq \sqrt{\frac{S_{n, \max}}{C_1}} \geq \sqrt{\frac{\Delta S \cdot i}{C_1}}. \quad [3]$$

Обозначим через S_0 ход подвижной втулки от момента начала соприкосновения дисков муфты до прихода нажимного механизма в мертвое положение. При $S_x > S_0$, нажимное усилие на диски отсутствует. Когда S_x становится меньше чем S_0 , нажимной механизм начинает давить на диски с силой P_n . Так как детали муфты не должны получать при включении остаточных деформаций, то по закону Гука величина P_n пропорциональна горизонтальному перемещению концов двуплечих рычажков, нажимающих на диски муфты, считая от момента начала контакта дисков. В соответствии с уравнением (1) величина P_n может быть выражена в следующей форме:

$$P_n = KC_1 (S_0^2 - S_x^2). \quad [4]$$

Здесь K приведенный коэффициент жесткости деталей, деформируемых при включении муфты.

В мертвом положении механизма нажимное усилие достигает максимума. Величина $P_{n, \max}$ получается из уравнения (4), если приравнять S_x нулю:

Таким образом:

$$P_{н. \max} = KC S_0^2 \quad [5]$$

В рабочем состоянии, когда муфта включена, нажимное усилие $P_{н. \text{раб.}}$, действующее на диски, будет меньше чем $P_{н. \max}$, так как, при переходе нажимного механизма из мертвого положения в положение замыкания муфты, нажимные концы двуплечих рычажков несколько отойдут назад.

Получающееся в результате этого уменьшение нажимного усилия на величину ΔP_n можно подсчитать по формуле

$$\Delta P_n = KC_1 S_2^2, \quad [6]$$

где S_2 — ход передвижной втулки от мертвого положения нажимного механизма до положения замыкания муфты.

$$P_{н. \text{раб.}} = P_{н. \max} - \Delta P_n = KC_1 (S_0^2 - S_2^2) \quad [7]$$

Величина S_0 зависит от регулировки нажимного механизма. Пользуясь уравнением [7], можно построить так называемую регулировочную кривую муфты, дающую зависимость между регулировкой муфты (величиной S_0) и величиной $P_{н. \text{раб.}}$ (или величиной коэффициента запаса муфты β).

Если усилие $P_{н. \text{раб.}}$ известно, то величина S_0 может быть найдена из уравнения:

$$S_0 = \sqrt{\frac{P_{н. \text{раб.}}}{KC_1} + S_2^2}. \quad [8]$$

Необходимо отметить, что из-за недостаточной определенности величины коэффициента жесткости K и из-за зазоров в шарнирах, трудно учитываемых при расчете, величина S_0 , подсчитанная по формуле (8), является ориентировочной; фактическая регулировка муфты может иметь известные отклонения от расчетной.

Величина коэффициента жесткости K , входящая в приведенные выше формулы, почти не поддается аналитическому подсчету. Поэтому наиболее целесообразно жесткость деформируемых при включении деталей муфты подбирать экспериментальным путем, в соответствии с намеченным при проектировании значением коэффициента K .

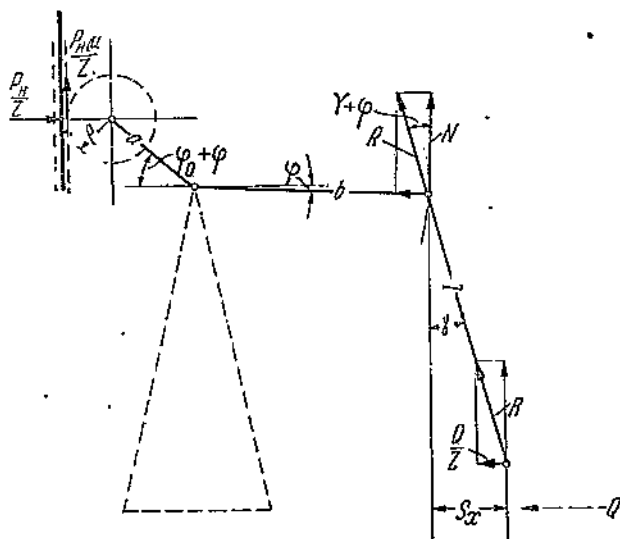
Усилия, требующиеся для перемещения передвижной втулки нажимного механизма при включении муфты, могут быть определены следующим образом (фиг. 5).

Если усилие, приложенное к передвижной втулке, обозначить через Q , то усилия в сержках

$$N = \frac{Q}{Z \sin \gamma}, \quad \text{где } Z \text{ число сержек.}$$

Вертикальные составляющие, действующие на передвижную втулку, ввиду симметричности расположения сержек относительно оси муфты, взаимно уравновешиваются.

Для определения усилий, передаваемых на нажимные двуплечие рычажки, разложим силу N на две составляющих — одну действующую вдоль



Фиг. 5. Схема сил, действующих на нажимной механизм муфты сцепления трактора ЧТЗ.

плеча b рычажков, а вторую перпендикулярно к нему. Величина последней силы R , в соответствии со схемой на фиг. 5, выражается уравнением

$$R = \frac{Q}{2 \sin \gamma} \cos (\gamma + \varphi).$$

Из условия равновесия двуплечих рычажков относительно их осей вращения следует, что

$$\frac{Q}{2 \sin \gamma} \cos (\gamma + \varphi) \cdot b = \frac{P_n}{2} \{a \sin (\varphi_0 + \varphi) + \mu [a \cos (\varphi_0 + \varphi) + \rho]\}$$

Здесь μ коэффициент трения между нажимным диском и торцами двуплечих рычажков, а ρ — радиус профиля двуплечих рычажков в месте их контакта с нажимным диском муфты.

Заменяя P_n в соответствии с уравнением (4), через $KC_1(S_0^2 - S_x^2)$, $\sin \gamma$ — через $\frac{S_x}{l}$, $\cos (\gamma + \varphi)$, ввиду незначительности этого угла в пределах рабочего хода передвигной втулки, через единицу и, наконец, $\sin (\varphi_0 + \varphi)$ и $\cos (\varphi_0 + \varphi)$ соответственно через $\sin \varphi_0$ и $\cos \varphi_0$, так как углы φ малы по сравнению с углом φ_0 , получаем

$$Q = \frac{KC_1(S_0^2 - S_x^2) S_x \{a \sin \varphi_0 + \mu (a \cos \varphi_0 + \rho)\}}{lb} = KC_1 C_2 (S_0^2 - S_x^2) S_x = P_n C_2 S_x \quad [9]$$

Здесь через C_2 обозначен постоянный множитель

$$\frac{a \sin \varphi_0 + \mu (a \cos \varphi_0 + \rho)}{lb}.$$

Положение нажимного механизма, при котором усилие Q , действующее на передвигную втулку, достигает максимума, можно определить, приравняв нулю первую производную от Q по S_x .

$$\frac{dQ}{dS_x} = \frac{d}{dS_x} [KC_1 C_2 (S_0^2 - S_x^2) S_x] = 0,$$

откуда

$$S_x = \sqrt{\frac{S_0^2}{3}} \cong 0,578 S_0.$$

Подставив это значение S_x в уравнение (9), найдем максимальное значение усилия передвижения $Q_{\max}$.

$$Q_{\max} = KC_1 C_2 [S_0^2 - (0,578 S_0)^2] 0,578 S_0 = 0,385 KC_1 C_2 S_0^3 \quad [10]$$

Назовем передаточным числом нажимного механизма i_n отношение $P_{n, \text{раб.}}$ к $Q_{\max}$. В соответствии с уравнениями (7) и (10) имеем

$$i_n = \frac{P_{n, \text{раб.}}}{Q_{\max}} = \frac{KC_1 (S_0^2 - S_x^2)}{0,385 KC_1 C_2 S_0^3} = \frac{S_0^2 - S_x^2}{0,385 C_2 S_0^3} \quad [11]$$

Так как величина S_x^2 мала по сравнению с величиной S_0^2 , то можно считать, что

$$i_n \cong \frac{S_0^2}{0,385 C_2 S_0^3} = \frac{1}{0,385 C_2 S_0} \quad [11a]$$

Из этого уравнения следует, что передаточное число нажимного механизма не является постоянной величиной, а зависит от регулировки муфты.

Наглядное представление о работе нажимного механизма может дать диаграмма, на оси абсцисс которой отложены перемещения передвигной втулки, а на оси ординат соответствующие этим перемещениям значения S_n , P_n и Q .

2. АНАЛИЗ НАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ „TWIN-DISC“

Так как поверхность передвигной втулки имеет в рассматриваемом механизме, как это показано на фиг. 3, фасонный профиль, то закон перемещения двуплечих рычажков не будет постоянным. Рассмотрим сначала перемещения двуплечих рычажков по кольцевому участку поверхности

передвижной втулки (фиг. 6, а). В этом случае перемещению втулки на величину S_x , считая от мертвого положения механизма, соответствует вертикальное перемещение концов двуплечих рычажков на величину y , определяемую из соотношения:

$$y = (R + r) - (R + r) \cos \gamma = (R + r)(1 - \cos \gamma).$$

Здесь: R — радиус кольцевой поверхности подвижной втулки,
 r — радиус профиля двуплечих рычажков в месте их контакта с подвижной втулкой,

γ — угол между вертикалью и нормалью к поверхности подвижной втулки, проведенной через точку касания.

$$\sin \gamma \cong \frac{S_x}{R + r}, \text{ откуда } \cos \gamma \cong \sqrt{1 - \left(\frac{S_x}{R + r}\right)^2} \cong 1 - \frac{S_x^2}{2(R + r)^2},$$

$$y \cong \frac{S_x^2}{2(R + r)}.$$

Определяем угол φ поворота двуплечих рычажков вокруг их осей O , соответствующий данному перемещению подвижной втулки:

$$\sin \varphi \cong \varphi \cong \frac{y}{\cos \beta b} \cong \frac{S_x^2}{2b(R + r) \cos \beta};$$

здесь β — угол наклона звена b к горизонтالي при мертвом положении механизма. Горизонтальное перемещение S_x малого плеча рычажков получается из соотношения

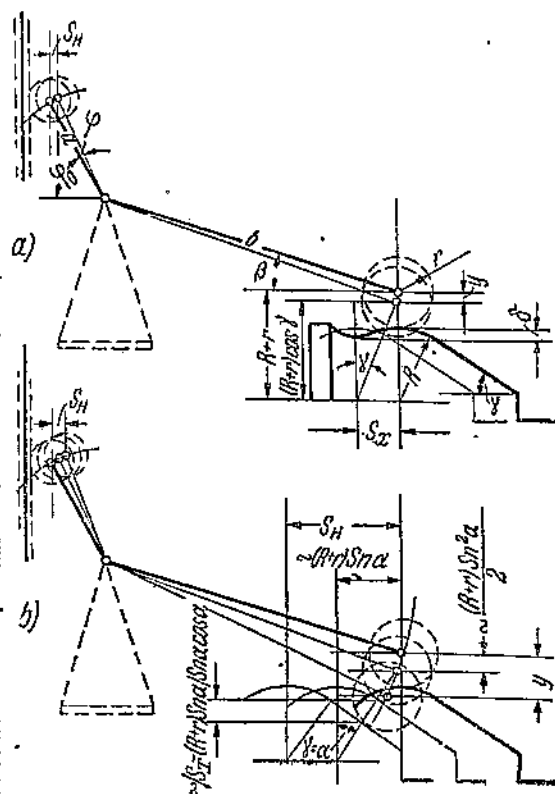
$$\begin{aligned} S_x &= a \cos \varphi_0 - a [\cos (\varphi_0 + \varphi)] \cong a \sin \varphi_0 \sin \varphi \cong \frac{a \sin \varphi_0 S_x^2}{2b(R + r) \cos \beta} = \\ &= \frac{C_1 S_x^2}{2(R + r)}, \end{aligned} \quad [12]$$

где C_1 — постоянная нажимного механизма $= \frac{a \sin \varphi_0}{b \cos \beta}$.

Когда подвижная втулка переместится на величину $S_x \cong (R + r) \sin \alpha$, кольцевой участок поверхности втулки заканчивается и дальнейший ход двуплечих рычажков происходит уже по коническому участку. В этом случае вертикальное перемещение y большего плеча рычажков, считая от мертвого положения механизма (фиг. 6, б), можно представить как сумму двух слагаемых

$$\begin{aligned} y &= \frac{(R + r)^2 \sin^2 \alpha}{2(R + r)} + [S_x - (R + r) \sin \alpha] \sin \alpha \cos \alpha = \\ &= \frac{(R + r) \sin^2 \alpha}{2} + S_x \sin \alpha \cos \alpha - (R + r) \sin^2 \alpha \cos \alpha = \\ &= \frac{S_x \sin 2\alpha}{2} - \frac{(R + r) \sin^2 \alpha}{2} (2 \cos \alpha - 1) = \frac{S_x \sin 2\alpha}{2} - C_2, \end{aligned}$$

где через C_2 обозначена постоянная величина $\frac{(R + r) \sin^2 \alpha}{2} (2 \cos \alpha - 1)$.



Фиг. 6. Схема к кинематическому анализу нажимного механизма муфты типа "Twin Disc":

а — работа кольцевого участка поверхности подвижной втулки;
 б — работа конического участка поверхности подвижной втулки.

В соответствии с этим, с момента перехода рычажков на конический участок, перемещение S_n следует определять по формуле:

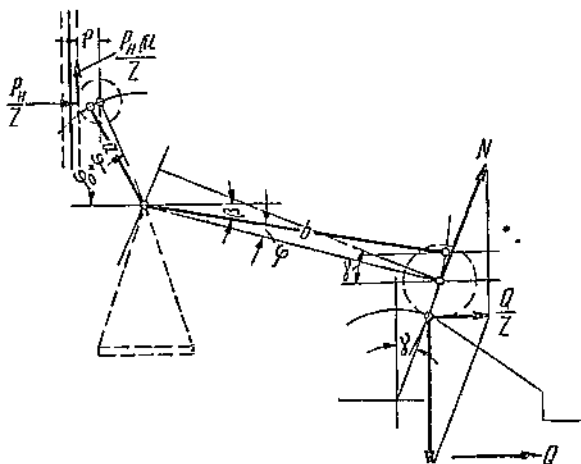
$$S_n = a \sin \varphi_0 \sin \varphi = \frac{a \sin \varphi_0 y}{b \cos \beta} = \frac{a \sin \varphi_0}{b \cos \beta} \left(\frac{S_x \sin 2\alpha}{2} - C_2 \right) = C_1 \left(\frac{S_x \sin 2\alpha}{2} - C_2 \right). \quad [12a]$$

Таким образом закон изменения величины S_n из криволинейного, при работе кольцевого участка поверхности передвижной втулки, становится прямым, когда двуплечие рычажки переходят на конический участок.

Начальный этап включения муфты сцепления, когда работает конический участок поверхности передвижной втулки, характеризуется быстрым сближением поверхностей трения. Когда диски приходят в соприкосновение, подъем двуплечих рычажков происходит уже по кольцевому участку поверхности втулки. Здесь изменение величины S_n становится более замедленным и давление на диски по мере приближения механизма к мертвому положению растет все более плавно.

Обозначив через S_0 ход передвижной втулки от момента начала контакта дисков до мертвого положения нажимного механизма, можно написать, что к моменту замыкания муфты деформация ее деталей $S_{n. \text{раб.}}$ достигнет следующей величины:

$$S_{n. \text{раб.}} = \frac{a \sin \varphi_0 S_0^2}{2b(R+r) \cos \beta} - \frac{a \sin \varphi_0 \delta}{\cos \beta \cdot b} = \frac{a \sin \varphi_0}{b \cdot \cos \beta} \left(\frac{S_0^2}{2(R+r)} - \delta \right) = C_1 \left(\frac{S_0^2}{2(R+r)} - \delta \right).$$



Фиг. 7. Схема сил, действующих на нажимной механизм муфты сцепления типа „win Disc“.

Здесь δ глубина выточки, сделанной на поверхности втулки, для замыкания механизма.

Нажимное усилие, действующее на диски, когда муфта замкнута

$$P_{n. \text{раб.}} = K \cdot S_{n. \text{раб.}} = K \cdot C_1 \left(\frac{S_0^2}{2(R+r)} - \delta \right). \quad [13]$$

Зная или задаваясь величиной коэффициента жесткости K деформируемых при включении деталей, можно по

уравнению (13) построить регулировочную кривую муфты.

Величина нажимного усилия P_n при расположении передвижной втулки на расстоянии S_x от мертвого положения механизма определяется по уравнению:

$$P_n = \frac{KC_1}{2(R+r)} (S_0^2 - S_x^2). \quad [14]$$

Обозначим через Q усилие, которое нужно приложить к передвижной втулке при включении муфты. В точках касания передвижной втулки с двуплечими рычажками действуют при этом силы $\frac{Q}{Z}$ (фиг. 7). Здесь Z — число двуплечих рычажков. Каждую из этих сил можно рассматривать как равнодействующую двух составляющих: нормальной к поверхности втулки силы $N = \frac{Q}{Z \sin \gamma}$ и вертикальной силы $R = \frac{Q}{Z \cos \gamma}$. Вертикальные составляющие, ввиду симметричности расположения двуплечих рычажков относительно оси муфты, взаимно уравновешиваются, а нормальные составляющие будут поворачивать рычажки вокруг их осей O . Из условия равновесия двуплечих рычажков относительно оси O следует, что

$$\frac{Q}{Z \sin \gamma} b \cdot \cos [\gamma - (\beta + \varphi)] = \frac{P_n}{Z} \{ a \sin (\varphi_0 + \varphi) + \mu [a \cos (\varphi_0 + \varphi) + \rho] \}.$$

Заменяя $\cos[\gamma - (\beta + \varphi)]$, ввиду незначительности этого угла, через единицу, а $\sin(\varphi_0 + \varphi)$ и $\cos(\varphi_0 + \varphi)$ соответственно через $\sin \varphi_0$ и $\cos \varphi_0$, получаем

$$Q = P_n \cdot \left[\frac{a \sin \varphi_0 + \mu (a \cos \varphi_0 + \rho)}{b} \right] \sin \gamma. \quad [15]$$

Выведенные формулы дают возможность построить указанную выше диаграмму работы нажимного механизма.

3. ЧИСЛЕННЫЙ ПРИМЕР РАСЧЕТА ГЛАВНОЙ МУФТЫ ТРАКТОРА С-65

Исходные данные для расчета:

- а) расчетный крутящий момент двигателя $M_m = 7000 \text{ кгс}\cdot\text{м}$;
- б) конструктивные размеры рабочих поверхностей трения муфты:
 $r_n = 197 \text{ мм}$; $r_b = 89 \text{ мм}$; число пар поверхностей трения $i = 2$;
- в) конструктивные размеры элементов нажимного механизма: $a = 18 \text{ мм}$,
 $b = 39 \text{ мм}$, $l = 48 \text{ мм}$, $\rho = 7,5 \text{ мм}$, $\varphi_0 = 40^\circ$, $x_s = 2 \text{ мм}$;
- д) передаточное число рычагов управления муфтой
 $i_p = 6,85$;

е) принятые расчетные коэффициенты:

коэффициент трения райсбеста по чугуноу $\mu = 0,3$;

приведенный коэффициент трения двуплечих рычажков по нажимному диску муфты, учитывающий трение в остальных сочленениях нажимного механизма, $\mu = 0,5$.

Коэффициент жесткости деформируемых при включении деталей муфты $K = 4700 \text{ кг/мм}^2$.

Величина нажимного усилия $P_{н.р.б.}$, которое должно быть обеспечено при включенной муфте, определяется, как известно, из соотношения

$$P_{н.р.б.} \cdot r_T \cdot \mu \cdot i = \beta \cdot M_m,$$

где r_T — радиус трения, а β коэффициент запаса муфты.

1 Величина K взята по экспериментальным данным, приведенным инж. А. А. Коломийцевым в своей диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Исследование непостоянно замкнутой муфты сцепления трактора „Сталинец 65“. Согласно этим данным, максимальная величина нажимного усилия на диски $P_{н.макс}$ имела, в зависимости от хода передвижной втулки S_0 , следующие значения:

$$\begin{aligned} \text{При } S_0 = 7,92 \text{ мм} & \rightarrow P_{н.макс} = 851 \text{ кг}, \\ \text{„ } S_0 = 11,67 \text{ мм} & \rightarrow P_{н.макс} = 2020 \text{ кг}, \\ \text{„ } S_0 = 14,06 \text{ мм} & \rightarrow P_{н.макс} = 3052 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Здесь S_0 представляет собою ход передвижной втулки, считая от момента начала соприкосновения дисков, после того как все зазоры в сочленениях нажимного механизма выбраны, до прихода механизма в мертвое положение. Так как, согласно уравнению (5),

$$P_{н.макс} = KC_1 S_0^2, \text{ где } C_1 = \frac{a \sin \varphi_0}{2lb} = \frac{a \sin 40^\circ}{2 \cdot 48 \cdot 39} = 0,0031,$$

то значения K для перечисленных трех случаев будут следующие:

$$\begin{aligned} K_I &= \frac{851}{0,0031(7,92)^2} \approx 4400 \text{ кг/мм}, \\ K_{II} &= \frac{2020}{0,0031(11,67)^2} \approx 4800 \text{ кг/мм}, \\ K_{III} &= \frac{3052}{0,0031(14,06)^2} \approx 4950 \text{ кг/мм}. \end{aligned}$$

Среднее значение коэффициента жесткости K можно принять:

$$K = \frac{K_I + K_{II} + K_{III}}{3} = \frac{4400 + 4800 + 4950}{3} \approx 4700 \text{ кг/мм}.$$

Так как $r_T = \frac{2}{3} \left(\frac{r_n^3 - r_d^3}{r_n^2 - r_d^2} \right)$, то

$$P_{н. раб.} = \frac{\beta \cdot M_m}{\mu \cdot i \cdot \frac{2}{3} \left(\frac{r_n^3 - r_d^3}{r_n^2 - r_d^2} \right)} = \frac{\beta \cdot 7000}{0,3 \cdot 2 \cdot \frac{2}{3} \left(\frac{19,7^3 - 8,9^3}{19,7^2 - 8,9^2} \right)} = 780 \beta \text{ кг.}$$

Подставляя это значение $P_{н. раб.}$ в уравнение (8) и заменяя там постоянную нажимного механизма C_1 через $0,0031 \frac{1}{\text{мм}}$, а коэффициент жесткости K через 4700 кг/мм , получаем следующую зависимость между ходом S_0 передвижной втулки и коэффициентом запаса муфты β .

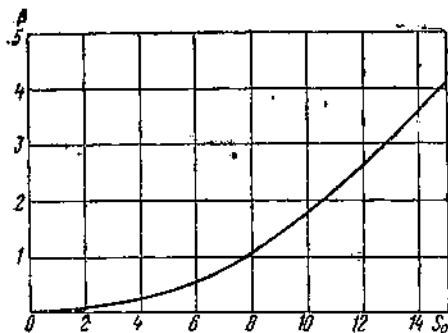
$$S_0 = \sqrt{\frac{780 \beta}{0,0031 \cdot 4700} + (2)^2} = \sqrt{53,5 \beta + 4}.$$

На основании этого уравнения строим регулировочную кривую муфты (фиг. 8).

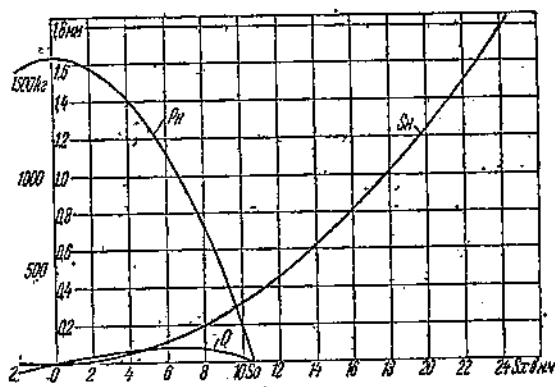
Если принять коэффициент запаса муфты $\beta = 2$, то

$$S_0 \cong 10,6 \text{ мм.}$$

По формуле (10) определяем максимальное значение усилия, требуемого для перемещения



Фиг. 8. Регулировочная кривая главной муфты трактора „С-65“.



Фиг. 9. Диаграмма работы нажимного механизма главной муфты трактора „С-65“.

передвижной втулки при включении муфты. Постоянная величина C_2 , входящая в эту формулу, определяется из соотношения:

$$C_2 = \frac{a \sin \varphi_0 + \mu (a \cos \varphi_0 + \rho)}{ib} = \frac{18 \cdot \sin 40^\circ + 0,5 (18 \cos 40^\circ + 7,5)}{48 \cdot 39} = 0,01185 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Таким образом

$$Q_{\max} = 0,385 \cdot 4700 \cdot 0,0031 \cdot 0,01185 (10,6)^3 \cong 79 \text{ кг.}$$

Максимальное усилие на рычаге водителя

$$Q_p = \frac{Q_{\max}}{i_p} = \frac{79}{6,85} \cong 11,5 \text{ кг.}$$

Величина S_s , на которую передвижная втулка должна быть отодвинута назад от мертвого положения, при выключении муфты, может быть подсчитана по формуле (3), задаваясь величиной зазора ΔS в каждой паре трущихся поверхностей. Принимая $\Delta S = 0,9 \text{ мм}$ (фактически этот зазор за счет ликвидации деформаций деталей муфты будет меньше), получаем

$$S_s = \sqrt{\frac{\Delta S \cdot i}{c_1}} = \sqrt{\frac{0,9 \cdot 2}{0,0031}} \cong 24 \text{ мм.}$$

Полный ход передвижной втулки при выключении муфты

$$S = S_s + S_0 = 24 + 2 = 26 \text{ мм.}$$

Соответствующий этому ход рычага водителя

$$S_p = S i_p = 26 \times 6,85 = 178 \text{ мм.}$$

Для построения диаграммы работы нажимного механизма составим следующую таблицу:

Диаграмма, построенная по данным этой таблицы, приведена на фиг. 9.

Регулировка главной муфты трактора „С-65“, согласно заводской инструкции, производится по силе нажатия на рычаге водителя. Такая регулировка однако не может быть достаточно определенной, и получающийся при этом коэффициент запаса муфты β колеблется в довольно широких пределах. Проверим, какой величины достигает коэффициент β , если максимальное усилие нажатия на рычаг при регулировке муфты $= 25 \text{ кг}$, т. е. соответствует возможностям человека средней физической силы. Подставив в формулу (10) $Q_{\max} = Q \cdot i_p = 25 \times 6,85 = 171 \text{ кг}$, получаем, что при данной регулировке контакт дисков сцепления должен начинаться, когда передвигная втулка находится от мертвого положения механизма на расстоянии.

Ход передвижной втулки S_x в мм	Горизонтальное перемещение нажимных кулачков в мм $S_n = C_1 S_x^2$	Нажимное усилие в кг $P_n = KC_1 \times (S_0^2 - S_x^2)$	Усилие перемещения передвигной втулки в кг $Q = P_n C_2 S_x$
-2	0,012	1560	-37
0	0	1640	0
3	0,028	1510	50
6	0,112	1115	79
9	0,25	457	48,8
10,6	0,348	0	0
15	0,7	—	—
20	1,24	—	—
25	1,93	—	—

при регулировке муфты $= 25 \text{ кг}$, т. е. соответствует возможностям человека средней физической силы. Подставив в формулу (10) $Q_{\max} = Q \cdot i_p = 25 \times 6,85 = 171 \text{ кг}$, получаем, что при данной регулировке контакт дисков сцепления должен начинаться, когда передвигная втулка находится от мертвого положения механизма на расстоянии.

$$S_0 = \sqrt[3]{\frac{Q_{\max}}{0,385 KC_1 C_2}} = \sqrt[3]{\frac{171}{0,385 \cdot 4700 \cdot 0,0031 \cdot 0,01185}} = 13,7 \text{ мм.}$$

По регулировочной кривой на фиг. 8 находим, что при этом коэффициент запаса муфты достигает величины $\beta = 3,44$.

Н. Ф. Верзбицкий
старший научный сотрудник

ГУСЕНИЦЫ СОВРЕМЕННЫХ ТРАКТОРОВ

В указанной статье рассматриваются конструкции гусениц современных транспортных и с.-х. тракторов, приводятся данные по материалам, термообработке, по износам шарниров в эксплуатации. Статья предназначена для конструкторов и работников научно-исследовательских учреждений.

Ходовая часть современных гусеничных тракторов, предназначенных для работ в сельском хозяйстве, на транспорте и в промышленности, по настоящее время является наиболее отсталой как в отношении конструктивной разработки, так и в отношении научно-исследовательской по сравнению с другими видами тягового транспорта. До настоящего времени нет достаточно обоснованных методов расчета гусеничных движителей и подвесок. Совершенно отсутствует справочный материал научно поставленного эксперимента по определению к.п.д. гусеничных цепей, коэффициентов сопротивления движению и т. д.

В то же время сильно растущие потребности в транспорте с гусеничными движителями в силу их бесспорных вездеходных преимуществ перед колесными ставят перед конструкторами и исследователями целый ряд задач, разрешение которых является насущной потребностью сегодняшнего дня. К этим задачам необходимо в первую очередь отнести повышение срока службы гусеничных цепей, связанного с износом шарниров; повышение сцепных качеств гусеницы с грунтом, повышение к.п.д., выбор рационального профиля зацепления, простота конструкции и некоторые другие.

Решение некоторых из этих задач, как, например, повышение долговечности, к.п.д. сцепления, требует больших исследовательских работ, научно-обоснованных методов и довольно продолжительного времени. При решении их необходимо использовать опыт заводов тракторостроения, эксплуатирующих и исследовательских организаций, а также достижения отдельных зарубежных фирм.

В настоящей статье мы попытаемся дать небольшой обзор современных конструкций гусениц тракторов и некоторую оценку их.

КЛАССИФИКАЦИЯ СОВРЕМЕННЫХ ГУСЕНИЦ (КОНСТРУКТИВНАЯ)

По своей конструкции современные гусеницы могут быть разделены на следующие основные виды:

1. Гусеницы: а) рельсовые и б) безрельсовые.

К первым относятся гусеницы, у которых опорные ролики трактора катятся по рельсам, образующим верхнюю поверхность звеньев, соединенных с башмаками или составляющих одну деталь с ними. Башмак вместе со звеньями образует так называемый трак. К этому виду можно отнести гусеницы тракторов типа „Сталийец 65“, „Катерпиллер“ и др.

Ко вторым относятся гусеницы, у которых поверхность сцепления с грунтом и поверхность катания опорных роликов находятся на одной детали без рельсовых звеньев. К этим гусеницам можно отнести гусеницы

тракторов „СТЗ-НАТИ“, „Сталинец“, большинство транспортных и спец-машин.

2. Гусеницы: а) звеньевые, б) бесконечные ленты.

К звеньевым гусеницам относятся такие, цепь которых состоит из отдельных звеньев (траков), соединяющихся между собой шарнирами. Сюда можно отнести также гусеницы, траки которых соединяются не шарнирами, а при помощи резиновых вставок (патент Джонсона).

Ко вторым относятся бесконечные резиновые, тросовые и других конструкций ленты, не состоящие из отдельных звеньев. Это ленты Кегресс, Мармон-Геррингтон и некоторые другие.

3. Гусеницы: а) металлические, б) резино-металлические.

Последние состоят из комбинации резиновых и металлических деталей.

По способу зацепления с ведущей звездочкой гусеничные цепи могут быть разделены на следующие виды:

Гусеницы: 1) с цевочным зацеплением и 2) с гребневым зацеплением.

У первых зацепление со звездочкой осуществляется при помощи цевки, т. е. цилиндрической втулки, находящейся на звене и служащей одновременно шарниром двух соседних звеньев, и зубьев на ведущей звездочке. Втулка может быть отдельной деталью, как, например, в гусенице трактора „Сталинец-65“, запрессованной в звенья цепи, или же составлять одно целое со звеном, образуя цилиндрическую поверхность в месте зацепления с зубом звездочки, как, например, в гусенице трактора „СТЗ-НАТИ-ТА“.

У вторых на звеньях имеются гребни, с которыми звездочка зацепляется соответствующей формы впадинами или же имеющимися на звездочке роликами. Примером могут служить гусеницы тракторов „Сталинец 2“, „Коминтерн“, танка „Кристи“ и других.

Основные особенности каждой из указанных типов гусениц будут рассмотрены ниже.

1. Гусеницы рельсовые

В качестве примера рельсовой металлической шарнирной гусеницы с цевочным зацеплением рассмотрим гусеницу трактора „Сталинец 65“ производства Челябинского тракторного завода (фиг. 1). Конструкция ее аналогична конструкции гусениц многих с.-х. тракторов, изготовляемых в США, как, например, „Катерпиллер“, „Мак-Кормик“, „Аллис-Чалмерс“ и др. В одной гусенице находится 33 трака. Каждый трак состоит из нижней плиты со шпорой, так называемого башмака (дет. № 2210), и двух звеньев — правого (дет. № 221) и левого (дет. № 222). Звенья соединяются между собой при помощи втулки и пальца. Втулка (дет. № 226) запрессована во внутренних щеках звена, а палец (дет. № 228), свободно проходя внутри втулки, запрессован во внешних щеках соседних звеньев. Башмак крепится к звеньям при помощи четырех болтов, гаек и пружинных шайб.

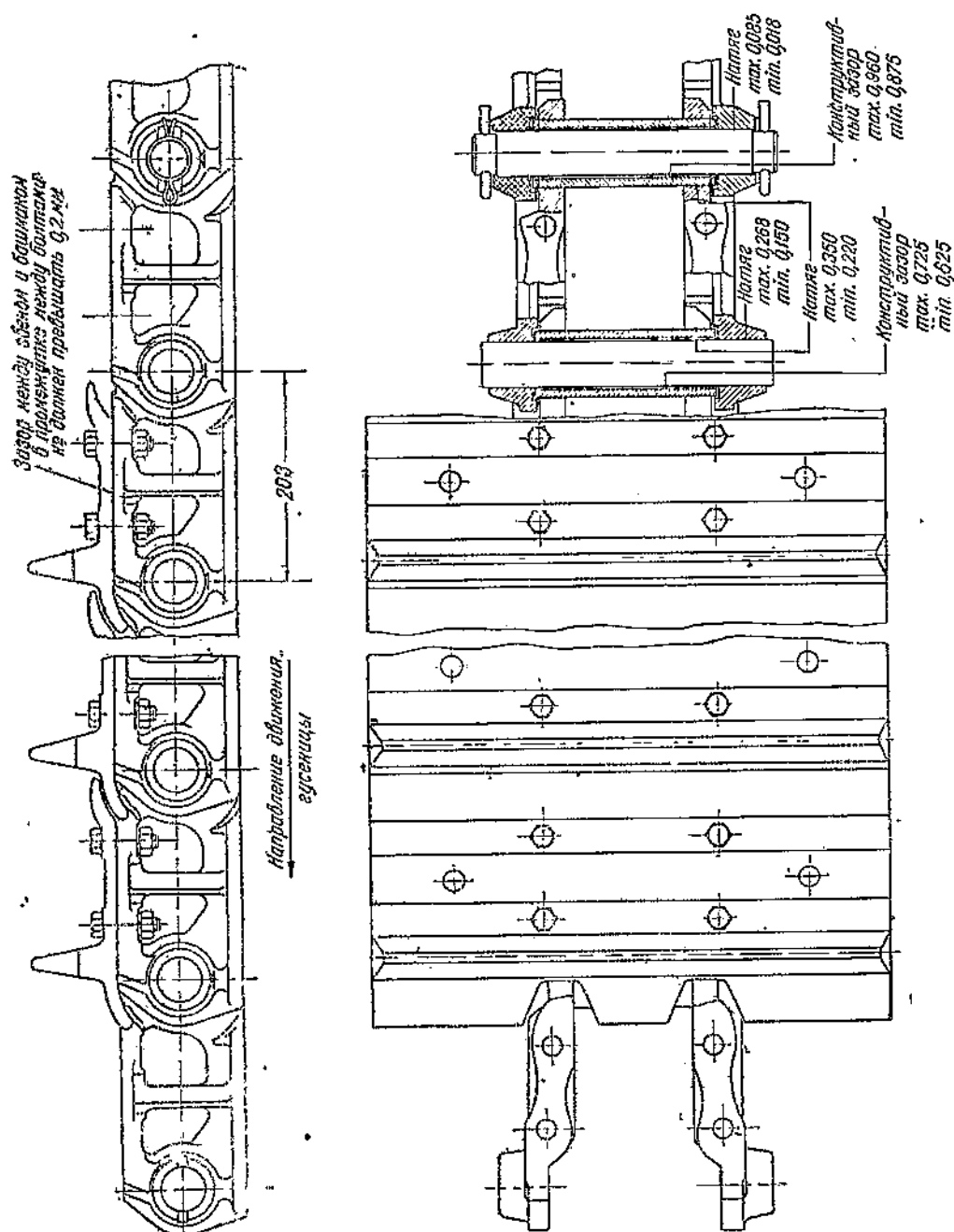
Края втулки выступают из внутренних щек звеньев на 3—4 мм и входят с зазором в заточки внешних щек звеньев. В табл. 1 даны размеры соединяемых мест деталей гусеницы и их посадка.

При соединении новых деталей имеем следующие натяги: палец в отверстии звена от 175 до 268 μ ; втулка в отверстии звена — от 220 до 350 μ . При соединении деталей, уже бывших в работе, после их распрессовки, величины приведенных натягов несколько уменьшаются. Максимальное усилие, потребное для запрессовки втулки в звено, равно около 14 т. При запрессовке пальца одновременно в оба звена необходимо максимальное усилие около 44 т. При распрессовке давления несколько меньше и равны около 0,75 от усилий при запрессовке.

Звенья детали (№ 221 и 222) изготовляются штамповкой из стали 1045 с термообработкой на поверхности катания до твердости 269—340 по Бринеллю, в остальных местах 241—340. Втулка и палец изготовляются

из стали 1020, подвергаются цементации с глубиной слоя 1,6—2,0 мм и имеют твердость не менее 54 С по Роквеллу.

На фиг. 2 приведен чертеж звена, на фиг. 3 чертеж башмака. Башмак* изготавливается из стали 6 фасонного проката. Втулка представляет собой трубку длиной 175 мм. Втулка замыкающего звена при том же диаметре



Фиг. 1. Гусеница трактора „Сталинец-65“ в сборе.

имеет длину 164 мм; для отличия от детали № 226 имеет на наружной поверхности канавку шириною 2 мм, глубиною 1 мм на расстоянии 40 мм от края втулки. Палец замыкающего звена для облегчения разборки имеет по наружному диаметру размер несколько меньший, чем обычный палец: по концам с обеих сторон на длине 23 мм диаметр пальца 42,0 мм, в остальной средней части диаметр 44,3^{+0,050}_{-0,085}. Длина его 292 мм, т. е.

Таблица 1

№ детали	Наименование размера детали	Размер	Допуск	Характер посадки
221	Отверстие в звене под палец	44,2	$\pm 0,100$ $\pm 0,032$	Натяг 0,150 0,268
228	Палец, диаметр	44,5	-0,050	
221 } 223 }	Отверстие в звене под втулку	64,5	$\pm 0,220$ $\pm 0,150$	Натяг 0,220 0,350
226 } 225 }	Втулка, наружный диаметр	65	-0,060	
221	Отверстие в звене под край втулки . .	66	$\pm 0,250$	Зазор 1,000 1,310
226	Втулка, наружный диаметр	65	-0,060	
223	Отверстие в замыкающем звене под палец	44,2	$\pm 0,100$ $\pm 0,032$	Зазор 0,085
227	Палец замыкающий, диаметр	44,3	-0,050 -0,085	Натяг 0,018
225	Отверстие в замыкающей втулке под палец	45	$\pm 0,175$ $\pm 0,125$	Зазор 0,960 0,875
227	Палец замыкающий, диаметр	44,3	-0,050 -0,085	
226	Отверстие во втулке под палец	45	$\pm 0,175$ $\pm 0,125$	Зазор 0,725 0,625
228	Палец, диаметр	44,5	-0,050	
229	Шайба замыкающего пальца, отверстие	45	$\pm 0,500$ -0,200	Зазор 1,285 0,550
227	Палец замыкающий, диаметр	44,3	-0,050 -0,085	
223	Отверстие в замыкающем звене под шайбу	66	$\pm 0,250$	Зазор 1,550 0,700
229	Шайба замыкающего звена	65	-0,3	

длиннее обычного пальца на 12 мм (вместо 280 мм). Это сделано для того, чтобы разместить на замыкающем пальце с обеих сторон по сверленому отверстию (диаметр — 10 мм) под шплинт. Материал замыкающего пальца — сталь 5145 с термообработкой до твердости 444—512 по Бригеллю.

Замыкающее звено отличается от нормального наличием прорези под шплинт на выступе для пальца.

В табл. 2 приведены веса деталей гусеницы. Звено в сборе весит 36,708 кг при шаге звена в 203 мм; вес 1 пог. м гусеницы равен 181,1 кг.

Слабым местом конструкции этого звена является крепление башмака к звеньям. Во время работы болтовое соединение, крепящее башмаки, ослабевает, болты рвутся или отвинчиваются.

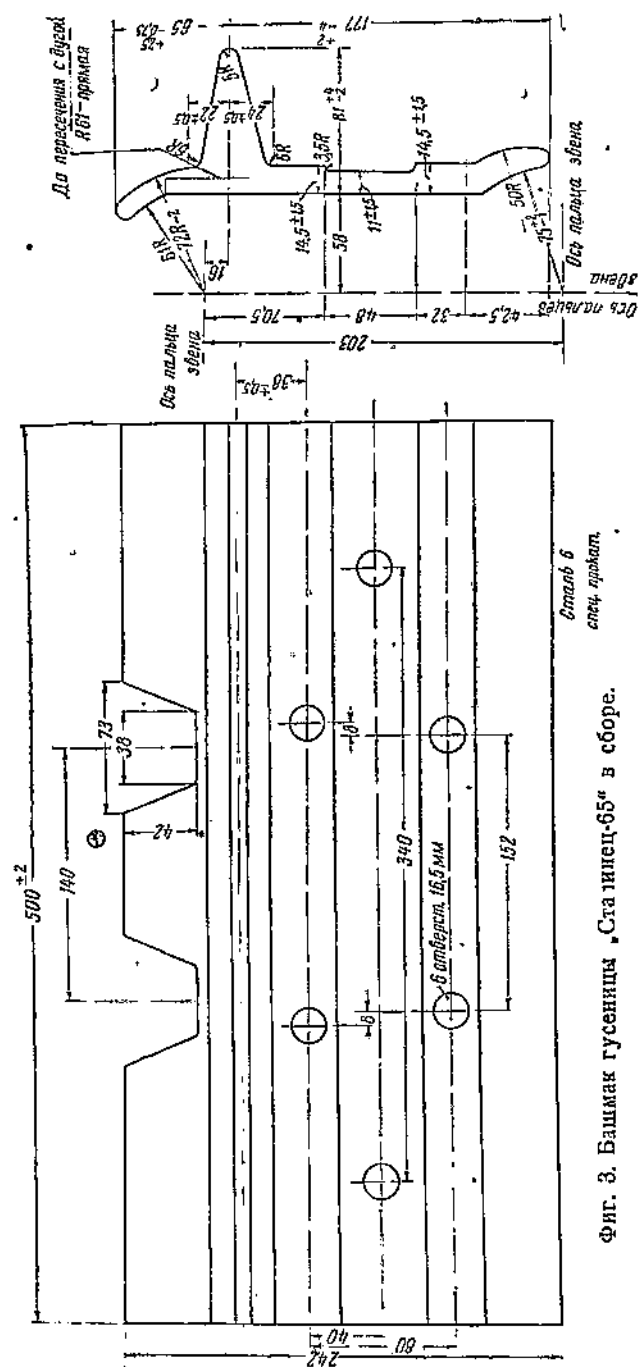
Таблица 2
Веса деталей гусеницы „Сталинец 60“

№ детали	Наименование	Колич. на трактор	Материал	Вес в кг одной детали
221	Звено гусеницы правое или левое (222) . .	64+64	Ст. 1045	4,685
223	Звено гусеницы правое замыкающее или левое (224)	2+2	„ 1045	4,670
225	Втулка звена замык. . .	2	„ 1020	1,993
226	Втулка звена	64	„ 1020	2,100
227	Палец звена замык. . .	2	„ 5145	3,430
228	Палец звена	64	„ 1020	3,390
229	Шайба звена замык. . .	4	„ 1020	0,067
2210А	Башмак гусеницы . . .	66	Сталь 6	20,800
28100	Болт к дет. 2210А . . .	264	3135	0,138
3039	Гайка к дет. 28100 . . .	264	1035	0,041
3317	Шайбы пруж. к 28100 . .	264	1360	0,008
3313	Шплинт к 227	4	—	0,165
2211	Шпора	66	Ст. литье	5,221
2212	Башмак для улиц . . .	66	Ст. 1020	5,840

Челябинский тракторный завод запроектировал новые болты из стали 40Х, с термообработкой: закалка с последующим отпуском до твердости 286—331 по Бринеллю. Резьба $IM16 \times 1,5$. Гайки (дет. 3039) тоже запроектированы специальные из стали 1035, высотой 20 мм.

Выступающие концы втулок и, соответственно, выточки в наружных щеках звеньев делаются с целью уменьшить износ пальца и внутренней поверхности втулки. Этот выступ, входя в заточку, создает при сравнительно небольших зазорах лабиринтовое уплотнение, препятствующее прямому попаданию песка внутрь втулки. Отсутствие этого лабиринта чрезвычайно вредно отражается на изнашиваемости деталей, укорачивая срок службы более чем в два раза. Так, по наблюдениям за износами деталей гусеницы в Никопольском испытательном отряде НАТИ в 1938 г., выявлено, что звенья гусеницы трактора „С65“, не имеющие лабиринтовых уплотнений в связи с применением укороченной втулки, показали быстрый износ пальцев и втулок за 1200—1500 час. работы. Износ пальцев при этом доходил до половины своего диаметра и даже больше. Втулка изнашивалась по внутреннему диаметру и имела односторонний износ, достигающий до полного истирания стенки втулки насквозь.

При сравнении с износами гусениц, имевшими указанное уплотнение, видно, что износ последних при работе 3000—4000 час. был такой, что гусеница еще не требовала ремонта и замены деталей.



Фиг. 3. Башмак гусеницы „Сталинец-65“ в сборе.

Преждевременный износ шарниров гусеницы в некоторых случаях зависит исключительно от почвенных условий, в которых иногда приходится работать тракторам. Так, например, интересный случай быстрого износа гусениц трактора „Сталинец 60“, благодаря специфическим почвенным условиям, приведен в статье инж. Вахомского и Князева в журн. „Сталинец“ № 4 за 1935 г. Преждевременный полный износ наступил после 800—1000 час. работы на строительстве канала Москва—Волга.

Как показал анализ, почва состояла на 73—87% из песка с примесью 13—27% глины. Песок был, преимущественно, кварцевый с преобладанием остроугольных зерен. Анализ изношенных деталей показал, что большинство из них удовлетворяло установленным техническим условиям.

Характер износа гусеницы в обычных условиях работы следующий: палец в месте касания со втулкой имеет одностороннюю выработку, имеющую острые края в месте перехода. Втулка изнашивается односторонне как по внутреннему, так и по наружному диаметру с образованием острых краев. Беговая дорожка звена изнашивается в месте касания с опорными роликами, в связи с чем рельс уменьшается по высоте.

В результате износа деталей гусеницы нарушается правильность зацепления шарниров со звездочкой: увеличение шага цепи приводит к неправильному зацеплению с зубьями звездочки, вызывающему, в свою очередь, ускоренный износ последней и спадание цепи.

Американская фирма Линк-Белт, изготавливающая шарнирные цепи, дает эмпирическую формулу, определяющую предельное увеличение шага звена цепи, вызываемое износом:

$$\delta = 2x \sin \frac{180^\circ}{Z} \cdot \cos \left(\frac{180^\circ}{Z} + \alpha \right),$$

где δ — предельное увеличение шага,

$$\alpha = \left(30^\circ - \frac{180^\circ}{Z} \right) - \text{угол давления при } Z > 12,$$

Z — число зубьев звездочки,

x — длина рабочей части зуба (прямой участок профиля зуба звездочки).

Если у звездочки трактора „С65“ за рабочую часть профиля зуба считать всю его прямую часть, равную $x = 33$ мм, и $Z = 27$, то предельное увеличение шага цепи по эмпирической формуле Линк-Белт будет равно 6,6 мм.

Если же рабочую длину профиля зуба принять равной $x = \frac{D_t}{43}$, где D_t — диаметр начальной окружности (вывод этой формулы см. статью инж. Константинова А. в журн. „С.-х. машина“ № 1, 1935 г.), то при $D_t = 880$ мм получим $x = 20$ мм. Подставляя это значение x в эмпирическую формулу Линк-Белт, найдем $\delta = 4,12$ мм. Таким образом максимальное удлинение шага лежит в пределах от 4 до 6,6 мм.

Признаки, служащие для определения срока ремонта всей гусеничной цепи трактора „С-65“ (приведены в сборнике „Новые типы тракторов. Ремонт и эксплуатация“, издание Академии с.-х. наук им. В. И. Ленина, М. 1939), полученные из опыта эксплуатации, следующие:

1. Общее удлинение всей цепи 2,20%
2. Зазор в одном шарнире (палец и втулка),
средний по цепи 5,4 мм
3. Износ втулки по внешнему диаметру . . . 2,3 мм
4. Износ пальца по диаметру 2,2 мм
5. Износ втулки по внутреннему диаметру . . 2,5 мм
- Суммарный износ втулки и пальца 4,7 мм

при этом палец изнашивается на всю толщину цементированного слоя.

Как видно, даваемое максимальное удлинение шага цепи, равное 5,4 мм, полученное из опыта эксплуатации, лежит близко от значений, вычисляемых по эмпирической формуле.

При ремонте изношенной гусеницы часть деталей заменяется новыми, вторая часть оставляется при возможности использования еще годных деталей. Допускается переворачивание пальцев при условии сохранения натяга. Втулки при износе с одной стороны внутреннего отверстия на 2,5 мм и наружной поверхности на 2,3 мм поворачиваются на 180°, запрессовываются снова и, таким образом, сцепляются со звездочками неизношенными местами; кроме того, они комплектуются с новыми пальцами. При ремонте бывают случаи, когда поворачивают на 180° одновре-

менно втулку и палец, но это бывает целесообразно только при величине износа их около двух мм. Обычно же при износах больше двух мм поворачивание пальцев не применяют, так как палец уже работает без цементационного слоя. После вторичного использования втулок при износе они заменяются новыми.

При выпрессовке пальцев насквозь отверстие в звене портится острой кромкой пальца и теряет натяг. Во избежание этого обычно палец после выпрессовки из одного звена ломают. Благодаря отсутствию на местах ремонта специальных прессов для сборки и разборки гусениц указанный способ ремонта требует затраты большого количества времени и рабочей силы.

В настоящее время в МТС для этих целей применяют переносный гидравлический пресс типа „Катерпиллер“. Для ремонта одной гусеницы трактора „С-65“, пользуясь этим прессом, необходимо двум рабочим затратить 62,5 часа (около 8 рабочих дней). Рабочее давление этого пресса 36 т.

При наличии пресса „НИМИС“, более сложного по конструкции, и при рациональном оборудовании рабочего места на эту же работу потребуется 11 час. 40 мин. при ручном приводе и 6 час. 30 мин. при электроприводе.

Срок службы гусеницы до перепрессовки при указанных браковочных размерах на основе обобщения данных эксплуатации устанавливается в 6500 га мягкой пахоты. При работе на дорожных работах и на песчаных почвах перепрессовка гусениц потребует ранее, но не менее чем через 5000 га мягкой пахоты.

При износе профиля зуба звездочки с одной стороны, звездочки меняются своими местами, тогда они начинают работать неизношенными сторонами профиля. Допустимый износ зуба на две стороны 6 мм; браковочный — 8 мм. При этом зуб изнашивается до острия верхней части без изменения высоты зуба (фиг. 4).

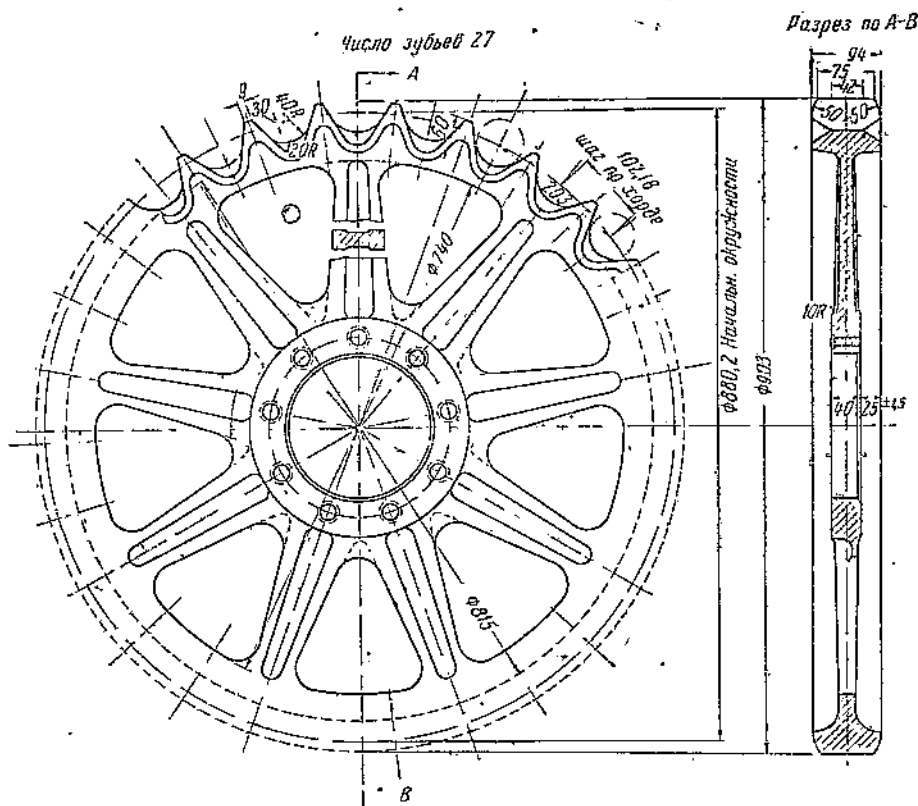
С целью удлинения срока службы гусеницы и уменьшения затрат на перепрессовку при ремонте имеется ряд рационализаторских предложений; некоторые предложения заслуживают внимания. Например, при одностороннем износе вся гусеница может быть перевернута в горизонтальной плоскости на 180°. В этом случае при набегании на звездочку расположение шпоры на башмаке гусеницы будет невыгодным в отношении большей деформации грунта при выходе из него шпоры, так как шпора будет находиться почти непосредственно под шарниром, в котором происходит поворот одного звена относительно другого. Этого можно избежать, изменив расположение отверстий под крепящие болты на башмаке и на звеньях и расположив их на одних осях и симметрично относительно вертикальной оси. Кроме того, потребуется небольшое изменение в конструкции подошвы звена. В этом случае имеется возможность переворачивать только одну цепь из звеньев без башмаков, оставив расположение последних по отношению к звездочке прежним.

Необходимо остановиться еще на одном моменте, возникающем при переворачивании цепи: возможным усиленным износом наружных поверхностей втулок и профиля зубьев звездочек. В современных конструкциях гусениц, типа „Сталинец 65“, трак цепи набегает на звездочку теми концами звеньев вперед, в которых запрессован палец. Втулка впереди расположенного звена, лежащего своими обоими шарнирами на звездочке, находится в зацеплении с зубом звездочки и при вращении последней втулка не вращается относительно профиля зуба и, следовательно, не вызывает износа соприкасающихся поверхностей. Износ происходит внутри втулки о поверхность пальца.

При переворачивании же цепи, последняя будет набегать на звездочку втулкой вперед. При вращении звездочки набегающее звено поворачивается относительно звена, впереди расположенного на звездочке, и втулка, находясь в зацеплении с зубом звездочки, будет также вращаться

относительно профиля зуба, производя износ поверхности зуба и втулки под действием полного окружного усилия на звездочке. В этом случае износ втулки и зубьев звездочки должен быть повышенным. Вот почему в современных гусеничных тракторах указанное расположение шарниров цепи втулкой вперед при набегании на звездочку не применяется.

Второе предложение, повышающее срок работы цепи, заключается в том, что звенья цепи делаются симметричными относительно своей горизонтальной оси для возможности переворачивания звена вокруг этой оси на 180° и крепления в таком положении к башмаку. Для последней цели отверстия под болты изготавливаются на подошве и на поверхности катания рельса. Это предложение, не имея недостатков первого предло-



Фиг. 4. Звездочка гусеницы „Сталинец-65“ в сборе.

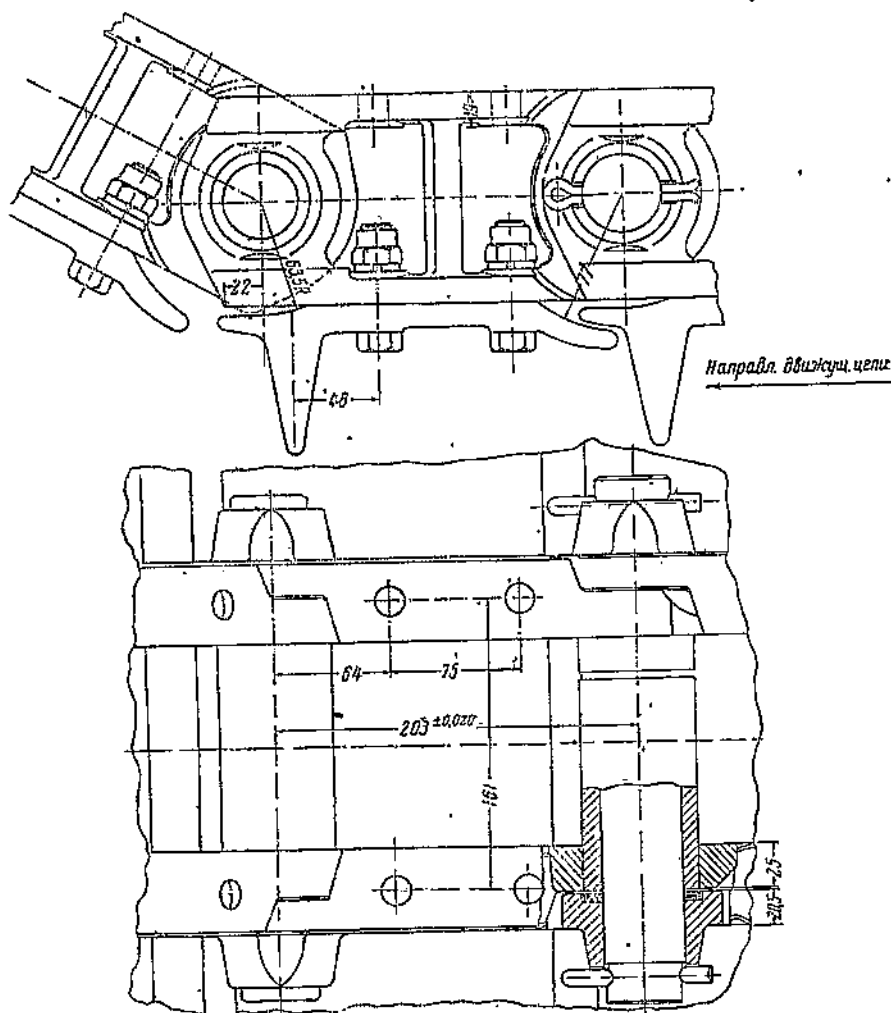
жения, все же имеет свои недостатки, а именно: при переворачивании цепи после износа, цепь крепится к башмаку поверхностью, которая перед тем служила рельсом для опорных роликов и в свою очередь изнашивалась. Обычно износ рельсов не равномерен по всей длине и ширине рельса, после износа поверхность рельса наклонна, и крепление башмака к такой поверхности не может быть надежным. На фиг. 5 показана конструкция „симметричного“ звена „С-65“.

С целью уменьшения износа внутри шарнира американская фирма Мак-Кормик на тракторе „Тракторатор 40“ для гусеницы, аналогичной „С-65“ конструкции, применяла сальниковые войлочные кольца, которые помещались в выточке для концов втулки, выступающих на несколько мм, как показано на фиг. 6. Данных о результатах эксплуатации этой конструкции у нас не имеется, но, повидимому, особых преимуществ эти уплотнения не имели, так как в последующих своих конструкциях фирма этих уплотнений уже не применяет.

С целью предохранить болты, крепящие башмаки к звеньям, от отвинчивания фирма Катерпиллер применяет повышенные гайки, а в трак-

торах 50 и 70 л.с. делает резьбу в отверстиях в подошве звеньев, избегая применять гайки.

С той же целью фирма Мак-Кормик в тракторе „ТД-18“ (Дизель-Трактор; N крюк = 70 л.с.; $P_{кр} = 8500$ кг) применяет, помимо крепления болтами с гайками шпоночное соединение между башмаком и звеньями, делая выступы на башмаке и прорези в звеньях. На фиг. 7 показана указанная конструкция. Шпоночные выступы на башмаках, входя в прорези звеньев, разгружают крепящие болты от срезающих и изгибающих усилий.



Фиг. 5. Симметричное звено гусеницы „Сталинец-65“.

Из последних новинок можно упомянуть про замыкающее звено, применяемое фирмой Катерпиллер на гусенице у тракторов „РД-6“ и „РД-8“. Замыкающий палец сделан полым, в виде трубки; с обоих концов палец имеет прорези на длине около четверти всего пальца. Палец довольно легко входит в отверстия проушин звеньев. Внутри пальца по концам вставляются конические пробки, с силой затягиваемые внутрь пальца, для чего в пробке сделано отверстие, затыкаемое затем обычной пробкой (cork). Конические пробки распирают разрезанные концы пальца в отверстиях проушин, обеспечивая надежное соединение, легко разборное благодаря отверстиям в конических пробках. На фиг. 8 показаны детали этого замыкающего звена. Втулка замыкающего звена и сами звенья по своей конструкции ничем не отличаются от остальных звеньев.

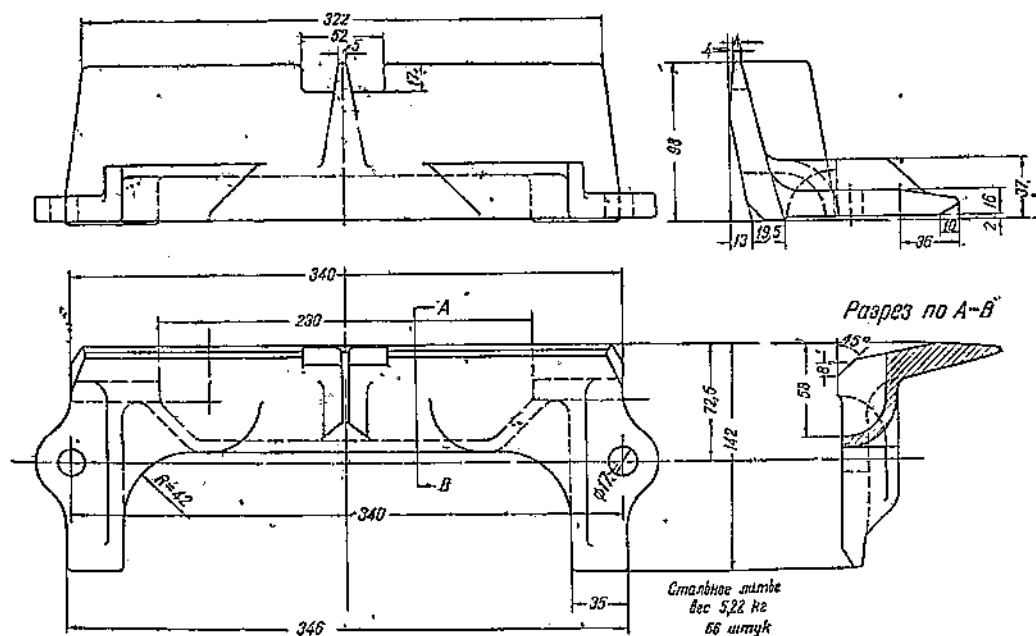
Для лучшей возможности использования трактора „С-65“ в разных условиях эксплуатации, с целью повышения сцепных свойств, завод выпускает специальные накладки и шпоры на башмаки гусеницы. На фиг. 9 показана дополнительная шпора для работы трактора на льду и грязи. Шпора прибалчивается к башмаку нормальной конструкции, для чего на последнем предусмотрены два отверстия. Острые дополнительные шпоры выступают над обычной шпорой, а поперечное ребро препятствует скольжению трактора в боковом направлении.

На фиг. 10 показана дополнительная накладка к башмакам трактора „С-65“, закрывающая острые шпоры и тем предохраняющая асфальтовые и грунтовые дороги от повреждения их шпорами.

Американская Фирма Катерпиллер выпускает целый ряд специальных башмаков и накладок, повышающих возможность использования гусеничных тракторов. На фиг. 11,а показана конструкция плоского башмака, так называемого „универсального“, заменяющего обычный стандартный башмак. Плоский башмак не разрушает гладкой поверхности. На нем имеются специальные гнезда, к которым

можно крепить дополнительные шпоры. На фиг. 11,б показана дополнительная шпора к „универсальному“ башмаку, надеваемая когда сцепление с грунтом делается недостаточным.

На фиг. 12,а показана конструкция башмака, называемого «скелетообразным» и употребляемого при езде на снежных дорогах или при рас-



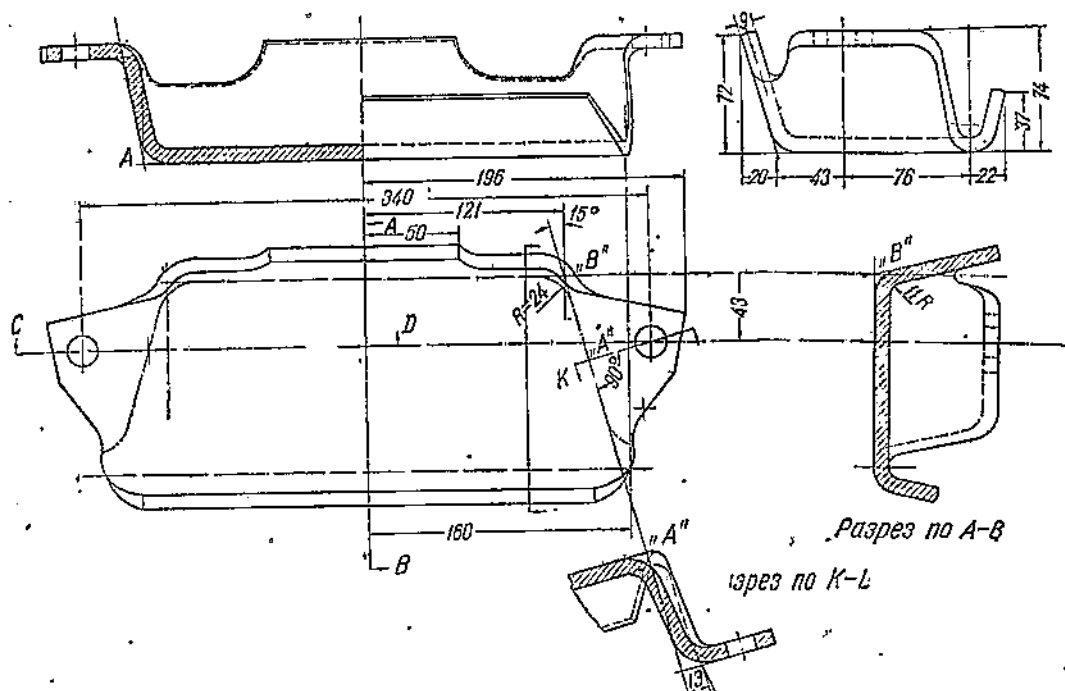
Фиг. 9. Дополнительная шпора гусеницы трактора „Сталинец-65“.

чистке снежных дорог. Гладкая наружная поверхность башмака имеет посередине окно, через которое звездочка легко продавлиывает снег, набившийся внутрь гусеницы. Башмак имеет по краям гнезда для крепления шпор при езде по льду, когда сцепление самого башмака недостаточно. На фиг. 12,б показана шпора для льда к „скелетообразному“ башмаку.

Крепление ее к башмаку осуществлено с одной стороны крюком, а с другой стороны болтом.

На фиг. 13а показан башмак для работы в снегу. Башмаки поочередно имеют по одной или по две шпоры. Средин башмака открыта, чтобы

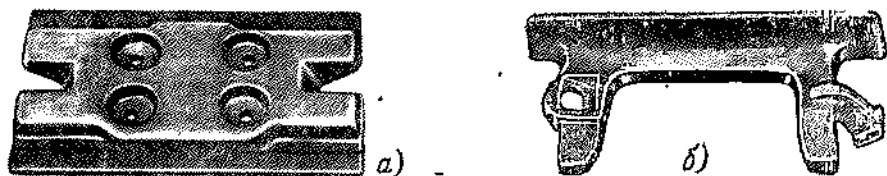
Разрез по С-Д



Фиг. 10. Накладка к башмакам трактора „Сталинск-65“.

дать возможность свободного выхода снега. На фиг. 13б показан башмак для снега и льда с отверстием посредине для выхода снега.

На фиг. 14 показан башмак, снабженный резиновой накладкой. Такие башмаки обеспечивают хорошее сцепление с грунтом, не разрушая по-



Фиг. 11. Универсальный башмак и шпора „Катерпилер“.



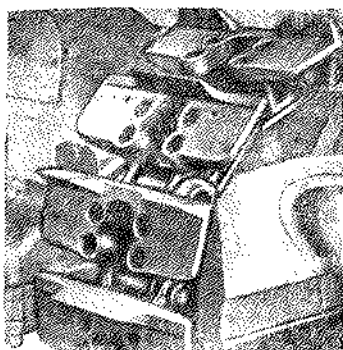
Фиг. 12. „Скелетообразный“ башмак для снега и шпора „Катерпилер“.

следний. Они применяются при работе тракторов на стадионах, спортивных площадках, аэродромах и других покрытиях, оберегаемых от поверхностного разрушения.

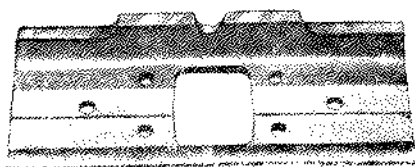
Для работы тракторов на болотистых, топких грунтах применяются башмаки большой ширины, обеспечивающие небольшое удельное давление

и благодаря шпорам достаточное сцепление. Применение таких шпор возможно для моделей тракторов с уширенной колеей (фиг. 15,а).

На фиг. 15,б показана шпора для болотистых грунтов. Шпора состоит из металлической плиты С, крепящейся к звеньям гусеницы, из широкого



Фиг. 13а. Башмак для снега и льда „Катерпиллер“.



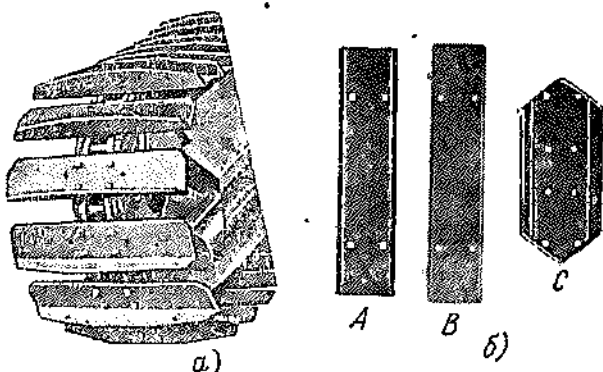
Фиг. 13б.



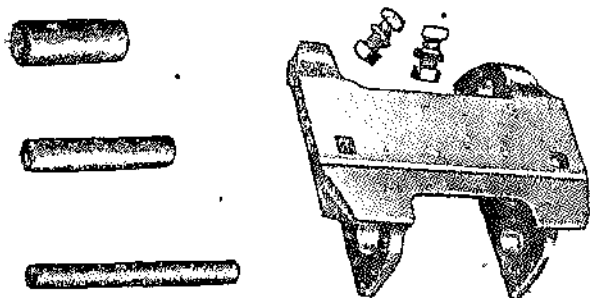
Фиг. 14. Башмак с резиновой накладкой „Катерпиллер“.

легкого деревянного башмака В и наружной защитной металлической обкладки А.

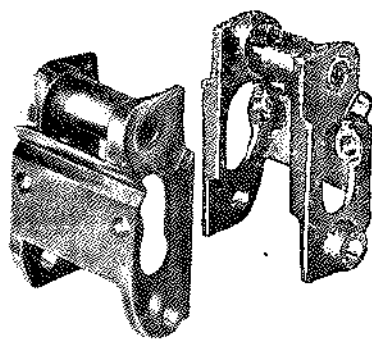
Гусеница трактора „Клетрак“. Эта гусеница принадлежит к типу рельсовых гусениц, но по своей конструкции отличается от гусеницы трактора „С-65“. Основное отличие заключается в том, что башмак и две проушины с рельсовой дорожкой составляют одну деталь (фиг. 16). Отдельные траки соединяются между собой при помощи пальца и втулки, но усилия для запрессовки здесь нужны значительно меньшие, так как проушины трака соединяются между собой через башмак. На втулке для уменьшения износа трением о звездочку



Фиг. 15. Башмаки для болот „Катерпиллер“.



Фиг. 16. Звено гусеницы трактора „Клетрак“.



Фиг. 17. Звено гусеницы трактора „Клетрак“.

надет ролик. Два отверстия на башмаке позволяют крепить дополнительные накладки и шпоры в зависимости от условий эксплуатации.

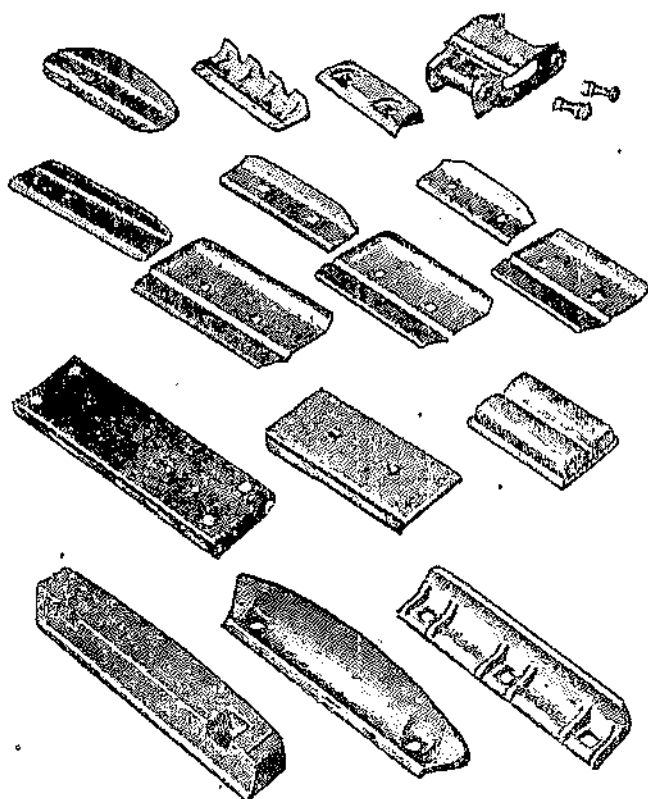
Несколько отличную от описанной представляет конструкция трака трактора „Клетрак“, показанная на фиг. 17. Две проушины также составляют одну деталь, получаемую штамповкой; башмаки и разного рода

шпоры и накладки крепятся болтами к плите, соединяющей две проушины. Отдельные траки соединяются между собой, как и в рассмотренной ранее конструкции: палец, втулка и ролик. На фиг. 18 показаны дополнительные башмаки и шпоры к этому траку. Ведущая звездочка двойная.

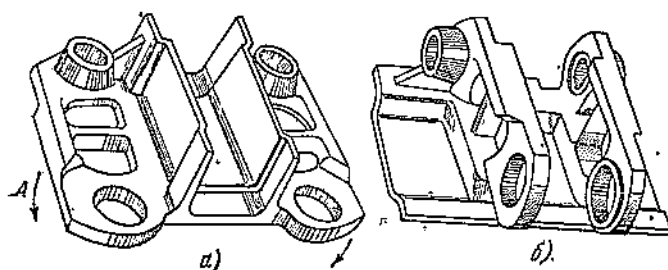
Интересен способ производства штамповкой аналогичной конструкции звеньев заодно с башмаком по патенту Н. I. Stein (1934). На фиг. 19, а показано звено после первой операции штамповки. Стрелками показано направление отгибания проушины вместе с боковыми частями башмака до тех пор, пока все части башмака не будут лежать в одной плоскости, как показано на фиг. 19, б.

Гусеницы трактора „Линке-Гофман“. Плита трака и две проушины составляют одну литую деталь. Башмак прибалчивается снизу к плите трака. Интересно закрепление пальца и втулки. Палец имеет с одной стороны квадратную головку, которая не позволяет ему поворачиваться во внешних щеках трака (фиг. 20), имеющих приливы.

Другой конец пальца шплинтуется. Втулка удерживается от проворачивания во внутренних щеках при помощи фрезерованного на квадрат одного конца, входящего в квадратное отверстие щеки. На втулку одет ролик. На фиг. 21 показана аналогичная конструкция трака трактора „Линке-Гофман“, но в отличие от первой здесь весь башмак отлит заодно со звеньями. Второе отличие представляет закрепление втулки. Втулка разрезная и после вставки ее в отверстие щеки втулка



Фиг. 18. Дополнительные башмаки „Клетрак“.



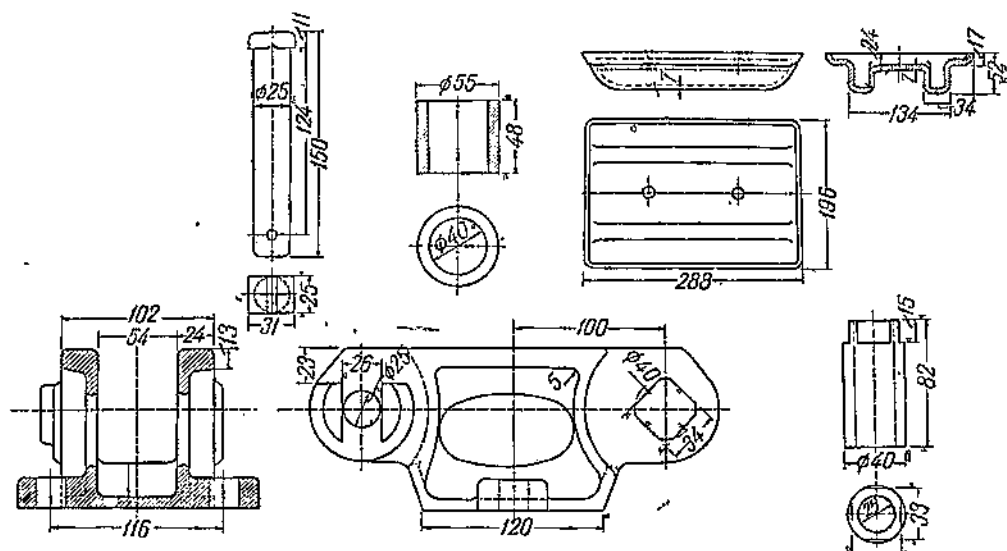
Фиг. 19. Способ штамповки звезда „Клетрак“.

распирается двумя коническими штифтами, забиваемыми с обоих концов в сверления втулки.

2. Гусеницы безрельсовые с цевочным зацеплением

Гусеницами безрельсовыми мы называем такие, трак которых не имеет рельсовых звеньев. Опорные ролики трактора катятся по верхней поверхности плиты, на нижней поверхности которой, соприкасающейся с грунтом, имеются шпоры; отдельные траки соединяются при помощи шарниров, образованных проушинами, составляющими одно целое с плитой

(башмаком) и входящим в отверстие проушины пальцем. Траки могут изготавливаться при помощи литья, штамповки, или сварки, в зависимости от конструкции. В последнее время получил большое распространение способ производства литых траков из специальных сталей, особенно из марганцовистой стали Гадфильда. Сталь Гадфильда, в виду большой ее вязкости, не поддается механической обработке, и литые траки подвергаются в соответствующих местах только зачистке на шлифовальном камне. В виду того что у нас в СССР производство стали Гадфильда было освоено только в последние годы и в силу своей специфичности еще многим конструкторам мало знакомо, мы приводим вкратце основные свойства этой стали. Сталь Гадфильда является одной из марганцовистых сталей. Сталь Гадфильда (аустенитовая) имеет химический состав: С 1 — 1,25%; Мн 12 — 14%; Si 0,30 — 0,60%. Удельный вес ее равен 7,9305.

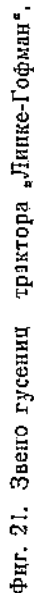


Фиг. 20. Звено гусеницы трактора „Линке-Гофман“.

(по Холлу); температура плавления 1370° С. Теплопроводность ее очень мала; если теплопроводность для меди принять равной 100, то для железа 16, а для марганцовистой стали 2,31. При охлаждении литой марганцовистой стали первые кристаллы начинают выпадать при 1370°. Эвтектика затвердевает при 1125 — 1080°; выпадение аустенита начинается при 850 — 825°. При охлаждении выделяются между зернами карбиды при 810 — 650°; при нагревании стали со структурой чистого аустенита выделение карбида происходит при 430 — 420°. Благодаря высокому содержанию марганца критическая точка Ar_1 настолько понижается, что уже при медленном охлаждении на воздухе сталь почти целиком состоит из аустенита. После закалки с 1100° сталь состоит из аустенита без всяких следов карбида. При медленном же охлаждении с высоких температур (выше 700°) получается микроструктура, где аустенитовые зерна распались, по границам зерен прежнего аустенита выделился цементит (карбид), внутренность зерен изрезана иглами — карбидными выделениями.

Сырая литая сталь обладает пониженным временным сопротивлением и очень низким удлинением. Закаленная на цементитовую структуру сталь дает резкое повышение механических свойств. Но одна аустенитовая структура еще не может гарантировать при закалке высоких механических свойств, последние зависят также и от величины зерна аустенита. Чем меньше зерна аустенита, тем выше сопротивление разрыву и больше удлинение. Чем выше температура разлива стали, тем крупнее зерно и ниже механические свойства. Скорость охлаждения стали также оказывает влияние на структуру: чем быстрее охлаждение, тем меньше зерна и лучше механические свойства.

19 00 21 67214772200



*

По данным Гадфильда для стали с химическим составом С 1,26%, Мп 14,0%, Si 0,28% и Р 0,11%:

1. Кованый образец без термообработки $\sigma_b = 56,4 \text{ кг/мм}^2$
 $\lambda = 1,50\%$
2. Кованый образец, закаленный на воздухе $\sigma_b = 74,2 \text{ кг/мм}^2$
 $\lambda = 14,0\%$
3. То же в масле $\sigma_b = 84,3 \text{ кг/мм}^2$
 $\lambda = 26,50\%$
3. „ „ в воде $\sigma_b = 104,0 \text{ кг/мм}^2$
 $\lambda = 44,60\%$

Сталь имеет небольшую твердость. В сыром состоянии 210—360 по Бринеллю, в закаленном 180—210. При получении наклепа—до 500 по Бринеллю.

В отношении износа сталь Гадфильда имеет следующие особенности: в местах, подверженных износу, при наличии небольшого удельного давления и отсутствии ударной нагрузки сталь плохо сопротивляется износу,

Таблица 3

Механические свойства	По Шмитцу		По Рапац	По справочн. ASTM (1934)	
	Литая закаленная в воде 1240°	Кованая	Литая, закаленная	Литая, закаленная	Кованая
Временное сопротивление, кг/мм^2	70—54	99—109	54—70	56—77	91—112
Удлинение, %	24—10	68,8	10—24	15—36	60—70
Предел текучести кг/мм^2	56—41	41—63	41—56	—	—
Сжатие, %	31	44—49	23—31	—	40—60
Предел пропорциональности	—	—	—	—	28—42
Твердость по Бринеллю	207—217	212—197	217	—	—

так как в этом случае нет условий для получения поверхностного наклепа. Более того, она изнашивается в этом случае даже несколько быстрее, чем высокоуглеродистая сталь. При ударной нагрузке, вызывающей наклеп, сталь Гадфильда сопротивляется износу значительно лучше. Наличие карбида в аустенитовой структуре понижает сопротивление стали износу.

Сталь Гадфильда подвержена появлению трещин во время остывания в литье и термообработке. Сталь имеет усадку в пределах 2—3%. Чем выше температура разлива, тем больше процент усадки. С уменьшением сечения детали скорость остывания возрастает и усадка уменьшается. Для отливок сечением 90—50 мм усадка 2—2,5%.

Залитая и медленно остывшая деталь марганцовистой стали имеет аустенитовую структуру со значительным количеством карбидов. Закалка при 1050—1100° в воде дает чистую аустенитовую структуру с хорошими механическими качествами.

Таковы в общих чертах свойства стали Гадфильда.

а) Гусеница с-х. трактора „СТЗ-НАТИ 1-ТА“. Трак гусеницы безрельсовый, шарнирный, отлитый из стали Гадфильда. На фиг. 22 показан трак (дет. № А 34-1-01). Палец из чистотянутой стали, диаметром $22^{+0,14}_{-0,14}$ мм, длиной 426 мм из стали 15, цементированный на глубину 1,2—1,6 мм, с термообработкой до твердости 54—62 С по Роквеллу. Пальцы крепятся при помощи шплинтов с шайбами на обоих концах. Отверстие в проушине звена литое, без обработки, имеет размер 22^{+1}_{-1} мм. Для очистки отверстий проушин от окалины нагара применяются развертки с режущими гранями из победита.

Химический состав стали для трака:

С 1,0—1,5%; Мп 11,0—15%; Si 0,3—1,0%; Р до 0,11%; S до 0,05%.

Все траки проходят закалку в воде с последующим контролем микроструктуры и проверкой части партии на магнитность. Все траки проходят очистку наружных поверхностей от заусенцев, заливок и других неровностей. Заварка дефектов зачищается. На беговой дорожке допускаются

Technical drawing of a mechanical part, likely a bracket or support, showing multiple views and dimensions. The drawing includes a side view (left), a top view (right), and a cross-section (bottom). Dimensions are given in millimeters. Key features include a central vertical slot, a horizontal base, and a curved top section. The drawing is labeled "Разрез по III-III" (Section III-III) and "Вид по стрелке А" (View A). The part is identified as "Литая сталь 60ХНД" (Cast steel 60ХНД) and "82 шт" (82 pieces).

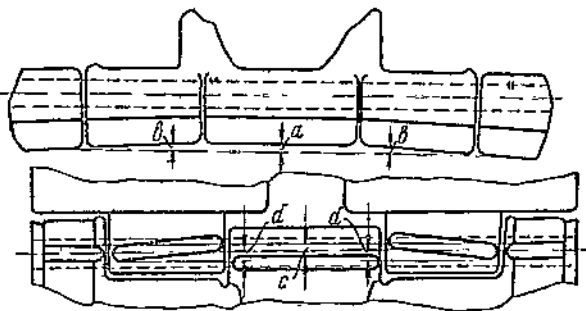
Фиг. 22. Звено гусеницы трактора „СТЗ-НАТИ-ІТА“.

117

соединяющими среднюю с крайними проушинами, с усиленным сечением гребня в месте присоединения его к средней проушине. Вес звена—7,9 кг.

На фиг. 25 показана ведущая звездочка трактора „СТЗ-НАТИ“ (дет. № А39-2)—литая из стали 40. Зубья закаленные с твердостью по Роквеллу 40—45 H_R . Число зубьев равно 23; зацепление с гусеницей с-х. трактора происходит через один зубец. Диаметр начальной окружности 652 мм; диаметр впадин—616 мм; диаметр наружной—688 мм; угол давления зуба—25°.

Продолжительность срока службы звеньев гусеницы трактора „СТЗ-НАТИ“ колеблется в зависимости от почвенных условий эксплуатации в довольно широких пределах. Например, по данным испытания НАТИ в Жердевской МТС в 1936 г. износ проушин звеньев (№ Б34-1) и пальцев (№ Б34-2) за 2000 час. работы характеризуется следующими цифрами: износ отверстий под пальцы со стороны трака, имеющей три проушины, составляет у крайних проушин 4—5,5 мм (почти на всю толщину стенки), у средних 2—4 мм. Со стороны, имеющей две проушины, износ отверстий—1,5—2,5 мм. Большой износ происходит также на средней проушине снаружи, в месте зацепления ее с зубцами звездочки, причем



Фиг. 23. Схема изгиба звена „СТЗ-НАТИ-ИТА“.

значительная часть проушин в этом месте была изношена насквозь. Износ беговой дорожки на звеньях—около 1,5 мм. Износ пальцев в среднем колебался в пределах 2—3 мм и в отдельных случаях доходил до 4 мм. Как видно, в этих испытаниях срок службы гусеницы определялся в 2000 час. По данным испытания НАТИ в 1938 г. в Никопольской МТС износ гусеницы в отверстиях проушин за 1400 час. работы в среднем колебался от 0,5 до 3 мм, достигая в отдельных случаях до 6 мм. Износ пальцев за то же время работы колебался от 1,0 до 2,5 мм. Отмечался при этом сильный прогиб звеньев в вертикальной плоскости, достигающий до 5 мм.

По данным испытаний в 1938 г. в Котлубани, произведенных КЭО СТЗ, за время 2400 часов работы износ крайних проушин колебался от 3,6 до 6,9 мм; средних—2,7—4,9 мм; центральной проушины 2,3—3,3 мм. Износ проушины снаружи в месте касания с зубцом звездочки был 4—6 мм, доходя в отдельных случаях до износа насквозь. Наблюдался сильный прогиб звеньев до 8—10 мм.

Анализ химический и металлографический материала звена показал, что звенья удовлетворяли техническим условиям. Твердость колебалась в пределах от 179—217 H_B .

Износ пальцев был в среднем 1,5—2 мм (в некоторых случаях до 2,75 мм).

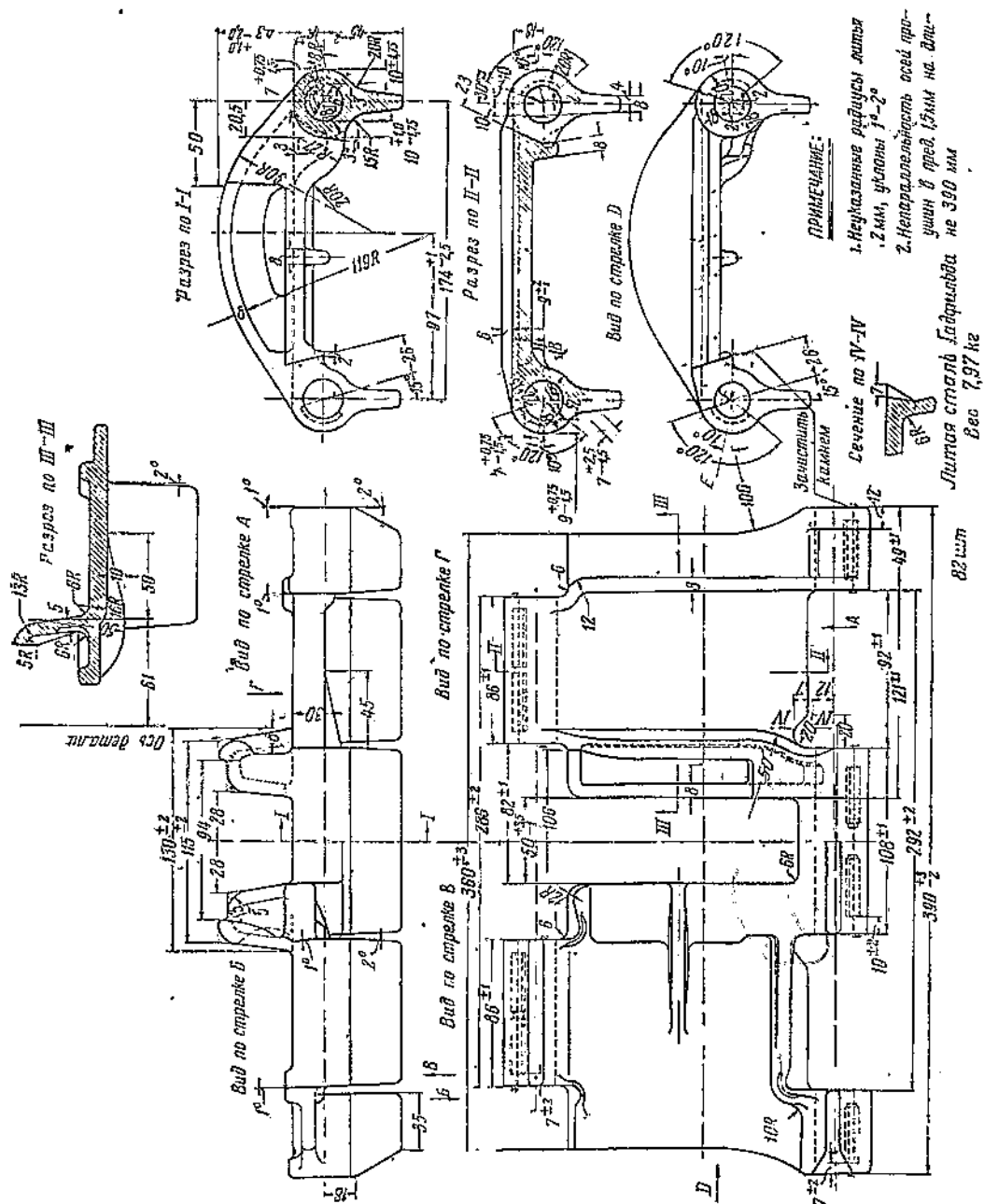
Одновременно с пальцами из стали 15 с цементацией испытывались пальцы из стали 1045 с закалкой. Эти последние после 1620 час. работы получили износ 0,7 мм, т. е. почти в два раза меньший, чем для пальцев цементированных. Это можно объяснить тем, что высокая твердость закаленного слоя у пальцев из стали 1045 распространяется на большую глубину, в то время как срок службы цементированных пальцев ограничивается глубиной слоя цементации.

Как на пример повышенного износа гусеницы трактора „СТЗ-НАТИ“ надо указать на случай износа в 1938 г. в Союхинской и Платоновской МТС Тамбовской области.

Вследствие засушливого лета 1938 г. почвы сильно высохли и тракторам на таких работах, как, например, перепашка пара и др., приходилось работать в весьма пыльных условиях и со значительным погруже-

нием гусениц в почву. В ряде случаев, по заявлению работников МТС, тракторы погружались в почву до оси опорных катков, работая в больших облаках пыли, в виде пыльно-песчаных столбов, полностью закрывавших весь агрегат.

Анализ взятых образцов почв дал следующие результаты: удельный вес — 2,8. По разделению Туле: легкая фракция — 99,74%; тяжелая фрак-



Фиг. 24. Звено „СТЗ-НАТИ“ (Э34-1-02).

ция — 0,26%. Механический анализ (по методу Сабанина) дал следующие результаты: фракция $> 0,25$ — 35,35%; фракция $0,1 \div 0,05$ 52,42%; фракция $0,05 \div 0,01$ 2,62%; фракция $< 0,01$ — 9,61%. Минералогический анализ показал, что легкая фракция состоит из 97% кварца и 3% глинистых, органических и железистых обломочков.

Первые значительные износы звеньев и пальцев гусениц выявились после обработки 550–700 га, по окончании дерепашки пара, которая

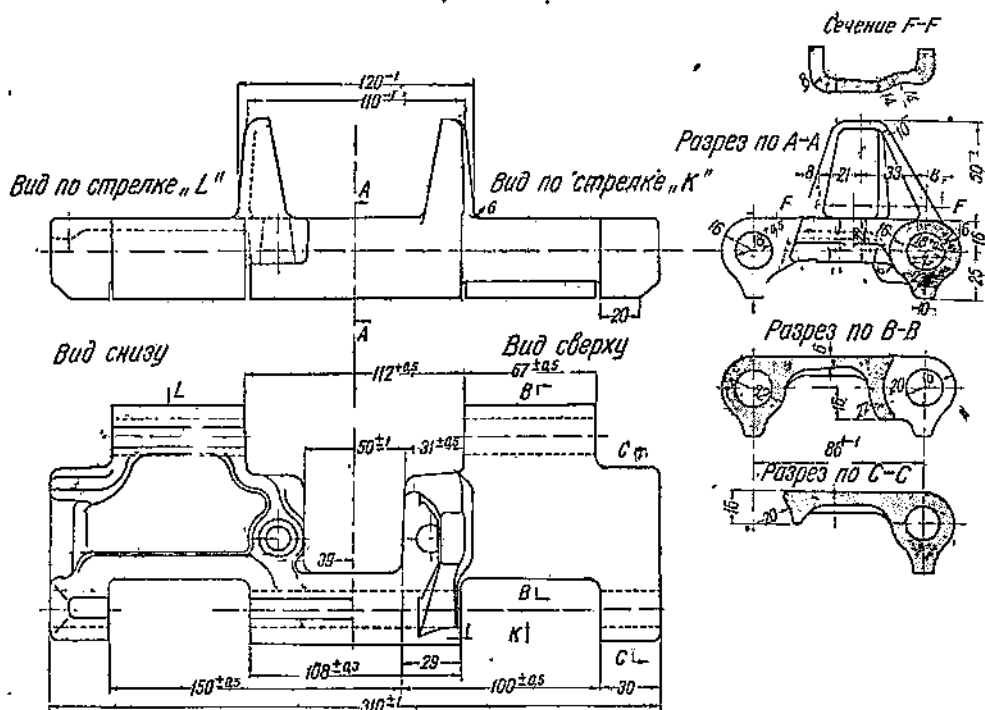
соответствовала наиболее пыльным условиям работы тракторов в первой половине с.-х. сезона. Износы носили неравномерный характер. У одних звеньев изнашивались насквозь или близко к этому тройные проушины при небольшом износе, в пределах 1—3 мм, двойных проушин. У других звеньев, наоборот, изнашивались насквозь или близко к этому двойные проушины при небольшом износе, в пределах 1—3 мм, тройных проушин. И, наконец, у некоторых звеньев все проушины изнашивались примерно одинаково на значительную величину 5—8 мм, что соответствует в отдельных случаях износу насквозь, а в других случаях — остающейся толщине стенки в пределах 1—3 мм.

Фиг. 25. Звездочка „СТЗ-НАТИ“.

Износы наружной поверхности средней проушины в месте касания с зубом звездочки у сменных звеньев колебались в пределах от износа насквозь до сохранения толщины стенки в пределах 4—5 мм. Большинство звеньев имело изгиб в вертикальной плоскости. Произведенный внешний осмотр (без разборки) гусениц позволил сделать заключение, что большинство незаменявшихся до того времени звеньев и пальцев требовало замены, в особенности на тракторах с выработкой 1000 га и выше. У ведущих звездочек был выявлен значительный износ зубьев, доходивший до ножевого заострения.

Произведенное в НАТИ определение поверхностной твердости на звеньях гусеницы трактора „СТЗ-НАТИ“, изношенных после 1040 час. работы в Союхинской МТС Тамбовской области, показало, что твердость в местах, подвергшихся износу, была выше, чем в остальных, а именно: на изношенной беговой дорожке — 105—104 по Роквеллу В; сверху трака на небеговой дорожке — 93—102; на шпоре снизу — 105; на средней проушине в месте касания с зубом звездочки — 109—112; внутри изношенной проушины (крайней) 82—90 по Роквеллу В и 250—299 по Виккерсу ($P=5 \text{ кг}$). При искусственно сделанном наклепе молотком твердость 111—115 по Роквеллу В.

Проведенные НАТИ в дальнейшем испытания звеньев на износ в лабораторных условиях показали повышенный износ проушин звеньев из стали Гадфильда в условиях работы в песке по сравнению с работой в тех же



Фиг. 26. Звено гусеницы транспортного трактора „СТЗ-НАТИ“.

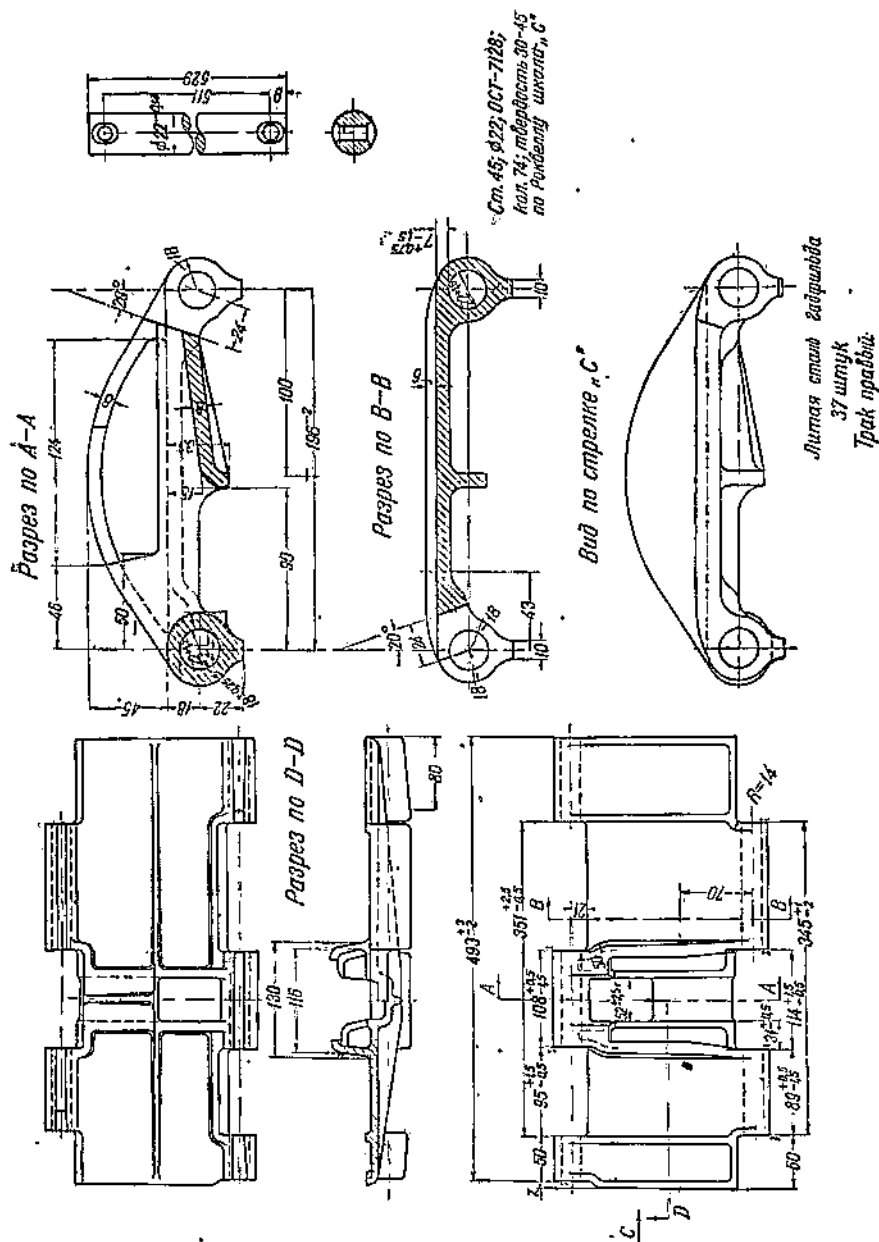
условиях, но без песка. Слой наклепа, образующийся на поверхности трения, имеет небольшую толщину и твердость, чтобы оказывать при работе в песке достаточные сопротивления износу.

В целях увеличения твердости поверхности трения в шарнирах на Сталинградском тракторном заводе был предложен способ заливки в проушинах звеньев вставок из отбеленного чугуна. На фиг. 24 было показано такое звено гусеницы. Вставки, имеющие вид сегментов, толщиной 3 мм заливается во время отливки траков, в проушинах в местах касания их с пальцами, как показано на фигуре. Достаточно проверенных результатов о продолжительности работы и величинах износов мы пока еще не имеем.

б) Трак гусеницы транспортного трактора „СТЗ“. На фиг. 26 показан трак гусеницы транспортного трактора „СТЗ“. Звено, имея шаг $86 \pm 1 \text{ мм}$, зацепляется со звездочкой дет. № АЗ4-2 (звездочка с.х. трактора). Трак литой из стали Гадфильда. Отверстие под палец имеет размер $18 \pm 0.5 \text{ мм}$. Палец изготовляется из стали 15 с цементацией. Один конец пальца имеет головку, а другой конец шплинтуется.

в) Гусеница болотного трактора „СТЗ-8“. Трак гусеницы имеет в основном ту же конструкцию, что и траки с.х. трактора, но

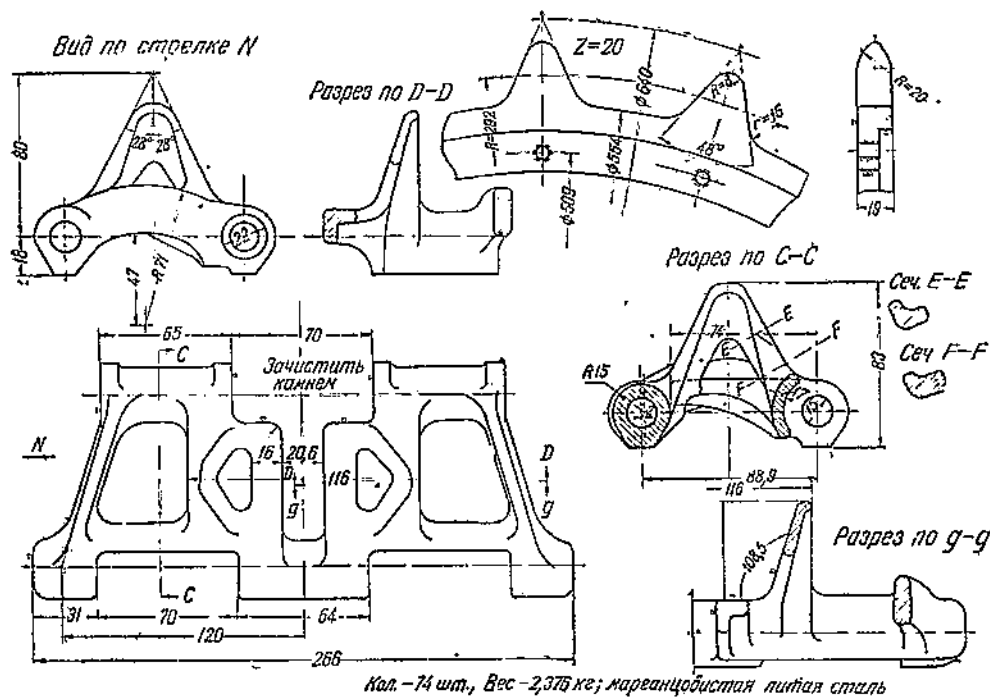
отличается от последних своей шириной. Ширина башмака 493 мм, шаг звена 196 мм; отверстие в проушине для пальца $22^{+1.5}$ мм. Трак литой из стали Гадфильда, несимметричный относительно продольной оси. Это вызвано тем, чтобы не уширять поперечную базу трактора. Поэтому правая и левая гусеницы не могут иметь одни и те же траки. Траки отличаются правыми и левыми. Ввиду большого шага трака, последний имеет



Фиг. 27. Звено гусеницы болотного трактора СТЗ-8.

для зубца ведущей звездочки окно. Для поперечной жесткости трака на нижней стороне его расположены длинные ребра. На фиг. 27 приведен чертеж трака и пальца. Палец изготавливается из стали 45 с закалкой до твердости 30—45 по Роквеллу С; длина пальца 529 мм; диаметр — $22^{+0.14}$ из чистотянутой стали. Крепление пальца осуществляется при помощи шпильки его концов. Звездочка имеет 11 зубьев; диаметр начальной окружности 707 мм, внешний диаметр 743 мм. Высота зубьев около 35 мм. Так как опорные ролики трактора двойные, трак гусеницы имеет две

г) Гусеница транспортного трактора „Карден-Лойд“. На фиг. 28 показан трак и звездочка трактора Карден-Лойд. Конструкция его легла в основу конструкций многих гусениц танков и тракторов почти во всех странах. Трак отливался из чугуна или марганцовистой стали. Для возможного уменьшения веса трак состоит из проушин, соединенных ребрами. Гребни имеют отверстия для продавливания грязи. Трак весит 2,378 кг. Между гребнями находится беговая дорожка. Посредине беговой дорожки расположено отверстие для зубьев ведущей звездочки, имеющей ширину 19 мм. Звездочка имеет 20 зубьев. Шаг трака—88,9 мм. Число траков в одной гусенице—74. Траки соединяются цементированными



пальцами, имеющими по концам головки. Концы пальцев мягкие и при сборке гусеницы второй конец расклепывается, образуя головку. Данные характеристики трактора: мощность двигателя 59 л. с. при 2800 об/мин, вес трактора — 2800 кг; при грузе на платформе — 1500 кг трактор может буксировать прицепку с общим весом 2 т на подъем в 18°; скорости трактора: 5,65; 11,10; 21,8 и 42,6 км/час; две скорости заднего хода: 4,6 и 9,1 км/час.

а) Гусеница транспортного трактора „Сталинец 2“. К гусеницам безрельсовым с гребневым зацеплением, литым из стали Гадфильда, относится гусеница трактора „Сталинец 2“. На фиг. 29 показан чертеж трака. Основные данные: вес трака — 10,36 кг; шаг 170 мм; отверстие в проушине под палец — $31^{+0,5}_{-0,17}$ мм; ширина трака — 420 мм. Палец — диаметр 30 — $0,17$ мм из стали 20, цементируется и закаливается. Палец, так называемого „плавающего“ типа, длиной 385 мм, без отверстий или головки на концах, удерживается от осевых перемещений в проушинах трака поставленными разводящими шплинтами в отверстиях крайних проушин. В эксплуатации подобное крепление оказалось не достаточно надежным. Поэтому шплинты заменены заклепками с нижней головкой полу-

[illegible]

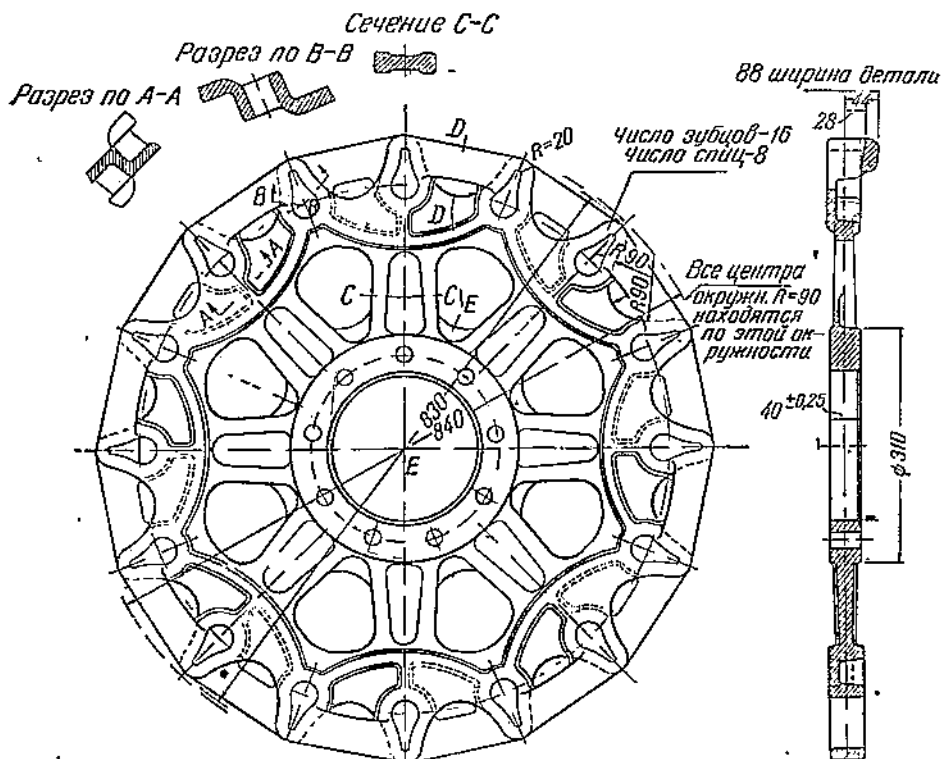
Восстановительная, а также

Фиг. 29. Звено трактора „Сталинец-2“;

124

проушинами от действия горизонтальной реакции грунта и тем способствует уменьшению износа шарнира. Благодаря гребню, расположенному на траке, конструкция последнего обладает большой жесткостью и не изгибается от веса и тягового усилия. На траках в случае необходимости, особенно в снежных и ледяных условиях, имеется возможность крепить дополнительные шпоры.

Гребень, находящийся на траке, служит одновременно для направления усейки между ребрами двойных опорных катков и для зацепления ведущей звездочкой. На фиг. 30 показана ведущая звездочка, литая из стали 40, с боковыми окнами для возможности лучшего выдавливания ребром из впадины снега и грязи. На фиг. 31 показана схема зацепления



Фиг. 30. Звездочка трактора „Сталинец-2“.

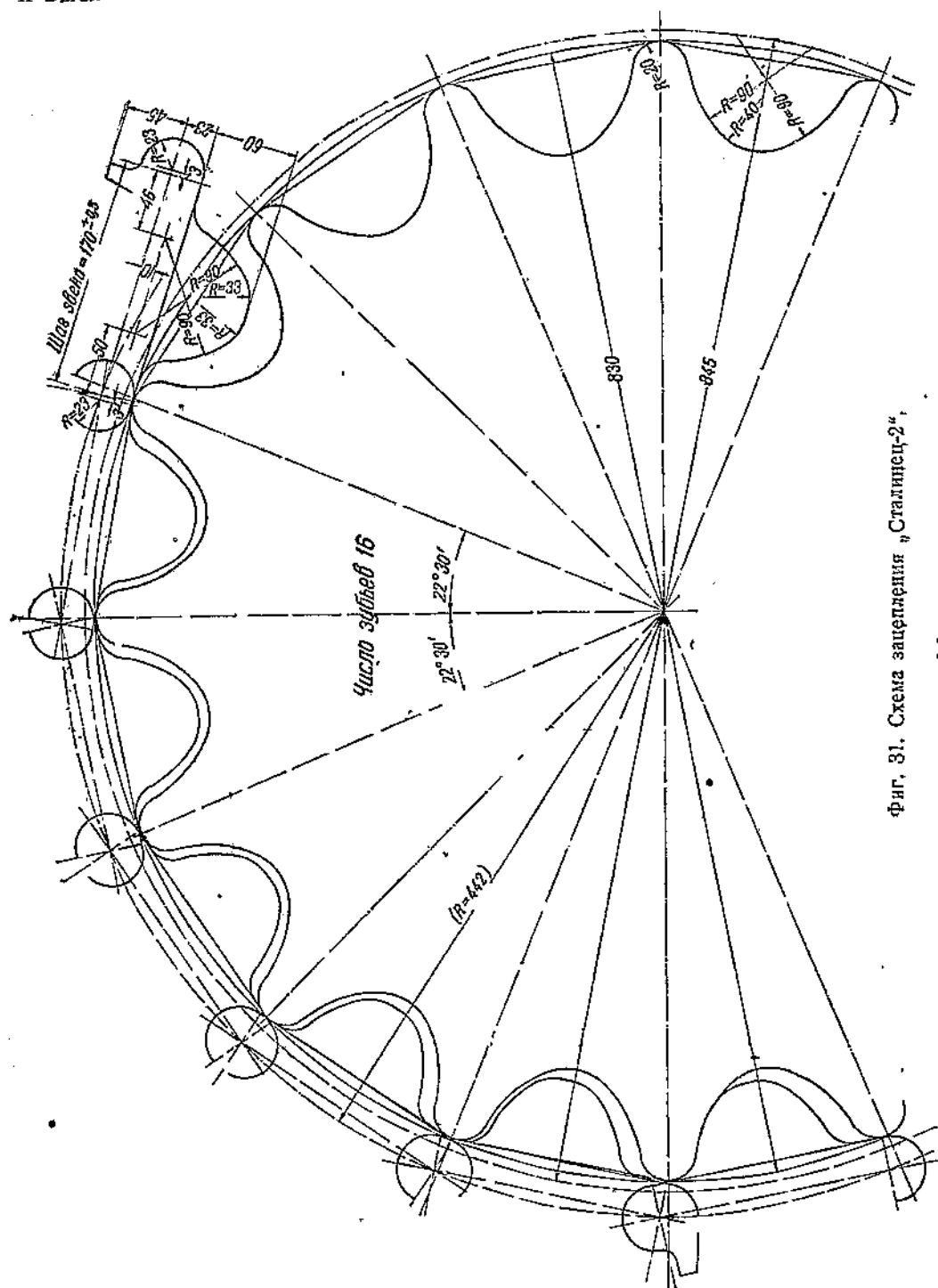
звездочки с гребнями траков. Как видно, ведущим зубом является только один верхний зуб звездочки, благодаря тому что шаг гусеницы меньше шага звездочки.

Для предупреждения от бокового скольжения гусеницы шпора на траках имеет по концам наклон, и, кроме того, небольшое поперечное ребро на средней проушине.

б) Гусеница транспортного трактора „Коминтерн“. Эта гусеница аналогична конструкции гусеницы трактора „Сталинец 2“. Звено—литое из хромоникелевой стали. На фиг. 32 показана конструкция трака.

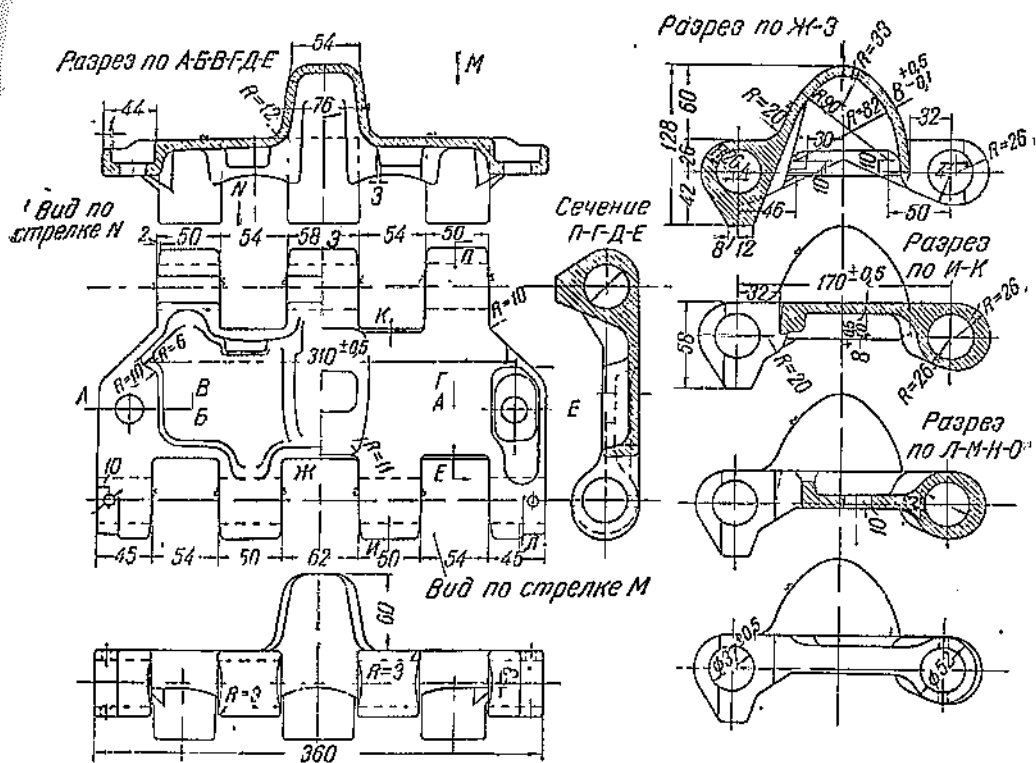
Шпора в отличие от конструкции трака „Сталинец 2“ не представляет одного сплошного ребра, а состоит из отдельных выступов, расположенных с нижней стороны трака под проушинами. В этом случае шпора не предохраняет шарнир от вдавливания в зазоры между проушинами песка. Зацепление со звездочкой гребневое. Крепление пальца также аналогично креплению на траке „Сталинец 2“. К траку крепится дополнительная шпора стального литья (сталь 2), весом 6,24 кг. На фиг. 33 показана гусеничная цепь в сборе со шпорой; направление ее при движении трактора, аналогичное направлению на тракторе „Сталинец 2“. Закрепление пальца осуществлено при помощи разводных шплинтов по концам крайних про-

ушин и металлических шайб, закладываемых в отверстиях между концами пальцев и шплинтами. Как было сказано выше, это закрепление не является достаточно надежным благодаря тому, что шплинты разбиваются и выскакивают.

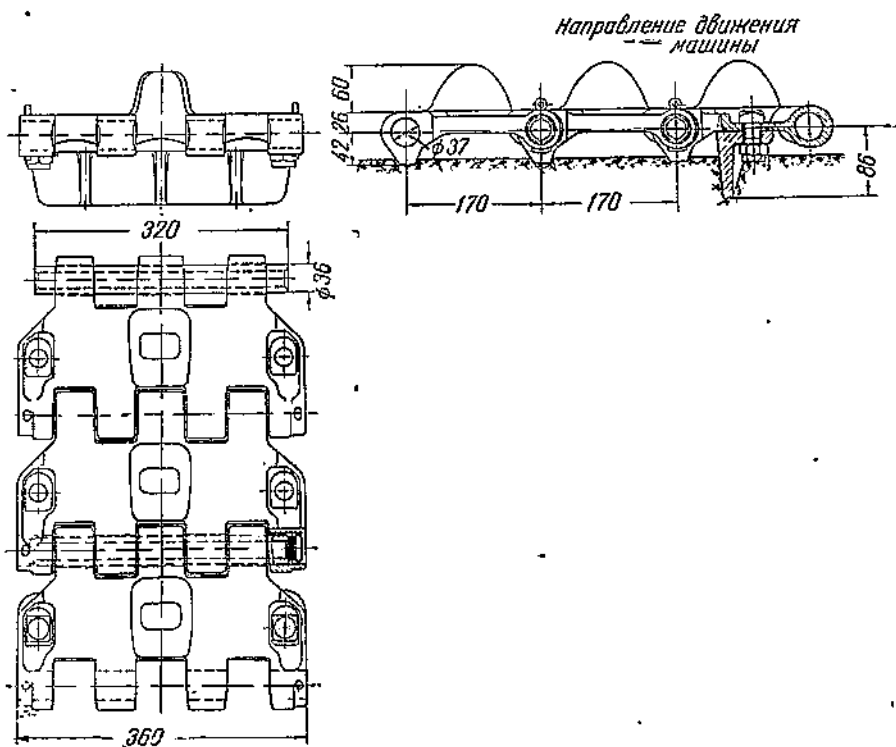


Фиг. 31. Схема зацепления «Стальцец-2».

в) Крупнозвенчатая безрельсовая цепь с гребневым зацеплением. Оригинальную конструкцию длиннозвенчатой цепи с гребневым зацеплением имеет гусеница американского танка „Кристи“. Гусеницы такой же конструкции применяются не только в танках, но и в некоторых специальных машинах, например в экскаваторах, в вездеходных

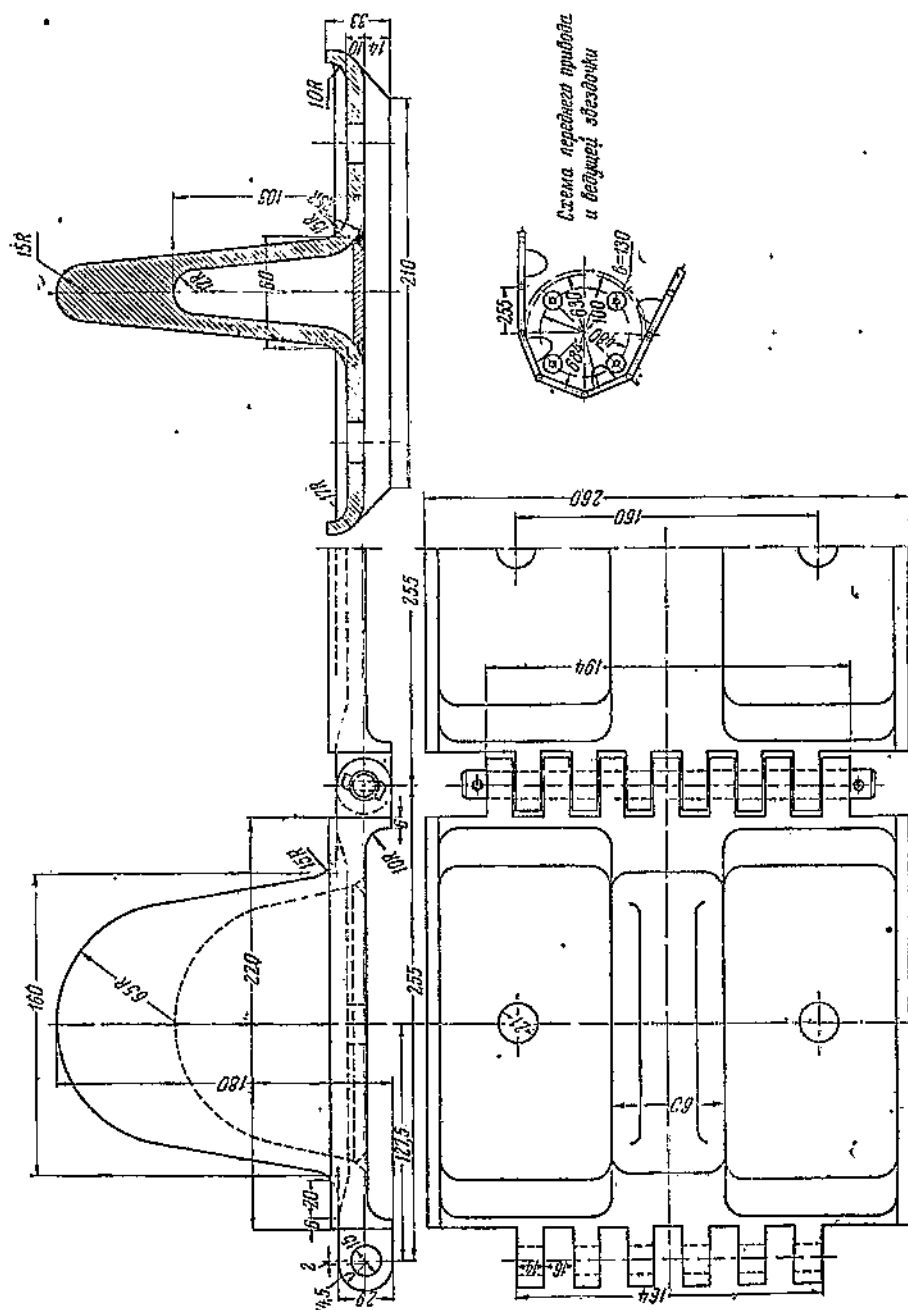


Фиг. 32. Звено трактора „Коминтерн“.



Фиг. 33. Гусеница трактора „Коминтерн в сборе“.

цепях грузовых автомобилей. На фиг. 34 показаны два трака этой гусеницы шириной 260 мм; шаг звена—255 мм; гребни высотой 152 мм, служащие для направления цепи между опорными катками, одновременно используются для зацепления с ведущей звездочкой. Последняя представляет собой два диска с наружным диаметром 630 мм с закреплен-

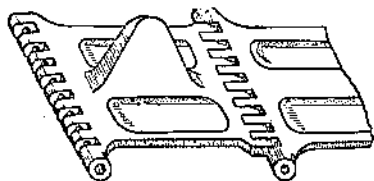


Фиг. 34. Гусеница танка "Кристи".

ными между ними на осях четырем роликами. Эти ролики, диаметром 100 мм, расположены по окружности радиуса 240 мм. Как видно из фигуры, на гусенице гребень делается не на всех траках, а через один трак, так как при наличии роликов на звездочке и большой ширине требня осуществить конструкцию гусеницы с расположением гребней на каждом траке невозможно. Разница в конструкциях обоих траков заключается только в наличии гребней. Траки изготавливаются штамповкой, отверстие в гребне закрывается с нижней стороны пластинкой, которая

приваривается к плите трака. Вес трака гребневого около 8,9 кг. В виду большого шага траков и наличия гребней через один трак вес гусеницы получается сравнительно небольшим: погонный метр гусеницы весит около 32 кг. Учитывая, что танк „Кристи“ движется на гусеницах с большими скоростями порядка 70 км/час и выше, надо признать, что малый вес траков должен иметь большое значение в отношении уменьшения потерь на перематывание гусениц. В некоторых конструкциях танков „Кристи“ с целью дальнейшего облегчения веса гребни на гусеницах имеют боковые сквозные отверстия. Рассматриваемый трак „Кристи“ на нижней поверхности почти не имеет никаких шпор, поэтому сцепные качества его не высоки. Для уменьшения сопротивления повороту плита трака с боков имеет закругление. Беговые дорожки, расположенные по бокам гребня, не представляют гладкой поверхности, а имеют небольшие возвышения над шарнирами; кроме того, на каждой дорожке имеется по одному отверстию $\varnothing 22$ мм; все это не может благоприятно отражаться на износе резиновых ободов катков. С каждой стороны трака имеется большое количество проушин (6 и 7) при небольшой их ширине (14 мм). Большое количество проушин способствует равномерному распределению усилий от натяжения гусеничной цепи и позволяет делать пальцы небольшого диаметра (14 мм), так как они почти не изгибаются. С другой стороны, большое количество небольших открытых шарниров способствует повышению износа шарниров. Материал трака „Кристи“ — никелевая сталь. Закрепление пальцев осуществляется шплинтовой обшивкой обоих концов.

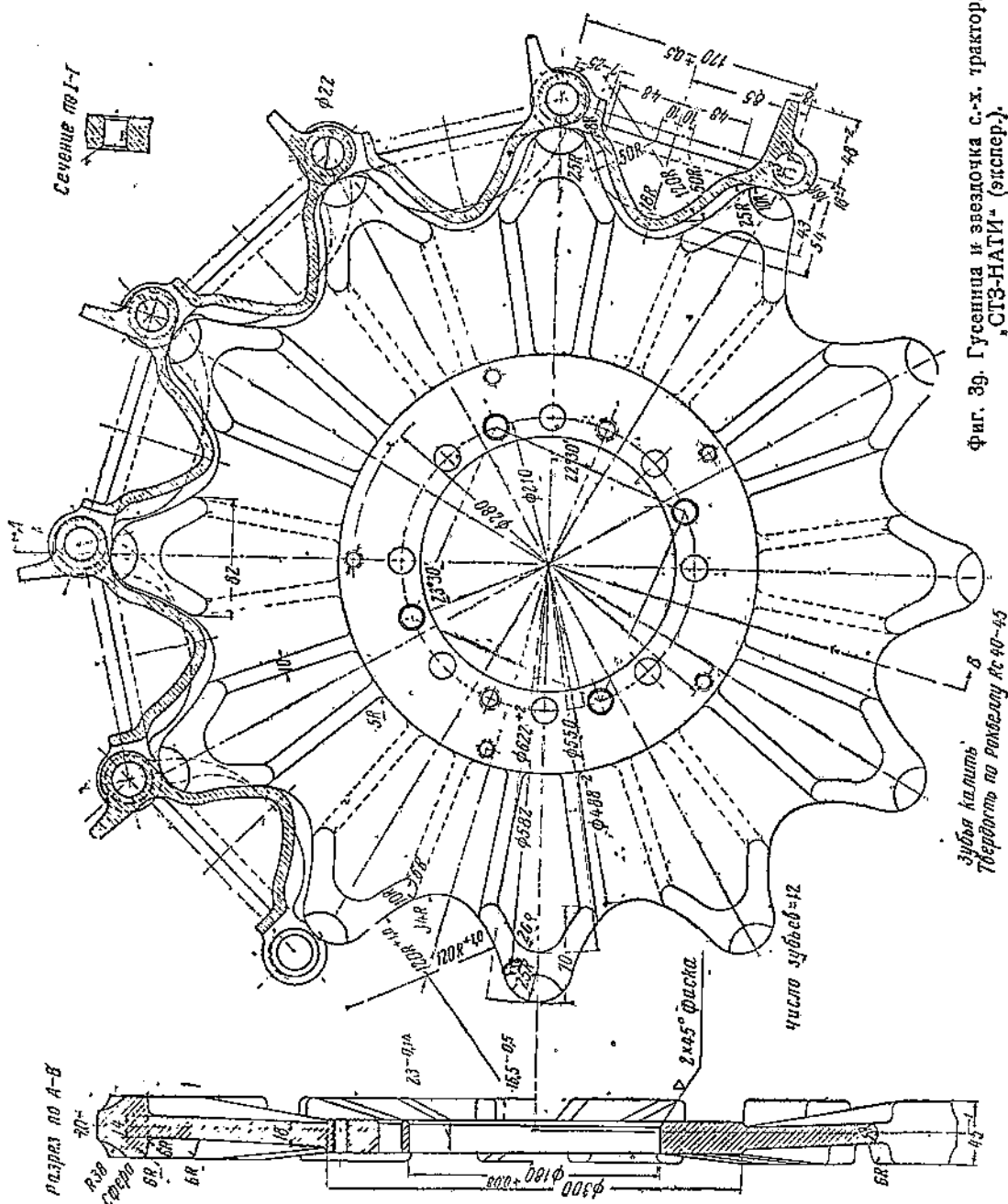
На фиг. 35 показан трак другого типа танка „Кристи“. Зацепление со звездочкой осуществляется здесь при помощи выступающих крайних проушин, а гребни служат только для направления цепи. Звездочка в этом случае также имеет для зацепления ролики (8 роликов).



Фиг. 35. Гусеница танка „Кристи“ (вариант).

г) Гусеница с гребневым зацеплением с-х. трактора „СТЗ-НАТИ“ (экспериментальная). С целью избежать прогиба трака гусеницы с-х. трактора „СТЗ-НАТИ“, о котором было сказано выше, в НАТИ изготавливается гусеница с гребневым зацеплением. На фиг. 36 показана конструкция звездочки и трака. На фиг. 37 показана конструкция трака. Благодаря наличию гребня с направляющими ребрами, а также благодаря наличию неразрезной, сплошной шпоры, проходящей под шарнирами вдоль всего трака, конструкция последнего жесткая, не дающая прогиба от веса трактора и силы тяги на гусенице. Для возможности выхода грязи и снега и выдавливания их, зубья звездочки имеют на вершинах сферические выемки, а во впадинах между зубцами венец звездочки имеет открытые с обеих сторон вырезы для свободного выхода снега и грязи. Боковые ребра около гребня на траке служат направляющими для опорных катков и для звездочки при переднем и заднем ходе трактора. Шаг звена — 170 мм. Высота гребня — 54 мм. Наружный диаметр звездочки — 622 мм, число зубцов — 12, звездочка литая из стали — 40; зубцы закаленные до твердости 40—45 по Роквеллу С. Трак — литой из стали Гадфильда. Для уменьшения износа шарниров конструкция трака имеет лабиринтовое уплотнение против попадания песка в те шарниры, в которых происходит вращение пальца. Палец закреплен неподвижно в тройных проушинах благодаря квадратной головке, входящих в прорези крайней проушины, и не может вращаться. Кроме того, с целью уменьшения зазоров и прогиба самого пальца и лучшей центровки палец сделан более коротким из двух половин, удерживающихся от выпадения заклепками, поставленными перед головками пальцев. Лабиринтовое уплотнение состоит из закаленных втулок, входящих в цилиндрическое углубление с боков двойных проушин и вставляемых вместе с траком при сборке в прорези тройных проушин.

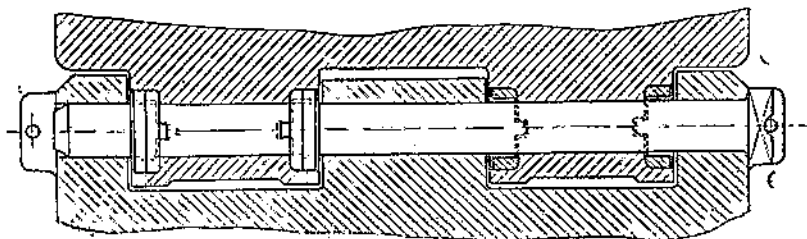
соседнего трака. Благодаря снятым фаскам втулки не могут вращаться относительно тройных проушин, а следовательно, и относительно пальца. Вращение происходит только в двойных проушинах, доступ к которым осложнен лабиринтом, образованным втулками.



фиг. 39. Гусеница и звездочка с.х. трактора "СТЗ-НАТИ" (экспер.).

Как вариант уплотнения, защищающего шарнир, на фиг. 38 показана конструкция втулки с резиновой обкладкой. Втулка благодаря выступу не вращается относительно проушины, в заточку которой она вставлена. Наружный диаметр резиновой обкладки несколько больше диаметра отверстия заточки в проушине, поэтому резиновая обкладка втулки плотно заполняет всю полость заточки. Зазоры между пальцами и втулкой малы и не пропускают крупных песчинок, могущих вызвать износ

шарнира. Так как поверхности соприкосновения пальца и втулки прижаты друг к другу небольшим давлением от дополнительного незначительного сжатия резиновой обкладки пальцем, то износ в этом месте будет незначительным.



Фиг. 38. Звено с уплотняющими втулками.

4. Гусеницы резино-металлические, звеньевые, шарнирные

К этому виду гусениц относятся металлические гусеницы, отдельные звенья которых соединяются при помощи шарниров. Резина применяется в шарнире в качестве прослойки между втулкой и пальцем, с целью избежать трения между пальцем и втулкой, а тем самым и износа. Гусеницы этого вида обладают бесшумностью.

а) Гусеница резино-металлическая трактора „Катерпиллер 60“, выполненная фирмой Гудрич (B. F. Goodrich Co Akron Rubber Works) по патенту изобретателя I. R. Gammeter.

На фиг. 39,а показан шарнир этой гусеницы в сборе. Слой резины привулканизирован к пальцу 1 и металлической втулке 4, состоящей из двух половин. Указанные детали составляют комплект, который запрессовывается при давлении от 6 до 7 т в втулку 3, имеющую наружные размеры нормальной втулки гусеницы „Катерпиллер“.

Втулка 3 вместе с запрессованным в нее комплектом пальца запрессовывается в свою очередь во внутренние проушины звеньев. Так как палец имеет наружный диаметр, меньший чем нормальный палец, то во внешние проушины звеньев впрессовываются втулки 2. Затем сборка производится, как обычно. На фиг. 39б показаны отдельные детали шарнира. Взаимное расположение двух звеньев при запрессовке пальцев должно быть выдержано под углом $13^{\circ}20' \pm 1^{\circ}$, как показано на фиг. 39,б. Это сделано с той целью, чтобы уменьшить потери при перематывании цепи на звездочках.

При перематывании цепи звенья гусеницы поворачиваются одно относительно другого, скручивая резиновую прослойку шарнира. Согласно опытам, проведенным в НАТИ в 1934 г. с этими втулками, величина закручивающего момента пропорциональна углу закручивания шарнира. Ниже в табл. 4 приводим результаты опыта.

По данным фирмы Гудрич подобные резиновые шарниры испытывались в 1933 г.: втулки скручивались в обоих направлениях в течение

Таблица 4

Угол	0°	4°	6°50'	9°	11°20'	13°20'	17°45'
Скручив. момент в кг/см	0	374	765	975	1180	1230	2020

750 час., на угол $12^{\circ}30'$ со скоростью 50 периодов в минуту, а затем еще в течение 500 час. на угол $17^{\circ}30'$. После распиливания втулки слой резины оказался в хорошем состоянии, отслаиваясь от паль-

цев по концам его на величину по 0,5 дюйма.

Палец и наружные обкладки изготавливаются из стали 1020 и цементируются. Внешняя поверхность имеет твердость 70—85 по склероскопу.

Кроме описанного выше резинового сочленения необходимо остановиться на аналогичном шарнире конструкции того же изобретателя

Technical drawing of a mechanical part, likely a bracket or plate, showing multiple views: a top view, a side view, and a cross-section.

Top View:

- Overall length: $11 \frac{1}{8}''$
- Overall width: $6 \frac{1}{16}''$
- Four circular holes with diameters: $\phi 2.0625''$ and $\phi 2.494''$
- Two rectangular cutouts with radii: $1/8'' R$
- Section line A-A

Side View:

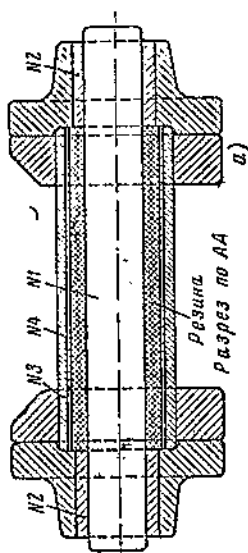
- Thickness: $1/8''$
- Fillet radius: $1/8'' R$

Cross-section:

- Width: $1 \frac{1}{2}''$
- Thickness: $1/8''$

фиг. 39. Гусеница „Катерпиллер“ с резино-металлическими шарнирами.

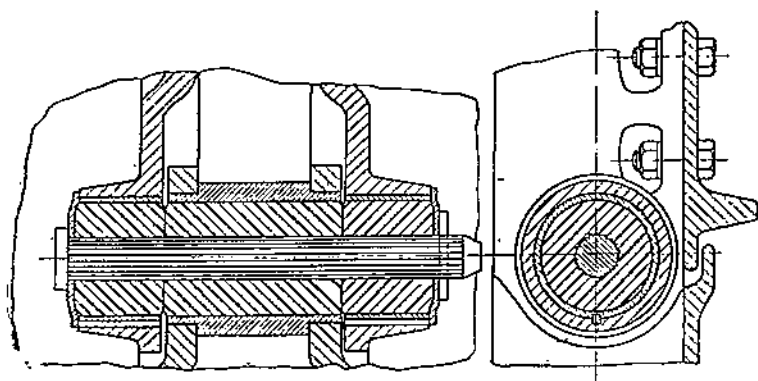
133



тельно меньше диаметра пальца, который туда запрессовывается под давлением. Для того чтобы палец легче проходил через отверстие в резине, его передний конец имеет большую коническую фаску. С торцов резиновый слой защищается металлическими шайбами. Палец имеет рифленую поверхность.

б) Гусеница резино-металлическая американского изобретателя Нокс (Nox). Как видно из фиг. 41, гусеница состоит из отдельных звеньев 1 с двумя пальцами 2 в каждом звене.

На каждом пальце находится две резиновых втулки 3, привулканизированных к пальцу и поверхности отверстия в звене. Между резиновыми втулками вставляется металлическая втулка 4, сидящая на пальце с зазором. Величина зазора между пальцами и поверхностью отверстия в звене лимитирует сжатие резиновой втулки. Отдельные звенья гусеницы соединяются между собой при помощи хомутиков 5, надеваемых на пальцы соседних звеньев. Два пальца двух соседних звеньев закрепляются неподвижно в хомутике 5 при помощи специального болта 6, входящего гранями своей прямоугольной головки в прорези пальцев 7.



Фиг. 40. Шарнир резино-металлической гусеницы.

Хомутик имеет сверху гребень 8, который служит для направления опорных роликов трактора, катящихся по верхней поверхности звеньев. На нижней поверхности звеньев под шарнирами имеются сменные шпоры 9. Края верхней поверхности катания на звене имеют уклон вниз для лучшего выхода из-под ролика песка, снега или грязи. Звенья гусеницы входят в зацепление с зубьями ведущей звездочки при помощи боковых поверхностей хомутов 5. Гусеница эта интересна благодаря легкости соединения отдельных звеньев между собой и неизнашиваемости резиновых шарниров.

5. Гусеницы резино-металлические, бесшарнирные, звеньевые

К такому типу гусениц относятся гусеницы, состоящие из отдельных металлических траков, соединяемых между собой не при помощи шарниров (проушина и палец), а при помощи резиновых вставок, деформирующихся под действием тягового усилия и заложенных в особые гнезда в траках. Преимущество их перед шарнирными гусеницами заключается в том, что трение в шарнирах здесь заменено внутримолекулярным трением деформируемых резиновых вставок. Эти гусеницы обладают значительной бесшумностью. Недостатки заключаются в трудности изготовления резиновых вставок, не разрушающихся в течение долгого времени работы, и в переменной величине шага гусеницы, отражающейся на качестве зацепления и его износе.

а) Примером подобных гусениц может служить гусеница с резиновыми вставками английского изобретателя Джонсона (фиг. 42). Гусеница такой конструкции применяется на с.-х. тракторах Rushton, Case, Bristol и некоторых других. Гусеница состоит из чередующихся траков двух видов,

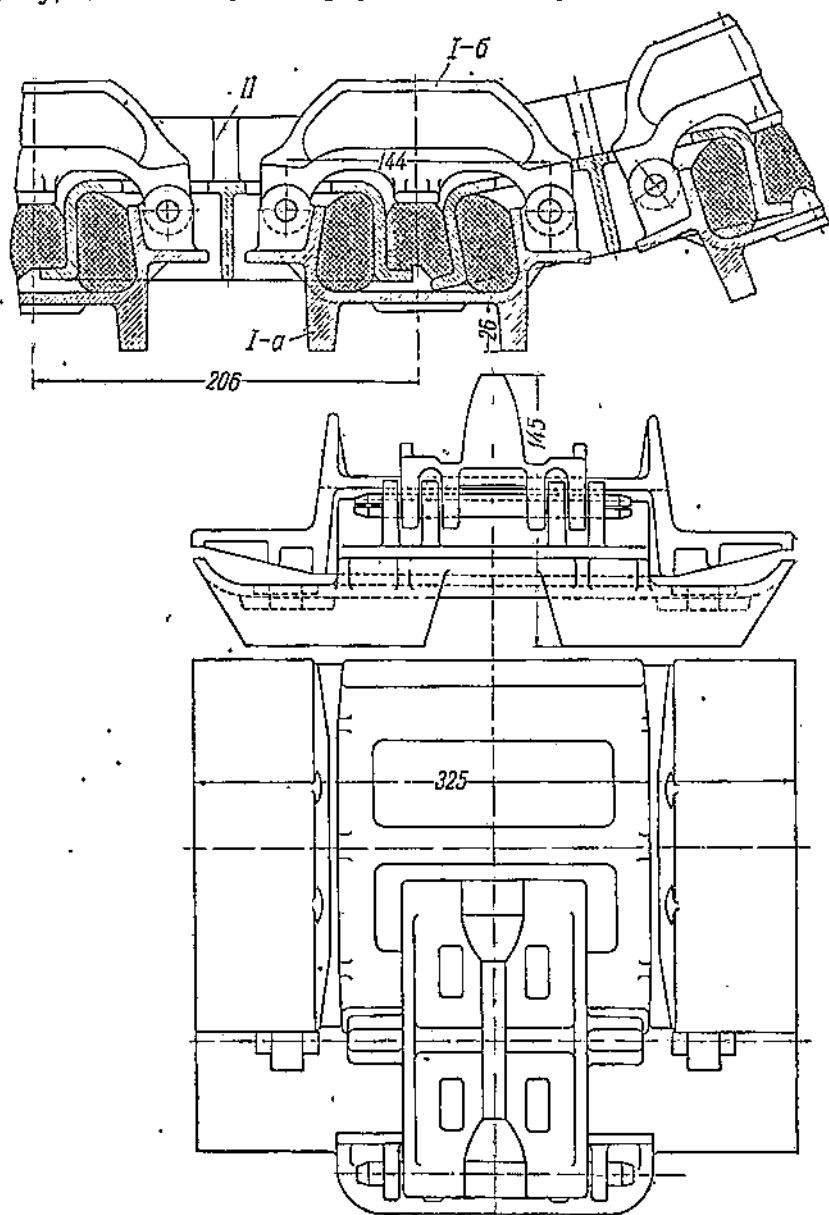
относится большой ее вес; кроме того, при удлинении гусеницы для ее укорочения приходится выбрасывать два звена сразу. Зацепление с ведущей звездочкой осуществляется при помощи гребней на траках (16) пальцев с роликами на дисках ведущих звездочек. Эта гусеница имеет уже более чем десятилетнюю давность. Испытания ее выявили, что качество резиновых вставок не обеспечивает продолжительного срока службы гусеницы. Гусеница тракторного Рештона имеет ширину 325 мм, общую высоту 145 мм. Шаг гусеницы ~ 205 мм. Звездочка состоит из двух дисков из листовой стали, соединенных 15 пальцами, на пальцах свободно посажены ролики диаметром 40 мм и длиной 37 мм. Диаметр начальной окружности (по которой расположен центр роликов) 885 мм; таким образом шаг по хорде начальной окружности звездочки равен 184 мм.

б) Другой, аналогичной первой

относится большой ее вес; кроме того, при удлинении гусеницы для ее укорочения приходится выбрасывать два звена сразу. Зацепление с ведущей звездочкой осуществляется при помощи гребней на траках (16) и пальцев с роликами на дисках ведущих звездочек. Эта гусеница имеет уже более чем десятилетнюю давность. Испытания ее выявили, что качество резиновых вставок не обеспечивает продолжительного срока службы гусеницы. Гусеница трактора Рештон имеет ширину 325 мм, общую высоту 145 мм. Шаг гусеницы ~ 205 мм. Звездочка состоит из двух дисков из листовой стали, соединяемых 15 пальцами, на пальцах свободно посажены ролики диаметром 40 мм и длиной 37 мм. Диаметр начальной окружности (по которой расположены центра роликов) 885 мм; таким образом шаг по хорде начальной окружности звездочки равен 184 мм.

В отличие от первой все звенья гусеницы одной конструкции; трак-гусеницы, литой из углеродистой стали (хим. состав: С—0,36%; Si—0,25%; Cr—0,05%; Ni—0,27%; Mn—0,63%). Поверхностная твердость по Бринеллю 160—179; твердость на цевке (диам. 32 мм)—190. Вес трака 2,8 кг. Отдельные звенья соединяются между собой загнутыми выступами; предварительно туда закладываются резиновые вставки *а*; снизу к траку крепятся резиновая накладка *б* (1 штука), и накладки

в (2 штуки). Накладка б входит своими выступами с в прорези трака и служит упором при изгибании гусеницы; с другой стороны, эти же накладки препятствуют выходу звеньев из взаимного соединения. Зацепление с ведущей звездочкой (звездочка двойная) происходит по цевочному типу; цевками служат проушины диаметром 32 мм.



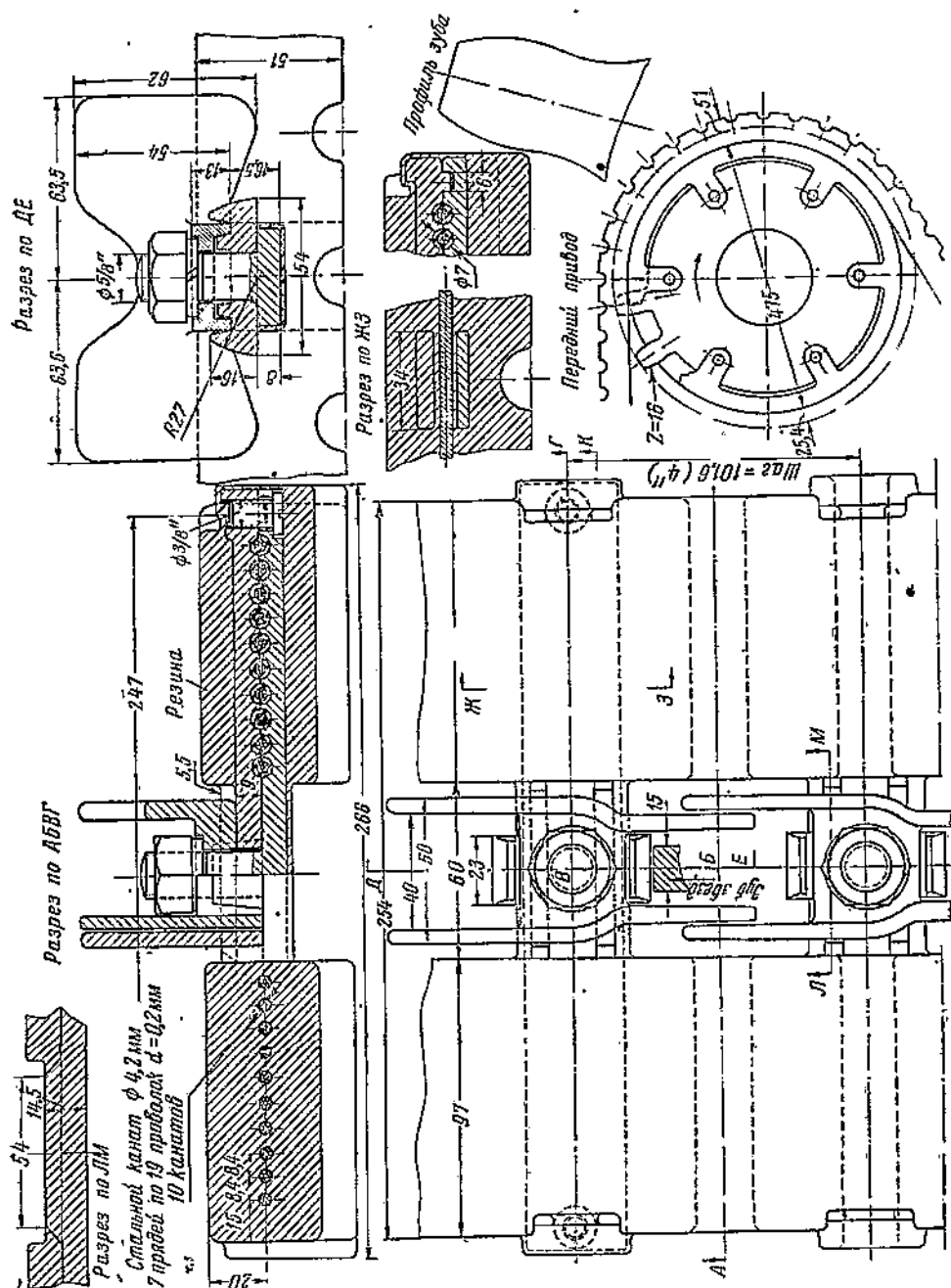
Фиг. 42. Резино-металлическая гусеница Джонсона.

6. Резино-металлические бесконечные гусеничные ленты

К этого вида гусеницам относятся резиновые бесшарнирные ленты, не состоящие из отдельных звеньев. Ленты могут быть бесконечными, т. е. не иметь соединяющего концевое устройства, как, например, гусеничная лента тягача „Мармон-Геррингтон“, или же ленты, имеющие один соединительный шов, например гусеница Кегресс.

Не останавливаясь на описании последней, как давно известной и применяемой, главным образом, в колесно-гусеничных машинах, рассмотрим конструкцию гусеницы тягача „Мармон-Геррингтон“.

звездочки и опорных катков. Ширина гусеницы 254 мм (10"). Шаг — 101,6 мм (4"), ширина одной ленты 97 мм. Высота резины — 51 мм. В каждой гусенице 14 канатов, по 7 в каждой ленте. Канат состоит из 7 прядей по 19 проволок в каждой, диаметр проволоки 0,2 мм.



Фиг. 44. Резино-металлическая гусеница "Мармон-Геррингтон".

Резиновая лента на ведущей зубчатке располагается по краям на цилиндрических барабанах, диаметром 475 мм. Между барабанами находится венец зубчатки. Число зубьев — 16. Длина ленты равна 53 шагам. Для характеристики тягача приводим основные данные: двигатель — 85 л. с. Крутящий момент двигателя 20 кгм; 4 скорости вперед: 51,5; 30,0; 15,5; 8,0 км/час; задний ход — 6,4 км/час. Максимальное тяговое усилие — 2500 кг при скорости 4,8 км/час. Нормальная мощность на крюке — 30 л. с..

Инж. Д. А. Чудаков
старший научный сотрудник

ПРИМЕНЕНИЕ В ТРАКТОРНЫХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ СДВОЕННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

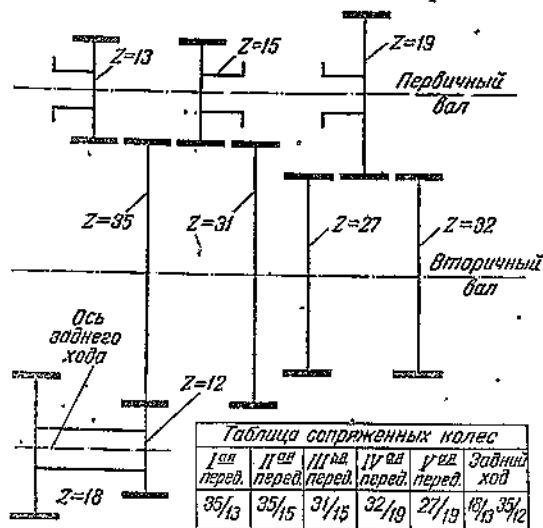
На основе анализа общих свойств корригированного зацепления в статье дается методика проектирования так называемого сдвоенного зацепления, при котором две пары смежных передач могут быть получены посредством трех зубчаток. На примере коробки передач трактора ЧТЗ разобран вопрос о применимости подобного зацепления в тракторных коробках

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Учитывая небольшую разницу в передаточных числах у смежных передач многоступенчатых коробок с.х. тракторов, в последнее время возникла идея применять специальное корригирование зацепления, позволяющее одному и тому же зубчатому колесу работать с двумя различными колесами при одинаковом межцентровом расстоянии. Такое зацепление может быть названо сдвоенным. При сдвоенном зацеплении для получения двух смежных передач достаточно иметь три зубчатых колеса вместо четырех. Уменьшая потребное число зубчатых колес, сдвоенное зацепление дает возможность вписать многоступенчатую коробку передач в меньшие габариты.

Впервые такая коробка была запроектирована и построена на Челябинском тракторном заводе (фиг. 1). На фиг. 2 приведен другой вариант коробки передач с применением сдвоенного зацепления, запроектированный для трактора С-65 в НАТИ.

Возможность осуществления такой передачи вытекает из общих свойств эвольвентного зацепления. Как известно, эвольвентный профиль представляет собой кривую, описываемую точкой прямой линии при перекатывании последней без скольжения по основной окружности. Вид и размеры эвольвенты зависят от радиуса основной окружности. Отношение угловых скоростей вращения сопряженных эвольвент определяется соотношением радиусов их основных окружностей. Одни и те же две эвольвенты могут касаться друг друга при различных расстояниях между центрами их основных окружностей. Правильность зацепления при этом не нарушается, поскольку при неизменных основных окружностях сопряженная эвольвентная пара сохраняет постоянное передаточное число. Точно так же возможно и обратное положение, чтобы при заданном межцентровом расстоянии один и тот же эвольвентный профиль сопрягался с раз-



Фиг. 1. Схема пятиступенчатой коробки передач со сдвоенным зацеплением конструкции ЧТЗ.

личными профилями, давая при этом разные передаточные числа. В соответствии с этим эвольвентный профиль, в отличие от всех других форм зубчатого зацепления, не имеет начальной окружности до тех пор, пока он не сопрягается с другим эвольвентным профилем. Любой радиус является возможным радиусом начальной окружности. Величина его определяется исходя из того, что радиусы начальных окружностей двух сопряженных эвольвент должны иметь такое же передаточное число, какое имеет рассматриваемая пара.

Пусть два разных ведущих колеса Z_1 и Z_8 сцепляются с одним и тем же ведомым колесом Z_2 . Из того, что радиусы начальных окружностей сопряженных зубчатых пар при известном межцентровом расстоянии A определяются заданными передаточными числами, следует, что при сдвоенном зацеплении общее зубчатое колесо будет иметь две различные начальные окружности, в зависимости от того с каким колесом, —

Z_1 или Z_8 — оно находится в зацеплении.

Для колеса Z_1 — радиус начальной окружности

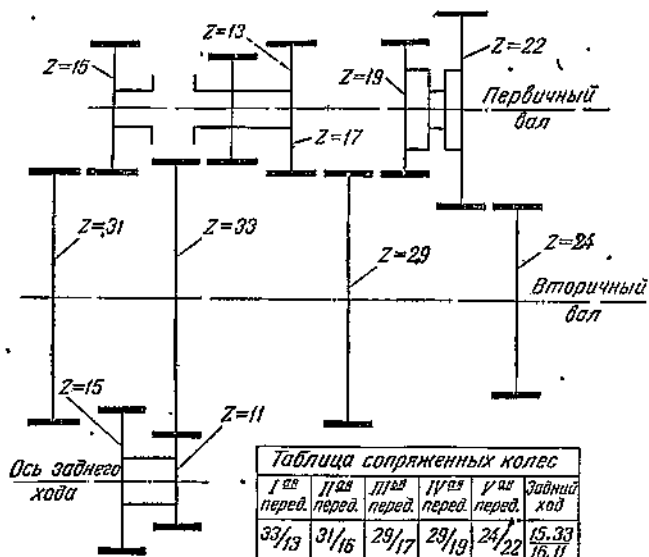
$$r_1 = \frac{AZ_1}{Z_1 + Z_2} \quad (1)$$

Для колеса Z_3 — радиус начальной окружности

$$r_3 = \frac{AZ_3}{Z_1 + Z_2} \quad (2)$$

Что касается радиуса начальной окружности колеса Z_2 , то при зацеплении с колесом Z_1 он равен $A - r_1$, а при зацеплении с колесом Z_3 соответственно $A - r_3$.

Для осуществления сдвоенного зацепления



Фиг. 2. Схема пятиступенчатой коробки передач НАТИ для трактора "С-65" с применением сдвоенного зацепления.

при нарезании зубчатых колес приходится обязательно прибегать к смещению инструмента, так как нормальное (нулевое) зацепление для этого непригодно. Поэтому, прежде чем перейти к дальнейшему анализу сдвоенного зацепления, остановимся несколько подробнее на общих свойствах смещенного зацепления.

Как известно, различаются два случая смещенного зацепления.

а) Когда величина смещения инструмента при нарезке одного из сопряженных колес равна по величине, но противоположна по знаку смещению инструмента при нарезке второго, сопряженного с первым колеса. Такое зацепление может быть названо смещенным симметричным зацеплением, поскольку начальные прямые инструмента при нарезке двух сопряженных колес располагаются симметрично относительно средней линии инструмента (фиг. 3). При смещенном симметричном зацеплении толщина зуба по делительной окружности одного из колес

$$s_{a1} = \frac{t}{2} + 2xm \operatorname{tg} \alpha_0, \quad (3)$$

а по делительной окружности сопряженного колеса соответственно

$$s_{a2} = \frac{t}{2} - 2xm \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (3a)$$

Здесь x — величина смещения в модулях средней линии инструмента от начальной прямой при обработке, а α_0 — $1/2$ угла контура инструментальной рейки.

Так как сумма толщин зубьев по делительным окружностям сопряженных колес

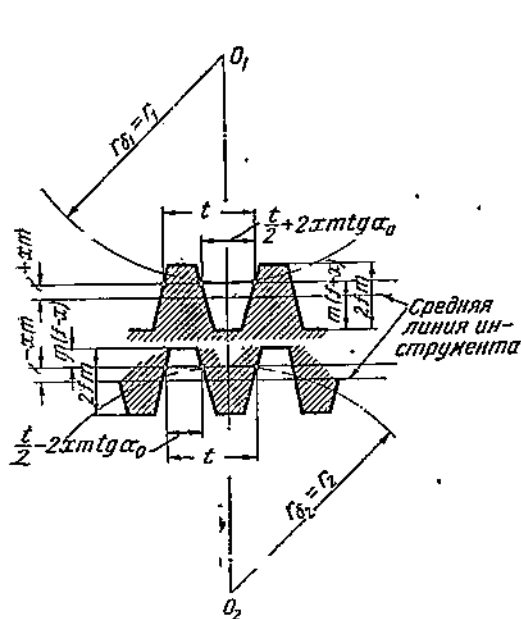
$$s_{a1} + s_{a2} = t,$$

то по этим окружностям рассматриваемая пара перекачивается друг относительно друга без скольжения; таким образом в этом случае делительные окружности являются одновременно начальными окружностями; поэтому межцентровое расстояние

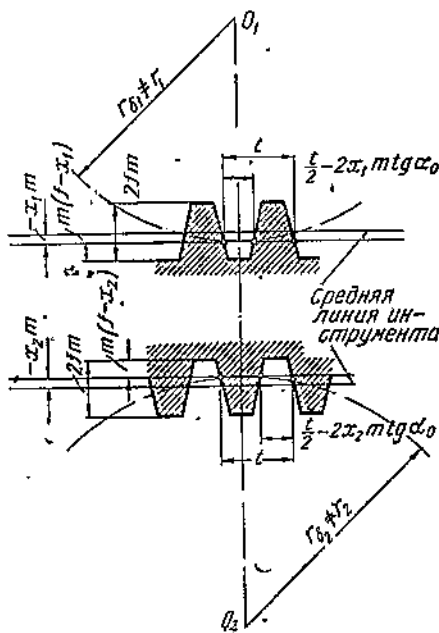
$$A = m \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right),$$

а угол зацепления $\alpha = \alpha_0$.

Высоты головок сопряженных зубьев при смещенном симметричном зацеплении не равны между собой. Колесо, нарезанное при положительном смещении инструмента, имеет удлиненную головку зуба, а при отри-



Фиг. 3. Схема установки инструмента при смещенном симметричном зацеплении.



Фиг. 4. Схема установки инструмента при смещенном несимметричном зацеплении.

цательном смещении соответственно пониженную. Обозначив высоту головок зубьев через h_1' и h_2' , имеем:

$$\begin{aligned} h_1' &= fm + xm = (f + x)m, \\ h_2' &= fm - xm = (f - x)m, \end{aligned} \quad (4)$$

где f — так называемый коэффициент высоты зуба.

Размеры заготовок колес определяются в этом случае по следующим формулам;

$$\begin{aligned} D_{e1} &= Z_1 m + 2m(f + x) = m(Z_1 + 2f + 2x) \\ D_{e2} &= m(Z_2 + 2f - 2x). \end{aligned} \quad (5)$$

б) Если сопрягаемые колеса нарезаны при различных смещениях инструмента, или если смещения одинаковы и по величине и по знаку, то такое зацепление может быть названо смещенным несимметричным зацеплением (фиг. 4). Так как в этом случае сумма толщин сопряженных зубьев по делительным окружностям не равна шагу инструмента, то при

данном зацеплении, в отличие от предыдущего, делительные окружности не являются начальными и межцентровое расстояние

$$A \neq m \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right).$$

Выраженная в модулях разность между фактической величиной межцентрового расстояния A и суммой радиусов делительных окружностей носит название коэффициента разведения осей и обозначается буквой γ ,

$$\gamma = \frac{A - \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}}{m}. \quad (6)$$

Поскольку делительные и начальные окружности при смещенном несимметричном зацеплении не совпадают между собой, то угол зацепления α в этом случае не равен α_0 . Для определения угла α существует следующая формула:

$$\cos \alpha = \left(\frac{r_{d1} + r_{d2}}{A} \right) \cos \alpha_0 = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2A} \cos \alpha_0. \quad (7)$$

Если

$$A > \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}, \text{ то } \alpha > \alpha_0;$$

$$A < \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}, \text{ то } \alpha < \alpha_0;$$

$$A = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}, \text{ то } \alpha = \alpha_0$$

(случай нормального нулевого и смещенного симметричного зацепления).

Сумма смещений $x_1 + x_2$, которая должна быть дана инструменту при смещенном несимметричном зацеплении, может быть определена, исходя из того, что сумма толщин теоретических зубьев по начальным окружностям $s_1 + s_2$ должна равняться шагу t_1 по начальной окружности, где

$$t_1 = t \frac{r_1}{r_{d1}}.$$

Это вытекает из известного положения, что вращение сопряженной зубчатой пары может быть представлено как взаимное перекатывание без скольжения их начальных окружностей.

В теории эвольвентного зацепления выводится, что если толщина зуба s_z по дуге окружности какого-либо радиуса r_z задана, то толщина зуба s_x по дуге окружности радиуса r_x может быть выражена формулой

$$s_x = 2r_x \left[\frac{s_z}{2r_z} + \operatorname{inv} \alpha_z - \operatorname{inv} \alpha_x \right]. \quad (8)$$

Здесь α_z и α_x соответственно углы давления в точках z и x пересечения эвольвентного профиля с радиусами r_z и r_x . Для точки, лежащей на делительной окружности, угол давления $= \alpha_0$, а на основной окружности $= 0$.

Пусть нам заданы толщины зубьев по делительным окружностям:

$$s_{d1} = \frac{t}{2} + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha_0,$$

$$s_{d2} = \frac{t}{2} + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha_0.$$

В соответствии с формулой (8) толщины зубьев по начальным окружностям имеют следующие значения:

$$s_1 = 2r_1 \left(\frac{\frac{t}{2} + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha_0}{2r_{d1}} + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha \right)$$

$$s_2 = 2r_2 \left(\frac{\frac{t}{2} + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha_0}{2r_{d2}} + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha \right)$$

Складывая эти равенства и приравняв полученную сумму шагу по начальной окружности, имеем

$$s_1 + s_2 = \frac{r_1}{r_{b1}} \left(\frac{t}{2} + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \frac{r_2}{r_{b2}} \left(\frac{t}{2} + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + 2(r_1 + r_2) (\operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha) = t \frac{r_1}{r_{b1}}.$$

Имея в виду, что

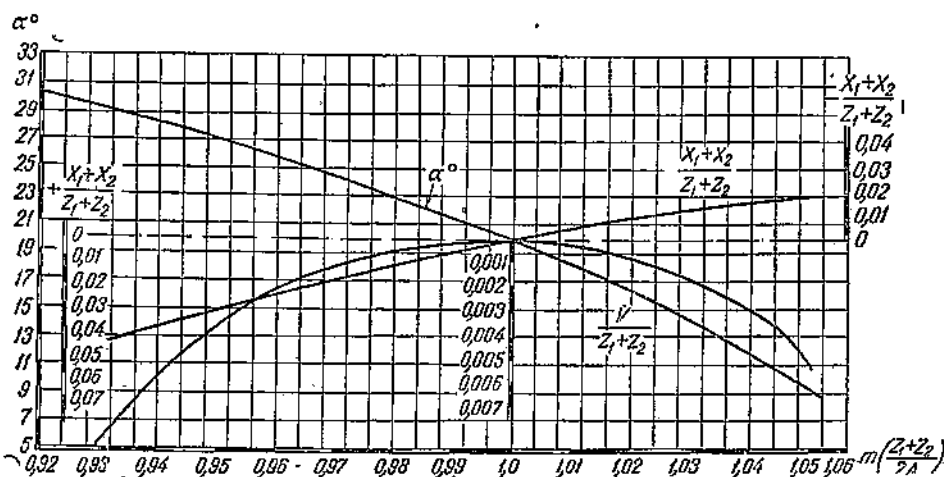
$$\frac{r_1}{r_{b1}} = \frac{r_2}{r_{b2}} = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha},$$

получим после необходимых преобразований, что

$$x_1 + x_2 = \frac{Z_1 + Z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) \quad (9)$$

при $\alpha_0 = 20^\circ$

$$x_1 + x_2 = 1,375 (Z_1 + Z_2) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} 20^\circ) \quad (9a)$$



Фиг. 5. Характеристическая диаграмма смещенного несимметричного зацепления.

Так как сумма смещений $x_1 + x_2$ не равна коэффициенту разведения осей γ , то при смещенном несимметричном зацеплении радиальный зазор уменьшается на величину (в модулях).

$$v = (x_1 + x_2) - \gamma, \quad (10)$$

где v может быть назван коэффициентом уменьшения высоты зуба при смещенном несимметричном зацеплении. Если желательно сохранить величину радиального зазора, нужно на соответствующую величину уменьшить высоту зубьев у сопрягаемых колес. В соответствии с этим размеры заготовок для колес со смещенным несимметричным зацеплением подсчитываются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} D_{e1} &= m (Z_1 + 2f + 2x_1 - 2v), \\ D_{e2} &= m (Z_2 + 2f + 2x_2 - 2v). \end{aligned} \quad (11)$$

Основные особенности смещенного несимметричного зацепления в наглядной форме могут быть представлены на так называемой характеристической диаграмме. На фиг. 5 дана такая диаграмма для зубьев, нарезанных инструментом, имеющим $\alpha_0 = 20^\circ$.

На оси абсцисс диаграммы откладываются отношения суммы радиусов делительных окружностей сопряженной пары зубчаток к фактическому межцентровому расстоянию, т. е.

$$\frac{m(Z_1 + Z_2)}{2A}.$$

На диаграмме нанесены три кривые, показывающие, как будут меняться в зависимости от изменения величины $\frac{m(Z_1+Z_2)}{2A}$ следующие параметры зацепления:

- 1) угол зацепления α ;
- 2) $\frac{x_1+x_2}{Z_1+Z_2}$, т. е. суммарное смещение инструмента, приведенное к одному зубу рассматриваемой пары колес;
- 3) $\frac{y}{Z_1+Z_2}$ — коэффициент уменьшения высоты зуба, приведенный к одному зубу рассматриваемой пары.

При проектировании сдвоенного зацепления нужно прежде всего решить, какое смещение инструмента должно быть дано при нарезке каждого из сопрягаемых колес, чтобы при одинаковом межцентровом расстоянии обеспечить беззазорное зацепление двух различных зубчаток с одной и той же третьей.

Сумма смещений для каждой пары может быть определена по уравнению (9). Имея же значения x_1+x_2 для одной пары и x_3+x_2 для другой и задаваясь по каким-либо соображениям величиной смещения для одного из трех сопрягаемых колес, получаем совершенно определенные величины смещений для остальных двух колес. Таким образом сдвоенное зацепление представляет собой комбинацию двух сопряженных зубчатых пар со взаимно связанной корригировкой.

Рассмотрим в качестве примера сдвоенное зацепление, примененное в коробке НАТИ (фиг. 2) для получения третьей и четвертой передач. Как видно из схемы, эти две передачи осуществляются при помощи трех зубчатых колес таким образом, что одно и то же зубчатое колесо $Z_2=29$ зубьев сцепляется при включении третьей передачи с ведущей зубчаткой $Z_3=17$ зубьев, а при включении четвертой передачи с ведущей зубчаткой $Z_1=19$ зубьев. Дополнительные данные для проектирования: межцентровое расстояние $A=195,5$ мм; модуль — 8,5/6,8; угол инструмента $\alpha_0=20^\circ$.

Разберем сначала пару 19/29. Так как $195,5 \neq \frac{8,5(19+29)}{2}$, то данная пара должна быть скорректирована по принципу смещенного несимметричного зацепления. Угол зацепления для данной передачи определяется по формуле (7)

$$\cos \alpha = \frac{8,5(19+29)}{2 \cdot 195,5} \cos 20^\circ = 0,9805, \text{ откуда } \alpha = 11^\circ 20'.$$

Сумма смещений инструмента при нарезке данных зубчаток определяется по формуле (9а).

$$x_1+x_2=1,375(19+29)(\operatorname{inv} 11^\circ 20' - \operatorname{inv} 20^\circ) = -0,81.$$

Полученную сумму смещений нужно распределить между обоими колесами. Примем $x_1=-0,3$. Большее смещения допустить нельзя во избежание подрезки профиля у колеса $Z_1=19$ зубьев. В этом случае

$$x_2=-0,81 - (-0,3) = -0,51.$$

Переходим ко второй паре 17/29. Для этой пары межцентровое расстояние $A = \frac{m(Z_1+Z_2)}{2}$. Следовательно, корригирование зацепления в данном случае должно быть произведено по принципу смещенного симметричного зацепления. Ведомое колесо $Z_2=29$ зубьев, как было принято выше, нарезано со смещением $x_2=-0,51$. Следовательно, второе сопряженное с ним колесо $Z_3=17$ зубьев должно быть нарезано со смещением инструмента, $x_3=+0,51$. Угол зацепления для пары 17/29 равен углу инструмента, т. е. $\alpha=\alpha_0$.

Условимся характеризовать сдвоенное зацепление двумя цифрами, представляющими собою отклонение фактической суммы зубьев каждой из пар, входящей в сдвоенное зацепление, от номинала. Номинальной же суммой зубьев какой-либо передачи назовем сумму зубьев, которую при

заданном модуле должна иметь любая пара сопряженных колес передачи в случае нормального нулевого зацепления. Так, например, обозначение $(0, +2)$ характеризует сдвоенное зацепление, у которого сумма зубьев одной пары равна номиналу, а сумма зубьев второй пары на два больше номинала, цифры $(+1, -1)$ обозначают, что у одной пары колес сдвоенного зацепления сумма зубьев на единицу больше, а у другой на единицу меньше номинала и т. п. Если при заданном межцентровом расстоянии и модуле зубьев нормальное нулевое зацепление не может быть выполнено, т. е., когда номинальное число зубьев не является целым числом, то в этом случае сдвоенное зацепление имеет дробную характеристику.

2. ПРИМЕНИМОСТЬ СДВОЕННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Основным фактором, лимитирующим применение сдвоенного зацепления, является пониженная величина коэффициента перекрытия у одной из сопряженных пар. Формула для определения величины коэффициента перекрытия в случае неподрезанных зубьев имеет следующий вид:

$$\varepsilon = \frac{p_1 + p_2 - A \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha_0} \quad (12)$$

Здесь p_1, p_2 — радиусы кривизны сопряженных профилей в вершинах зубьев, причем

$$p_1 = \sqrt{R_{e1}^2 - r_{o1}^2}, \quad p_2 = \sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2}.$$

Углы зацепления α у двух пар передач, составляющих сдвоенное зацепление, неодинаковы по величине; разница между ними тем значительней, чем больше отличаются одно от другого передаточные числа рассматриваемых пар. Учитывая влияние члена $A \sin \alpha$ в уравнении (12), можно сказать, что коэффициенты перекрытия у двух пар передач, составляющих сдвоенное зацепление, существенно разнятся между собой по величине. Пара с большим углом зацепления имеет меньший коэффициент перекрытия. Величина его, как показывает дальнейший анализ, во многих случаях получается ниже минимально допускаемых пределов. Поэтому исследование возможности применения в том или ином случае сдвоенного зацепления должно, в первую очередь, заключаться в проверке максимально возможной величины коэффициента перекрытия для неблагоприятного случая.

При заданных параметрах зацепления — межцентровом расстоянии, профиле зуборезного инструмента, числе зубьев сопряженных колес — на величину коэффициента перекрытия можно влиять, лишь варьируя смещением инструмента при нарезке каждого из колес данной пары. При увеличении радиуса окружности выступов большего из сопряженных колес на какую-либо величину коэффициент перекрытия возрастает сильнее, чем при таком же увеличении радиуса окружности выступов меньшего колеса. Поэтому для получения максимально возможной величины коэффициента перекрытия у пары, находящейся в неблагоприятных условиях, смещения инструмента должны быть распределены таким образом, чтобы радиус окружности выступов большего колеса этой пары имел максимально возможную для заданных условий величину. Свобода выбора при этом ограничивается тем обстоятельством, что смещения инструмента не должны выходить за пределы, при которых может иметь место подрезка или заострение профиля у какого-нибудь колеса, участвующего в сдвоенном зацеплении.

Эвольвентный профиль получается подрезанным, если инструмент при нарезке зубьев оказывается внутри основной окружности нарезаемого колеса. При некорректированном зацеплении для избежания подрезки необходимо, чтобы минимальное число зубьев нарезаемого колеса

$$Z_{\min} \geq \frac{f}{\sin^2 \alpha_0}$$

или при $\alpha_0 = 20^\circ$ —

$$Z_{\min} \geq \frac{f}{0,058}.$$

Для стандартного зуборезного инструмента при $f=1-Z_{\min} \cong 17$ зубьев, а при $f=0,8 \cong 14$ зубьев. Нарезать колеса с меньшим числом зубьев без подрезки профиля можно только, удаляя инструмент от оси нарезаемой заготовки. Наоборот, если число зубьев нарезаемого колеса больше минимального, то можно допустить некоторое отрицательное смещение инструмента, т. е. приблизить его к оси нарезаемой заготовки. Для определения величины смещения зуборезного инструмента, гарантирующего отсутствие подрезки профиля, существует следующая формула

$$x \geq f - 0,5Z \sin^2 \alpha_0 \quad (13)$$

или при $\alpha_0 = 20^\circ$ —

$$x \geq f - 0,058 Z.$$

При двойном зацеплении, когда угол зацепления α для одной из пар меньше угла α_0 , может возникнуть опасность подрезки профиля при работе этой пары, несмотря на то, что профили зубьев изготовлены неподрезанными. При этом сопряженные колеса будут вклиниваться одно в другое своими зубьями и не смогут проворачиваться. Такая подрезка опаснее, чем подрезка инструментом при изготовлении, так как, вследствие заклинивания зубьев, может привести к поломкам. Поэтому в случае $\alpha < \alpha_0$ недостаточно установить отсутствие подрезки профиля по формуле (13), а необходимо дополнительно еще проверить, не будет ли иметь место заклинивание сопряженных колес при работе.

Возьмем предельный случай, когда начало и конец зацепления совпадают с точками x и u касания линии зацепления с основными окружностями сопрягаемых колес (фиг. 6). Из треугольника $O_1 O_2 x$, вынесенного для ясности отдельно, имеем:

$$R_{e2 \text{ lim}} = \sqrt{A^2 + r_{o1}^2 - 2Ar_{o1} \cos \alpha}; \quad (14)$$

с другой стороны:

$$R_{e2} = m \left(\frac{Z_2}{2} + f + x_2 - v \right),$$

Фиг. 6. Предельные положения окружностей выступов, при которых еще нет заклинивания сопряженных колес.

откуда

$$mx_2 \leq R_{e2 \text{ lim}} - m \left(\frac{Z_2}{2} + f - v \right). \quad (15)$$

Зная величину $x_1 + x_2$ и определив по формуле (15) величину x_2 , можно найти требуемую величину x_1 . При этом нужно иметь ввиду, что величина $m \left(\frac{Z_1}{2} + f + x_1 - v \right)$ не должна однако быть больше значения $R_{e1 \text{ lim}}$, допускаемого по условиям заклинивания зубьев. Аналогично формуле (14) из треугольника $O_1 O_2 u$ (фиг. 6) имеем:

$$R_{e1 \text{ lim}} = \sqrt{A^2 + r_{o2}^2 - 2Ar_{o2} \cos \alpha}. \quad (16)$$

Если $m \left(\frac{Z_1}{2} + f + x_1 - v \right)$ получается больше чем $R_{e1 \text{ lim}}$, то для избежания заклинивания колес высота зубьев у колеса Z_1 должна быть дополнительно снижена на величину, не меньшую чем разность

$$m \left(\frac{Z_1}{2} + f + x_1 - v \right) - R_{e1 \text{ lim}}.$$

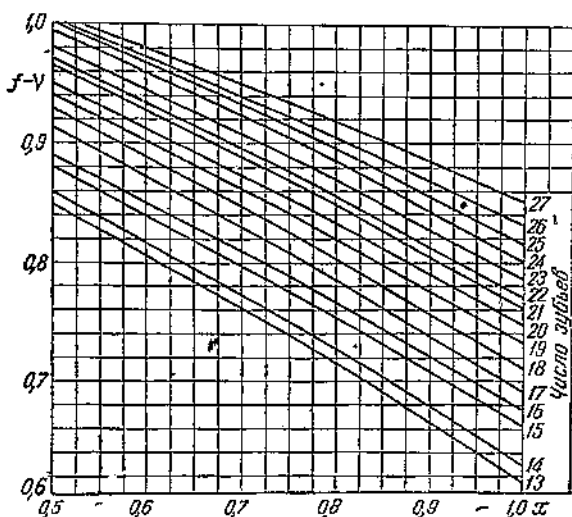
На фиг. 7 приведена диаграмма, позволяющая определять величины предельных положительных смещений инструмента, которые можно допустить, не опасаясь заострения зубьев. Минимальная толщина зубьев по дуге окружности выступов принята при этом около 0,5 модуля. Диаграмма

построена для зубьев, нарезанных инструментом с углом $\alpha_0 = 20^\circ$. Имея коэффициент высоты зуба f и определив по уравнению (10) величину коэффициента уменьшения высоты зуба v , можно по разности $f-v$ найти на диаграмме предельно допустимую для колес с данным числом зубьев величину положительного смещения инструмента.

Изложенный метод позволяет в каждом отдельном случае разрешить вопрос о возможности осуществления сдвоенного зацепления на основании оценки допустимости нарезки зубьев при потребных смещениях инструмента и проверки максимально возможной величины коэффициента перекрытия для пары с большим углом зацепления.

Пользуясь приведенным методом, исследуем возможность применения сдвоенного зацепления в коробке передач трактора „Сталинец“ при условии сохранения существующего зуборезного инструмента и межцентрового расстояния. Для полноты анализа исследование проведено также для случая применения зубьев нормальной высоты вместо ныне применяемых укороченных. Не имея возможности по соображениям экономии места, приводить весь полученный материал, потребовавшийся для указанного исследования, ограничимся цифровыми данными, сгруппированными в сводной табл. 1. В таблицу включены лишь основные варианты сдвоенного зацепления: $(0, +2)$, $(0, -2)$ и $(+1, -1)$, так как остальные возможные варианты, как показал детальный анализ, не представляют интереса. Подсчеты ограничены теми случаями сдвоенного зацепления, которые дают соотношения между двумя смежными передачами, приемлемые для тракторных многоступенчатых коробок.

Вывод, который позволяют сделать данные, приведенные в табл. 1 (стр. 148), сводится к тому, что хотя сдвоенное зацепление в тракторных коробках передач в некоторых случаях может быть выполнено, но будет иметь ограниченное применение. При помощи тех или иных специальных приемов, как то: применяя тангенциальное корригирование для избежания заострения зубьев, уменьшая радиальный зазор в паре с малым коэффициентом перекрытия, допуская небольшую подрезку профиля в паре с высоким коэффициентом перекрытия и т. п., можно несколько расширить возможности применения сдвоенного зацепления; многого однако это дать не может. Применимость сдвоенного зацепления еще более ограничивается, если учесть качественные показатели работы зацепления. Поскольку выбор корригирования при сдвоенном зацеплении является в значительной степени вынужденным, то может показаться, что примененное корригирование не соответствует условиям качественной работы зацепления. Для иллюстрации в табл. 2 приведены данные по напряжениям на изгиб в сопряженных зубьях при сдвоенном зацеплении, показывающие, что с точки зрения равнопрочности зубья находятся в неблагоприятных условиях. Подсчет произведен для тех вариантов сдвоенного зацепления, которые, согласно данным табл. 1, могут быть осуществлены в коробке передач трактора „Сталинец“. Для характеристики степени равнопрочности зубьев напряжения σ в зубьях сопряженных колес даны в процентном отношении



Фиг. 7. Диаграмма предельных положительных смещений $\alpha = 20^\circ$.

Сводные данные по сдвоенному зацеплению

Вариант сдвоенного зацепления	f	Число зубьев		α	в мо- дулях	Сумма смеще- ний в модулях	Распределение смещений	
		общее колесо	сопря- женные колеса				общее колесо	сопря- женные колеса
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0 + 2	0,8	26	20	20°	0	0	-0,59	+0,59
			22	11°20'	0,19	-0,81		-0,22
		29	17	20°	0	0	-0,76	+0,76
			19	11°20'	0,19	-0,81		-0,05
		33	13	20°	0	0	-0,96	+0,96
			15	11°20'	0,19	-0,81		+0,15
	1,0	26	20	20°	0	0	-0,5	+0,5
			22	11°20'	0,19	-0,81		-0,31
		29	17	20°	0	0	-0,5	+0,5
			19	11°20'	0,19	-0,81		-0,31
		33	13	20°	0	0	-0,81	+0,81
			15	11°20'	0,19	-0,81		0
0, -2	0,8	24	22	20°	0	0	+0,476	-0,476
			20	26°	0,15	+1,15		+0,674
		27	19	20°	0	0	+0,302	-0,302
			17	26°	0,15	+1,15		+0,848
		31	15	20°	0	0	+0,07	-0,07
			13	26°	0,15	+1,15		+1,08
	1,0	24	22	20°	0	0	+0,276	-0,276
			20	26°	0,15	+1,15		+0,874
		27	19	20°	0	0	+0,102	-0,102
			17	26°	0,15	+1,15		+1,048

Таблица 1

для коробки передач трактора „Сталинец“

Радиус окружности выступов в мм		$\sqrt{R_e^2 - r_0^2}$ мм		$A \sin \alpha$ в мм	ϵ	Примечание
общее колесо	сопряженные колеса	общее колесо	сопряженные колеса			
10	11	12	13	14	15	16
110,6	96,8	38,1	54,66	66,86	1,03	Распределение смещений подобрано из условия избежания заклинивания колес $Z = 26$ и $Z = 22$. По тем же соображениям у колеса $Z = 22$ высота зуба снижена на 1 мм
	95,8		38,3	38,42	1,51	
122	85,5	38,4	52,0	66,86	0,94	Распределение смещений подобрано из условия избежания заклинивания колес $Z = 29$ и $Z = 19$. По тем же соображениям у колеса $Z = 19$ высота зуба снижена на 0,5 мм
	85,0		38,3	38,42	1,51	
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $Z = 13$ при смещении инструмента $x = +0,96$				Распределение смещений подобрано из условия избежания заклинивания колес $Z = 33$ и $Z = 15$		
110,6	97,75	38,1	56,3	66,86	1,09	Распределение смещений подобрано из условия избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 26$. У колеса $Z = 22$ допущена некоторая подрезка. Для предохранения от заклинивания колеса $Z = 26$ и $Z = 22$ имеют пониженную высоту зубьев
	95,8		38,3	38,42	~1,5	
122	85,0	38,4	51,1	66,86	0,9	Распределение смещений подобрано из условия избежания заострения зубьев колеса $Z = 17$; у колеса $Z = 19$ допущена подрезка зубьев. Для предохранения от заклинивания колеса $Z = 29$ имеет пониженную высоту зубьев
	85,0		38,3	38,42	~1,35	
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $z = 17$ при смещении инструмента $x = +0,81$				Распределение смещений взято из условия избежания чрезмерной подрезки профиля зубьев колеса $Z = 15$		
111,57	96,25	57,1	39,35	66,86	1,18	Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 22$
	96,25		53,7	85,7	1,0	
122,89	84,93	58,9	38,15	66,86	1,2	Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 19$
	84,93		51,0	85,7	0,965	
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $z = 13$ при $x = +1,08$				Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 15$		
111,57	99,65	57,1	47,1	66,86	1,48	Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 22$
	99,65		59,6	85,7	1,23	
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $z = 17$ при $x = +1,048$				Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 19$		

Вариант сдвоенного зацепления	f	Число зубьев		α	ν в мо- дулях	Сумма сместе- ний в модулях	Распределение смещений	
		общее колесо	сопря- женные колеса				общее колесо	сопря- женные колеса
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0, —2	1,0	31	15	20°	0	0	—0,13	+0,13
			13	26°	0,15	+1,15		+1,28
+1, —1	0,8	25	22	16°14'	0,043	—0,457	+0,019	—0,476
			20	23°11'	0,04	+0,54		+0,521
		29	18	16°14'	0,043	—0,457	—0,218	—0,244
			16	23°11'	0,04	+0,54		+0,753
		32	15	16°14'	0,043	—0,457	—0,387	—0,07
			13	23°11'	0,04	+0,54		+0,927
	1,0	25	22	16°14'	0,043	—0,457	—0,181	—0,276
			20	23°11'	0,04	+0,54		+0,721
		29	18	16°14'	0,043	—0,457	—0,413	—0,044
			16	23°11'	0,04	+0,54		+0,953

Таблица 2

Сравнение изгибающих напряжений в сопряженных зубьях при сдвоенном зацеплении (применительно к коробке передач трактора „Сталинец“)

Зацепление	Зубчатая пара	Расчетная толщина зуба в мм		h_3 в мм = $= m(2f - \nu)$		h_x в мм		$\frac{\sigma}{\sigma_0}$ в %	
		общее ко- лесо	сопряжен- ное колесо	общее ко- лесо	сопряжен- ное колесо	общее ко- лесо	сопряжен- ное колесо	по формуле $\sigma = \frac{6Ph_3}{bs^2}$	по формуле $\sigma = \frac{6Ph_x}{bs^2}$
0—2; $f = 1,0$	20/24	16,9	19,2	15,725	15,385	8,1	7,3	77,5	72,5
	22/24	16,9	13,55	15,725	15,725	13,1	12,28	168,0	184,0
+1—1; $f = 0,8$	20/25	15,6	17,6	13,24	13,26	11,6	11,3	78,5	76,5
	22/25	15,6	12,4	13,24	13,24	8,4	9,3	158,0	175

Радиус окружности выступов в мм		$\sqrt{R_e^2 - r_0^2}$ мм		$A \sin \alpha$ в мм	е	Примечание
общее колесо	сопряженные колеса	общее колесо	сопряженные колеса			
10	11	12	13	14	15	16
Этот вариант неприемлем, ввиду заострения зубьев у колеса $z = 13$ при $x = +1,28$						Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 15$
112,84	95,89	52,6	38,45	54,65	1,45	Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 22$
	95,89		53,05	76,96	1,14	
127,87	80,86	54,2	37,2	54,65	1,46	Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 18$
	80,86		49,6	76,96	1,07	
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $z = 13$ при $x = +0,927$						Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 13$
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $z = 20$ при $x = +0,721$						Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 22$
Этот вариант неприемлем ввиду заострения зубьев у колеса $z = 16$ при $x = +0,953$						Распределение смещений подобрано из условий избежания подрезки зубьев у колеса $Z = 18$

к напряжениям σ_0 в зубьях общего колеса, принятым за 100%. Расчет производился по двум формулам, из которых одна

$$\sigma = \frac{6Ph_3}{bs^2}$$

учитывает истинную толщину зуба в расчетном сечении, а окружное усилие считает приложенным к вершине зуба, а вторая

$$\sigma = \frac{6Ph_x}{bs^2}$$

учитывает еще истинную точку приложения действующего на зуб усилия.

И. С. Мезин
кандидат технических наук

РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

В статье излагается новый метод расчета смесителей авто-тракторных двигателей, который позволяет определить конструктивные размеры вновь проектируемого смесителя. Расчет иллюстрирован цифровым примером.

1. МЕТОД РАСЧЕТА

Расчет смесителя для данного двигателя имеет целью выявить наиболее удобные размеры каналов, подводящих генераторный газ и воздух, и определить величину прохода, где расположена дроссельная заслонка рабочей смеси.

Появившийся за последнее время в литературе¹ расчет смесителя заимствованный из книги Генриха Дуббель "Двигатели внутреннего сгорания", не пригоден для расчета смесителей автотракторных двигателей работающих на генераторном газе. Этот расчет построен применительно к стационарным газовым двигателям, имеющим смесительный клапан, который дросселирует не только воздух, но и газ перед их поступлением в камеру смешения. По причине дросселирования у смесительного клапана возникают перепады давления воздуха и газа, которые в расчете определяют скорости истечения воздуха и газа через смесительный клапан. Ясно, что, при известных проходах клапана, в этом случае можно легко найти расходы как воздуха, так и газа.

В автотракторных двигателях генераторный газ входит в смеситель без какого-либо дросселирования, в силу чего использование здесь формулы истечения для определения скорости газа приведет к абсурду.

Для расчета автотракторных смесителей мы предлагаем метод, в основу которого положено равенство гидростатических давлений газа и воздуха в каналах при их входе в камеру смешения.

Во всяком смесителе, приготавлиющем рабочую смесь генераторного газа с воздухом, имеется свободный и постоянный по величине канал, через который подводится генераторный газ. Воздух в смеситель поступает через проход, сечение которого, как правило, может изменяться каким-либо способом. Количество воздуха по этой причине зависит с одной стороны от площади свободного прохода, изменяющейся произвольно, и с другой стороны определяется расходом рабочей смеси, отсасываемой двигателем.

Ввиду того что расход газа равен разности между расходами смеси и воздуха, количество газа косвенно зависит от проходного сечения канала, через который подводится воздух. Так, например, если это сечение уменьшится, то в смеситель поступит воздуха меньше, а газа больше, и наоборот. Этим достигается требуемое соотношение газа с воздухом.

Количество газа так же, как и воздуха, зависит еще от расхода смеси.

¹ М. Д. Артамонов, Автотракторные газогенераторы.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВЫХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ СМЕСИТЕЛЯ

При максимальном расходе рабочей смеси, отсасываемой двигателем G_c м³/час и при скорости смеси ω м/сек для выходного отверстия, площадь которого $f_{\pm}$ м² (фиг. 1), имеет место уравнение

$$G_c = 3600 f_{\pm} \omega \text{ м}^3/\text{час.}$$

Если диаметр $d_{\pm}$ рассматриваемого отверстия выразить в см, то

$$f_{\pm} = \frac{\pi d_{\pm}^2}{40000} \text{ м}^2.$$

После замены $f_{\pm}$

$$G_c = 0,09 \pi d_{\pm}^3 \omega \text{ м}^3/\text{час}, \quad (1)$$

откуда

$$d_{\pm} = 1,88 \sqrt{\frac{G_c}{\omega}} \text{ см.} \quad (2)$$

Диаметр выходного отверстия смесителя, где расположена дроссельная заслонка, регулирующая расход смеси, не влияет на качество смесеобразования. Размер этого отверстия определяется по соображениям допустимых потерь давления рабочей смеси при ее движении у дроссельной заслонки. Эта потеря давления при скорости смеси ω м/сек равна

$$H = \gamma \zeta \frac{\omega^2}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$

где γ — удельный вес смеси, а ζ — коэффициент сопротивления выходного отверстия при полностью открытом дросселе.

Из уравнения (1)

$$\omega = \frac{G_c}{0,09 \pi d_{\pm}^3} \text{ м/сек.}$$

Таким образом падение давления смеси в выходном отверстии будет

$$H = \gamma \zeta \frac{\omega^2}{2g} = \gamma \zeta \frac{G_c^2}{2g (0,09 \pi)^2 d_{\pm}^4},$$

или

$$\frac{H}{\zeta} = \gamma \frac{G_c^2}{2g (0,09 \pi)^2 d_{\pm}^4},$$

что указывает на наличие определенной зависимости между отношением $\frac{H}{\zeta}$, пропорциональным па-

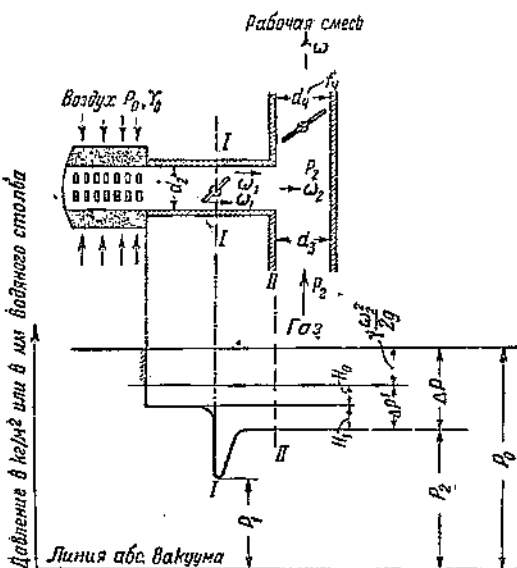
дению давления H , и диаметром выходного отверстия $d_{\pm}$.

Приняв для частного случая $\gamma = 1,05 \text{ кг/м}^3$, что, вообще говоря, может иметь место, и $G_c = 160 \text{ м}^3/\text{час}$ (для действительных условий в смесителе двигателя ТАЗ-А при $n = 2200 \text{ об/мин.}$), найдем, что

$$\frac{H}{\zeta} = 1,05 \frac{160^2}{2 \cdot 9,81 (0,09 \pi)^2 d_{\pm}^4},$$

или

$$\frac{H}{\zeta} = \frac{17100}{d_{\pm}^4} \text{ мм вод. ст.}$$



Фиг. 1. Схема смесителя и диаграмма изменения давления воздуха:

- H_0 — сопротивление воздухоочистителя или входного патрубка,
- H_1 — сопротивление воздушной заслонки,
- Δp — сопротивление всех мест дросселирующих воздух,
- $\Delta p'$ — разрежение в смесителе,
- p_a — давление воздуха и газа перед смешением,
- p_0 — " " окружающей среды,
- p_1 — " " в дросселирующем проходе заслонки
- $\gamma \frac{\omega^2}{2g}$ — скоростный напор.

На фиг. 2 для рассматриваемого случая представлена эта зависимость величины $\frac{H}{\omega}$ как функция диаметра d_4 , выраженного в см. Кривая показывает, что при данном расходе смеси G_c потеря ее давления должна возрастать очень быстро, когда диаметр становится меньше 4 см. Наоборот, значительное увеличение диаметра не будет сопровождаться ощутимым уменьшением сопротивления H . Таким образом существует какой-то оптимальный размер диаметра выходного отверстия, который определяется наиболее выгодной скоростью ω движения смеси.

В дальнейшем объемный расход смеси G_c мы будем относить к нормальным техническим условиям (760 мм и 15°С). Тогда ω окажется условной скоростью ее движения в выходном отверстии¹.

На основании опыта испытаний рекомендуем при расчете смесителя принимать:

для автомобильных двигателей *

$$\omega = 33 \text{ м/сек},$$

для тракторных двигателей

$$\omega = 30 \text{ м/сек}.$$

Если диаметр d_3 входного отверстия для газа (фиг. 1) делать меньше диаметра d_4 , то при этом ухудшается непосредственный пуск двигателя на газе (без бензина). При прокручивании двигателя стартером резко пульсирующий поток смеси, повидимому, периодически отрывает струю от стенок расширяющегося канала смесителя. Это должно нарушить равномерность перемешивания газа с воздухом, ухудшая сгорание смеси в цилиндре, а в некоторых случаях даже делая его невозможным.

Поэтому следует принимать

$$d_3 = d_4,$$

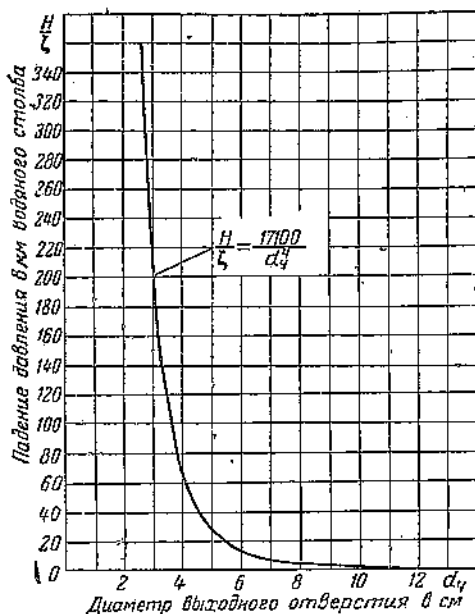
что, вообще говоря, не создает неудобства, так как газ подводится по трубе, диаметр которой обычно превышает d_4 .

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАНАЛА ДЛЯ ПРОХОДА ВОЗДУХА

Если канал, по которому движется воздух, будет чрезмерно мал, то смесь окажется богатой, а двигатель не разовьет максимальной мощности. При заведомо расширенном канале затруднится регулировка качества смеси, так как воздушная заслонка должна быть сильно прикрыта.

Следовательно, требуется, чтобы канал для прохода воздуха имел такие размеры, при которых нормальное соотношение газа с воздухом достигалось бы при некотором прикрытии заслонки, позволяющем водителю найти оптимум регулировки, открывая заслонку полностью.

Согласно опыту эксплуатации и теории смесеобразования угол наиболее выгодного прикрытия должен быть порядка 40°, считая, что при нуле заслонка полностью открыта.



Фиг. 2. Падение давления смеси у выходного отверстия смесителя ГАЗ-А при расходе рабочей смеси 160 м³/час в зависимости от диаметра выходного отверстия.

¹ Действительная скорость, очевидно, будет несколько выше ω , так как действительный объемный расход смеси при существующих в смесителе разрежении и температуре, превышающей 15°С, больше G_c .

На фиг. 1 изображена схема смесителя и показано изменение давления воздуха в канале.

У дросселирующего сечения происходит резкое падение давления до величины p_1 , так как часть потенциальной энергии переходит здесь в кинетическую, которая возрастает до $\frac{\omega_1^2}{2g}$ кгм. За дроссельной заслонкой имеет место обратный процесс повышения давления, но с некоторой потерей H_1 , называемой сопротивлением заслонки.

Пусть воздух, окружающий смеситель, имеет давление p_0 и удельный объем v_0 , тогда потенциальная энергия 1 кг неподвижного воздуха будет $p_0 v_0$ кгм/кг.

Если воздух, выходя из канала, поступает в пространство смешения со скоростью ω_2 , имея давление p_2 и удельный объем v_2 , то сумма его потенциальной и кинетической энергии будет равна (для 1 кг)

$$p_2 v_2 + \frac{\omega_2^2}{2g} \text{ кгм/кг.}$$

По пути энергия воздуха частично расходуется на трение в воздухоочистителе, у заслонки при дросселировании и в самом канале. Если всю затраченную работу трения обозначить L_R , то получим уравнение

$$p_0 v_0 = L_R + p_2 v_2 + \frac{\omega_2^2}{2g} \text{ кгм/кг,}$$

где p_0 и p_2 выражены в кг/м² или в мм вод. ст.

v_0 и v_2 " в м³/кг

ω_2 " в м/сек.

Движение воздуха в канале совершается при незначительном перепаде давления

$$\Delta p = p_0 - p_2,$$

равном разрежению газа перед входом в смеситель, которое обычно не превышает 600 мм вод. ст. Поэтому воздух можно рассматривать как несжимаемую (капельную) жидкость, следовательно

$$v_0 = v_2 = v_{cp} = \frac{1}{\gamma_{cp}} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

В этом случае погрешность вычисления по формуле Шюле будет всего лишь

$$\frac{\Delta p}{2k p_0} = \frac{600}{2 \cdot 1,4 \cdot 10330} \approx 0,02 \text{ или } 2\%,$$

где $k=1,4$ —показатель адиабатического расширения воздуха и

$p_0=10330$ мм вод. ст. (760 мм рт. ст.)—давление окружающей среды.

Таким образом основное уравнение примет вид

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = v_{cp} (p_0 - p_2) - L_R \text{ кгм/кг.}$$

Если потерянное давление воздуха, связанное с его трением, будет $\Delta p'$, то

$$L_R = v_{cp} \Delta p' = \frac{\Delta p'}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

Поэтому

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\gamma_a} - \frac{\Delta p'}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

или

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - \Delta p'}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

Суммарное сопротивление $\Delta p'$ всех органов, тормозящих поток воздуха, складывается из сопротивления воздухоочистителя ($1,5 H_0$) и воздушной заслонки (H_1)

$$\Delta p' = 1,5 H_0 + H_1 \text{ мм вод. ст.}$$

Коэффициент 1,5 представляет допустимое увеличение сопротивления воздухоочистителя при его загрязнении пылью. Трением воздуха о стенки патрубка пренебрегаем, так как при коротких патрубках эта величина ничтожно мала.

Поэтому

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - (1,5 H_0 + H_1)}{\gamma_{cp}}$$

или

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - 1,5 H_0}{\gamma_{cp}} - \frac{H_1}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

$\frac{H_1}{\gamma_{cp}}$ является работой трения, возникшей в результате дросселирования воздушной заслонкой. Ее можно представить как потенциальную энергию, выразив в м вод. ст.

$$\frac{H_1}{\gamma_{cp}} = h_1 \text{ м вод. ст.,}$$

но

$$h_1 = \zeta \frac{\omega_2^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент сопротивления воздушной заслонки, зависящий от угла ее открытия.

Следовательно,

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - 1,5 H_0}{\gamma_{cp}} - \zeta \frac{\omega_2^2}{2g},$$

откуда

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g(\Delta p - 1,5 H_0)}{\gamma_{cp}(1 + \zeta)}} \text{ м/сек.} \quad (3)$$

Если воздухоочиститель отсутствует, то величину $1,5 H_0$ следует заменить

$$\gamma_{cp} \zeta_s \frac{\omega_2^2}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$

где ζ_s — представляет коэффициент сопротивления патрубка при входе в него воздуха. Значения ζ_s приведены на фиг. 3 по данным „Hütte“ (т. I, изд. 1926 г., Берлин).

После такой замены и необходимых упрощений получим, что скорость воздуха при входе в пространство смешения будет

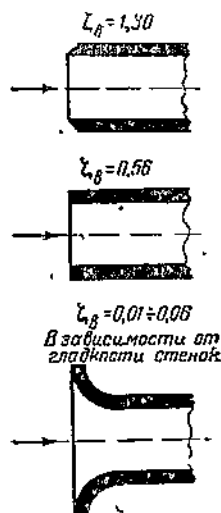
$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g \Delta p}{\gamma_{cp}(1 + \zeta + \zeta_s)}} \text{ м/сек.} \quad (4)$$

Разрежение Δp воздуха равно сопротивлению всей газогенераторной установки, так как в основу расчета положено равенство гидростатических давлений воздуха и газа перед их входом в камеру смешения.

При определении ω_2 сопротивление Δp должно соответствовать режиму максимальной нагрузки генератора.

Средний удельный вес воздуха принимается равным

$$\gamma_{cp} = \frac{\gamma_0 + \gamma_2}{2} = \frac{\gamma_0 + \frac{p_2}{p_0} \gamma_0}{2} = \gamma_0 \frac{p_0 + p_2}{2p_0} = \gamma_0 \frac{p_0 + p_0 - \Delta p}{2p_0};$$



Фиг. 3. Коэффициент сопротивления входу воздуха в смеситель для отверстий различного профиля.

или окончательно

$$\gamma_{cp} = \gamma_0 \left(1 - \frac{\Delta p}{2p_0}\right) \text{ кг/м}^3. \quad (5)$$

Если воздух, окружающий смеситель, находится при нормальных технических условиях (760 мм и 15°С), то его удельный вес $\gamma_0 = 1,22 \text{ кг/м}^3$.

Обычно сопротивление установки бывает в пределах от 500 до 800 мм вод. ст. Применяя формулу (5), получим, что

$$\begin{aligned} \text{при } \Delta p = 500 \text{ мм} & \quad \gamma_{cp} = 1,19 \text{ кг/м}^3, \\ \text{а при } \Delta p = 800 \text{ мм} & \quad \gamma_{cp} = 1,17 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Следовательно, в среднем можно принять $\gamma_{cp} = 1,18 \text{ кг/м}^3$.

Согласно опытам Вейсбаха (табл. 1 и фиг. 4) коэффициент сопротивления ζ дроссельной заслонки, открытой на угол 40°, равен 10,8. Подставив в формулу (3) значения g , γ_{cp} и ζ , получим (табл. 1).

Таблица 1

Угол открытия заслонки в градусах θ	5	10	15	20	25	30	35
Коэффициент сопротивления ζ . . .	0,24	0,52	0,90	1,54	2,51	3,91	6,22
Угол открытия заслонки в градусах θ	40	45	50	55	60	65	70
Коэффициент сопротивления ζ . . .	10,8	18,7	32,6	58,8	118	256	751

при $\theta = 90^\circ$, $\zeta = \infty$

По данным этой таблицы на фиг. 4 построен ζ по углу открытия дросселя (см. кривые I и II). Кривая I дана в большем масштабе, а кривая II — в меньшем.

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 (\Delta p - 1,5 H_0)}{1,18 (1 + 10,8)}} \text{ м/сек}$$

или, окончательно, скорость воздуха в патрубке смесителя должна быть

$$\omega_2 = 1,19 \sqrt{\Delta p - 1,5 H_0} \text{ м/сек}. \quad (6)$$

Если воздухоочиститель отсутствует, то при наиболее распространенном входе, изображенном на фиг. 3, коэффициент сопротивления $\zeta_s = 0,56$. Поэтому согласно формуле (4)

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot \Delta p}{1,18 (1 + 10,8 + 0,56)}} \text{ м/сек},$$

откуда

$$\omega_2 = 1,16 \sqrt{\Delta p} \text{ м/сек}, \quad (7)$$

где Δp выражено в мм вод. ст.

Таким образом этими двумя формулами определяется наимыгоднейшая скорость воздуха в патрубке смесителя при максимальной мощности двигателя.

Объемный часовой расход рабочей смеси равен сумме расходов газа и воздуха ¹

$$G_c = G_z + G_s \text{ м}^3/\text{час},$$

но

$$G_s = \varphi_0 G_z \text{ м}^3/\text{час},$$

где φ_0 представляет коэффициент объемного смешения.

Поэтому

$$G_c = \frac{G_s}{\varphi_0} + G_s = G_s \left(\frac{1}{\varphi_0} + 1 \right),$$

¹ Объемом водяных паров мы здесь пренебрегаем, так как при нормальном охлаждении газа их содержание весьма мало.

откуда

$$G_a = \frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} G_c \text{ м}^3/\text{час.}$$

Если G_c и G_a отнесены к условиям окружающей среды, а в нашем расчете, следовательно, к 760 мм и 15°С, то объемный расход воздуха к моменту его смешения с газом возрастет и окажется равным

$$G_2 = \frac{p_0}{p_2} G_a = \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} \cdot \frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} G_c \text{ м}^3/\text{час.}$$

С другой стороны, количество воздуха, проходящего через сечение II—II канала, имеющего диаметр d_2 (фиг. 1), будет

$$G_2 = 0,36 \frac{\pi d_2^2}{4} \omega_2 \text{ м}^3/\text{час.},$$

где d_2 выражено в см, а ω_2 в м/сек.

Приравнявая правые части двух последних выражений, получим уравнение

$$0,36 \frac{\pi d_2^2}{4} \omega_2 = \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} \cdot \frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} G_c \quad (8)$$

φ_0 можно выразить через коэффициент весового смешения φ следующим образом:

$$\varphi_0 = \frac{\gamma_2}{\gamma_g} \varphi \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

где γ_2 и γ_g удельные веса газа и воздуха при одинаковых условиях температуры и давления. Следовательно,

$$\frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} = \frac{\frac{\gamma_2}{\gamma_g} \varphi}{1 + \frac{\gamma_2}{\gamma_g} \varphi} = \frac{\varphi}{\frac{\gamma_g}{\gamma_2} + \varphi}.$$

При 0°С и 760 мм рт. ст. $\gamma_g = 1,29 \text{ кг/м}^3$, а $\gamma_2 = 1,16 \text{ кг/м}^3$.

Следовательно,

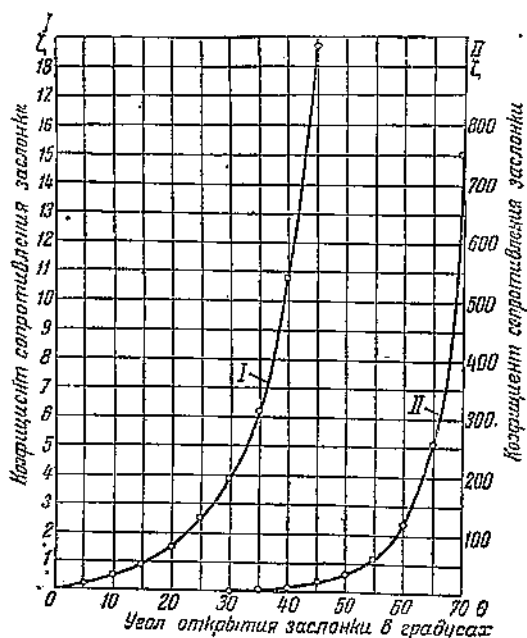
$$\frac{\gamma_g}{\gamma_2} = \frac{1,29}{1,16} = 1,11.$$

Диаметр воздушного канала можно найти, решив уравнение (8) относительно d_2 . После соответствующей замены получим, что

$$d_2 = 1,88 \sqrt{\frac{p_0 \varphi G_c}{(p_0 - \Delta p) (1,11 + \varphi) \omega_2}} \text{ см.} \quad (9)$$

Здесь следует иметь в виду, что G_c соответствует максимальному расходу рабочей смеси в м³/час, который отнесен к нормальным техническим условиям (760 мм и 15°С), а поэтому $p_0 = 10330 \text{ кг/м}^2$ или мм вод. ст.

Коэффициент весового смешения φ зависит от числа оборотов в мин. вала двигателя и может быть выбран по кривой, приведенной в предыдущем номере „Трудов НАТИ“¹.



Фиг. 4. Зависимость коэффициента сопротивления ζ заслонки от угла ее открытия по Вейсбаху $\theta_{\max} = 90^\circ$.

¹ И. С. Мезин, „Труды НАТИ“ вып. 38, стр. 159.

4. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ

Требуется определить размеры смесителя для автомобильного двигателя ГАЗ-А.

Дано:

- 1) литраж двигателя $V_h = 3,28$ л,
 - 2) максимальное число оборотов в мин. $n = 2200$ об/мин,
 - 3) коэффициент наполнения, отнесенный к нормальным условиям (760 мм и 15°C) $\eta_v = 0,63$,
 - 4) разрежение газа перед смесителем $\Delta p = 550$ мм вод. ст.
- Расход рабочей смеси, отнесенный к 760 мм и 15°C , равен

$$G_c = 0,03 \eta_v V_h n \text{ м}^3/\text{час},$$

$$G_c = 0,03 \cdot 0,63 \cdot 3,28 \cdot 2200 = 136,5 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Диаметр выходного отверстия (см. уравнение 2)

$$d_1 = 1,88 \sqrt{\frac{G_c}{\omega}} \text{ см}.$$

Для автомобильных двигателей $\omega = 33$ м/сек

$$d_1 = 1,88 \sqrt{\frac{136,5}{33}} = 3,82 \text{ см} \sim 38 \text{ мм}.$$

Диаметр входного отверстия для газа

$$d_3 = d_1,$$

т. е. 38 мм.

Скорость воздуха в канале перед входом в камеру смешения в случае отсутствия воздухоочистителя для патрубка с тупым торцом (фиг. 3) будет согласно уравнению 7

$$\omega_2 = 1,16 \sqrt{\Delta p} \text{ м/сек},$$

$$\omega_2 = 1,16 \sqrt{550} = 27,2 \text{ м/сек}.$$

Диаметр воздушного патрубка смесителя согласно уравнению 9 равен

$$d_2 = 1,88 \sqrt{\frac{p_0 G_c}{(p_0 - \Delta p) (1,11 + \varphi) \omega_2}} \text{ см}.$$

При $n = 2200$ об/мин.

$$\varphi = 1,2 \text{ кг/кг}.$$

Если давление окружающей среды $p_0 = 10330$ кг/м² (или 760 мм рт. ст.), то

$$d_2 = 1,88 \sqrt{\frac{10330 \cdot 1,2 \cdot 136,5}{(10330 - 550) (1,11 + 1,2) 27,2}} = 3,09 \text{ см} \cong 31 \text{ мм}.$$

При наличии воздухоочистителя расход воздуха на основании данных, приведенных при выводе формулы (9), составляет

$$G_a = \frac{\varphi}{1,11 + \varphi} G_c \text{ м}^3/\text{час},$$

$$G_a = \frac{1,2}{1,11 + 1,2} 136,5 = 71 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Сопротивление свежезаправленного очистителя равно

$$H_0 = \alpha G_a^2 \text{ мм вод. ст.}$$

Для воздухоочистителя ГАЗ-М1 по данным испытания в НАТИ $\alpha = 0,0033^1$, поэтому

$$H_0 = 0,0033 \cdot 71^2 \approx 17 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость же воздуха в канале смесителя согласно уравнению 6 будет

$$\omega_2 = 1,19 \sqrt{\Delta p - 1,5 H_0} \text{ м/сек,} \quad (29)$$

$$\omega_2 = 1,19 \sqrt{550 - 1,5 \cdot 17} = 27,3 \text{ м/сек,}$$

т. е. почти не изменится. Это указывает на то, что сопротивление открытого патрубка с тупым торцом даже больше сопротивления воздухоочистителя.

5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА

Скорость воздуха в канале смесителя, если отсутствует воздухоочиститель, определялась в нашем расчете согласно уравнению 4 так:

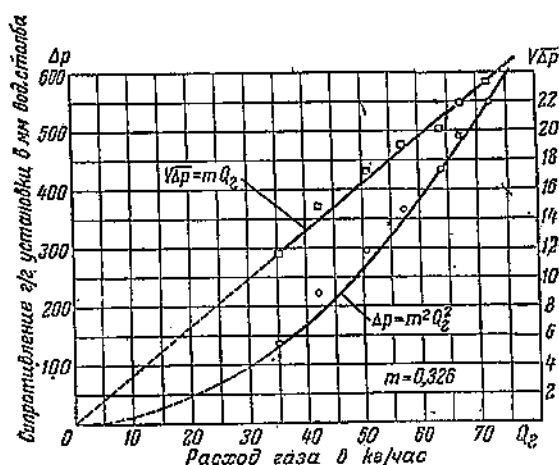
$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma_{cp}(1 + \zeta + \zeta_0)}} \text{ м/сек.}$$

Следовательно, ω_2 уменьшается, если возрастает коэффициент сопротивления ζ воздушной заслонки, т. е. когда последняя закрывается. Раньше указывалось, что разрежение Δp воздуха перед входом в камеру смешения не остается при этом постоянным, так как уменьшение расхода воздуха сопровождается ростом расхода газа, а вместе с ним и сопротивления всей установки, также равного Δp .

Чтобы получить ясное представление о проектируемом смесителе, необходимо знать, в каких границах угла открытия воздушной заслонки будет регулироваться расход воздуха с учетом изменения Δp .

Согласно опытным данным НАТИ у газогенераторной установки Г-14 Δp изменяется в зависимости от расхода газа Q_2 по кривой, изображенной на фиг. 5. Если этот опытный материал обработать таким образом, чтобы по оси ординат отложить $\sqrt{\Delta p}$, то построенные точки расположатся по прямой, идущей в начало координат. Следовательно,

$$\sqrt{\Delta p} = m Q_2,$$



Фиг. 5. Зависимость сопротивления газогенераторной установки Г-14 от расхода газа.

¹ Коэффициент α зависит от конструкции воздухоочистителя. Специальные опыты показали, что температура воздуха также влияет на величину этого коэффициента.

Различные воздухоочистители, испытанные в НАТИ при температуре воздуха, соответствующей условиям эксплуатации данного очистителя, имеют коэффициенты α , приведенные в нижеследующей таблице.

Тип воздуха очистителя	Тип двигателя	Вход воздуха в очиститель при эксплуатации	Температура воздуха в °С	Коэффициент α
ГАЗ-М1	М-1	под капотом	60	0,0033
МАЗ-5М	ЗИЗ-5	под капотом	70	0,0037
СТЗ-НАТИ	СТЗ-НАТИ	снаружи	12	0,0023

откуда

$$\Delta p = m^2 Q_c^2.$$

Для установки Г-14 $m = 0,326$.
Но часовой расход газа

$$Q_c = Q_c - Q_a \text{ кг/час},$$

где Q_c и Q_a — расходы рабочей смеси и воздуха.

Поэтому

$$\Delta p = m^2 (Q_c - Q_a)^2 \text{ мм вод. ст.}$$

С другой стороны, расход воздуха в сечении II—II канала (фиг. 1) равен

$$Q_a = 0,36 \gamma_{cp} f_2 \omega_2 \text{ кг/час},$$

если f_2 — площадь канала выражена в см^2 .

Подставив сюда значение скорости ω_2 , и заменив предварительно в нем Δp , получим

$$Q_a = 0,36 \gamma_{cp} f_2 \sqrt{\frac{2 g m^2 (Q_c - Q_a)^2}{\gamma_{cp} (1 + \zeta + \zeta_a)}}.$$

или

$$Q_a = 0,36 f_2 m (Q_c - Q_a) \sqrt{\frac{2 g \gamma_{cp}}{1 + \zeta + \zeta_a}}.$$

Смесители отечест

Угол поворота воздушной заслон

№ по пор.	Двигатель	Газогенераторная установка	Топливо	Основные размеры смесителя			Литраж двигателя	Степень сжатия	Эффективная мощность	Число оборотов коленчатого вала в минуту	Среднее эффективное давление	Коэффициент наполнения, отнесенный к 760 мм 15 °С	Сопротивление установки	Разрежение в коллекторе
				воздух	газ	смесь								
				d_2	d_3	d_4								
				мм	мм	мм								
1	ГАЗ-А	Г-14	Дрова	32	38	38	3,28	6,40	32,0	2200	3,99	0,63	550	730
2	ГАЗ-А	Г-14	"	34	38	38	3,28	6,40	32,0	2200	3,99	0,63	550	730
3	ГАЗ-А	Эксперимент.	"	40	—	—	3,28	6,61	30,0	2000	4,11	0,63	500	—
4	ГАЗ-А	Эксперимент.	"	32	38	38	3,28	6,61	30,0	2000	4,11	0,63	500	—
5	СТЗ 15/30	НАТИ-3	"	35	35	40	6,23	6,00	30,0	1050	4,13	0,71	330	530
6	СТЗ-3Г	Г-19	"	60	58	50	7,45	8,25	47,6	1250	4,60	0,73	600	720
7	МГГ-17	Г-25	"	50	70	70	15,47	8,03	61,2	850	4,20	0,73	720	920
8	Коджу	Виско-Газ	Древесный уголь	53	75	70	9,96	8,50	92,0	1800	4,61	0,68	510	940
9	ЗИС-5	ЗИС-13	Дрова	42	44	46	5,55	6,80	45,0	2200	3,32	0,55	420	690
10	ЗИС-5—ВК	ЗИС-13	"	46	51	51	5,55	8,50	60,0	2200	4,42	0,67	400	610

Если теперь решить это уравнение относительно Q_a , то

$$Q_a = \frac{0,36f_2 m Q_c \sqrt{2g\gamma_{cp}}}{\sqrt{1 + \zeta + \zeta_a + 0,36f_2 m \sqrt{2g\gamma_{cp}}}} \text{ кг/час.} \quad (10)$$

Здесь Q_a при регулировании качества смеси зависит только от ζ , так как все остальные величины, в том числе и расход смеси Q_c , остаются постоянными¹.

В стандартном смесителе двигателя ГАЗ-А $f_2 = 9,1 \text{ см}^2$ ($d_2 = 34 \text{ мм}$), а при $n = 2200 \text{ об/мин}$ $Q_c = 159,5 \text{ кг/час}$.

Поэтому, принимая $\gamma_{cp} = 1,18 \text{ кг/м}^3$, окончательно получим

$$Q_a = \frac{820}{\sqrt{1 + \zeta + \zeta_a + 5,15}} \text{ кг/час.}$$

В зависимости от формы входного отверстия, влияющего на коэффициент ζ_a ,

$$Q_a = \frac{820}{\sqrt{\zeta + 2,3 + 5,15}} \text{ кг/час,} \quad (11)$$

$$Q_a = \frac{820}{\sqrt{\zeta + 1,56 + 5,15}} \text{ кг/час} \quad (12)$$

$$Q_a = \frac{820}{\sqrt{\zeta + 1,01 + 5,15}} \text{ кг/час.} \quad (13)$$

венных конструкций

Таблица 2

ки рассчитан для $p_0 = 10\,000 \text{ кг/м}^2$

Сопротивление смеси- теля	Коэффициент весового смещения	Расход рабочей смеси при 15° 760 мм рт. ст.	Расход рабочей смеси	Расход газа	Расход воздуха в дви- гателе	Удельный расход газа	Условная скорость сме- си при выходе из сме- сителя	Расчитанный коэффи- циент сопротивления воздушной заслонки	Расчитанный угол по- ворота воздушной за- слонки	Замеренный угол по- ворота воздушной за- слонки	Примечание
h_c	φ	G_c	Q_c	Q_a	Q_a	ζ_a	e	ζ	θ	θ	
мм вод. ст.	кг/кг	кг/час	кг/час	кг/час	кг/час	кг/л. с. час	м/сек		град.	град.	
180	1,20	136	159,5	72,5	87,0	2,27	33,1	11,8	41,0	—	Смеситель Г-14
180	1,20	136	159,5	72,5	87,0	2,27	33,1	15,5	43,0	—	Смеситель ГАЗ-42
—	1,20	124	145,0	66,0	79,0	2,20	—	34,6	51,0	50	Смеситель типа „Тройник“
—	1,20	124	145,0	66,0	79,0	2,20	—	13,2	42,0	41	Смеситель Г-14
200	1,40	139	163,0	68,0	95,0	2,26	30,6	8,2	37,0	—	
120	1,33	204	238,0	102,0	136,0	2,14	28,9	71,4	56,0	—	
200	1,45	287	337,0	137,5	199,5	2,24	20,7	17,7	44,0	—	
430	1,22	365	425,0	191,5	233,5	2,08	26,4	11,4	40,5	—	
270	1,20	200	233,0	106,0	127,0	2,35	33,4	13,3	42,0	—	
210	1,17	246	286,0	132,0	154,0	2,20	33,5	12,2	41,0	—	Двигатель с верх- ними всасываю- щими клапанами

¹ Строго говоря Q_c незначительно изменяется, так как Δp влияет на наполнение дви-
гателя. γ_{cp} то же связано с величиной Δp .

Подставляя сюда приведенные выше значения коэффициента сопротивления ζ воздушной заслонки, соответствующие различным углам θ ее открытия, найдем Q_a , которые изображены кривыми 1, 2 и 3 на фиг. 6. Эти кривые показывают, что увеличение расхода воздуха замедляется по мере открытия заслонки. Отсюда следует, что удобнее всего регулировать воздух в области наибольшего открытия заслонки.

Рассматриваемый смеситель имеет несколько завышенный размер входного отверстия, благодаря чему нормальный расход воздуха достигается при $\theta = 44^\circ$. Если принять $\theta = 0^\circ$, как мы рекомендовали раньше, то для

второго случая, имеющего наибольшее пространство, нормальный $Q_a = 94,5 \text{ кг/час}$, а максимально возможный $Q_a = 126 \text{ кг/час}$. Следовательно, при $\theta = 40^\circ$ получается запас расхода воздуха, равный

$$\frac{126 - 94,5}{94,5} = 0,33 \text{ или } 33\%,$$

что является необходимым для регулирования наощупь качества смеси.

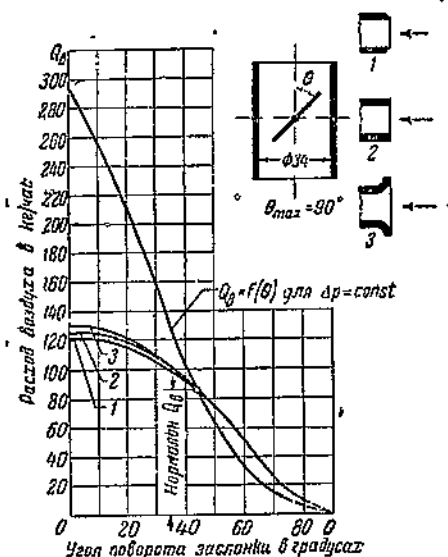
На фиг. 6 для сравнения дана еще одна кривая

$$Q_a = f(\theta)$$

в предположении, что $\Delta p = \text{const}$. Эта кривая показывает, что если принимать $\Delta p = \text{const}$, то расчет смесителя даст явно заниженный размер входного отверстия для воздуха.

В табл. 2 приведены данные о советских газовых двигателях и о их смесителях. В этой таблице для каждого смесителя указывается угол θ поворота воздушной заслонки, который найден расчетом для случая оптимальной регулировки качества смеси.

Из таблицы видно, что некоторые смесители, спроектированные нерационально, работают при больших значениях θ , когда заслонка сильно прикрыта, что делает регулировку весьма неудобной (например, смеситель двигателя "СТЗ-ЗГ").



Фиг. 6. Зависимость расхода воздуха, поступающего в смеситель двигателя ГАЗ-А от угла поворота заслонки при $n = 2200 \text{ об/мин}$.

Инж. К. И. Генкин
кандидат технических наук

ГАЗОВЫЕ СМЕСИТЕЛИ ¹

IV. СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЦИОНАЛЬНЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ

Нами разобраны некоторые конкретные способы усовершенствования элементарного смесителя, причем были рассмотрены отдельно способы улучшения нагрузочной и внешней характеристик. Представляется необходимым рассмотреть действие этих способов в объединенной схеме. При этом важно выяснить взаимодействие различных факторов, направленных к улучшению отдельных недостатков нагрузочной и внешней характеристик при их совместном применении в едином смесителе.

С этой целью рассмотрим две схемы смесителей, включающих различные факторы для получения улучшенных характеристик.

К сожалению, при рассмотрении настоящего вопроса приходится разбирать не уже осуществленные конструкции, а впервые здесь (или в наших прежних работах) предложенные схемы, ибо, как уже отмечалось выше, подавляющее большинство современных конструкций газовых смесителей включает лишь одно приспособление: устройство для холостого хода и запуска, совершенно недостаточное для рациональной работы смесителя ².

Первая рациональная схема

Смеситель с корректором переходов, экономайзером и клапаном добавочного воздуха

Созданный на базе приведенного анализа смеситель НАТИ-СГ-21 (фиг. 12) для улучшения нагрузочной характеристики имеет обратный клапан, канал холостого хода, корректор переходов и экономайзер. Для улучшения внешней характеристики применен автоматический клапан добавочного воздуха. Схема работы смесителя на различных участках нагрузочной характеристики показана на фиг. 13. Его характеристики на фиг. 12.

Работа смесителя по нагрузочной характеристике может быть разбита на четыре фазы, каждой из которых соответствует своеобразная гидравлическая схема и уравнение для коэффициента избытка воздуха.

Фаза I. Холостой ход (положение *a* на фиг. 13).

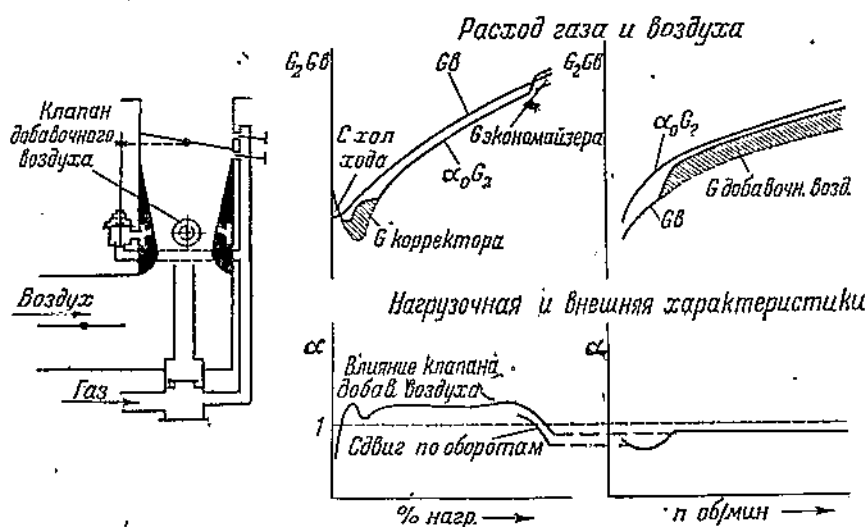
¹ Начало см. „Труды НАТИ“ 1940 г., вып. 38.

² Нет достаточных оснований также причислить к рациональным конструкциям другой тип смесителя, выпускаемый некоторыми фирмами, но не нашедший широкого распространения. Это — смеситель с одновременным регулированием количества смеси и количества воздуха (или газа), осуществляемым посредством кинематической связи между дроссельной и воздушной (или газовой) заслонками. Не приводя подробных выкладок, можно указать, что подобная конструкция не в состоянии повлиять на исправление более чем одного из недостатков элементарного смесителя и практически значительно уступает даже нерациональному современному смесителю с обратным клапаном.

Следует, однако, указать, что, помимо косвенных указаний Рихмана на целесообразность экономайзера для газовых смесителей, еще в 1937 г. инж. Туровский (Днепропетровск, Донюжгаз) осуществил в своей конструкции смесителя несколько примитивное экономайзерное устройство, описанное им [3] без сколько-нибудь достаточных, однако, пояснений.

Дроссельная заслонка закрыта. Обратный клапан и клапан экономайзера закрыты.

Газ поступает через сверление холодного хода, воздух поступает через сверление корректора.



Фиг. 12. Схема смесителя с корректором переходов, экономайзером и клапаном добавочного воздуха (НАТИ — СГ 21).

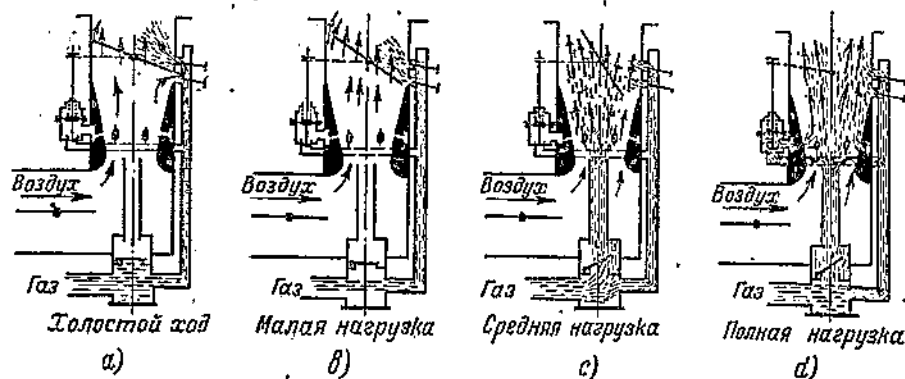
Коэффициент избытка воздуха выражается уравнением:

$$\alpha' = A' \frac{f_{кор}}{f_2'} \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_2 - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}). \quad (8)$$

Соответствующие обозначения ясны из предыдущего.

Сечения газа и воздуха подбираются эмпирически с тем, чтобы $\alpha' \approx 0,8$, что соответствует устойчивому и экономному холодному ходу.

Фаза II. Малые нагрузки (положение в фиг. 13).



Фиг. 13. Схема работы смесителя НАТИ — СГ 21.

Дроссельная заслонка несколько приоткрыта. Обратный клапан закрыт ($\Delta P_{диф} < \Delta P_{ред}$). Клапан экономайзера также закрыт.

Газ поступает через два сверления: холодного хода и корректора переходов. Воздух поступает вокруг дроссельной заслонки.

Коэффициент избытка воздуха приближенно выражается уравнением

$$\alpha'' \approx A'' \frac{f_2''}{f_2'' + f_{кор}} \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_2 - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}), \quad (9)$$

где $\Delta P_s'$ — некоторое среднее разрежение между разрежением в зоне сверления для газа холостого хода и разрежением в зоне корректора переходов.

Сечение холостого хода и корректора подбираются эмпирически с тем, чтобы работа на малых нагрузках и переход с средним были устойчивыми, что соответствует $\alpha'' \approx 0,9 \div 1,1$.

Фаза III. Средние нагрузки (положение *c* фиг. 13).

Дроссельная заслонка значительно приоткрыта, обратный клапан открыт ($\Delta P_{диф} \gg \Delta P_{ред}$). Газ поступает в основном через центральную форсунку и, кроме того, в весьма незначительном количестве, которым можно пренебречь, через сверления корректора и холостого хода. Воздух поступает в диффузор и далее вокруг дроссельной заслонки.

Коэффициент избытка воздуха выражается уравнением

$$\alpha''' = A''' \frac{f_{с. диф}}{f_{с. фор}} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}). \quad (10)$$

Соотношение сечений для газа и воздуха подбирается эмпирически с тем, чтобы получить наилучшую экономику, что соответствует для светильного газа $\alpha''' \approx 1,2 \div 1,3$.

IV Фаза. Большие и полная нагрузки (положение *d* фиг. 13).

Дроссельная заслонка полностью открыта или близка к этому. Клапан экономайзера открыт.

Газ поступает через центральную форсунку и клапан экономайзера (газом холостого хода пренебрегаем).

Коэффициент избытка воздуха выражается уравнением

$$\alpha^{IV} = A^{IV} \frac{f_{с. диф}}{f_{с. фор} + f_{с. эк}} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}). \quad (11)$$

Сечение клапана экономайзера — $f_{с. эк}$ — подбирается эмпирически с тем, чтобы получить максимальную мощность двигателя, что соответствует для светильного газа $\alpha^{IV} \approx 0,93$.

Как показывает фиг. 12, нагрузочные характеристики смесителя НАТИ-СГ 21 достаточно приближаются к идеальным.

Влияние автоматического клапана добавочного воздуха на нагрузочную характеристику является также благоприятным и заключается в следующем.

Клапан добавочного воздуха рассчитан таким образом, что он открывается на полной нагрузке при некотором разрежении в диффузоре, соответствующем сравнительно небольшому оборотам двигателя (фиг. 9). Однако такое же разрежение, достаточное для открытия клапана добавочного воздуха, создается в диффузоре и при неполной нагрузке, но при несколько больших оборотах. Таким образом клапан добавочного воздуха работает не только при полной нагрузке, но и при частичных, если, однако, число оборотов и нагрузка достаточно велики для создания соответствующего разрежения в диффузоре.

Включение клапана добавочного воздуха при больших нагрузках и оборотах создает обеднение смеси относительно малых нагрузок и оборотов.

Происходит сдвиг нагрузочных характеристик по оборотам двигателя, показанный на фиг. 12 и совпадающий с тем сдвигом нагрузочных характеристик, который отвечает требованиям двигателя и изображен на идеальной характеристике смесителя (фиг. 3).

Кроме того происходит некоторое относительное обеднение смеси при больших нагрузках (фиг. 12), еще более приближающее нагрузочные характеристики к идеальным, т. е. к кривым *c* на фиг. 2, соответствующим наиболее выгодной разновидности комбинированного регулирования. Следовательно, влияние клапана добавочного воздуха до некоторой степени устраняет недостаток экономайзера, о котором упоминалось в параграфе «смеситель с экономайзером».

Таким образом разобранный смеситель обладает как нагрузочной, так и внешними характеристиками, близкими к идеальным.

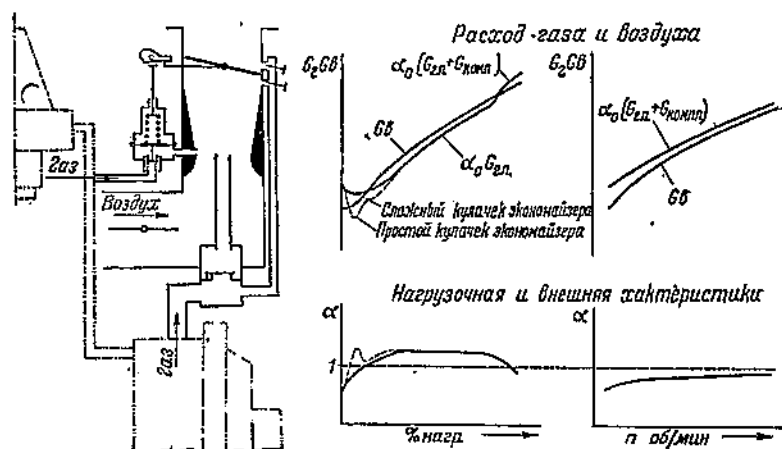
Влияние каждого из разобранных приспособлений для улучшения внешней нагрузочной характеристики раздельно было рассмотрено ранее; в настоящем параграфе показано, что совместное применение этих приспособлений не только не ухудшает работу какого-либо из них, но наоборот имеет место полезное влияние приспособления для улучшения внешней характеристики (клапана добавочного воздуха) на нагрузочную характеристику.

Вторая рациональная схема

Смеситель с обратным клапаном, корректором переходов и компенсатором-экономайзером.

Другая схема смесителя, объединяющая ряд приспособлений, необходимых для улучшения как нагрузочной, так и внешней характеристик, представлена на фиг. 14.

Для обеспечения запуска и холостого хода этот смеситель снабжен обратным клапаном и обводным каналом, для улучшения переходов от



Фиг. 14. Схема смесителя с корректором переходов и компенсатором-экономайзером.

холостого хода к средним оборотам — корректором переходов. Для осуществления комбинированного метода регулирования (перехода к обедненной смеси при нагрузках менее 90%) и одновременно для улучшения внешней характеристики, смеситель снабжен приспособлением, названным „компенсатор-экономайзер“.

Это приспособление тождественно с описанным в параграфе „Смеситель с компенсационным устройством“, с тем лишь добавлением, что пружина компенсатора, открывающая его клапан, механически связана с дроссельной заслонкой таким образом, что лишь при полном открытии дроссельной заслонки эта пружина получает полный натяг и создает в камере компенсатора некоторое $P_{комп}$. При частичных нагрузках это давление отсутствует или значительно снижается.

Расход газа и воздуха определяется следующими выражениями:

При полной нагрузке (согласно формуле б):

$$\alpha_{N_{max}} = \frac{k \sqrt{\Delta P_{диф}}}{k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} + k_2 \sqrt{P_{комп} + \Delta P_{диф}}}, \quad (12)$$

при частичной нагрузке ($P_{комп} = 0$):

$$\alpha_{gemin} = \frac{k \sqrt{\Delta P_{диф}}}{k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}}. \quad (13)$$

Таким образом возможности улучшения нагрузочной характеристики заключаются в наличии своеобразного экономайзера, подающего при полной нагрузке добавочную порцию газа вследствие полного включения добавочного впуска газа.

Возможности же улучшения внешней характеристики попрежнему заключаются в наличии двух дозирующих отверстий для газа, поставленных в разные условия, причем для компенсаторного может быть подбором $P_{ком}$ и k_z создан такой закон протекания $\alpha = f(\Delta P_{диф})$, который обеспечит некоторое обогащение смеси при уменьшении оборотов (см. параграф „Смеситель с компенсационным устройством“).

Таким образом посредством замены простого экономайзера с жесткой связью (клапана с дроссельной заслонкой) экономайзером типа газового редуктора удается объединить устройство для улучшения нагрузочной характеристики с приспособлением для улучшения внешней характеристики. Компенсатор-экономайзер в данной конструкции заменяет экономайзер и клапан добавочного воздуха смесителя НАТИ-СГ21.

С практической точки зрения может все же показаться мало целесообразной замена двух столь простых и легко поддающихся регулировке приспособлений, как экономайзер и клапан добавочного воздуха, на несколько более сложный в этом отношении компенсатор-экономайзер.

Следует, однако, учесть ряд положительных дополнительных качеств, которые могут быть получены посредством компенсатора - экономайзера. К ним относятся следующие:

1. Улучшение переходов от холостого хода к средним оборотам и улучшение нагрузочной характеристики при нагрузках ниже средних.

При исследовании специального приспособления для улучшения переходов от малых оборотов к средним —

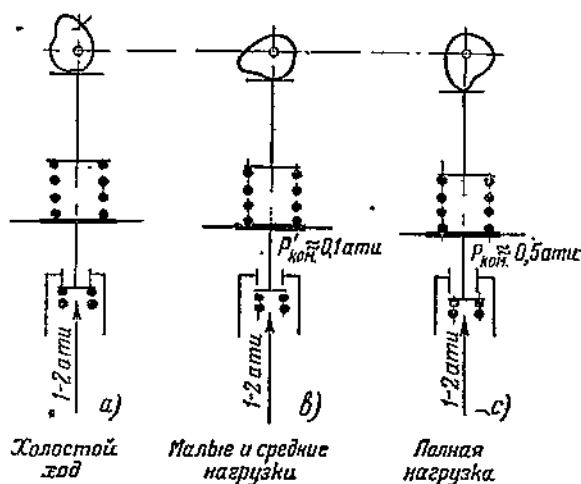
корректора переходов, был указан его недостаток — однозначность действия, неплавность работы. Вследствие этого, хотя переход от холостого хода к средним оборотам и значительно улучшается по сравнению со смесителем без корректора, все же характеристика смесителя с корректором на этом участке не вполне совпадает с идеальной (см. фиг. 8).

При исследовании экономайзера обнаруживается некоторый недостаток при нагрузках ниже средних.

Посредством исследуемого компенсатора-экономайзера есть возможность устранить этот недостаток, если при неполных нагрузках не освобождать полностью пружины, открывающей клапан компенсатора-экономайзера, как это принято при написании формулы (13), а оставить некоторую небольшую затяжку, обеспечивающую при частичных нагрузках некоторое $P'_{ком}$, значительно меньшее, чем $P_{ком}$ при полной нагрузке. Схема работы кулачка на оси дроссельной заслонки при такой схеме показана на фиг. 15.

В этом случае немедленно при увеличении оборотов от холостого хода частично включается компенсатор, и формула (13) для коэффициента избытка воздуха на участке „холостой ход — средние обороты“ преобразуется в следующую:

$$\alpha_{х.х.} \approx \frac{k' \sqrt{\Delta P_z}}{k'' \sqrt{\Delta P'_z} - \Delta P_{ред} + k''' \sqrt{P'_{ком} + \Delta P_{диф}}} \quad (14)$$



Фиг. 15. Схема действия кулачка компенсатора-экономайзера.

Наличие в знаменателе дополнительного члена, содержащего $P'_{\text{компл}}$, значительно смягчает неровность работы корректора переходов, вызванную включением корректора лишь на очень малом участке, а также недостаточность действия экономайзера при нагрузках ниже средних. Протекание α становится более плавным и близким к идеальному (см. фиг. 3).

2. Возможности устранения влияния неравномерности редуцирующей системы.

Подробнее об этом качестве смесителя по рассматриваемой схеме будет сказано несколько далее.

Именно эти дополнительные положительные качества настоящей схемы имелись ввиду, когда указывалось, что эта схема достойна практической проверки.

В. ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РЕДУЦИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

После соответствующей оговорки в начале главы III на протяжении всего последующего исследования неравномерность редуцирующей системы нами принималась равной 0, т. е. $\Delta P_{\text{ред}} = \text{const}$.

Таким образом все сделанные нами выводы по улучшению характеристик смесителя отвечают лишь одному из специфических условий, создаваемых редуцирующей системой — наличию разрежения на выходе из редуцирующей системы. Второе же специфическое условие — непостоянство этого разрежения, т. е. неравномерность, не нашло до сих пор своего отражения в приведенном исследовании.

Между тем, как указывалось ранее, влияние неравномерности сказывается довольно ощутительно, особенно на некоторых участках характеристик смесителя, а именно при переходах от холостого хода к средним оборотам, где даже небольшое увеличение разрежения — на несколько мм вод. ст. — играет роль.

Вследствие влияния неравномерности все приведенные кривые характеристик смесителей представляют собой лишь средние линии. Полные же характеристики представляют собой некоторые площади, располагающиеся по сторонам этой средней линии, как это показано на фиг. 5.

Ни одно из описанных приспособлений для улучшения характеристик, ни одна из приведенных схем смесителя, за исключением последней, не обладают способностью бороться с влиянием неравномерности.

Трудность борьбы с влиянием неравномерности редуцирующей системы на работу газового смесителя¹ заключается в том, что неравномерность является величиной независимой от режима работы двигателя, с которым так или иначе связаны все устройства в газовом смесителе.

Устранение влияния неравномерности посредством компенсационного устройства

Положительным исключением является лишь последнее приспособление — компенсационное устройство (фиг. 14).

Замечательное свойство этого устройства, позволяющее бороться с влиянием неравномерности редуцирующей системы, заключается в том, что $P_{\text{компл}}$, которое здесь входит в уравнение для α (см. уравнение 12), также не является постоянным и, так как описанное компенсационное устройство является, в сущности, частью редуцирующей системы (см. фиг. 14), изменяется (отклоняется от средней величины, обладает неравномерностью) в зависимости от тех же факторов, что и $\Delta P_{\text{ред}}$, т. е. от давления газа в баллонах и в некоторой мере от расхода. Поэтому при изменении $\Delta P_{\text{ред}}$ одновременно изменяется и $P_{\text{компл}}$, компенсируя, таким образом влияние отклонения $\Delta P_{\text{ред}}$ на α .

¹ Здесь имеется в виду средства борьбы с неравномерностью посредством того или иного мероприятия в газовом смесителе; очевидно, имеется еще возможность борьбы с неравномерностью посредством улучшения редуцирующей системы.

Задача сводится к тому, чтобы подобрать такой закон неравномерности $P_{комп}$, который компенсировал бы неравномерность $\Delta P_{ред}$, т. е. сохранял бы

$$k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} + k_2 \sqrt{P_{комп} + \Delta P_{диф}} = \text{const} \quad (15)$$

при изменении $\Delta P_{ред}$ ($\Delta P_{диф} = \text{const}$).

Уравнение (15) даже без цифр дает уже некоторое указание в этом направлении, а именно: неравномерность $P_{комп}$ должна быть однозначна неравномерности $\Delta P_{ред}$, т. е. если при увеличении давления газа в баллонах $\Delta P_{ред}$ возрастает, то и $P_{комп}$ должно при этом возрастать.

Дальнейшее конкретное определение взаимоотношения неравномерностей $P_{комп}$ и $\Delta P_{ред}$ может быть сделано после определения всех величин, входящих в уравнение (15); эти величины определяются в свою очередь рядом условий, разобранных ранее и может оказаться, что в силу этих основных зависимостей членов уравнения (15) не удастся привести неравномерности $P_{комп}$ и $\Delta P_{ред}$ в полное соответствие. Однако на основании изложенного несомненно, что, при правильной взаимонаправленности этих неравномерностей, влияние неравномерности редуцирующей системы на характеристику смесителя при помощи предложенного компенсационного устройства может быть значительно смягчено.

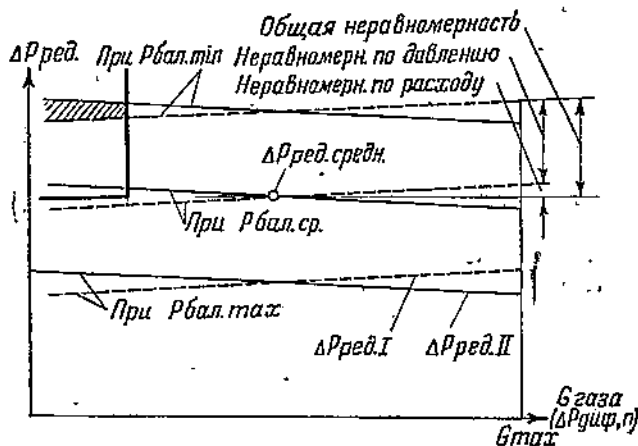
Влияние характера протекания неравномерности по расходу

При проведении настоящего анализа влияния неравномерности мы исходили из того положения, что без неравномерности характеристики смесителя являются идеальными. При этом условии, очевидно, влияние неравномерности будет отрицательным в какую бы сторону она (неравномерность) ни была направлена (т. е. или в сторону уменьшения, или увеличения разрежения на выходе).

Однако возникает следующий вопрос — нельзя ли само неравномерность использовать для улучшения характеристик смесителя. В самом деле, обратившись к формуле (2), на основании которой было показано, что изменение α происходит вследствие изменения $\Delta P_{диф}$ по внешней, или дроссельной характеристике двигателя, замечаем, что влияние изменения $\Delta P_{диф}$ может быть компенсировано соответствующим изменением $\Delta P_{ред}$.

Таким образом, если будет создана неравномерность редуцирующей системы по определенному закону: $\Delta P_{ред} = f(\Delta P_{диф})$, то (на основании формулы (2), можно избежать отклонения α при изменении $\Delta P_{диф}$.

Весь вопрос заключается в том, можно ли создать необходимую связь: $\Delta P_{ред} = f(\Delta P_{диф})$? Оказывается, нельзя.



Фиг. 16. К вопросу о влиянии неравномерности по расходу

— Менее выгодный характер протекания неравномерности по расходу:

$$\Delta P_{ред II} = A_{II} - bG (P_{бал} = \text{const}).$$

--- Более выгодный характер протекания неравномерности по расходу:

$$\Delta P_{ред I} = A_I + bG (P_{бал} = \text{const}).$$

/// Область наиболее сильного влияния неравномерности.

//// Уменьшение диапазона общей неравномерности на наиболее опасном участке при более выгодном характере протекания неравномерности по расходу.

В первом, но достаточном для рассматриваемого случая, приближении разрежение на выходе из редуцирующей системы может быть выражено [8] уравнением

$$\Delta P_{ред} \approx C + f(P_{бал}) \pm cG. \quad (16)$$

Изменение $f(P_{бал})$ — вызывает неравномерность по давлению, изменение G — неравномерность по расходу. Полная неравномерность редуцирующей системы определяется суммарным изменением обеих величин (фиг. 16). Так как практическое изменение $f(P_{бал})$ значительно превосходит для всех современных редуцирующих систем изменение G , неравномерность по давлению является доминирующей величиной, как это показано на фиг. 16 (к этому можно прибавить, что при более строгом рассмотрении коэффициент c в свою очередь зависит от давления $P_{бал}$, т. е. неравномерность по расходу в свою очередь зависит от давления $P_{бал}$).

Таким образом при данном расходе, числе оборотов двигателя и нагрузке, а следовательно при данном $\Delta P_{диф}$ полная неравномерность редуцирующей системы может принимать любые значения в определенном интервале, зависящем от изменения давления газа в баллонах и свойств редуцирующей системы.

Следовательно, возможность использования неравномерности для улучшения характеристик смесителя отсутствует, так как неравномерность является в основном функцией величины, не связанной с характеристической смесителя, и режимом работы двигателя — величины давления газа в баллонах.

Можно лишь установить какое направление, какой характер изменения неравномерности по расходу является более выгодным (точнее менее невыгодным). Согласно формуле (16) при данном $P_{бал} = \text{const}$ можно представить (и осуществить посредством соответствующих конструктивных мероприятий и редуцирующей системы) два закона протекания $\Delta P_{ред}$:

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{ред I} &= A_I + bG \\ \Delta P_{ред II} &= A_{II} - bG \end{aligned} \right\} (P_{бал} = \text{const}) \quad (17)$$

В первом случае $\Delta P_{ред I}$ будет возрастать при увеличении расхода, во втором $\Delta P_{ред II}$ — уменьшаться.

Как показывает фиг. 16, первый случай является более выгодным, так как при нем уменьшается полная неравномерность на наиболее опасном участке — при малых расходах газа (малые нагрузки и переход к холостому ходу).

К тому же выводу о желательности возрастания $\Delta P_{ред}$, а не уменьшения при возрастании G приводит и рассмотрение формулы (2), из которой видно, что увеличение $\Delta P_{ред}$ при увеличении $\Delta P_{диф}$ уменьшает изменение α .

Резюмируя, можно заключить, что полная неравномерность редуцирующей системы является вредным фактором, вызывающим колебания α . Это вредное влияние неравномерности несколько меньше в том случае, если неравномерность по расходу однозначна последнему (т. е. увеличивается с увеличением расхода, а не наоборот).

VI. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И КАЧЕСТВО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ

Рассмотренный в предыдущих главах первый из трех основных показателей смесителя — характер протекания коэффициента избытка воздуха — определяет важнейший элемент смесителя — принципиальную схему его устройства. Конструктивное же оформление этой схемы, правильный выбор формы и размеров основных конструктивных элементов смесителя определяется двумя другими показателями: гидравлическим и показателем качества перемешивания.

Эти показатели отражают две стороны процесса смешивания газа с воздухом в смесителе: гидравлическую, которая выдвигает требование наименьших гидравлических сопротивлений, и механическую, которая вы-

двигает требование однородности смеси. Обе стороны вопроса тесно связаны между собой, так как зависят в той или иной мере от одних и тех же факторов. Поэтому их необходимо рассматривать совместно в едином контексте.

Влияние гидравлических потерь в смесителе и качества перемешивания на работу двигателя

Гидравлический показатель характеризуется потерей полного абсолютного давления в смесителе. Эти потери влияют на работу двигателя лишь на одном режиме — при полной нагрузке. Однако, так как отдача наибольшей мощности при полной нагрузке является важнейшей задачей двигателя, влияние гидравлических потерь нельзя не переоценивать.

Влияние потерь в смесителе на мощность двигателя в первом приближении может быть оценено на основании следующих простых расчетов. Из теплового расчета двигателя, например по Е. К. Мазингу [14]:

$$P_i = k \cdot P_a; P_e = P_i - P_{тр},$$

$$P_a = 1 - \Delta P_{см} - (\Delta P_{кол} + \Delta P_{кл}), \quad (18)$$

где $\Delta P_{см}$, $\Delta P_{кол}$ и $\Delta P_{кл}$ — потери полного давления соответственно в смесителе, в коллекторе и в клапанах.

Примем, например, что при данном числе оборотов двигателя $P_a = 0,9 \text{ атм.}$ (9000 мм вод. ст.), $\Delta P_{кол} + \Delta P_{кл} = 1000 \text{ мм вод. ст.}$, $\Delta P_{см} = 0$, $P_e = 5 \text{ кг/см}^2$, $P_{тр} = 1,2 \text{ кг/см}^2$, $P_i = 6,2 \text{ кг/см}^2$.

Определим изменение P_e при изменении $\Delta P_{см}$. При этом $P_{тр}$ будем считать неизменной величиной, так как оно в основном определяется оборотами двигателя. Также неизменными примем потери $(\Delta P_{кол} + \Delta P_{кл})$, пренебрегая крайне незначительным изменением этих потерь при увеличении $\Delta P_{см}$ вследствие изменения удельного веса.¹

Примерный подсчет влияния потерь в смесителе на мощность двигателя см. табл. 5.

Как показывает таблица 5, изменение P_e в процентах значительно больше процентного изменения P_a . Практика показывает, что приведенная оценка даже несколько преуменьшает влияние $\Delta P_{см}$ на мощность. Следовательно, с этим влиянием необходимо считаться.

Влияние качества перемешивания или степени однородности смеси проявляется на всех режимах работы двигателя и ощутительно сказывается как на мощности, так и на удельном расходе (эффективном к. п. д. двигателя). Существует мнение, недооценивающее влияние качества перемешивания в газовых смесителях. Это мнение основывается на том, что условия перемешивания в смесителе якобы не важны, так как в дальнейшем на пути смеси к цилиндру — в коллекторе и клапанах — обеспечено достаточно полное перемешивание благодаря большим скоростям и завихрениям. При этом упускается из виду, что вопрос об однородности смеси имеет двоякое значение. Требуется, во первых, однородность смеси, поступающей в цилиндр и, во вторых, однородность (точнее одинаковость) смесей, поступающих в различные цилиндры двигателя.

Совершенно очевидно, что если первое требование может быть обеспечено дополнительным перемешиванием смеси после смесителя, то вто-

Таблица 5

$\Delta P_{см}$ мм вод. ст.	P_e мм вод. ст.	%	P_a кг/см ²	%
0	9000	100	5	100
100	8900	99	4,92	98,4
200	8800	97,9	4,86	97,2
300	8700	96,8	4,8	96
400	8600	95,7	4,72	94

¹ Ошибка вследствие этого допущения скрадывается в значительной мере тем, что мы не принимаем к рассмотрению влияние отрицательной площадки индикаторной диаграммы. При учете этой величины, которая также весьма мало меняется при изменении $\Delta P_{см}$, влияние этого изменения сказывается еще больше.

рое важнейшее требование несколько этим дополнительным перемешиванием не удовлетворяется. Выходя из смесителя, заряд разветвляется, направляясь к различным группам цилиндров и, если здесь (на выходе из смесителя) смесь была неоднородной, то никакое дополнительное перемешивание в коллекторе не устранит различия в качестве зарядов, поступающих в различные цилиндры.

Гидравлические потери в смесителе

С точки зрения гидравлики газовый смеситель представляет собой типичный тройник, в котором происходит смешивание двух потоков. Теория смешивания потоков в тройниках подробно разработана за последние годы проф. Каменевым [7]. Этой теории мы в основном и придерживаемся в дальнейшем.

На пути следования газа и воздуха через смеситель имеют место следующие потери полного гидродинамического давления:

а) Потери на трение (о стенки и трение струй) при протекании через входные патрубки и преодолении местных сопротивлений: заслонок, входа, диффузора.

Эти потери могут быть оценены по формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = \sum_1 \xi_a \cdot \frac{m_a}{m_a + m_z} \cdot \frac{v_a^2}{2g} \gamma_a + \sum_2 \xi_z \cdot \frac{m_z}{m_a + m_z} \cdot \frac{v_z^2}{2g} \gamma_z + \xi_d \cdot \frac{v_d^2}{2g} \gamma_c + \sum_3 \xi_c \cdot \frac{v_c^2}{2g} \gamma_c \quad (19)$$

где $\xi_a, \xi_z, \xi_d, \xi_c$ — коэффициенты сопротивлений: в воздушном патрубке (до диффузора), в газовом патрубке, в диффузоре и после диффузора, $m_a, m_z, \gamma_a, \gamma_z, \gamma_c$ — массы и удельные веса воздуха, газа и смеси.

v_a, v_z, v_d, v_c — скорости: воздуха и газа во входных патрубках, смеси в горловине диффузора и за диффузором.

Формула (19) показывает, что потери на трение зависят, во первых, от конструктивных параметров (ξ) и, во вторых, от скоростей потоков.

б) Потери на гидравлический удар (на выходе из диффузора и в других местах, где имеют место не вполне плавные расширения).

Эти потери оцениваются формулой Карно-Борда

$$\Delta P_E = \frac{m(v_a - v_d)^2}{2g} \gamma_c \quad (20)$$

где v_a — скорость до гидравлического удара,

v_d — скорость после гидравлического удара.

с) Потери на удар при смешении в смесительной камере.

За последние годы утвердилось мнение, что смешение двух газов, обладающих различными скоростями, сопровождается явлением удара [7], [15], который рассматривается как вполне неупругий и подчиняющийся законам механики твердых тел.

Потеря энергии, выражающаяся в потере полного гидродинамического напора или давления, при этом определяется по выражениям [7]:

$$\Delta P_{\text{уд}} = \frac{m_a}{m_a + m_z} \cdot \frac{v_{a1}^2}{2g} \gamma_a + \frac{m_z}{m_a + m_z} \cdot \frac{v_{z1}^2}{2g} \gamma_z - \frac{v_{c1}^2}{2g} \gamma_c \quad (21)$$

где v_{a1} и v_{z1} — скорости потоков перед смешением,

v_{c1} — общая скорость после смешения.

$$v_{c1} = \frac{m_a \cdot v_{a1} \cos \alpha_1 + m_z v_{z1} \cos \alpha_2}{m_a + m_z} \quad (22)$$

где α_1 — угол между направлениями v_{a1} и v_{c1} ,

α_2 — угол между направлениями v_{z1} и v_{c1} .

Таким образом потери на удар при смешении зависят от разности скоростей и масс соударяющихся газов и направления этих скоростей (потоков). Потери тем меньше, чем меньше разница скоростей потоков и чем меньше угол между направлениями потоков.

Идеальный и действительный смесители. Условия необходимости диффузора и его влияние

Сообразуясь с описанными причинами потерь, идеальным с гидравлической стороны представляется смеситель, состоящий из гладкой трубы, куда параллельными потоками с одинаковыми скоростями входят газ и воздух.

Однако ряд практических обстоятельств заставляет отклоняться от идеальной гидравлической схемы. Эти обстоятельства связаны в первую очередь со специфическими условиями работы газового смесителя, вызывающими разницу в давлениях газа и воздуха на входе в смеситель. Вследствие этого скорости газа и воздуха на входе в смесительную камеру неравны:

$$v_g = \mu_g \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}}}{2g}}; \quad v_z = \mu_z \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}}{2g}}$$

и поэтому неизбежен удар при смешении.

Значительно важнее другое обстоятельство. Как было подробно разобрано ранее (см. гл. 1), наличие разрежения газа на выходе из редуктора заставляет заботиться об обеспечении при определенных режимах некоторого разрежения в смесительной камере с тем, чтобы сохранить минимальную величину $(\Delta P_{\text{см}} - \Delta P_{\text{ред}})_{\text{min}}$, обеспечивающую необходимый расход газа и удовлетворительный коэффициент избытка воздуха. В том случае, если удовлетворение этого условия не обеспечивается цилиндрической смесительной камерой с диаметром, равным диаметру входного отверстия всасывающего коллектора, который считаем заданным, необходимо понижение давления достигается введением диффузора.¹

Следует подчеркнуть, что применение диффузора является вынужденной мерой. Если разрежение за редуцирующей системой невелико и в смесителе применен ряд эффективных приспособлений, обеспечивающих достаточное поступление газа на всех режимах без диффузора, подобный смеситель будет обладать значительным преимуществом, особенно при больших оборотах двигателя, так как основная доля потерь в смесителе падает на диффузор.

В табл. 6 приведены результаты примерного подсчета потерь полного давления в диффузоре в зависимости от диаметра его горловины. В качестве заданных параметров выбраны конкретные условия для двигателя М-1 $n = 2800$ об/мин., диаметр входного отверстия всасывающего коллектора — 38 мм.

Определение потерь в диффузоре производилось по формуле

$$\Delta P_{\text{пот. диф.}} = \xi_d \frac{v_d^2}{2g} \gamma_c, \quad (23)$$

где ξ_d — коэффициент потерь в диффузоре — принят равным 0,4 согласно данным Кирсанова [5] для диффузоров карбюраторных двигателей.

¹ Можно, как известно, применить другой способ понижения давления на входе в смесительную камеру: посредством введения местного сопротивления (заслонки) на входе воздуха. Невыгодность этого способа по сравнению с применением диффузора очевидна: диффузор дает местное понижение пьезометрического напора за счет увеличения скоростного, который после диффузора снова переходит в пьезометрическое давление (за исключением потерь на трение в диффузоре); диффузор таким образом является трансформатором энергии, в то время как понижение давления посредством воздушной заслонки целиком уходит в потери полного давления; заслонка, таким образом, является поглотителем энергии. Несмотря, однако, на очевидность приведенных соображений, в некоторых конструкциях газогенераторных смесителей применяется все же воздушная заслонка, что можно объяснить только пренебрежением к элементарным физическим законам.

Определение v_d производилось по формулам:

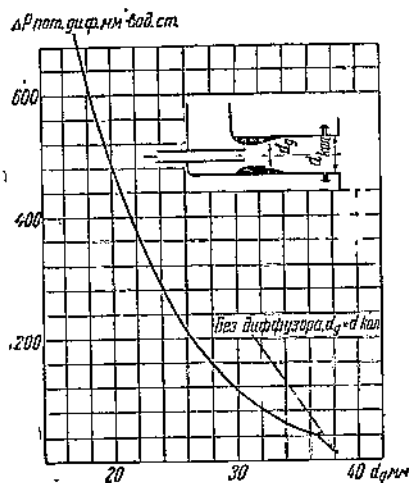
$$v_d = \frac{G_2 + G_3}{f_d} \approx \frac{P_0 \cdot v_n \cdot n}{f_d \cdot R T_0 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot \eta_v} \quad (24)$$

Подставляя значения: $n = 2800$ об/мин, $\eta_v = 0,65$ и параметры двигателя, получим $G_2 + G_3 = 0,048$ м³/сек.

Очевидно, что здесь допускается ошибка, так как η_v принимается одинаковым для всех диффузоров. Также практически ошибочно принимать одинаковый угол раскрытия диффузора для разных диаметров горловины. Однако для приближенной оценки явления такие допущения возможны (сделанные допущения еще более оправданы, если подойти с той точки зрения, что все рассматриваемые диффузоры поставлены в одинаковые условия в отношении расхода и геометрической формы).

Примерный подсчет влияния диаметра горловины на потери в диффузоре см. табл. 6.

В табл. 6 и на фиг. 17 приведены также потери при отсутствии диффузора, т. е. для гладкой трубы, диаметром 38 мм (тот же,



Фиг. 17. Влияние диаметра горловины на потери в диффузоре при $G = 0,048$ м³/сек.

Таблица 6

Диаметр горловины диффузора d_d мм	Скорость в горловине v_d м/сек	Потери в диффузоре $\Delta P_{\text{пот. диф.}}$ мм вод. ст.
19	165	682
23	115	330
27	84	177
31	63,5	100
34	53	70
Без диффузора $d_d = d_{\text{кол}} = 38$ мм	42,5	~15

что и у всасывающего коллектора).

Для примерной оценки значения потерь в диффузоре относительно общей потери давления в смесителе воспользуемся опытными данными, полученными при работе на светильном газе с двигателем М-1. При $d_d = 27$ мм и $n = 2800$ об/мин замеренное разрежение в коллекторе составляло 780 мм вод. ст., площадь сечения коллектора равнялась 1630 мм², следовательно скоростной напор составлял 115 мм вод. ст. Таким образом даже в этом случае довольно широкого диффузора потери в диффузоре составляли, примерно, 27% от всей потери в смесителе плюс потери на входе во всасывающую трубу.

Определение диаметра горловины диффузора

Приведенные выше данные наглядно иллюстрируют преимущество бес-диффузорного смесителя и желательность, во всяком случае, максимально возможного увеличения диаметра горловины диффузора, если последний необходим.

Критическим режимом, определяющим необходимость диффузора и лимитирующим его диаметр, является переход от холостого хода к средним оборотам (гл. II, III). Диаметр диффузора можно увеличивать до тех пор, пока обеспечиваются хорошие плавные переходы от холостого хода к средним оборотам под нагрузкой и без нее. Выбранный таким образом диаметр диффузора необходимо проверить еще на режиме самых малых оборотов по внешней характеристике (при полной нагрузке). На этом режиме $\Delta P_{\text{диф}}$ также падает весьма низко и может оказаться, что уменьшившаяся при этом разница ($\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}$) вызовет здесь недопустимое

увеличение α , а следовательно уменьшение мощности. Очевидно, значительную роль в данном случае играет клапан добавочного воздуха или другое приспособление, корректирующее α по внешней характеристике.

К сожалению, практически невозможно дать точную формулу расчета диаметра диффузора, так как на расчетном режиме (переход от холостого хода к средним оборотам) действует помимо диффузора и газовой форсунки система холостого хода и корректора переходов, влияние которых не поддается точному расчету.

Очевидно, что диаметр диффузора будет зависеть от тех же условий, которые влияют на качество перехода от холостого хода к средним оборотам (или иначе на устройчивость работы при самых малых нагрузках), т. е. от величины разрежения на выходе из редуцирующей системы и от системы холостого хода и корректора перехода.

Для приближенного предварительного определения диаметра диффузора можно рекомендовать следующее эмпирическое правило, оправдавшее себя на ряде конструкций: диаметр диффузора должен быть таким, чтобы при малом числе оборотов ($n \approx 1000$ об/мин.) и половинном дросселе разрежение в его горловине по меньшей мере в два раза превосходило разрежение газа на выходе из редуктора.

Приняв такую предпосылку, можно написать

$$0,5 \cdot G_s (n=1000) \approx \psi_s \cdot f_s \cdot \sqrt{2g \frac{2 \cdot \Delta P_{ред. \max}}{\gamma_s}},$$

откуда

$$f_s \approx \frac{G_s (n=1000)}{11,4 \cdot \psi_s \sqrt{\Delta P_{ред. \max}}} \quad (25)$$

$G_s (n=1000)$ может быть определен по геометрическим размерам двигателя и коэффициенту наполнения:

$$G_s = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{G_{s \text{ теор}}}{\gamma_s} \eta_v = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{P_0 V_n n}{R \cdot T_0 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot \gamma_s} \eta_v \quad (26)$$

Задаваясь α , согласно данным таблицы 2 и η_v по аналогии с другими двигателями, можно приближенно определить $G_s (n=1000)$, а затем f_s .

Для нахождения сечения горловины диффузора к полученному воздушному сечению должно быть прибавлено сечение газовой форсунки, определение которого при известном сечении для воздуха не представляет труда.

Как показали наблюдения, полученное таким образом сечение горловины диффузора оказывается вполне достаточным при наличии эффективного приспособления для улучшения переходов (корректора переходов); в случае отсутствия такого приспособления, диаметр горловины диффузора приходится несколько уменьшать.

Между прочим формула (25) позволяет ориентировочно определить, при каком разрежении за редуцирующей системой можно обойтись без диффузора. Для этого необходимо подставить в формулу (25) величину $f_s = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} f_{кол}$, где $f_{кол}$ — сечение входного патрубка всасывающего коллектора.

$$\Delta P_{ред. \text{ опт.}} \leq \left[\frac{(1 + \alpha L_0) \cdot G_s (n=1000)}{\alpha L_0 \cdot 11,4 \cdot \psi_s f_{кол}} \right]^2 \quad (27)$$

Если заданное (или полученное из расчета редуцирующей системы) $\Delta P_{ред. \max}$ меньше $\Delta P_{ред. \text{ опт.}}$, то можно обойтись без диффузора.

Запуск газового двигателя

Иногда связывается выбор диаметра горловины диффузора с необходимостью при запуске создать в диффузоре некоторое разрежение, потребное для открытия клапана редуктора. Покажем, что подобные соображения неправильны.

При запуске двигателя в редуцирующую систему передается не разрежение в диффузоре, а разрежение поверх дроссельной заслонки. Это достигается посредством приспособления для холостого хода и запуска описанного ранее типа или другого, которым обладает любой из современных газовых смесителей. Разрежение, передаваемое через рационально сконструированное приспособление для холостого хода и запуска в редуцирующую систему, весьма велико. По опытам с двигателем ГАЗ-А на светильном газе оно достигает 3000 мм вод. ст., что значительно превышает наблюдающиеся на практике разрежения на выходе из редуцирующей системы. Таким образом приходим к заключению, что запуск газового двигателя не зависит ни от диаметра диффузора, ни от разрежения на выходе из редуцирующей системы, а зависит лишь от приспособления для холостого хода и запуска.

Приведенные рассуждения соответствуют важному практическому правилу: автомобильный двигатель, работающий на баллонном газе с описанной топливоподающей аппаратурой, следует заводить с полностью прикрытой дроссельной заслонкой, когда в редуцирующую систему передается высокое разрежение через приспособление для холостого хода и запуска.

Качество перемешивания

Противоположное влияние основных факторов на гидравлические потери и качество перемешивания.

Вопрос о смешивании газовых потоков, подобных существующим в газовых смесителях, недостаточно изучен. В известной мере этому способствует предположение, что совершенное, вообще говоря, смешивание газов не требует и в данном случае заботы об этом процессе. Однако, учитывая чрезвычайно ограниченное время, отведенное для перемешивания газа с воздухом в смесителе, следует признать такую точку зрения не оправданной.

Общие законы турбулентного смешения, предложенные Prandtl [16] и разработанные Flügel [17], относятся главным образом к параллельным потокам, движущимся с большими относительными скоростями (применительно к инжекторам). Весьма вероятно, что основное исходное положение теории перемешивания Prandtl, согласно которому полное перемешивание достигается тогда, когда скорости потоков полностью уравниваются, нуждается в поправках при условии небольших разниц в скоростях и больших разниц в массах смешивающихся потоков, которые имеют место в газовых смесителях.

Весьма существенным пробелом указанной теории с точки зрения ее применения в газовом смесителе является также отсутствие учета угла между направлениями потоков (он принят равным 0), являющегося немаловажным фактором при смешении.

Разработка теории перемешивания потоков применительно к газовым смесителям может послужить темой самостоятельной обширной работы. Здесь ограничимся рядом логических замечаний, основанных на общих аксиомах о влиянии важнейших факторов на перемешивание.

После исключения из рассмотрения предопределенных соотношений скоростей и масс остаются следующие факторы, находящиеся в распоряжении конструктора: степень турбулентности потоков, время перемешивания и угол между направлениями потоков.

Очевидно, что чем больше степень турбулентности, т. е. чем больше скорости, тем перемешивание лучше. Увеличение времени перемешивания, т. е. при данной скорости длины смесительной камеры, также, очевидно, улучшает перемешивание. Не менее, а вероятно еще более важным фактором является угол между направлениями потоков. Увеличение этого угла значительно улучшает перемешивание.

Обращаясь к рассмотренному ранее влиянию различных факторов на гидравлические потери в смесителе, обнаруживаем, что интересы гидравлического показателя и показателя перемешивания прямо противополо-

ложны: изменения указанных трех факторов, которые улучшают качество перемешивания, в то же время увеличивают гидравлические потери.

Очевидно, при выборе этих оптимальных значений, задача заключается в том, чтобы оценить результаты влияния указанных факторов на гидравлические потери и качество перемешивания и отсюда на работу двигателя.

По вопросу о скоростях потоков (т. е. о размере горловины диффузора) следует решающее слово оставить за гидравлическим показателем, интересы которого предписывают максимальное снижение скоростей. Некоторое уменьшение турбулентности потоков, повидимому, слабее влияет на работу двигателя, чем уменьшение гидравлических потерь. При этом следует заметить, что даже при весьма малых расходах газа и воздуха движение в смесителе остается турбулентным, т. е. благоприятным для перемешивания.

Кроме того, при уменьшении расхода увеличивается время перемешивания, что в известной степени компенсирует уменьшение скорости, а следовательно уменьшение турбулентности.

По вопросу о влиянии длины смесительной камеры нет экспериментальных данных. Есть основание предполагать, что увеличение длины смесительной камеры должно влиять положительно, так как увеличение гидравлических сопротивлений при этом относительно невелико, а улучшения качества перемешивания — значительно. Особенно следует рекомендовать увеличение длины смесительной камеры (в том случае, если позволяют габариты автомобиля) за дроссельной заслонкой, где имеет место значительная скорость потока даже при неполных нагрузках.

Вопрос об оптимальном угле между направлениями потоков требует более подробного рассмотрения.

На практике вопрос об угле между потоками сводится к способу подвода газа к диффузору. Применяются аксиальный и радиальный подводы газа. Вопрос о преимуществах каждого из этих способов поднимался не только относительно смесителей для двигателей, работающих на баллонных газах, но еще чаще относительно смесителей для двигателей, работающих на генераторном газе.

При этом мнения различных исследователей не совпадали. Так Finkbeiner [12] подробно описывает хорошие результаты, достигнутые им благодаря применению для генераторного газа смесителя с центральным газовым соплом и параллельными потоками газа и воздуха. Он заявляет, что, по сравнению с обычным смесителем тройникового типа, ему удалось увеличить мощность двигателя на 10%.

Объясняет он положительный результат "лучшими гидравлическими условиями при параллельных потоках и наличием "инжекционного действия" быстротекущего воздуха. Отсюда (без достаточных оснований) смеситель, подобный предложенному Finkbeiner типу, иногда называют инжекционным.

Между тем ряд других исследователей в области автомобильных газогенераторов (например проф. Карпов [4]) рекомендуют смесители с радиальным подводом газа и перпендикулярными (или близкими к этому) потоками газа и воздуха, ссылаясь на лучшие при этом условия перемешивания.

Из приведенных ранее данных ясно, что каждое из этих соображений имеет свое основание. Вопрос заключается лишь в конкретном отражении на работе двигателя преимуществ каждого способа подвода газа в диффузор.

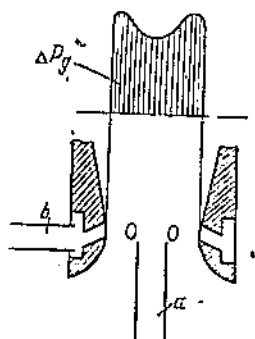
Наиболее объективные данные по этому вопросу получены Ошеровым (Москва — ЗИС), который приводит [5] внешние характеристики двигателя ЗИС, работавшего на генераторном газе с различными смесителями, обладающими как радиальным, так и аксиальным подводом газа. Приведенные Ошеровым данные показывают, что лучшие гидравлические качества смесителей с параллельными потоками (аксиальный подвод газа) сказывались лишь незначительно на больших оборотах двигателя (большие скорости

потоков), при которых эти смесители обеспечивают мощность двигателя, примерно, на 2,5% большую, чем при радиальном подводе газа.

Наоборот, на малых оборотах двигателя лучшие условия перемешивания дают преимущество смесителям с перпендикулярными потоками, которые обеспечивают на этих режимах мощность, примерно, на 3% большую, чем при аксиальном подводе.

В отношении смесителей для двигателей, работающих на баллонных газах, точно так же имеются разноречивые указания. Так, например, Рихтапп [11] указывает на преимущества смесителя с центральным соплом, не подкрепляя, впрочем, это заявление подробными данными или доводами. Наоборот, Герсон [13] указывает со ссылкой на многочисленные опыты, произведенные в Германии, что смесители с аксиальным и радиальным подводом газа оказались практически равноценными.

Последнее обстоятельство в части мощности и расхода на полном дросселе подтверждается рядом опытов и наблюдений в НАТИ и вполне согласуется с высказанными выше теоретическими предпосылками: вследствие относительной незначительности массы газа относительно массы воздуха потери на удар при смешении невелики (формулы 21/22) и потому на потери способ подвода газа в диффузор не оказывает значительного влияния.



Фиг. 18. К вопросу об аксиальном и радиальном вводе газа в диффузор: *a* — аксиальный подвод газа, *b* — радиальный подвод газа

Интересно отметить, что все вышеприведенные исследователи касаются рассматриваемого вопроса лишь с точки зрения непосредственного влияния смесителя на мощность и экономику двигателя при полной нагрузке и совершенно не затрагивают важнейшего вопроса о влиянии смесителя на устойчивость работы двигателя при различных режимах и в частности на работу двигателя при малых нагрузках и связанные с ней переходы от холостого хода к средним оборотам.

Между тем, как было показано выше (гл. II—III), именно эти режимы выдвигают наибольшие трудности перед смесителем для баллонного газа, так как основной задачей диффузора такого смесителя является создание достаточного разрежения в горловине на этих режимах. Поэтому, очевидно, что газ целесообразнее всего подводить в ту часть диффузора и его горловины, где разрежение наибольшее.

По сечению горловины диффузора разрежение, как известно из гидродинамики, распределяется согласно фиг. 18. Наибольшее разрежение имеет место вблизи стенок, наименьшее в осевой струйке, причем они разнятся на 10—15% [6].

Таким образом с точки зрения наилучшего использования диффузора, т. е. подачи газа в место наибольшего разрежения, радиальный подвод газа имеет определенное преимущество перед аксиальным и позволяет, имея в виду подбор диаметра диффузора по наименьшему достаточному при малых нагрузках $\Delta P_{диф. мин.}$, увеличить площадь сечения горловины диффузора на 5—10% по сравнению с аксиальным подводом.

VII. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ

Покажем кратко методику применения изложенных теоретических положений на примере расчета смесителя НАТИ—СГ21 для двигателя М-1, работающего на московском светильном газе. Этот смеситель осуществлен на практике, некоторые результаты его испытаний приводятся ниже.

Примем следующие заданные условия: среднее разрежение за редуцирующей системой — $\Delta P_{ред. ср} = 30$ мм вод. ст., неравномерность — 20 мм вод. ст.; остальные условия определяются параметрами заданного двигателя и газа.

Смеситель НАТИ—СГ21, принципиальная схема и схема действия ко-

торого показаны на фиг. 12 и 13, содержит целый ряд устройств и приспособлений: устройство холостого хода, корректор переходов, экономайзер и другие, включающиеся при определенных режимах и оказывающие различное влияние на различные участки характеристик смесителя, поэтому чрезвычайно важным моментом при расчете того или иного элемента является правильный выбор режима (или режимов), при котором ведется расчет.

Выбранный для расчета того или иного элемента режим должен быть наиболее важным, наиболее существенным для рассчитываемого элемента.

Приводимая ниже схема расчета является упрощенной.

Более точный расчет, схема которого без труда может быть составлена на основе изложенной теории, требует совместного решения довольно громоздких уравнений и представляется нецелесообразным.

В том случае, если по окончании упрощенного расчета некоторые участки получившихся характеристик окажутся не вполне удовлетворительными, следует произвести полный или частичный перерасчет, изменив соответствующие размеры, влияющие на неудовлетворительные участки; изложенный материал дает достаточные указания для определения, какой именно размер влияет на тот или иной участок характеристики.

Такой способ уточнения упрощенного расчета представляется более экономичным и целесообразным, чем применение громоздкой схемы более точного расчета.

Определение сечений горловины диффузора и газовой форсунки

а) Определение воздушного сечения горловины — f_g . Для ориентировочного определения f_g по формуле (25) находим $G_{g(n \approx 1000)}$ по формуле (26).

Задаваясь $\alpha_{(n \approx 1000)} = 1,15$ (табл. 2), $\eta_v = 0,82$ и подставляя параметры двигателя М-1 и московского светильного газа, получаем $G_{g(n \approx 1000)} \approx 0,018 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Подставляя заданное значение $\Delta P_{ред. max} = 30 + 20 = 50 \text{ мм вод. ст.}$ в формулу (25), получим

$$f_g \approx \frac{0,018 \cdot 10^6}{11,4 \cdot 0,6 \cdot 50} \approx 373 \text{ мм}^2.$$

б) Определение проходного сечения для газа в горловине диффузора (сечение газовой форсунки) — f_z . Режим, при котором следует рассчитывать f_z , необходимо выбрать таким, при котором другие элементы смесителя, кроме диффузора и форсунки, совсем не участвуют или очень мало влияют на подачу смеси. В этом случае газовая форсунка играет главную роль. Таким режимом можно признать, примерно, 80—90% нагрузки при 1000 об/мин. На этом режиме экономайзер и клапан добавочного воздуха закрыты. Сверление холостого хода и корректор переходов оказывают незначительное влияние. f_z определится постановкой в уравнение для коэффициента избытка воздуха (1):

$$\alpha = \frac{f_g \cdot \psi_g}{L_0 \cdot f_z \cdot \psi_z} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_b}$$

$\alpha_{g_{2 min}}$ для 80—90% нагрузки при $n = 1000 \text{ об/мин}$ из таблицы 4, заданного $\Delta P_{ред. ср.}$ и $\Delta P_{диф}$, которое приближенно можно вычислить из уравнения расхода:

$$G_{g(80\% \text{ нагр.})} = f_g \cdot \psi_g \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\gamma_g}} 2g \approx 0,8 \frac{1}{\gamma_g} \cdot \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{P_0 v_n n}{RT_0 3600 \cdot 2 \gamma_g} \eta_v.$$

Подставляя значения и принимая $\psi_z = \psi_g$, получаем $f_z = 70 \text{ мм}^2$; $d_z \approx 9,4 \text{ мм.}$

с) Определение сечения горловины диффузора — $f_{диф}$

$$f_{диф} = f_g + f_z + f_{см},$$

где $f_{ст}$ — мертвое сечение стенок газовой форсунки в горловине диффузора

$$f_{диф} = 373 + 70 + f_{ст} \approx 500 \text{ мм}^2; d_d \approx 25 \text{ мм.}$$

Сравнение полученного d_d с диаметром входного отверстия всасывающего трубопровода М-1 (32 мм для обычного коллектора, 38 мм для коллектора двигателя газогенераторного автомобиля ГАЗ-42) показывает, что диффузор в данном случае (при данных разрежениях за редуцирующей системой) необходим.

Расчет экономайзера

С достаточной для приближенного расчета точностью сечение жиклера экономайзера — $f_{эк}$ — может быть определено из выражения:¹

$$\alpha_{N_{e \max}} \approx \alpha_{g_e \min} \frac{f_z}{f_z + f_{эк}},$$

откуда

$$f_{эк} \approx f_z \left(\frac{\alpha_{g_e \min}}{\alpha_{N_{e \max}}} - 1 \right). \quad (28)$$

Число оборотов, для которого берется $\alpha_{N_{e \max}}$ и $\alpha_{g_e \min}$ (конечно, при полной нагрузке), целесообразно выбрать в правой части внешней характеристики, так как протекание α здесь более плавное и влияние разрежения незначительно, благодаря чему формула (28) становится более точной.

Подставляя в формулу (28) $\alpha_{N_{e \max}}$ и $\alpha_{g_e \min}$ для $n = 1900$ об/мин, из таблицы 1 и 2 получим

$$f_{эк} \approx 70 \left(\frac{1,28}{0,935} - 1 \right) \approx 26 \text{ мм}^2; d_{эк} \approx 5,75 \text{ мм.}$$

Определение сечения клапана добавочного воздуха и построение внешней характеристики смесителя

Методика определения сечения клапана добавочного воздуха заключается в том, что сначала строится внешняя характеристика смесителя без клапана добавочного воздуха и по ней определяются начальные условия для расчета этого клапана.

Для построения внешней характеристики смесителя без клапана добавочного воздуха использованы два приведенных ранее уравнения: уравнение расхода смеси двигателем

$$\frac{P_0 v_n n}{RT_0 3600 \cdot 2\gamma_s} \eta_v = \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} f_0 \psi_0 \sqrt{2g \frac{\Delta P_{диф}}{\gamma_s}}$$

и уравнение для коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = \frac{f_0 \psi_0}{L_0 (f_z \psi_z + f_{эк} \psi_{эк})} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_s}}$$

Эти два уравнения содержат два неизвестных α и $\Delta P_{диф}$ (остальными величинами задаемся); исключая одно из них: $\Delta P_{диф}$, получаем $\alpha = f(n)$, приведенный в табл. 7 и на фиг. 19.

Сопоставление полученной внешней предварительной характеристики (без учета клапана добавочного воздуха) с идеальной (фиг. 19) позволяет наметить точки a и b — начала и конца включения клапана добавочного воздуха.

¹ Здесь условно принято, что ввод газа из экономайзера производится в горловину диффузора. Более рационально этот газ вводить выше горловины, при этом полученное из выражения (28) сечение жиклера экономайзера должно быть увеличено пропорционально отношению сечения диффузора в том месте, куда вводится газ экономайзера, к сечению горловины.

Сечение жиклера добавочного воздуха может быть теперь приближенно определено согласно выражению:

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_{кл}} \approx \frac{G_a + G_{кл}}{G_a} \approx 1 + \frac{f_a}{f_{кл}}$$

откуда ¹

$$f_{кл} = f_a \left(\frac{\alpha_a}{\alpha_{кл}} - 1 \right) \quad (29)$$

$$f_{кл} = 373 \left(\frac{0,935}{0,850} - 1 \right) \approx 37,3 \text{ мм}^2; d_{кл} \approx 7 \text{ мм.}$$

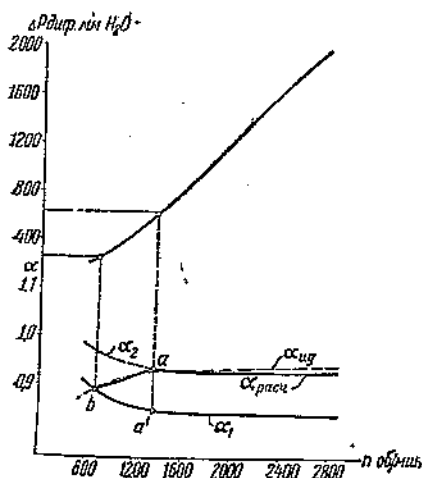
Полученный $d_{кл}$, а также разрежения в точках a и b (фиг. 19), соответствующие началу и концу открытия клапана, являются достаточными исходными данными для конструирования клапана и подбора его пружины.

Построение уточненной внешней характеристики с учетом клапана добавочного воздуха производится по известным формулам. От точки a и правее (фиг. 19) характеристика выражается уравнением

Таблица 7

Построение внешней характеристики смесителя

n об/мин	η_D	$\Delta P_{диф}$ мм вод. ст.	α_1 без клапана доб. воздуха	α_2 без клапана доб. воздуха	$\alpha_{расч}$ с клапаном доб. воздуха
800	0,815	230	0,902	0,985	0,890
1000	0,820	348	0,877	0,958	0,903
1200	0,815	503	0,861	0,945	0,920
1600	0,800	857	0,848	0,933	0,933
2000	0,776	1260	0,845	0,930	0,930
2400	0,740	1645	0,843	0,928	0,928
2800	0,690	1980	0,842	0,927	0,927



Фиг. 19. Расчет смесителя НАТИ-СГ21 для двигателя М-1.

Расчет клапана добавочного воздуха и построение внешней характеристики.

$$\alpha = \frac{f_a \psi_a + f_{кл} \psi_{кл}}{L_0 (\psi_2 f_2 + \psi_{вж} f_{вж})} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_s},$$

однако вместо подсчета по этому выражению можно с достаточной точностью построить эту часть внешней характеристики графически, проведя ее параллельно кривой α_1 (фиг. 19).

Для проверки необходимости в данном случае клапана добавочного воздуха построим внешнюю характеристику без этого клапана при расчете по среднему числу оборотов $n = 1800$ об/мин — кривая α_2 (фиг. 19).

Сопоставление кривой α_2 с идеальной показывает, что в данном случае (при данном разрежении за редуктором) без клапана добавочного воздуха будет иметь место чрезмерное обеднение смеси при малых оборотах, а следовательно недобор мощности (см. табл. 2).

Построение нагрузочных характеристик смесителя

Для построения нагрузочных характеристик необходимо знать протекание $\Delta P_{диф} = f_{нагр}$ для каждого числа оборотов. В первом приближении с достаточной точностью можно принять: $\Delta P_{диф} = \text{const} \cdot \frac{1}{n} \text{ нагр.}$ Зная $\Delta P_{диф}$ при 100% (фиг. 19), можно по этому выражению определить $\Delta P_{диф}$ при частичных нагрузках.

¹ Здесь действительна та же оговорка, что дана в списке на стр. 182 относительно расчета экономайзера. Приведенная формула для определения сечения клапана добавочного воздуха действительна, если этот воздух вводится в горловину диффузора; если же он вводится в другое место, необходимо учесть разницу в разрежениях, пропорциональную разнице в сечениях.

Коэффициент избытка воздуха по нагрузочной характеристике определяется уравнением

$$\alpha = \frac{\psi_a f_a}{L_0 \psi_2 f_2} \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}}}{\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}}} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_a}$$

до момента, пока

$$\Delta P_{\text{диф}} < \Delta P_{\text{диф}_0} \quad (\text{фиг. 19})$$

и уравнением

$$\alpha = \frac{\psi_a f_a + \psi_{\text{кл}} f_{\text{кл}}}{L_0 \psi_2 f_2} \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}}}{\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}}} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_a}$$

с того момента, когда $\Delta P_{\text{диф}} > \Delta P_{\text{диф}_0}$ (фиг. 19).

Соответствующие данные приведены в табл. 8 и фиг. 20.

На фиг. 21 приведены рассчитанные внешняя и нагрузочные характеристики смесителя НАТИ—СГ21.

Отклонения α вследствие неравномерности подсчитаны подстановкой в расчетные формулы $\Delta P_{\text{ред max}}$ и $\Delta P_{\text{ред min}}$ вместо $\Delta P_{\text{ред, ср}}$. Сопоставление полученных характеристик с идеальными показывает достаточно хорошее приближение. Однако одновременно выступают недостатки характеристик: отклонение α вследствие довольно значительной неравномерности редуцирующей системы, а также обеднение

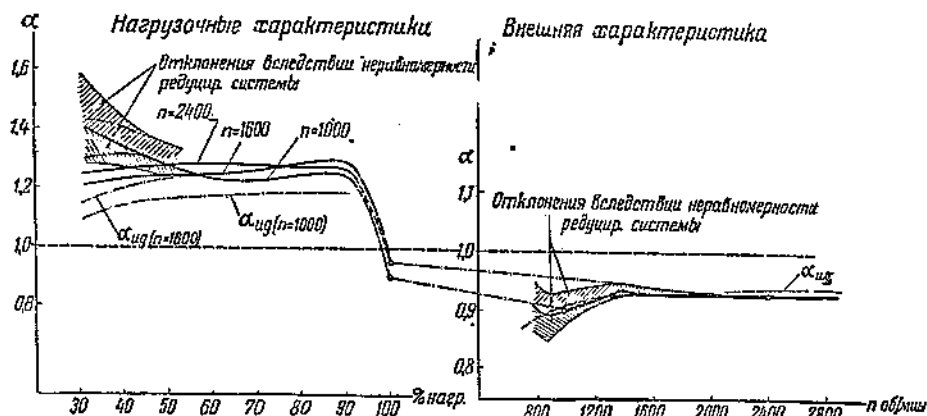
Фиг. 20. Расчет смесителя НАТИ—СГ21 для двигателя М-1. Построение нагрузочных характеристик.

смеси при нагрузках, порядка 30% и небольших оборотах вследствие отсутствия компенсирующего устройства. Следует, однако, отметить, что это обеднение в действительности будет меньше благодаря действию корректора переходов и канала холостого хода, которые при 30% нагрузки уже дают значительную порцию газа. Весьма

Таблица 8

Построение нагрузочной характеристики смесителя

n, % нагрузки	$\Delta P_{\text{диф}}$ мм вод. ст.			α		
	n = 1000	n = 1600	n = 2400	n = 1000	n = 1600	n = 2400
30	90	215	410	1,4	1,23	—
50	150	370	705	1,77	—	1,28
70	235	582	1115	1,22	1,25	1,27
90	310	770	1470	1,2	1,275	1,18



Фиг. 21. Расчет смесителя НАТИ—СГ21 для двигателя М-1. Характеристики смесителя.

вероятно, что кривая α при 1000 об/мин пойдет так, как это показано пунктиром на фиг. 21. При 1600 об/мин и выше благоприятное влияние клапана добавочного воздуха приводит нагрузочную характеристику к вполне удовлетворительному виду.

Построением характеристик заканчивается расчет смесителя. Сверление холостого хода и корректор переходов не рассчитываются, а регулируются опытным путем при помощи имеющихся винтов.

Приведенный расчет не может претендовать на точное установление оптимальных размеров, так как в процессе расчета был сделан ряд допущений, некоторые коэффициенты оценены приближенно и т. д.

Задача настоящего расчета заключается в том, чтобы получить ориентировочные исходные данные для последующего совершенно необходимого эксперимента, посредством которого будут окончательно определены оптимальные конструктивные параметры. Например, нами по расчету получен диаметр выходного отверстия газовой форсунки 9,4 мм, следовательно необходимо изготовить набор форсунок с диаметрами 9, 9,4, 9,8 и т. д. и экспериментально подобрать наиболее выгодную. Точно так же и с другими размерами.

Однако необходимость эксперимента для получения окончательных решений не опирается на расчет, так как экспериментирование наощупь, без предварительного расчета, вряд ли приведет к быстрому и хорошему результату, тем более для сложной схемы, подобно разобранный, где переплетаются действия ряда элементов.

VIII. НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ СМЕСИТЕЛЯ НАТИ-СГ21 НА ДВИГАТЕЛЕ М-1

Проведенные до сих пор испытания смесителя НАТИ-СГ21 на двигателе М-1 являлись предварительными. Смеситель испытывался без клапана добавочного воздуха. Не было произведено опробование различных регулировок. Все основные испытания были проведены с двумя регулировками, выбранными на основании регулировочных характеристик, показанных на фиг. 22.

Регулировка № 1 (экономическая) применялась при работе с экономайзером, регулировка № 2 (мощностная) при работе без экономайзера. Диаметр жиклера экономайзера был подобран таким, чтобы внешние характеристики с обеими регулировками были очень близкими.

Первой стадией испытаний явилась проверка эффективности корректора переходов.

Испытания показали, что это простое приспособление, если оно правильно выполнено, дает разительный эффект. Без корректора переходов (т. е. со смесителем по схеме фиг. 7) при разрежении за редуцирующей системой в 50 мм вод. ст. удалось достигнуть удовлетворительных переходов от холостого хода к средним оборотам лишь при d_d , равном 24,5 мм и несколько обогащенном холостом ходе. С корректором переходов (тот же смеситель) был получен идеальный холостой ход машины, очень хорошие, ровные переходы от холостого хода к средним оборотам при $d_d = 27$ мм. Дальнейшее увеличение d_d еще не исследовано.

Непосредственным следствием увеличения диаметра диффузора благодаря введению корректора перехода явилось увеличение мощности двигателя по внешней характеристике, показанное на фиг. 23, где приведены внешние характеристики при $d_d = 24,5$ мм (оптимальный размер при отсутствии корректора переходов) и при $d_d = 27$ мм (при наличии корректора переходов).

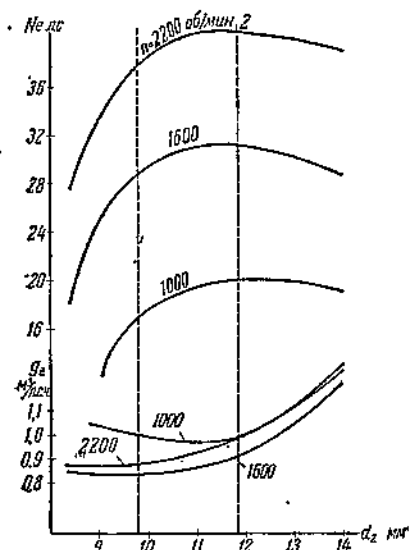
Задачей дальнейших испытаний явилось исследование влияния экономайзера.

Для этого были сняты дроссельные характеристики без экономайзера с регулировкой № 2 ($d_{\phi} = 11,8$ мм) и с экономайзером и регулировкой № 1 ($d_{\phi} = 9,5$ мм). Результаты для трех чисел оборотов представлены на фиг. 24. Эти результаты целиком подтверждают сделанные ранее расчеты.

Таким образом предварительные результаты испытаний смесителя НАТИ-СГ 21, несмотря на то что они не являются окончательными и, видимо, могут быть улучшены, позволяют сделать определенные выводы о том, что высказанные предположения по улучшению смесительных устройств и связанные с этим расчеты для московского светильного газа целиком оправдались.

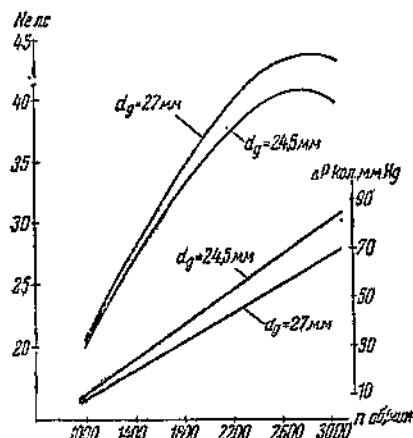
Полученные результаты конкретно выражаются в следующем:

1. Введение корректора переходов



Фиг. 22. Испытания смесителя НАТИ-СГ 21 на двигателе М-1 (светильный газ).

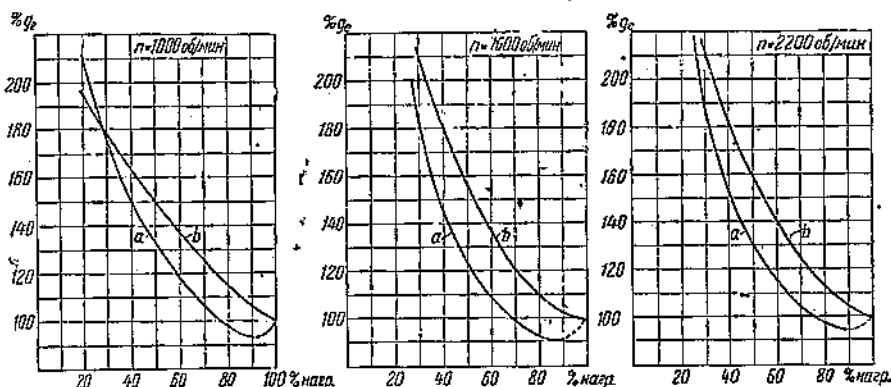
Регулировочные характеристики.



Фиг. 23. Испытания смесителя НАТИ-СГ 21 на двигателе М-1 (светильный газ).

Внешние характеристики двигателя.

привело к: а) увеличению мощности двигателя, примерно, на $6,5\%$ ($n = 2800$ об/мин), так как позволило увеличить диаметр диффузора, б) улучшению холостого хода, так как избавило от необходимости его обогащать, с) улучшению переходов от холостого хода к средним оборотам под нагрузкой, так как устранило „провал“.



Фиг. 24. Испытания смесителя НАТИ-СГ 21 на двигателе М-1 (светильный газ). Влияние экономайзера на удельный расход при различных оборотах и нагрузках. $\theta = \text{const}$. а — с экономайзером. Регулировка — экономичная, б — без экономайзера. Регулировка — мощностная.

2. Введение экономайзера привело к улучшению экономики двигателя на наиболее важном для эксплуатации участке нагрузок: $40-90\%$, равном $12-18\%$ на всем диапазоне оборотов.

- Дополнительный список литературы, на которую имеются ссылки
14. Мазниг Е. К., Тепловой процесс в двигателях внутреннего сгорания.
 15. Волков. Расчет теплового насоса — инжектора.
 16. Prandtl, „Z. VDI“ 1933 г., № 77.
 17. Flugel, „Z. VDI“ 1933 г., № 38.

ХРОМОКРЕМНЕАЛЮМИНИЕВЫЕ СТАЛИ ДЛЯ ЖАРОУПОРНОГО ЛИТЬЯ

Исследованы легированные стали, содержащие в качестве легирующих элементов Cr, Si, Al и Cu.

Установлено, что кремний и алюминий одинаково благотворно сказываются на жаростойкости хромистых сталей. Влияние меди неблагоприятное. Получена четырехкомпонентная диаграмма, ограничивающая область жаростойких сплавов.

Хромоалюминиевые стали с достаточно высоким содержанием хрома и алюминия принадлежат к числу наиболее жароупорных из числа известных сплавов. Однако они обладают рядом особенностей, делающих их трудными в производстве, в частности в случае применения их в качестве литейных материалов.

Р. Кент Ван Хорт, директор Кливлендской лаборатории Алюминиевой компании США, указывает, что эти трудности, возникающие при литье алюминиевых сплавов, делают их экономически менее выгодными, чем обычные кремнистые жаростойкие стали, которые также обладают высокой жароупорностью. Однако он указывает, что в дальнейшем, при преодолении этих трудностей, путем надлежащего улучшения литейной практики стоимость алюминиевых жароупорных сталей будет резко снижена.

Основные трудности отливки алюминиевых сталей заключаются в способности алюминия давать на поверхности жидкого металла прочную пленку, которая препятствует слиянию струй при течении металла в форме. В результате получается морщинистая неровная поверхность отливки.

В литейной лаборатории института НАТИ удалось разработать методику формовки, которая парализует вредное влияние этой пленки. Это достигается путем устройства специального многоходового литника, разбивающего струю металла, и установки в некоторых местах отливки просеивающих перегородок, имеющих целью разрушение образующейся пленки. Разбитая в результате прохождения через перегородки пленка частично растворяется, а частично выносится в прибыль и таким образом удаляется из отливки.

Жароупорность хромоалюминиевых сталей изучена довольно подробно. Работы Шиле и Шульца, Андреева и Вер, Беккера и др. показывают, что для получения надлежащей жароупорности требуется значительная присадка хрома и алюминия. Ниже мы коснемся нескольких из этих работ. Большое содержание хрома и алюминия делает экономически выгодным искать дополнительных присадок, среди которых, в первую очередь, необходимо обратить внимание на кремний. Кремний так же, как и алюминий, сообщает сталям высокую жароупорность и также не является дефицитным элементом. Вопросы о количестве присадки кремния и способности его заменить алюминий и явился темой нашей работы.

ЛИТЕРАТУРНЫЕ ДАННЫЕ

Насколько нам известно, впервые в специальной литературе хромокремнеалюминиевых сталей касался доклад Гудремона; им намечены следующие составы этих сплавов (табл. 1).

Первая сталь сопротивляется окалинообразованию 1000—1,350° С, вторая 600—1000° С; обе стали довольно хрупки—обладают средней жаростойкостью и способностью сопротивляться корродирующей атмосфере печи, содержащей сернистые газы.

В нашей литературе описание подобных сталей не приводилось, однако наши исследователи обратили внимание на изучение хромоалюминиевых сплавов типа „хромаль“ и „фехраль“, а также малохромистый сплав

Таблица 1

Углерод	Кремний	Хром	Алюминий
0,2	0,5—4,0	15—40	2—8
0,2	0,5—2,5	0—12	0,4—3

Займовского, Дроздова и др.

Наряду с этим изучались и хромокремнистые стали типа „сильхром“.

Заграничная литература весьма обширна, но касается, как мы указывали, только тройных сплавов.

На основании всех этих работ мы можем сделать следующие выводы:

Хромокремнистые стали

Наиболее подробно изучены Анкерсоном и Жетте, которые подробно изучали рентгеновские структуры этих сплавов и построили тройную диаграмму; они определили примерные границы аустенитовой области и области так называемой сигма-фазы. Сигма-фаза—хромид железа FeCr при своем появлении придает стали повышенную хрупкость. Она обнаруживается при содержании хрома свыше 12—15%, если содержание кремния превосходит 5%. При меньшем содержании кремния образование сигма-фазы наблюдается в сплавах тем более легированных хромом, чем меньше содержится в них кремния. Однако, согласно Монипени—эта фаза может уже образоваться в кремнистых сплавах при 22—25% хрома.

Аустенитовая область хромокремнистых сплавов крайне сужена, при содержании свыше 1,5% кремния аустенит уже не образуется и сталь оказывается чисто ферритовой.

Присутствие аустенита в жароупорных сталях, тем более не обладающего способностью к сильному переохлаждению, как это имеет место, например, у содержащих никель жароупоров, делает стали, работающие при температурах, превосходящих аустенитовые превращения, негодными. Это объясняется тем, что аллотропические превращения сопровождаются обычно значительными дилатометрическими аномалиями, могущими нарушить сплошность защитных пленок жароупорных сталей.

Согласно приведенной работе можно наметить следующие границы сталей, пригодных в качестве жароупоров:

хрома не более 15%,

кремния от 2,5—6%.

Довольно подробно, но пользуясь, главным образом, микрографическим методом, эту систему изучали Свечников и Алферова; они уточнили область распространения аустенитового превращения в сплавах, содержащих от 0,03—0,12% углерода при кремнии, колебавшемся до 5%, и хрома до 15%. Они указали, что область гамма имеет большое развитие, достигающее при 4% хрома почти 3% кремния. Это связывается авторами с наличием в исследованных сплавах углерода. Область сигма-фаза они определили согласно вышеуказанной работе Анкерсона и Жетте. Следует заметить, что высокое содержание кремния, обнаруженное авторами у сплавов, обладающих аустенитовым превращением, замечено ими только у 4% хромистых сплавов. Петля аустенита этих сплавов ложится на диаграмму несколько обособленно, что дает повод к сомнению в ее правильности. Можно предполагать, что в данном случае на результаты, приведенные авторами, повлияли какие-то неучтенные ими факторы.

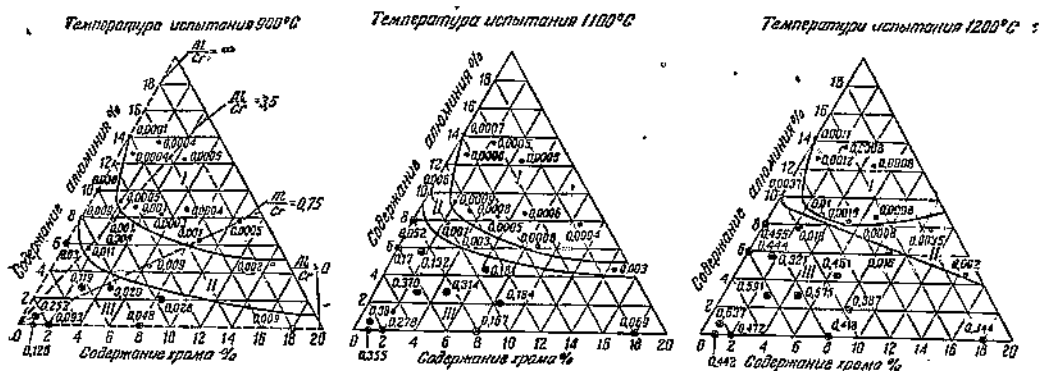
Однако, учитывая полученные ими результаты, следует признать, что при приближении содержания кремния к 3% можно ожидать появления аустенита.

Более глубокого изучения внутреннего строения твердых растворов этих сплавов не имеется. В двойных железокремнистых сплавах в области твердого раствора альфа-железо наблюдается при 4,17% кремния изменение параметра решетки с концентрацией кремния.

Согласно Жетте и Гренеру это объясняется либо образованием сверхструктуры, либо наличием фазовых переходов с образованием новой фазы состава Fe_3Si .

Хромоалюминиевые стали

Работ, касающихся вопросов о построении хромоалюминиево-железных сплавов, нет. Зато имеются очень подробные исследования жароупорности этих сплавов, проведенные Шиле и Шульцом. Эти авторы делят сплавы на три области: первая область — сплавы, дающие при окислении обычную черную окалину, состоящую, главным образом, из магнитной окиси железа; вторая область — сплавы, дающие при окислении белую окалину, состоящую из окиси алюминия, и третья область — сплавы, дающие при окислении окалину, состоящую из окиси хрома. Сплавы, дающие при окислении белую окалину, отличаются высокой жароупорностью. Нижняя граница этой области однако неустойчива и зависит от температуры испытания. Сплавы, приближающиеся по своему составу к этой границе, неустойчивы и способны взамен белой окалины по про-



Фиг. 1. Диаграммы Шиле и Шульца. Жароупорности FeCrAl сплавов. Цифры на диаграммах указывают потерю в весе в г/см^2 за четыре часа нагрева.

шествии некогого влечении образовывать на своей поверхности обычную черную окалину. Так как граница переходных сплавов зависит и от температуры испытания и от состава корродирующей среды и от ряда других факторов, практически хорошая жароупорность хромоалюминиевых сталей достигается при содержании хрома не менее 12—15%, если содержание алюминия будет не ниже 5%. Это соответствует известному в промышленности сплаву под названием фехраль. Однако, как известно, фехраль далеко не обладает теми свойствами, которые бы полностью удовлетворили промышленность. На фиг. 1 приведены тройные диаграммы авторов для этих сплавов.

ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ

Для изучения характера совместного влияния кремния и алюминия на жароупорные хромистые стали была отлита серия сталей различных составов и полученные образцы были испытаны на жароупорность и изучены металлографически.

В табл. 1а приводятся анализы этих сплавов.

При плавке применялась чистая шихта, состоящая из мелких обрезков стали 1010 феррохром марки 0 и 45% ферросилиция. Чистый алюминий ферромарганец с 76% марганца.

Отлитые образцы были разрезаны на куски длиной 45 мм и посередине был сделан надрез. Для выявления расположения гамма области

общего ознакомления с изменением микроструктуры стали при повышении температуры была произведена серия закалок при 700, 800, 900, 1000, 1100 и 1200° С. Закалка производилась в печи, снабженной автоматической регулировкой температуры. Выдержка перед закалкой полчаса; производилась закалка в воду. После закалки образцы ломали пополам и на поверхности излома изготовлялся микрошлиф. Травка микрошлифа производилась реактивом Виллеля (раствор царской водки, перекиси водорода в глицерине). Необходимо заметить, что у ряда образцов в средней части имела ликвидационная зона, поэтому для микроанализов избирались точки, лежащие на половине расстояния от центра до края образца.

Таблица 1а

Клеймо	Углерод	Кремний	Хром	Алюминий	Медь	№ серии
43А	0,10	0,22	3,57	1,40	—	I серия
183А	0,14	0,45	8,06	0,64	—	
123А	0,31	0,50	10,25	2,63	—	
63А	0,40	0,65	15,85	0,64	—	
14С	0,24	3,15	5,34	—	—	II серия
2С	0,27	3,52	7,55	—	—	
3С	0,34	3,40	11,40	—	—	
4С	0,32	3,21	13,65	—	—	
1СА	0,33	3,10	3,64	3,56	—	III серия
83АК	0,32	3,44	7,34	1,92	—	
3СА	0,34	3,22	10,15	2,92	—	
4СА	0,30	3,30	13,28	3,14	—	
1М	0,31	3,37	3,98	4,24	1,20	IV серия
2САМ	0,26	3,59	6,94	3,42	1,26	
4М	0,32	2,83	9,30	4,17	1,20	
3М	0,23	2,38	11,74	4,30	1,26	

1. Микроанализ I серии железо-алюминиевых сталей

В табл. 2 приведены результаты микроанализа.

Как известно, хром, кремний и алюминий повышают критические точки

сталей и поэтому при 700° превращения не наблюдалось, за исключением может быть разложения остаточного аустенита. При 800—900° С, а при содержании хрома более 10% и при более высокой температуре наблюдалась коагуляция цементита в трооститовых выделениях и образование цепочек структурно-свободных карбидов. При более высоких температурах

Таблица 2

Температура закалки °С	Сталь 4 3А	Сталь 8 3А	Сталь 12 3А	Сталь 16 3А
700°С	феррит и немного остаточн. аустенита	феррит и троостит	феррит и троостит	феррит и троостит
800°С	феррит и карбиды	феррит и карбиды	то же	то же
900°С	то же	то же		
1000°С	феррит и аустенит	феррит и аустенит	феррит и карбиды	феррит и карбиды
1100°С	то же	то же	феррит и аустенит	феррит и начало образования аустенита
1200°С	"	"	то же	то же

у различных сталей различно начиналось растворение карбидов с образованием аустенита. Следует заметить, что чем больше хрома, тем при более высокой температуре образовывался аустенит.

Повышенное содержание алюминия в стали 123А не смогло компенсировать некоторый недостаток хрома и аустенитовая область этой стали лежит ниже, чем у стали 163А с значительно меньшим содержанием алюминия. Начало образования аустенита лишь у стали 163А лежит выше 1000° С.

2. Микроанализ второй серии. Хромокремнистые стали

Рассматриваемые сплавы сходны с хорошо исследованными хромокремнистыми сталями, носящими название силхромов. Однако их отличие

от сильхромов заключается в меньшем содержании углерода, благодаря чему эти стали легко образуют перлитовоферритовую и ферритовокарбидную структуру, вплоть до температуры образования аустенита. Последняя тем выше, чем больше содержится хрома. Общая сводка микроанализа приведена в табл. 3.

Таблица 3

Температура	Сталь 14-С	Сталь 2-С	Сталь 3-С	Сталь 4-С
700°	феррит и перлит	феррит и перлит	феррит и перлит	феррит и карбиды
800°	то же	то же	то же	то же
900°				
1000°	феррит и мартенсит	феррит и немного мартенсита	"	"
1100°	мартенсит	мартенсит	феррит и немного мартенсита	феррит и троостит
1200°	то же	структура перегрева	мартенсит и перегрев	мартенсит

3. Микроанализ хромокремнеалюминиевых сталей

Хромокремнеалюминиевые стали, как и следовало ожидать, в интервале исследованных температур не обладали аустенитовой областью. Небольшие включения аустенита появляются лишь при температуре закалки 1200° и содержании хрома не более 10%.

Небольшие изменения микростроения все же наблюдаются: они заключаются в коагуляции зерен карбидов, а при температурах около 1000° и выше некоторое уменьшение количества. Это указывает, что карбиды испытывают какие-то изменения своего состава и частично переходят в раствор альфа-железа.

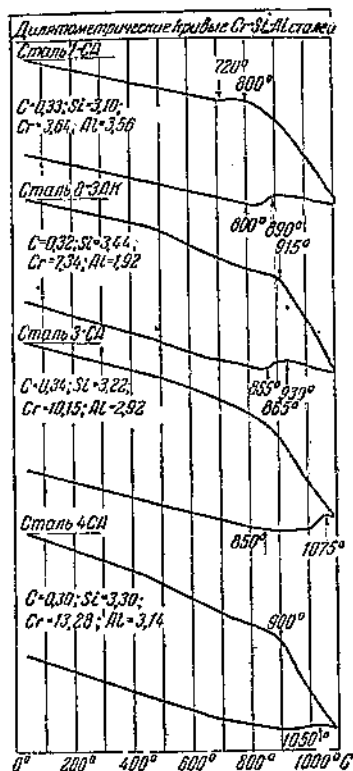
На прилагаемых микрофотографиях приведены структуры некоторых образцов, а в табл. 4 сводка микроструктур.

Таблица 4

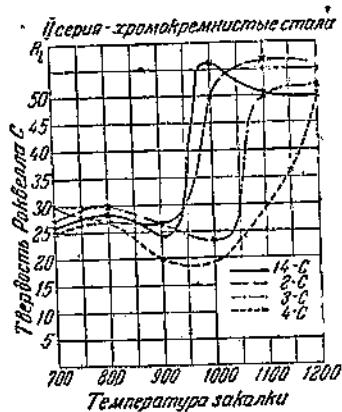
Температура закалки в град.	Сталь 1 СА	Сталь 2 СА	Сталь 3 СА	Сталь 4 СА
700	феррит и карбидная эвтектика	феррит и карбидная эвтектика	феррит и карбидная эвтектика	феррит и карбидная эвтектика
800	то же	то же	то же	то же
900	феррит и карбиды	феррит и карбиды	феррит и карбиды	феррит и карбиды
1000	то же	то же	то же	то же
1100	"	"	"	феррит и карбиды и зарождение аустенита
1200	феррит и немного аустенита	феррит и немного аустенита	феррит и немного аустенита	феррит и аустенит

4. Микроструктура хромокремнеалюминиево-медистых сталей

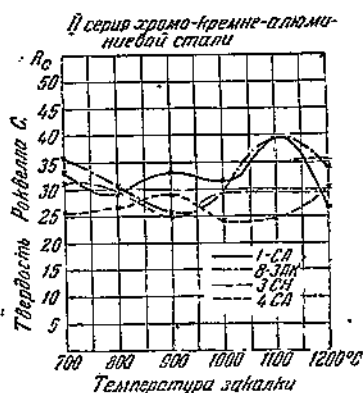
По своему строению эти стали почти не отличаются от сталей предыдущей группы. Лишь при температуре 1200°С, т. е. при температуре, превышающей температуру плавления меди, появляется выделение медистой составляющей, и поверхность образцов покрывается медной пленкой. Общая сводка микроструктуры этой стали видна в табл. 5, а на фиг. 2—6 представлены снимки.



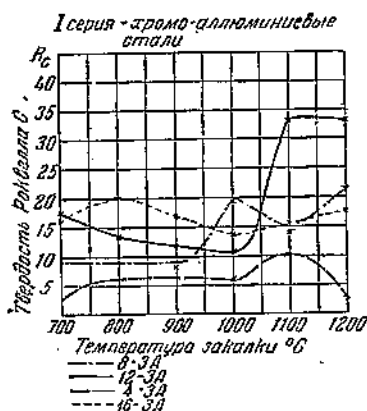
Фиг. 2. Кривые расширения хромо-кремнеалюминиевых сталей.



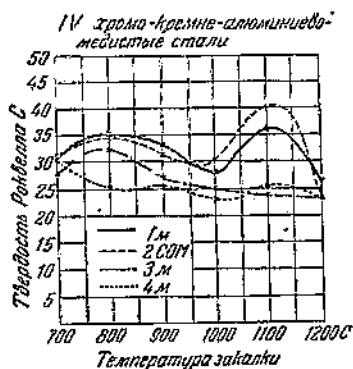
Фиг. 4. Твердость Cr Si сталей.



Фиг. 5. Твердость Cr Si Al сталей.



Фиг. 3. Твердость Cr Al сталей.



Фиг. 6. Твердость Cr Si Al Cu сталей

Микроструктура хромокремнеалюминиево-медных сталей

Температура закалки в град.	Сталь 1 М	Сталь 2 САМ	Сталь 4 М	Сталь 3 М
700	феррит и эвтектика	феррит и эвтектика	феррит и эвтектика	Феррит и эвтектика
800	то же	то же	то же	то же
900	феррит и карбиды	феррит и карбиды	феррит и карбиды	феррит и карбиды
1000	то же	то же	то же	то же
1100	"	"	феррит и немного аустенита	"
1200	феррит и выделение меди	феррит и немного аустенита и выделение меди	феррит и немного аустенита и выделение меди	феррит и немного аустенита и выделение меди

5. Дилатометрический анализ

Дилатометрический анализ был произведен лишь для хромокремнеалюминиевых сталей. При анализе температура нагрева была доведена до 1100° и скорость нагревания и охлаждения приблизительно 100° в час. Испытания производились на обычном дилатометре Шевенара с фотографической записью. Температура отмечалась особо через 50°. На основании полученных снимков были построены кривые расширения сплавов, приведенные на фиг. 7. Характерной особенностью этих кривых является резкое изменение коэффициента расширения сплавов при температурах около 900—950°. Эта температура, судя по полученным данным, зависит лишь от содержания кремния и по видимому совпадает с началом перехода карбидных включений в твердый, раствор альфа-железа, обнаруженный при микроанализе.

На основании полученных кривых можно определить коэффициент расширения хромокремнеалюминиевых сталей. Он оказался равным от 0 до 950°— $22 \cdot 10^{-6}$ и в интервале температур 950—1100°— $36 \cdot 10^{-6}$.

6. Твердость закаленных образцов

Все закаленные образцы были испытаны на твердость Роквелла (алмазный конус, нагрузка 150 кг). Твердость определялась в нескольких точках, не менее трех, и подсчитывалась как среднее арифметическое из этих определений. Случайное значительное отклонение твердости, вызванное местными неоднородностями литой стали или наличием включений, не принималось во внимание. В таблицах 6, 7, 8, 9 приведены полученные результаты.

На фиг. 8 приведены графические изображения характера изменения твердости хромоалюминиевых сталей.

Как видно из этой таблицы и диаграммы, твердость хромоалюминиевых сталей испытывает следующие характерные изменения:

- а) твердость вообще растет с повышением содержания углерода и хрома;
- б) появление аустениновой составляющей сопровождается повышением твердости, приблизительно пропорциональным содержанию аустенита;

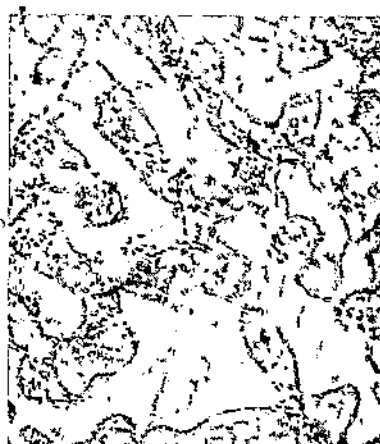


Фиг. 7. Сталь 1СА Закалка 900° в воду, $\times 400$.

в) повышение температуры заковки, не превышающей температуры начала образования аустенита, сопровождается понижением твердости, связанным с коагуляцией карбидов.



Фиг. 8. Сталь СА Заковка 1100 °C в воду, $\times 400$.



Фиг. 9. Сталь 8-3-AK Заковка 1000 °C в воду, $\times 400$.

Твердость Роквелла серии хромосилицистых сталей отличается наличием резкого подъема при температурах заковки, при которых образуется мартенсит. До этих температур также наблюдается падение твердости за счет коагуляции карбидов.

Температура резкого возрастания твердости возрастает с увеличением содержания хрома.

Таблица 6

Марка	Температура заковки					
	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°
43A	2,3	5,8	6,3	6,0	10,1	2,0
83A	8,7	9,3	8,0	20,3	—	21,6
123A	17,6	13,2	11,4	10,3	33,5	32,0
163A	16,2	19,9	16,8	13,7	15,7	13,3

Таблица 7

Клеймо	Температура заковки					
	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°
14C	26,2	29,6	24,4	56,5	51,1	50,1
2C	29,8	27,2	26,6	50,8	50,7	—
3C	26,9	30,1	26,8	23,1	50,1	51,7
4C	25,0	27,3	20,4	21,0	36,9	54,8



Фиг. 10. Сталь 8-3-AK Заковка 1100 °C в воду, $\times 400$.

Твердость Роквелла хромосилициалюминиевых сталей изменяется по более сложному закону. В табл. 8 и диаграмме (фиг. 5) приведены данные испытаний.

В этой таблице мы видим, что, по мере подъема температуры заковки и сопровождающей ее коагуляции карбидов, твердость вообще падает,

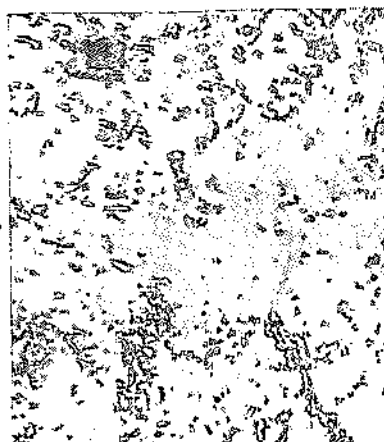
но так как при этом происходят параллельные изменения твердого раствора альфа-железа, то твердость оказывается несколько измененной и колеблется. Колебания эти незначительны и не ведут к резким изменениям твердости, совершаясь постепенно.

Таблица 8

Клеймо	Температура закалки					
	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°
1CA	34,1	29,7	33,2	31,3	38,5	24,5
83AK	35,9	31,2	25,5	30,0	39,2	34,2
3CA	31,6	30,1	25,5	23,7	28,0	30,0
4CA	25,8	26,6	29,6	24,0	25,1	32,5

Таблица 9

Клеймо	Температура закалки					
	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°
1M	30,4	34,8	33,6	28,6	36,6	27,7
2SAM	31,4	34,6	31,6	30,5	40,2	23,5
4M	30,2	25,3	28,8	23,4	26,6	23,5
3M	28,2	32,9	28,4	25,5	23,7	23,7



Фиг. 11. Сталь 3CA Закалка 1100 °C в воду, $\times 400$.

Характер изменения твердости у хромокремнеалюминиево-медистых сталей в основном аналогичен изменению твердости хромокремнеалюминевых сталей. Существенное различие можно усмотреть лишь при наиболее высоких температурах закалки, при которых наблюдается выделение меди. В этом случае твердость падает.

7. Механические испытания

Предварительные опыты показали, что изучаемые сплавы довольно хрупки; вследствие этого при испытании на разрыв и на удар образцов с надрезом не производили и они были заменены испытаниями на изгиб литых образцов и испытаниями на удар также литых образцов.

Испытания на изгиб производились на прессе Амслера при расстоянии между опорами в 200 мм. Литые образцы имели сечение 15×15 мм, верхние углы были при отливке закруглены, что обеспечивало более качественную поверхность отливки. Площадь сечения образца была 2 см². Для испытания на удар применялись те же образцы. Испытания производились на копре Шарпи 30 кгм, расстояние между опорами устанавливалось в 60 мм. Результаты испытания приведены в табл. 10.

Из этой таблицы видно, что механические свойства изучаемых сталей при обыкновенной температуре довольно низкие.

8. Испытания на жароупорность

Для проведения испытаний на жароупорность была построена трехподовая печь с нихромовыми витыми радиаторами. Печь была сложена из кирпича для придания большей теплоемкости и хорошо изолирована от наружной атмосферы. Температура печи выдерживалась в интервале 1050—1100 °C в течение первых 100 час. Вторые 100 час. температура была поднята и выдерживалась в интервале 1100—1150 °C.

Образцы для испытания на жароупорность помещались в кварцевые чашечки, прогретые первоначально до постоянного веса. Перед испыта-

Таблица 10
Механические свойства стали

Марка	Сопротивле- ние изгибу кг/мм ²	Прогиб мм	Сопротиви. удару кг/см ²
43A	60,0	57	не сломался
83A	56,7	22,5	не сломался
123A	62,3	17,0	1,4
163A	54,0	6,0	1,15
14C	—	—	0,55
2C	67,3	3,9	1,0
3C	60,0	4,0	1,0
4C	60,5	4,6	0,85
1CA	—	—	0,65
83AK	22,7	0,8	0,6
3CA	40,0	1,4	0,35
4CA	36,7	1,2	0,35
1M	33,3	1,2	0,65
2CAM	33,3	1,3	0,35
3M	35,3	1,1	0,7
4M	36,7	1,1	0,5

Таблица 11

Общая про- должит. испытания	Привес в граммах на дц ²				
	I взв.	II взв.	III взв.	IV взв.	V взв.
	30 ч.	54 ч.	75 ч.	100 ч.	200 ч.
Марка ста- лей	Хромоалюминиевые стали				
43A	11,65	14,23	20,2	23,84	36,8
83A	7,33	7,95	8,70	11,52	10,20
123	2,74	2,87	4,26	5,54	15,30
163A	0,196	0,258	0,403	0,496	1,36
	Хромокремнистые стали				
14C	10,88	18,63	30,31	40,64	54,51
2C	1,74	1,88	2,56	4,16	6,32
3C	1,47	1,59	1,60	1,78	4,61
4C	0,37	0,42	0,416	0,508	1,37
	Хромокремнеалюминиевые стали				
1CA	0,256	0,300	0,302	0,365	1,55
83A	0,236	0,315	0,317	0,434	0,889
3CA	0,228	0,240	0,256	0,288	0,670
4CA	0,150	0,203	0,280	0,289	0,590
	Хромокремнеалюминиево-медистые стали				
1M	0,187	0,237	0,194	0,223	2,24
2CAM	0,08	0,119	0,144	0,188	0,527
3M	0,079	0,152	0,167	0,171	0,838
4M	0,09	0,134	0,152	0,163	0,473
	Сравнительный алитированный образец				
"	0,386	0,444	0,555	0,617	0,828
	Сравнительный образец углеродистой стали 1010				
"	13,20	18,89	21,7	26,875	44,84

ниями производилось взвешива-
ние чашечек вместе с образцами.
Второе взвешивание было про-
изведено после 30-часового на-
грева. Полученный привес отно-
сился к площади поверхности
образца в 1 дц². После прове-
дения первого 35-часового цикла
режим испытания был несколько
видоизменен, нагревы и охлаж-
дения образцов производились
ежедневно лишь в течение одной
смены. При этом образцы пре-
бывали при температурах выше
1000° около пяти час. Взвешива-
ния производились после каж-
дых пяти циклов. Когда общая
продолжительность пребывания
образцов при высоких темпера-
турах достигла 100 час., тем-
пература испытания была под-
нята и продолжитель-
ность цикла была уве-
личена до десяти час.

Результаты испы-
тания приведены в
табл. 11.

Для получения сра-
внительных данных
одновременно с испы-
туемыми образцами
были заложены также
образец углеродистой
стали и образец алити-
рованной. Алитирова-
ние производилось при
1000° в порошке ферро-
алюминия с 2% хлори-
стого аммония в тече-
ние четырех час., затем
образец был отожжен
при 1000° в течение
двух часов.

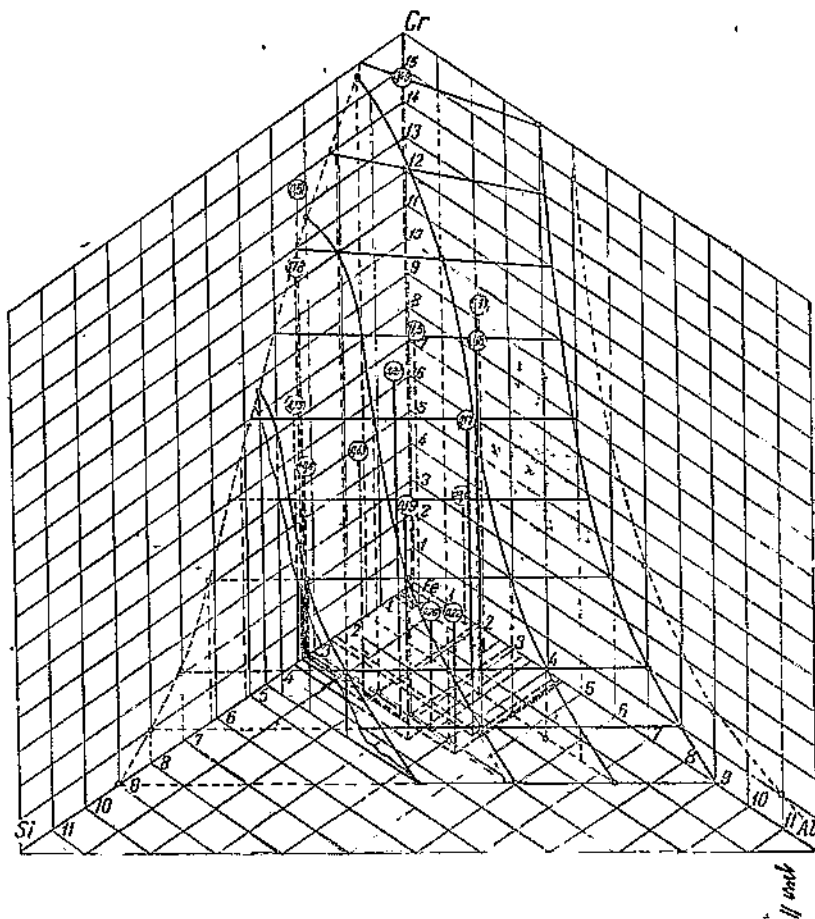
Рассмотрение этой
таблицы, приводит к
следующим результа-
там.

Наилучшей жаро-
упорностью обладают
стали хромокремне-
алюминиево-медистые.
От них весьма незна-
чительно отстают хро-
мокремнеалюминиевые
стали без присадки
меди. Стойкость этих
сталей примерно в 2—
3 раза выше стойкости
алитированных образ-
цов и примерно в

100 раз превосходит стойкость простого железа. Повышение содержания хрома от 4 до 10—12% сказывается положительно. Стали хромоалюминиевые и хромокремнистые уступают по своей жаростойкости хромокремнеалюминиевым и хромокремнеалюминиево-медистым сталям. Лишь при содержании хрома выше 12% они приближаются по своим свойствам к последним.

ВЫВОДЫ

Полученные данные позволяют обобщить имеющиеся в литературе данные. Если положить в основу исследования Шиле и Шульца, изучавших, как выше было указано, хромоалюминиевые стали и определивших границы их жароупорности, то, сравнивая полученные данные, мы можем прийти к следующему выводу: кремний заменяет алюминий приблизительно



Фиг. 12. Границы жароупорности Cr Al Si сталей (четырёхкомпонентная диаграмма).

атом за атом. Следовательно, при одинаковой сумме кремния и алюминия, жароупорность будет одинакова при различных содержаниях этих элементов. На основании этого была построена четырехкомпонентная диаграмма сплавов железа—кремния, алюминия и хрома, в виде разностороннего тетраэдра, железный угол которого приводится на фиг. 12.

Здесь по грани тетраэдра, FeCrAl нанесена кривая, полученная Шиле и Шульцем для жароупорности хромоалюминиевых сталей при 1100°.

Исследованные сплавы нанесены в виде точек, в кружках помечены цифры прироста в весе за первые 100 час.

На диаграмме построена поверхность, соответствующая сплавам, содержащим различные пропорции кремния и алюминия при общей сумме, соответствующей кривой Шиле и Шульца.

Как видно из построенной диаграммы, все образцы, обладавшие удовлетворительной жароупорностью, легли выше этой поверхности и наоборот, не жароупорные—ниже этой поверхности. Полученные точки довольно точно определяют эту пограничную поверхность и поэтому ее можно считать хорошо обоснованной.

Литература

1. H. Thyssen. — „Iron and Steel Inst.“ CXXX, 1934. P. 153.
2. Houdremont. — „Heat Treating and Forging“. 1939. VIII. Vol. XXV. № 8. P. 394.
3. A.E. White, C.L. Clark O.H. Mc-Kollam. — „Transaction ASM“. 1939. III. XXVII. P. 125.
4. P. Oberhoffer. — „Stahl u. Eisen“. 1924. P. 979.
5. Phragmen. — „Stahl u. Eisen“. 1925. P. 51.
6. F. Wever u. P. Giani. — „Stahl u. Eisen“. 1926. P. 49.
7. Esser u. Oberhoffer. — „Stahl u. Eisen“. 1926. P. 1291.
8. Phragmen. — „Stahl u. Eisen“. 1927. P. 193.
9. F. R. Jette u. E. S. Greiner. — „Stahl u. Eisen“. 1933. P. 1284.
10. W. Beker. — „Journ. of the Iron and Steel Inst“. 1925.
11. Poberil и др. — „Journal of the Iron and Steel Inst“. 1932. CXXXVI. VI. P. 323.
12. O. H. Ankerson u. E. Jette. — „Transaction ASM“. 1936. XXIV. P. 375—417.
13. Syles and Bamphylde. — „Journal of the Iron and Steel Inst.“ 1934. (11). — 389.
14. F. R. Morral. — „Journal of the Iron and Steel Inst.“ 1934—11 (419).
15. Андреев и О. Бер. — „Journal of the Inst. of Metals“. 1930. V. XLIV. № 2. P. 83.
16. Maurer u. H. Nechaus. — „Stahl u. Eisen“. 1928. P. 996.
17. Bain. — „Stahl u. Eisen“. 1927. P. 189.
18. Westyren, G., Phragmen u. T. Negresco. — „Stahl u. Eisen“. 1928. P. 1102.
19. E. Shile u. H. Schulz. — „Archiv f. d. Eisenhüttenwesen“. 1932. P. 155.
20. A. Portevin, E. Pretet, H. Jolivet. — „Journal of the Iron and Steel Inst.“ 1934. CXXX. P. 219. № II.
21. Houdremont. — „Sonderstahle“.
22. Metals Handbook. 1936. Edition ASM.
23. Минкевич и Борздыка. Изыскание теплоустойчивых сталей. — „Металлург“. 1939. I. стр. 61.
24. Hoyt S. L. — „Metal Progress“. 1935. VII. P. 38.
25. M. D. Newell. — „Metal Progress“. 1936. P. 51.
26. E. E. Thum. — „Metal Progress“. 1936. VII. P. 92.
27. V. N. Krivolok. — „Transact. ASM“. 1935. XXVII. I—XII. P. 1—61.

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ЗАЛИВКИ ВКЛАДЫШЕЙ БАББИТОМ БМН НА ЛИКВАЦИЮ КОМПОНЕНТОВ СПЛАВА

В статье указывается значение и причины, вызывающие центробежную ликвацию. Дана методика и результаты проведенного в НАТИ исследования ликвации при центробежной заливке вкладышей баббитом БМН в зависимости от режима заливки и толщины залитого слоя.

Ликвация проверялась путем послойного химического анализа, контроля твердости и микроструктуры.

Указан оптимальный режим для заливки вкладышей трактора СТЗ-НАТИ баббитом БМН и сопоставлены данные различных источников по выбору режима центробежной заливки подшипников.

1. ЗНАЧЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ЛИКВАЦИИ

В случае центробежной заливки подшипников баббитом действие центробежных сил увеличивает стремление к всплыванию кристаллов с меньшим удельным весом, чем основная масса, и явление ликвации может проявиться в особо резкой форме.

Ликвация при центробежной заливке или, как ее иногда называют, „центробежная ликвация“, является серьезным дефектом этого технологического процесса.

При выборе условий центробежной заливки должно быть предусмотрено минимальное проявление этого дефекта.

При спокойной „статической“ заливке твердый кристалл с удельным весом γ_k , находящийся в более тяжелой жидкости с удельным весом $\gamma_{ж}$, будет стремиться всплыть вследствие разницы в удельных весах. Сила, действующая на кристалл объемом в единицу, будет

$$P_c = \gamma_{ж} - \gamma_k. \quad (1)$$

Если вращающаяся жидкость обладает удельным весом $\gamma_{ж}$ и в ней находятся кристаллы с удельным весом γ_k , то сила, с которой, под действием разницы удельных весов, кристалл объемом в единицу будет стараться всплыть, выразится

$$P_u = \frac{\omega^2 r}{g} (\gamma_{ж} - \gamma_k), \quad (2)$$

где g — ускорение силы тяжести,

ω — угловая скорость,

r — расстояние от оси вращения до частицы.

В случае центробежной отливки при значительной скорости вращения можно считать преобладающим эффект от центробежных сил. Тогда из выражения (1 и 2) получаем

$$\frac{P_u}{P_c} = \frac{\omega^2 r}{g} = 1,115 \cdot 10^{-5} \cdot r \cdot n^2,$$

где n — число оборотов в минуту, а r — радиус в см.

Это отношение дает представление о том, во сколько раз сила, способствующая ликвации, возрастает при наличии вращения жидкости

сравнительно с спокойным ее состоянием и как это отношение меняется зависимости от r и n .

При разных величинах r условия для одинаковой степени центробежной ликвации будут достигаться при различных значениях n . Так, например, величина $\left(\frac{P_n}{P_c}\right)$ будет одинаковой и равна 9 в следующих случаях:

$$\frac{r}{n} = \frac{60}{366} \quad \frac{50}{400} \quad \frac{40}{450} \quad \frac{30}{515} \quad \frac{20}{635} \quad \frac{10}{890}$$

Если бы процесс затвердевания залитого баббита происходил замедленно, то расслоение структурных компонентов сплава по их удельным весам происходило бы полностью и получилась бы своеобразная сепарация, являющаяся в данном случае недопустимой.

Уменьшение эффекта центробежной ликвации можно достичь следующими путями:

а) подбором оптимального числа оборотов, не слишком высокого для резкого проявления ликвации, но достаточного для получения всех преимуществ центробежного способа заливки;

б) применением невысокой температуры заливки, лишь немного превышающей температуру плавления;

в) быстрым охлаждением металла тотчас после его заливки.

Следует отметить, что оптимальный режим для одного сплава может оказаться непригодным для другого, так как сплавы могут значительно различаться не только по температурам заливки и интервалу температур кристаллизации, но также по теплоемкости и теплопроводности в жидком состоянии.

Можно предполагать, что центробежный способ заливки особенно неблагоприятен для тех сплавов, которые легко подвергаются расслоению при статической заливке.

Существенное значение имеет вопрос направления охлаждения при центробежной заливке баббита.

При мало интенсивном охлаждении, но применении его с двух сторон — снаружи, со стороны вкладыша и изнутри, со стороны свободной поверхности может возникнуть неоднородность в структуре, обусловленная тем, что периферические участки будут остывать быстрее, чем середина залитого слоя и, кроме того, возможно образование разрывов внутри слоя при дальнейшем охлаждении. Интенсивное охлаждение, направленное на вкладыш снаружи, является в этом отношении более выгодным.

Для иллюстрации эффекта центробежной ликвации компонентов баббита ниже приведены данные, полученные одним заводом на высокоооловянистом баббите, состав которого:

Таблица 1
Пример ликвации высокоооловянистого баббита при центробежной заливке

Толщина залитого слоя в мм	Элемент	Состав по толщине			
		Стык с вкладышем	2 мм от стыка	4 мм от стыка	Край
8,0	Cu	7,81	3,79	2,17	2,05
	Sb	4,12	4,48	4,72	4,73

Cu — 2,8%, Sb — 4,5%, Sn — ост.

В табл. 1 приведены данные послойного анализа для случая температуры заливки 380°.

Из данных табл. 1 видно, что более тяжелые кристаллы соединения CuSn отбрасывались центробежной силой к стыку и обогащали медью этот слой

и что содержание меди по толщине слоя менялось больше чем в 3 раза.

Можно предполагать, что в данном случае вращение 900 об/мин было принято слишком высоким, толщина заливки 8 мм чрезмерной и интенсивность охлаждения недостаточной.

В литературе есть примеры того (1), что при известных условиях наблюдается центробежная ликвация в случае баббита Б-83, причем внутренние слои баббита у стыка с вкладышем обедняются оловом и обогащаются медью.

II. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

1. План и методика проведения настоящей работы

Целью настоящего исследования явилось выяснение эффекта ликвации при центробежной заливке свинцовистым баббитом вкладышей размера, соответствующего таковым для мотора трактора „СТЗ-НАТИ“.

При проведении данной работы заданными явились: материал и размер вкладышей в соответствии с подшипниками трактора „СТЗ-НАТИ“ и определенный состав заливаемого баббита БМ с добавкой около 1% никеля. Исследовалось изменение состава и структуры баббита в залитом слое в зависимости от режима вращения и толщины заливаемого слоя.

При проведении опытов мы задавались для каждой серии опытов определенной минимальной температурой заливки баббита, лишь немного превышающей верхнюю критическую точку, одинаковым количеством заливаемого металла и одинаковой интенсивностью обдувания залитого вращающегося вкладыша воздухом.

Для химического анализа с баббита снимались стружки резцом на токарном станке с таким расчетом, чтобы получить характеристику тонкого слоя, находящегося на определенном расстоянии от стыка баббита со сталью.

Анализ микроструктуры производился по всему залитому сечению баббитового слоя так же, как и определение твердости. Для определения твердости был использован прибор Виккерса с алмазным наконечником и нагрузкой 2 кг.

2. Материалы, примененные для изготовления вкладышей

Для заливки подшипников был применен мышьяково-кадмиевый баббит с присадкой никеля, полученный с завода МЗОЦМ (плавка № 992).

Состав баббита по данным завода следующий (в %):

олово	— 9,3	медь	— 1,68
сурьма	— 13,52	никель	— 0,96
мышьяк	— 0,76	примеси	— 0,25
кадмий	— 1,47	свинец	— 71,43.

Вкладыши были изготовлены из стали марки 20 по ОСТ 7123, согласно размерам вкладышей трактора „СТЗ-НАТИ“ с толщиной стенок 6,5 мм. Перед заливкой все вкладыши прошли подготовительные операции по обезжириванию, защитному покрытию и лужению.

3. Технология заливки

а. Обезжиривание. Обезжиривание производилось в 10% растворе каустической соды при температуре 80—100° в течение 6 мин. Обезжиренные вкладыши промывались в горячей воде путем интенсивного прополаскивания.

б. Предохранительное покрытие. Обезжиренные вкладыши с наружной стороны подвергались защитному покрытию с тем, чтобы при лужении и заливке баббитом наружная поверхность оставалась чистой и не было непроизводительной затраты полуды и баббита.

Покрытие производилось пастой, состоящей из трех равных частей мела, мелкого чешуйчатого графита и воды. Паста наносилась на внешнюю поверхность вкладыша волосной кистью, затем вкладыши сушились и подогревались до 100—120°.

в. Покрытие флюсом. Подогретые вкладыши покрывались при помощи кисти флюсом, состоящим из 27% хлористого цинка, 11% нашатыря и 62% воды.

Нанесение флюса производилось с целью уничтожения тонкой пленки окислов, появившейся на поверхности вкладыша при нагревании и для обеспечения хорошего облуживания.

г. Лужение. Облуживание вкладышей производилось путем погружения их в ванну с расплавленным оловом при температуре 300° в течение 3—4 мин. Нагрев ванны контролировался посредством медно-константановой термопары и гальванометра.

Перед выниманием вкладыша из полуды поверхность ванны очищалась от окислов. Облуженные вкладыши переносились на станок для центробежной заливки и укреплялись в специальном патроне.

д. Расплавление баббита. Баббит расплавлялся в железном тигле в электропечи под слоем древесного угля. Заливка баббитом производилась при температуре $460\text{--}480^{\circ}$.

Количество заливаемого баббита рассчитывалось в первой серии опытов на получение слоя толщиной 6 мм и во второй серии опытов на получение слоя толщиной 2,5 мм.

е. Центробежная заливка. Станок, на котором производилась заливка вкладышей, сконструирован на базе старого токарного станка. При заливке применялись обороты станка: 1400, 950, 650 и 420 в минуту.

Кроме того, на станке имеется дополнительный шкив для приведения в действие воздушного вентилятора, при помощи которого достигается более интенсивное охлаждение заливаемых подшипников.

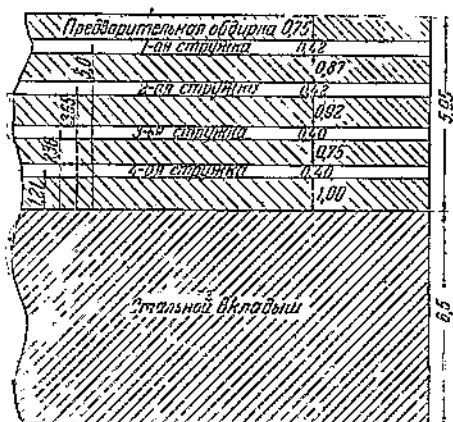
Заливка производилась по жидкой полуде.

Время между концом лужения и заливкой не превышало 25 сек. Через 30 сек. после заливки баббита во вкладыш включалось принудительное воздушное охлаждение от вентилятора. Залитые вкладыши через 3 мин. снимались со станка и дополнительному принудительному охлаждению не подвергались.

III. ПЕРВАЯ СЕРИЯ ОПЫТОВ (ТОЛЩИНА СЛОЯ 6 мм)

1. Изменение состава баббита по толщине слоя в зависимости от режима вращения вкладыша

В первой серии опытов исследовались вкладыши, залитые слоем баббита толщиной 6 мм. На фиг. 1 представлена схема снятия стружек для химического анализа баббитного слоя. Расстояния от стыка с вкладышем, на которых были взяты стружки, приблизительно таковы:



4-я стружка	1,20 мм
3-я	2,35 мм
2-я	3,65 мм
1-я	5,00 мм

Четвертая стружка характеризует тот состав баббита, который получается в рабочем слое нового подшипника. Точные значения этих расстояний приведены в табл. 2. Толщина каждого слоя, отошедшего в стружку для анализа, составляет около 0,4 мм.

Результаты химического анализа приведены в табл. 2.

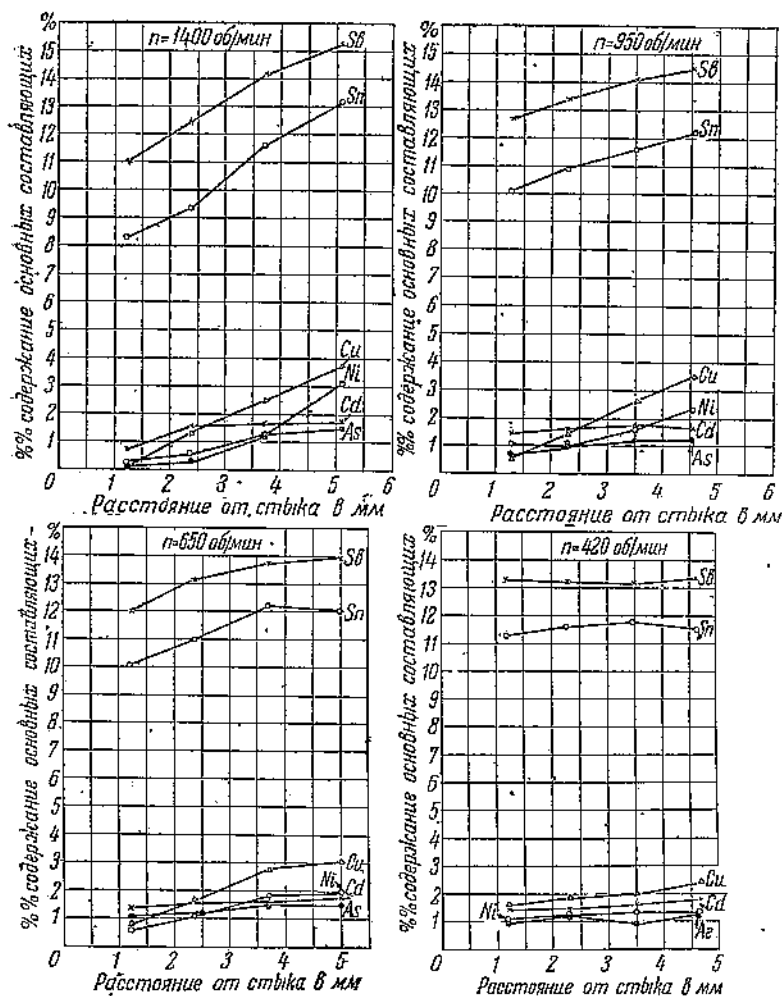
Графически эти данные представлены на диаграммах фиг. 2, где каждая диаграмма соответствует одному вкладышу. Из этих диаграмм ясно видно, что неравномерность распределения легирующих элементов по толщине слоя тем больше, чем больше скорость вращения при заливке.

На фиг. 3 и 4 эти же данные представлены в ином виде. Каждая диаграмма относится к одному элементу и показывает, как меняется его содержание в каждом из четырех слоев в зависимости от числа оборотов, примененного при заливке.

Таблица 2

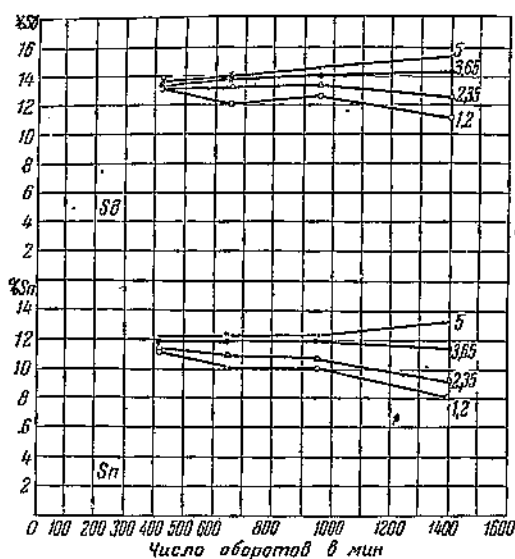
Изменение химического состава баббита по толщине слоя в зависимости от режима заливки

№ образ-ца	Число обо-ротов станка в мин.	№ стружка	Рас-стоя-ние от стыка в мм	Химический состав в %					
				Sn	Sb	As	Cu	Cd	Ni
1	1400	1	5,12	13,19	15,29	1,47	3,74	1,72	3,12
	1400	2	3,72	11,60	14,17	1,30	2,50	1,64	1,30
	1400	3	2,38	9,32	12,49	0,56	1,17	1,53	0,31
	1400	4	1,22	8,26	11,00	0,24	следы	0,70	0,19
2	950	5	4,58	12,19	14,45	1,21	3,60	1,63	2,30
	950	6	3,50	11,60	14,08	1,17	2,65	0,76	1,60
	950	7	2,31	10,90	13,38	0,95	1,47	1,55	1,00
	950	8	1,28	10,08	12,66	0,69	0,64	1,44	1,08
3	650	9	5,00	12,01	13,92	1,43	3,07	1,76	1,91
	650	10	3,70	12,19	13,69	1,53	2,81	1,60	1,83
	650	11	2,36	10,96	14,16	1,17	1,65	1,53	1,08
	650	12	1,21	10,08	11,96	1,06	0,90	1,50	0,58
4	420	13	4,64	11,49	13,33	1,23	2,44	2,30	1,33
	420	14	3,51	11,78	14,16	0,89	2,00	1,62	1,33
	420	15	2,30	11,60	13,18	1,21	1,86	1,48	1,22
	420	16	1,20	11,25	13,24	0,96	1,64	1,46	1,11

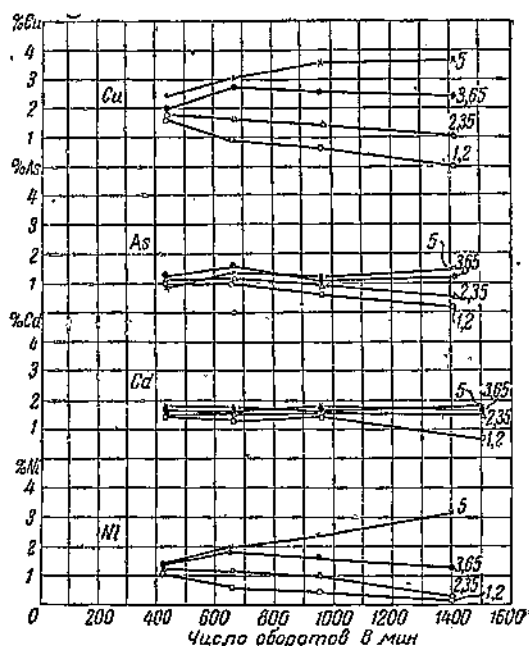


Фиг. 2. Изменение количества легирующих составляющих по толщине слоя в зависимости от режима заливки.

Из рассмотрения этих диаграмм можно заключить, что наибольшую ликвацию дают структурные компоненты, богатые медью и никелем,

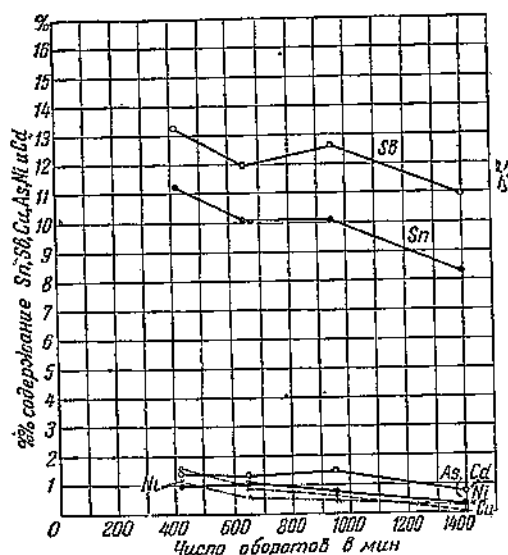


Фиг. 3. Изменение содержания сурьмы и олова по толщине залитого слоя в зависимости от числа оборотов.



Фиг. 4. Изменение содержания меди, мышьяка, кадмия и никеля по толщине залитого слоя в зависимости от оборотов.

менее ликвируют компоненты, содержащие олово, сурьму, мышьяк, и что ликвация почти не сказывается на содержании кадмия.



Фиг. 5. Изменение % содержания основных составляющих при различных режимах заливки на рабочей поверхности.

того слоя при режиме 950 об/мин, построенная по точкам, и на фиг. 7 совмещены средние кривые для разных режимов заливки на основании данных, полученных по двум образцам на каждый режим.

Из рассмотрения представленных диаграмм можно заключить, что изменение твердости по толщине тем больше, чем выше обороты. Слои

О том, как изменяется состав рабочего слоя, т. е. расположенного ближе к стыку (4-й слой), в зависимости от режима заливки, дает представление диаграмма фиг. 5.

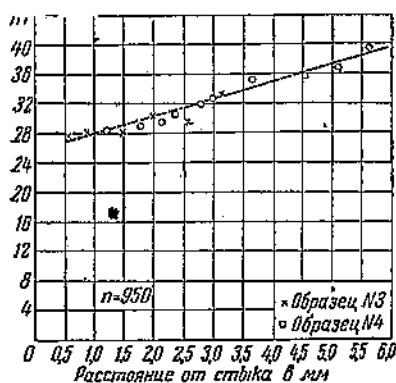
2. Изменение твердости баббита по толщине слоя в зависимости от режима вращения вкладыша

Твердость определялась в торце косого среза баббитового слоя на приборе Виккерса алмазной пирамидкой с нагрузкой 2 кг. Испытанию подвергались по два вкладыша на каждый режим заливки.

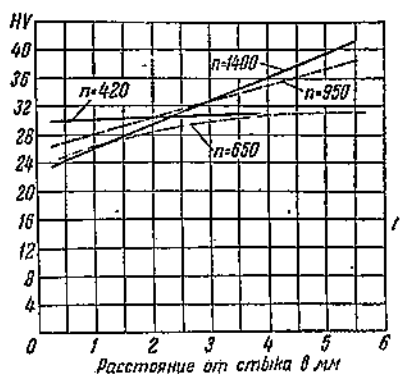
Наиболее резкое изменение твердости по толщине наблюдается при заливке на 1400 об/мин и при 950 об/мин, т. е. твердость меняется по толщине слоя тем более сильно, чем сильнее имела место ликвация компонентов.

На фиг. 6 приведена кривая изменения твердости по толщине зали-

баббита, прилегающие к стыку, обладают во всех случаях более низкой твердостью, чем слои, лежащие ближе к оси вращения. Таким образом результаты испытаний на твердость вполне соответствуют результатам послойного анализа — более твердыми являются слои металла, обогащенные твердыми структурными компонентами; чем меньше проявляется расслоение, тем меньше различие в твердости разных слоев.



Фиг. 6. Изменение твердости по толщине залитого слоя при $n = 950$ об/мин.



Фиг. 7. Изменение твердости по толщине залитого слоя для различных режимов заливки (средние данные).

3. Изменение микроструктуры баббита по толщине слоя в зависимости от режима вращения

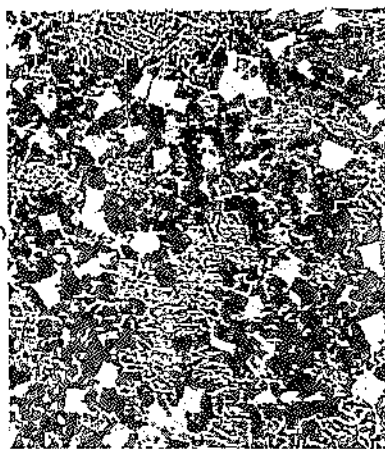
Баббит БМ является сложным сплавом, содержащим 6 основных компонентов; в нашем случае к нему добавляется седьмой компонент — никель. Вопрос о структурных компонентах этого сплава (число которых по мнению проф. Зайцева А. К. (2) для обычного баббита БМ — не менее девяти) наиболее полное освещение получил в недавнем исследовании проф. М. П. Славинского и инж. Н. Л. Клейман (3).

В настоящем случае присутствие добавочного элемента никеля осложняет определение структурных компонентов и без того сложного сплава. Можно предположить, что наличие никеля несколько повышает критические точки сплава БМ (4). По мнению Аккермана (5) никель дает в свинцовистых сплавах соединение с сурьмой $NiSb$, переходящее при перетектической реакции в Ni_2Sb_3 . Присутствие мышьяка в этом сплаве делает возможным образование сложного твердого раствора соединений сурьмы и мышьяка с никелем (инж. А. С. и В. С. Андреевы (6)).

На фиг. 8 представлена микроструктура баббита БМН, отлитого в нагретую до 150° стальную изложницу. Сопоставление изменений химического состава и структуры по толщине слоя при различных режимах заливки позволяет прийти к следующим замечаниям:

а) по мере увеличения числа оборотов при заливке подшипников структурная неоднородность баббита в залитом слое увеличивается;

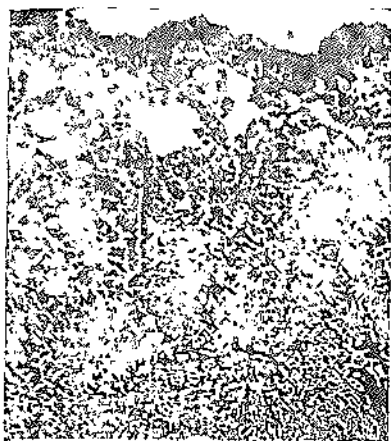
б) при режиме вращения 420 об/мин. химический состав баббита в разных слоях почти постоянен; наибольшую неоднородность показывает содержание меди (2,44% на поверхности и 1,64 близ стыка), структура по толщине слоя не вполне однородна, что возможно стоит



Фиг. 8. Структура баббита БМН $\times 150$, травлено 1% HCl.

в связи также с различной скоростью остывания—больше у стыка и меньше внутри;

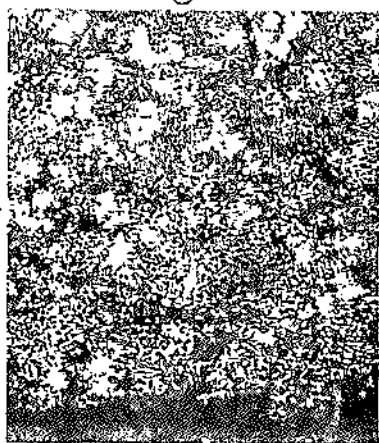
в) при режиме вращения 1400 об/мин химический состав баббита по толщине слоя меняется весьма резко и внутренняя область, удаленная от стыка, обогащается элементами легирования сплава; составы баббита в двух крайних слоях резко различаются, что видно из их сопоставления (табл. 2, ср. строку 1 и 4).



$n = 1400$ об/мин у стыка



$n = 420$ об/мин у стыка



$n = 1400$ об/мин



$n = 420$ об/мин

Фиг. 9. Структура баббита у стыка и с внутренней стороны вкладыша при 1400 и 420 об/мин (толщина слоя 6 мм) $\times 150$, травлено 1% HCl.

В соответствии с анализом структура на глубине 2,2 мм от стыка сильно отлична от остальной; она соответствует тройному сплаву Sn—Sb—Pb при отсутствии кубов SnSb, отделившихся под действием центробежной силы во внутрь; начиная от глубины 2,4 мм от стыка, появляются кубы и другие структурные компоненты более легкие, чем основная масса;

г) структуры при промежуточных режимах вращения между 420 и 1400 об/мин являются переходными между этими двумя крайними случаями, причем зона начала появления кубов при 650 об/мин начинается на глубине 0,9 мм от стыка, а при 950 об/мин на глубине 1,5 мм. На фиг. 9 приведены структуры крайних слоев для 1400 и 420 об/мин.

IV. ВТОРАЯ СЕРИЯ ОПЫТОВ (ТОЛЩИНА СЛОЯ 2,5 мм)

1. Изменение состава баббита по толщине слоя в зависимости от режима вращения

Изменение состава баббита по толщине слоя, залитого при различных скоростных режимах, проверялось, как и для первой серии опытов, путем послойного химического анализа. Схема снятия стружки аналогична первой серии опытов. Расстояния, на которых были взяты стружки для анализа, следующие:

3-я стружка	1,95 мм
2-я "	1,20 "
1-я "	0,45 "

Первая стружка характеризует состав баббита близ стыка со сталью, вторая — в рабочем слое баббита, а третья — у внутренней поверхности вкладыша.

Толщина каждого слоя, отошедшего в стружку 0,27 мм (на сторону). Достаточное количество стружки для химического анализа получилось путем прохождения реза по всей длине втулки. Результаты послойного химического анализа приведены в табл. 3.

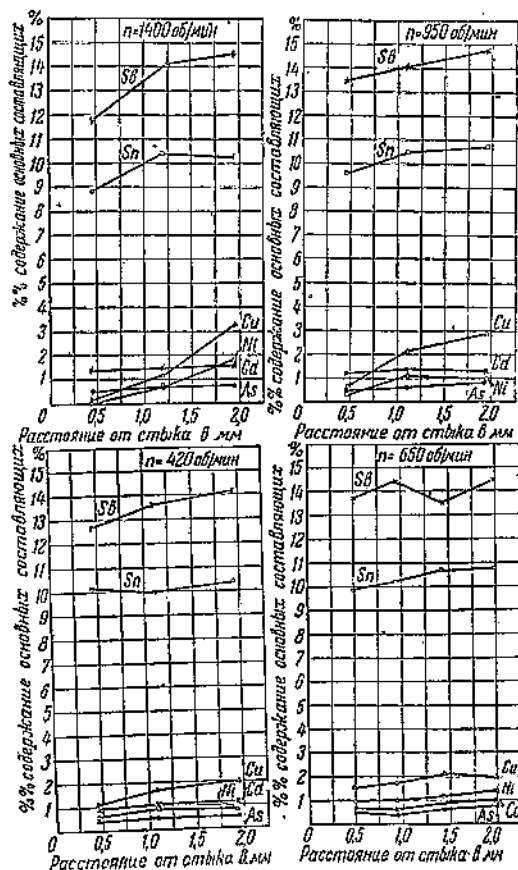
Графически эти данные представлены на фиг. 10, где каждая диаграмма соответствует определенному скоростному режиму заливки.

Из рассмотрения этих диаграмм можно сделать вывод, что даже при толщине баббитного слоя 2,5 мм при режиме заливки 1400 об/мин имеет место сильная ликвация компонентов, содержащих медь и никель, меньше ликвируют компоненты, содержащие сурьму и олово, и не проявляют склонности к ликвации компоненты, содержащие кадмий и мышьяк.

При 950 об/мин некоторая склонность к ликвации сохраняется у компонентов, содержащих сурьму и медь; распределение же остальных элементов более однородно. При остальных режимах (650 и 420 об/мин) степень ликвации еще меньше (практически ничтожна), в то время как при более толстом слое (6 мм), при 650 об/мин, ликвация была сильно выражена и только при 420 об/мин не давала большего эффекта.

На фиг. 11 и 12 представлены данные табл. 3 в иной обработке. Каждая диаграмма относится к одному элементу и показывает, как меняется его содержание в разных слоях в зависимости от числа оборотов станка, примененных при заливке.

Об изменении состава рабочего слоя баббита (2-й слой) в зависимости от режима заливки дает представление диаграмма фиг. 13.

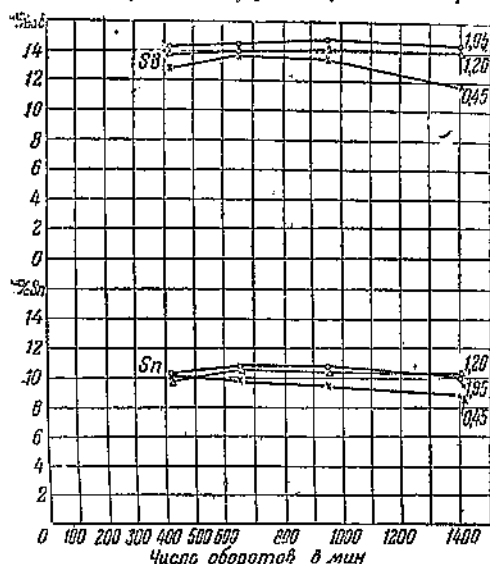


Фиг. 10. Изменение количества легирующих составляющих по толщине слоя в зависимости от режима заливки, слой 2,5 мм.

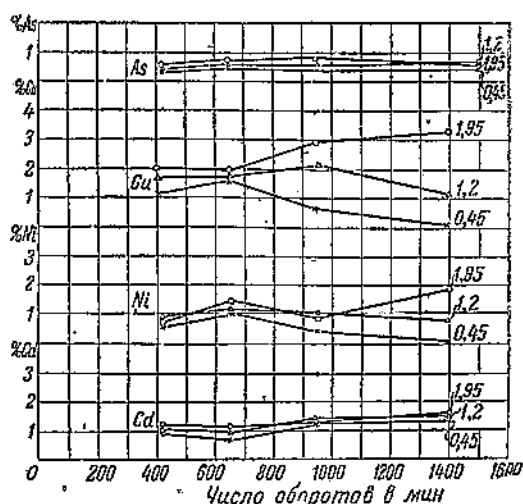
Таблица 3

Изменение химического состава по толщине слоя в зависимости от режима заливки

№ образца	Число оборотов в мин.	№ стружки	Расстояние от стыка в мм	Химический состав в %					
				Sn	Sb	As	Cu	Cd	Ni
1	1400	1	1,87	10,24	14,60	0,61	3,30	1,53	1,82
	1400	2	1,10	10,40	14,12	0,71	1,20	1,40	0,74
	1400	3	0,50	8,92	11,74	0,47	0,17	1,34	нет
2	950	4	1,87	10,75	14,82	0,84	2,95	1,30	0,92
	950	5	1,12	10,44	14,10	0,61	2,20	1,39	1,10
	950	6	0,45	9,53	13,52	0,47	0,70	1,22	0,40
3	650	7	2,02	10,75	14,50	0,74	1,92	1,06	1,40
	650	8	1,41	10,65	13,56	0,68	2,15	0,89	1,19
	650	9	0,92	10,19	14,45	0,41	1,80	0,62	1,02
4	420	10	0,50	9,89	13,73	0,54	1,60	0,62	0,98
	420	11	2,0	10,39	14,20	0,50	2,02	1,14	0,78
	420	12	1,30	9,94	13,68	0,45	1,70	1,09	0,87
	420	13	0,55	10,14	12,76	0,41	1,15	0,92	0,57

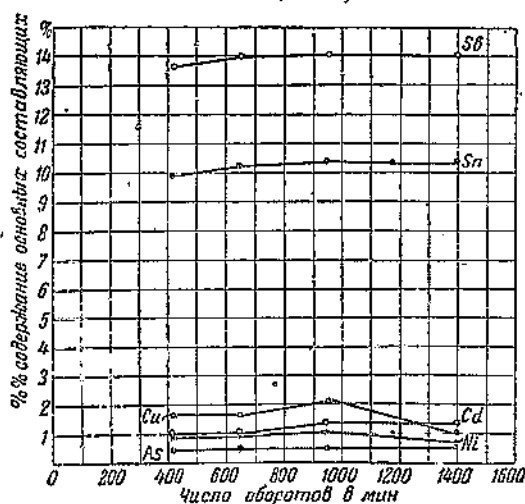


Фиг. 11. Изменение содержания сурьмы и олова по толщине залитого слоя в зависимости от числа оборотов (толщина слоя 2,5 мм).



Фиг. 12. Изменение содержания As, Cu, Ni и Cd по толщине залитого слоя в зависимости от числа оборотов (толщина слоя 2,5 мм).

Фиг. 13. Изменение % содержания основных составляющих при различных режимах заливки на рабочей поверхности (толщина слоя 2,5 мм).



2. Изменение твердости баббита по толщине слоя в зависимости от режима вращения вкладыша

Изменение твердости баббита по толщине слоя в зависимости от режима заливки проверялось так же, как это было указано выше для толщины залитого слоя в 6 мм. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что твердость по толщине слоя меняется незначительно и довольно плавно.

Наиболее резкое изменение твердости по толщине получено при режиме заливки 1400 об/мин от 30 ед. по Бриннелю у стыка, до 36 ед. у внутренней поверхности вкладыша, при остальных режимах колебания твердости незначительны, с небольшим увеличением на свободной поверхности.

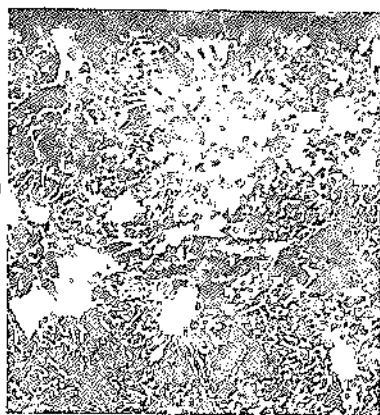
Полученные результаты полностью согласуются с результатами химического анализа. Уменьшение толщины залитого слоя баббита значительно повысило однородность состава твердости по толщине слоя.

3. Изменение микроструктуры баббита по толщине слоя в зависимости от режима вращения вкладышей

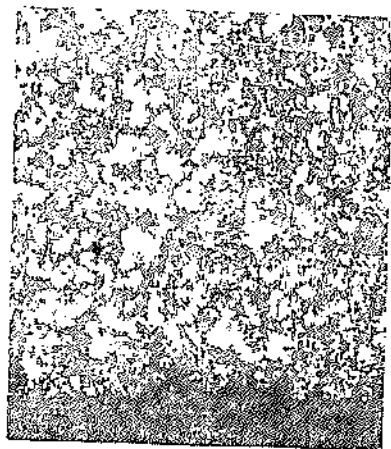
При режиме 1400 об/мин имеет место ликвация твердых составляющих сплава (иглы Cu-Sn и кубы SnSb) к внутренним, удаленным от стыка со



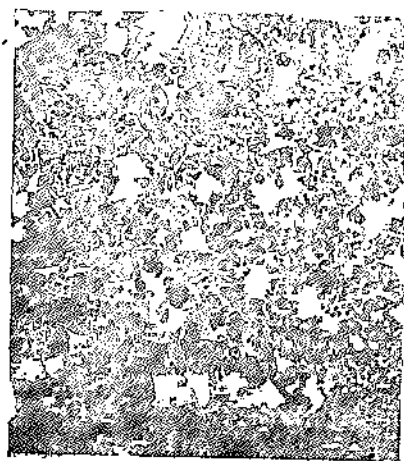
$n = 1400$ об/мин у стыка



$n = 420$ об/мин у стыка



$n = 1400$ об/мин



$n = 420$ об/мин

Фиг. 14. Структура баббита у стыка и с внутренней стороны вкладыша при 1400 и 420 об/мин при толщине залитого слоя 2,5 мм $\times 150$, травлено 1% HCl .

сталью, слоям вкладыша. Несколько меньшая ликвация заметна при режиме $n = 950$ об/мин; при меньших же скоростях структура по всему сечению вкладыша однородна. На фиг. 14 приведены структуры баббита

у стыка и у внутренней поверхности вкладыша при заливке на 1400 об/мин и на 420 об/мин.

Выводы относительно связи между микроструктурой в разных слоях и режимом заливки качественно такие же, как и для случая слоя 6,0 мм.

При режиме заливки 420 об/мин картина структурного расслоения полностью отсутствует. При 650 об/мин ликвация практически незначительна; несколько заметной она проявляется при режиме 950 об/мин.

Если сравнивать результаты химического анализа в рабочем слое (на расстоянии 1,2 мм от стыка) подшипников, залитых при максимальных оборотах 1400 об/мин в случае толстостенной (6 мм) и тонкостенной (2,5 мм) заливки, то можно сказать, что степень обеднения рабочего слоя легирующими компонентами на больших оборотах (превышающих нормальные для данного размера вкладышей и сплава) при толстом слое получается

на много больше.

В табл. 4 приведено сравнение состава рабочего слоя в случае толстостенной и тонкостенной заливки при режиме 1400 об/мин.

Из табл. 6 видно, что при увеличении

толщины заливаемого слоя баббита, а следовательно вследствие уменьшения скорости охлаждения сплава, расслоение происходит значительно более интенсивно и увеличивается содержание свинца в рабочем слое на 9% по сравнению с нормальной толщиной баббитного слоя.

V. ОБСУЖДЕНИЕ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Проведенное исследование показало, что для уменьшения центробежной ликвации баббитов при заливке следует, во-первых, применять минимальную скорость вращения, во-вторых, возможно меньшую толщину заливаемого слоя и, в-третьих — возможно более интенсивное охлаждение залитого слоя в период его застывания. Последний вывод логически вытекает из влияния толщины залитого слоя.

При практическом осуществлении центробежной заливки баббитом на заводах не всегда считаются с явлением ликвации и вследствие этого рабочий слой подшипника часто оказывается по своему составу и структуре совершенно отличным от того состава и структуры, которые предполагалось получить, используя стандартный баббит.

Для определения числа оборотов при центробежной заливке обычно пользуются формулой Кэммена (7).

$$n = \frac{K}{\sqrt{r}},$$

где: r — внутренний радиус заливаемого подшипника в см,

n — число оборотов в минуту,

k — коэффициент, зависящий от применяемого баббита.

При этом имеется в виду определенная толщина заливаемого слоя, составляющая 11% от r .

В табл. 5 приведены значения коэффициента k , рекомендуемые различными источниками.

Значение k , принятое нами при различных режимах вращения, подсчитанное по формуле Кэммена, приведено в табл. 6 на стр. 211.

Наши данные вполне подтверждают целесообразность избрания низкого значения коэффициента k , обеспечивающего отсутствие ликвации при сохранении всех преимуществ центробежной заливки.

Формула (4) может быть выведена из следующих соображений. В § 1 мы привели выражение

$$\frac{P_u}{P_c} = \frac{\omega^2 r}{g},$$

Таблица 5

№ по пор.	Автор или завод	Характер вкладышей	Марка баббита	Крайнее значение K	Среднее значение K	Среднее $\frac{P_u}{P_c}$
1	Кэммен	вкладыши турбин	оловян.	1400—1800	1600	28,6
2	Кэммен	" "	свинцов.	1700—1900	1800	36,2
3	Метро-Виккерс	" "	оловян.	1000	1000	11,1
4	Завод в Манчестере	" "	"	890—1140	1015	11,3
5	Эрнст	вкладыши подшип. скольжения	"	1200—1480	1340	20,1
6	Кировский завод	вкладыши турбин и тракторов	"	1065	1065	12,7
7	Жешко	вкладыши генер.	"	1300	1300	18,9
8	Жешко	"	свинцов.	1400	1400	21,9
9	Лившиц (ВИМЭ)	вкладыши тракт.	оловян.	1975—2700	2367	62,6
10	Наше исследов. (ре- жим 420 об/мин)	" "	свинцов.	915	915	9,3

в котором $\frac{P_u}{P_c}$ характеризует отношение давления, с которым твердый кристалл объемом в единицу, находящийся в жидкой массе и отличающийся от жидкой массы по удельному весу, выталкивается из жидкости, в случае наличия центробежной силы, к такому же давлению в случае отсутствия центробежной силы и наличия только сил тяжести.

Таблица 6

Число оборотов . .	1400	950	650	420
Значение K	3050	2070	1415	915

Если мы захотим сохранить для разных диаметров заливаемых вкладышей это отношение постоянным, то соответственные разным диаметрам вкладышей числа оборотов будут:

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{r}} \cdot \sqrt{\frac{P_u}{P_c}} \cdot g.$$

или

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot g \cdot \sqrt{\frac{P_u}{P_c}} \cdot \sqrt{\frac{1}{r}} = \frac{k}{\sqrt{r}} \quad (4)$$

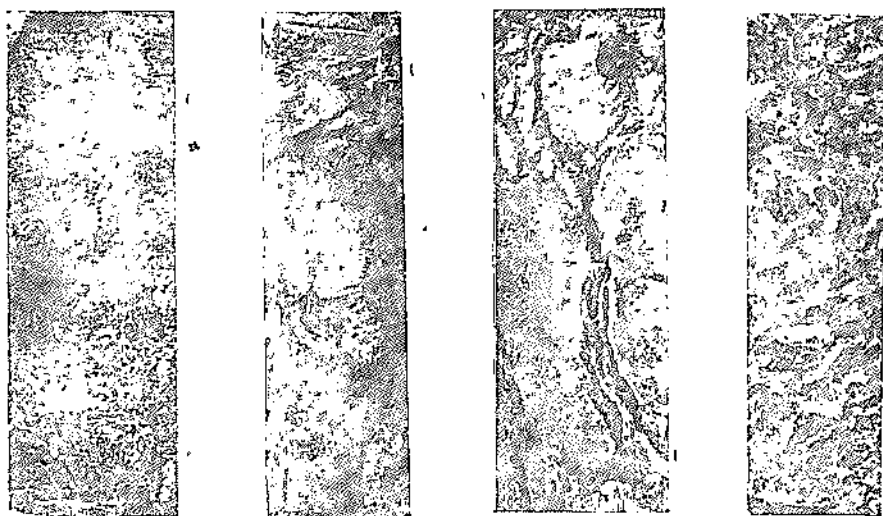
Таким образом мы получим формулу (4), причем коэффициент k является функцией $\left(\frac{P_u}{P_c}\right)$:

$$\frac{P_u}{P_c} = 1,115 \cdot 10^{-5} \cdot k^2.$$

Отсюда видно, что разным значениям коэффициента k в формуле (4) соответствуют разные значения величин $\frac{P_u}{P_c}$. Это значение для разных коэффициентов, указанных в табл. 5, приведено в последнем столбце этой таблицы. Величина $\frac{P_u}{P_c}$ характерна в том отношении, что она непосредственно определяет в цифровом выражении тот стимул, который вызывает ликвацию.

Известно, что чем выше число оборотов при заливке баббита, тем более гладкой получается внутренняя поверхность баббита; можно думать, что многие исследователи, устанавливающие целесообразность высокого значения коэффициента k в формуле (4), исходили именно из этого критерия, связывая гладкость поверхности с возможностью уменьшения припусков на обработку, и игнорировали при этом явление ликвации.

На фиг. 15 приведены снимки внешнего вида свободной поверхности баббита вкладышей, залитых при различных числах оборотов. Поверхность, залитая при 420 об/мин, менее гладкая, чем остальные, но, как мы видели выше, именно при этом режиме в нашем случае устраняется ликвация.



Фиг. 15. Поверхность подшипников, залитых толстым слоем (6 мм), при различных оборотах (1400, 950, 650 и 420 об/мин).

ВЫВОДЫ

1. Проведены опыты центробежной заливки БМН в стальные вкладыши, имеющие внутренний диаметр 90 мм при двух толщинах слоя заливки 6 мм и 2,5 мм для выяснения эффекта центробежной ликвации при разных скоростях вращения.

2. Путем послойного химического анализа, металлографического исследования и испытаний на твердость установлено, что для уменьшения эффекта центробежной ликвации необходимо применение возможно меньшей скорости вращения, возможно меньшей толщины заливаемого слоя и интенсивного внешнего охлаждения.

3. Для вкладышей указанного выше размера удовлетворительные, с точки зрения центробежной ликвации, результаты получены при толщине слоя заливаемого баббита в 2, 5—3 мм при режиме 650 об/мин и при толщине слоя 6 мм при 420 об/мин.

4. Сопоставлены данные различных источников, рекомендующие выбор режима центробежной заливки баббитом, причем установлено, что во многих литературных рекомендациях фактор центробежной ликвации игнорировался и, наоборот, из данных о режимах, применяемых некоторыми заводами (Кировский завод, завод Метро-Виккерс, завод в Манчестере), видно, что этими заводами фактор центробежной ликвации учитывался.

5. При введении на заводе технологического процесса заливки, или при изменениях существующего в части, затрагивающей режим вращения толщину заливаемого сплава, температуру сплава или интенсивность охлаждения, необходимо каждый раз проверять, получается ли на рабочем слое подшипника баббит желаемого состава и структуры, или же имеет место ухудшение свойств сплава в рабочем слое вследствие центробежной ликвации.

Список литературы

1. „Механизация социалистического сельского хозяйства“ № 8, 1935 г.
2. Зайцев А. К., Типовые баббиты.
3. „Металлург“ № 12, 1938 г.
4. „Малооловянистые и безоловянистые баббиты“, под ред. проф. Славинского, т. 1.
5. „Z. f. Metallkunde“ 1924, № 10, стр. 339.
6. „Металлооловянистые и безоловянистые баббиты“, под ред. проф. Славинского, т. II.
7. Фейт, Центробежное литье, 1938 г.

Инж. А. Д. Усанов

РЕСТАВРАЦИЯ СЕРДЕЧНИКОВ И РЕМОНТ ЗАПАЛЬНЫХ СВЕЧЕЙ НА БАЗЕ ПРИБОРОВ НАТИ

Статья соответствует приказу НКСМ № 131 и решению Экономического Совета при СНК СССР за № 650 об организации ремонтных точек запальных свечей в системе НКЗ, НКСовхоз, НККАТ и содержит материалы по проверке свечей в эксплуатации, устранению дефектов их без разборки, организации ремонта свечей и реставрации сердечников с применением нового высококачественного термостойкого цемента.

Дан подробный инструктаж по использованию приборов (ПЧС—НАТИ, СКП—НАТИ, ДК—НАТИ), разработанных НАТИ для ремонтных точек и принятых к производству Наркоматами Земледелия, Совхозов, автомобильного транспорта и АБТУ КА.

Материалы статьи послужат наставлением при организации и производстве ремонта на местах эксплуатации.

Жесткие требования, предъявляемые к качеству запальных свечей, объясняются тем, что неисправность их немедленно сказывается на работе двигателя, повышая расходы топлива и уменьшая срок службы двигателя, а следовательно и самого автомобиля или трактора.

Наиболее уязвимой частью запальной свечи является изолятор, который, помимо хороших диэлектрических качеств, должен обладать высокой термостойкостью и механической прочностью.

Срок службы изолятора свечи, в зависимости от качества ее сборки и ухода за ней, лежит в пределах от 10 до 1000 час. работы. Такой разбег в сроке службы свечи указывает не только на неоднородность качества ныне выпускаемых изоляторов, но и на неодинаковые условия сборки и ухода за ними.

На основании данных НАТИ и ЛКЗ по испытанию запальных свечей зарегистрирован срок службы свечей при эксплуатации на тракторах, в условиях правильного ухода, не менее 600 час. Это указывает, насколько важно правильное наблюдение и уход за свечой.

Правильный уход за свечой главным образом заключается: 1) в очистке свечи от нагара без разборки ее, 2) в проверке на искрообразование и герметичность, 3) в ограничении затяга ниппельной гайки.

Все три момента ухода решаются специально разработанными НАТИ для этой цели приборами: ПЧС-НАТИ, СКП-НАТИ и ДК-НАТИ.

Пользуясь этим оборудованием, эксплуатирующие организации могут значительно увеличить срок службы свечей и поставить правильный ремонт их.

Ремонт свечей имеет особую важность в связи с тем, что при выходе свечей из строя вследствие неисправности изолятора основные металлодетали остаются годными для дальнейшего применения и требуют лишь незначительного ремонта.

В приводимом ниже материале сведены основные указания по оборудованию, разработанному НАТИ и принятому к производству Наркоматами Совхозов, Земледелия и Автомобильного транспорта, а также

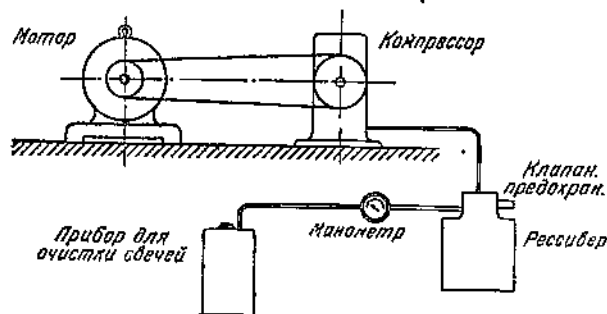
АБТУКА, и даны сведения по конструкции, уходу и эксплуатации приборов. Далее, указаны методы реставрации и ремонта запальных свечей и сердечников на базе этого оборудования.

1. КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПРИБОРОВ НАТИ

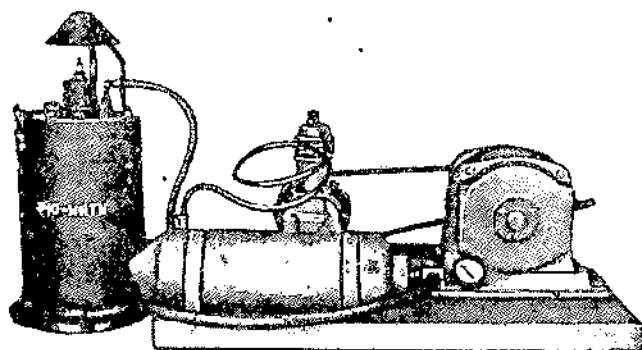
1. Прибор для чистки запальных свечей ПЧС-НАТИ

Этот прибор предназначен для удаления нагара, который образуется в процессе сгорания топлив и отлагается, главным образом, на нижней части изолятора и на стенках тепловой камеры корпуса свечи.

Запальные свечи отечественного производства в основном (исключая двигатели ЗИС-5, ГАЗ-А и АА) работают при пониженных тепловых ре-



Фиг. 1. Схема установки для очистки свечей от нагара ПЧС-НАТИ.



Фиг. 2. Общий вид установки ПЧС-НАТИ с компрессором и ресивером.

жимах, когда температура самоочищения от нагара ($580-850^{\circ}\text{C}$) достигается лишь в редких случаях, а поэтому на большинстве двигателей неизбежно излишнее нагароотложение, которое способствует падению напряжения на электродах, а в конечном итоге к отказу свечи от работы. Такая свеча подлежит замене, несмотря на пригодность основных деталей ее. Для устранения дефекта свеча обычно разбирается, очищается от нагара и после сборки вновь устанавливается на двигатель.

На первый взгляд кажется, что очистка свечи с помощью разборки — правильный выход из положения. В действительности же разборка и последующая сборка в условиях гаражей, МТС, МТМ и сельского хозяй-

ства в большинстве своем приводит к излому изолятора либо в процессе сборки, либо в первые же часы работы свечи на двигателе. В результате проведенных НАТИ и Ленкарзом эксплуатационных испытаний в совхозах и МТС установлено, что после подобного ремонта свечи могут работать лишь десятки часов, тогда как свечи заводской сборки, как уже указывалось выше, работают в пределах 600—1000 час.

Подобные явления объясняются:

- 1) отсутствием приборов динаметрирующих затяг ниппельной гайки,
- 2) необходимостью использования уже деформированных уплотняющих шайб,
- 3) низкой механической прочностью талькового изолятора.

Прибор ПЧС-НАТИ дает возможность устранить необходимость в разборке свечи при ее очистке от нагара, а следовательно удлинить срок службы ее.

На фиг. 1 представлена схема установки, а на фотографии (фиг. 2) общий вид ее.

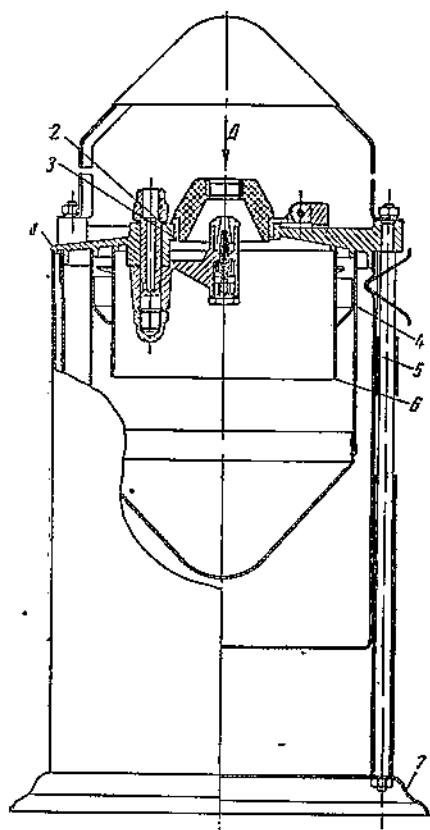
Весь агрегат состоит из электромотора типа И-11 $= 0,52\text{ kW}$, который приводит в движение компрессор.

Воздух из компрессора создает в приборе давление 6—8 ат.

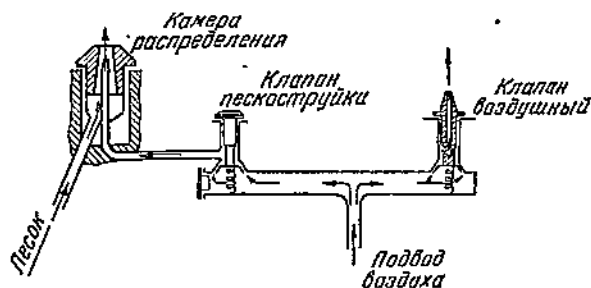
В воздушную линию, для уменьшения пульсации воздуха при работе компрессора, ставится ресивер, который снабжен предохранительным клапаном.

При отсутствии электроэнергии в МТС или мастерских с.-х., агрегат приводится в движение от общей трансмиссии.

В случае же, если в мастерских или гараже имеется компрессорная установка, либо обычный гаражный компрессор для накачки шин, необходимость в моторе, компрессоре и прочих связанных с ними деталях отпа-



Фиг. 3. Продольный разрез аппарата ПЧС-НАТИ.



Фиг. 4. Схема воздухораспределения камеры аппарата ПЧС-НАТИ.



Фиг. 5. Внешний вид аппарата ПЧС-НАТИ.

дает, и используется лишь пескоструйный аппарат; который в этом случае работает от общей воздушной магистрали.

На фиг. 3 представлен пескоструйный аппарат в разрезе, из которого видно внутреннее его устройство.

Крышка прибора 1 вместе с пробкой 2, распределительной камерой 3 и резервуаром 4, снабженным пылеуловительным чехлом 5 и отражателем 6, крепится при помощи стоек к основанию. Песок находится в резервуаре 4.

На фиг. 4 показана схема работы распределительной камеры прибора, где обозначено поступление воздуха и песка. При нажатии „клапана пескоструйки“ воздух проходит через „диффузор“, создает разрежение в камере, вследствие чего по трубке засасывается очистительный песок, который с большой скоростью выбрасывается наружу. Если над диффузором установлена свеча, то песок, омывая тепловую камеру свечи и изолятор, захватывает с собою нагар и как бы стекает по стенкам отражателя обратно в резервуар 4 (фиг. 3). Более мягкие измельчившиеся крупинки песка и нагара попадают в пылеуловительный чехол. Процесс чистки свечей осуществляется следующим образом: соответственно размеру

ввертной части запальной свечи (10, 14, 18, 22 мм) подбирается пробка 2 (фиг. 3), которая устанавливается вместе с накидным хомутиком на ребро крышки с обозначением диаметра нарезки свечи (фиг. 5). Нажимая „клапан пескоструйки“, открывают доступ воздуха в аппарат и одновременно несколько раз поворачивают свечу рукой.

Для очистки сильно загрязненной свечи вполне достаточно 15—20 сек. Застраившие в тепловой камере песчинки извлекаются при помощи обдува под струей „воздушного клапана“ (фиг. 4) в течение 2—3 сек.

Одного заряда резервуара достаточно для очистки 800—1000 свечей в зависимости от степени загрязнения их и сухости песка.

При работе с прибором следует помнить:

- 1) при перебоях в подаче песка прочистить заборную трубку тонкой проволокой,
- 2) пользоваться только сухим песком, так как уже при незначительной влажности сыпучесть песка сильно падает,
- 3) в случае сырого нагара необходимо просушивать свечу.

2. Прибор для проверки свечей на герметичность и искрообразование СКП—НАТИ

Уход за запальной свечой весьма несложен, однако недостаточно очистить свечу от нагара, необходимо еще проверить ее на искрообразование и герметичность, так как причина отказа свечи от работы может лежать не только в излишнем отложении токопроводящего нагара, но также и в механическом, электрическом, тепловом повреждении изолятора и в потере герметичности свечи в месте сопряжения корпуса с изолятором.

Для установления и устранения вышеперечисленных дефектов служит прибор СКП—НАТИ.

По своему устройству данный прибор представляет собой прибор МАИ, приспособленный для проверки автотракторных свечей с длиной ввертной части 20 мм и резьбой $\frac{7}{8}$ "—18"×1", улучшенный в части удобства ухода и особенно эксплуатации.

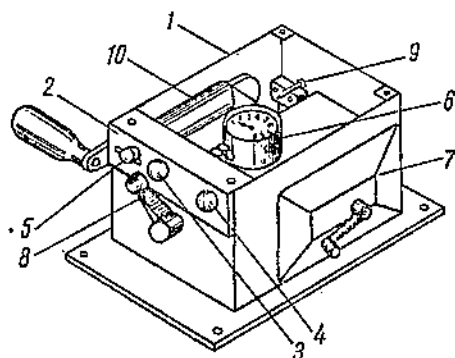
Общее устройство прибора СКП—НАТИ представлено на схеме фиг. 6,

где 1 — корпус прибора, 2 — камера сжатия с двумя нарезными гнездами для ввертывания испытуемых свечей, 3 — гнездо под свечу с нарезкой 1М 18×1,5 и 4 гнездо— $\frac{7}{8}$ "—18"×1", 5 — спускной клапан для выпуска сжатого воздуха из камеры, 6 — манометр для контроля давления в камере сжатия, 7 — магнето ПС, 8 — контактный рычаг высокого напряжения; 9 — контрольный разрядник с регулируемым искровым промежутком (при испытании искровой промежуток устанавливается 7—9 мм); 10 — ручной насос для подкачки воздуха.

При испытании свечей на искрообразование необходимо придерживаться следующих правил:

1. Свечи, предназначенные для испытания, должны быть предварительно осмотрены и при отсутствии дефектов в изоляторе очищены от нагара на приборе ПЧС—НАТИ. После очистки устанавливается по щупу искровой зазор, равный 0,6—0,7 мм. Медноасбестовые кольца со свечи снимаются и нарезная часть слегка смазывается маслом.

2. Свечи (обязательно две) ввертываются в нарезные гнезда 3 и 4 с небольшим усилием при помощи торцевого ключа (без рычага). Чрезмерная затяжка свечи приводит к быстрому износу уплотнительных шайб, установленных в гнездах.



Фиг. 6. Устройство прибора для проверки свечей на герметичность и искрообразование СКП—НАТИ.

3. Присоединяется контактный рычаг к стержню свечи (как показано на фиг. 7).

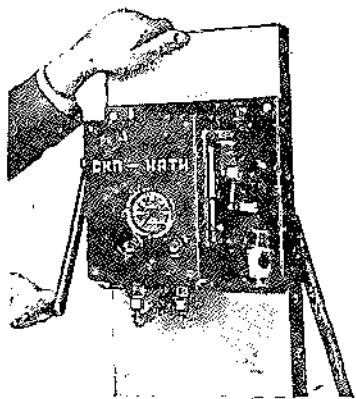
4. Насосом в камере создается давление 6 ат, после чего провертыванием рукоятки магнето и наблюдением за искрообразованием устанавливается пригодность свечи к дальнейшей эксплуатации.

5. При исправной свече искрообразование не должно прерываться за все время вращения магнето (0,5 минуты). Искра при этом перебегаёт с одного электрода на другой.

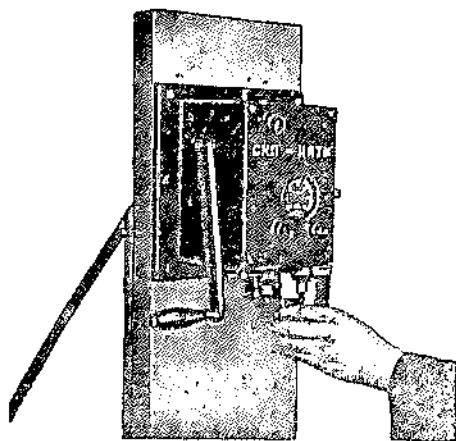
6. Отсутствие искры или перебои в искрообразовании указывают на неисправность изолятора. В этом случае единственным способом устранения дефекта является смена сердечника.

Испытание свечей на герметичность производится на том же приборе под давлением в 10 ат. При данном давлении допускается лишь незначительная (в виде пены) негерметичность свечи.

Пропуск воздуха устанавливается путем погружения наружной части свечи в стакан с керосином или светлым маслом (фиг. 8).



Фиг. 7. Проверка свечи на искрообразование на приборе СКП-НАТИ.



Фиг. 8. Проверка свечи на герметичность на приборе СКП-НАТИ.

При просачивании воздуха между корпусом и ниппелем последний следует подтянуть, пользуясь ключом ДК—НАТИ, об устройстве и работе которого указано ниже.

Указания для исправления дефектов прибора.

1. В случае, если насос прибора при его работе не поднимает давления в камере сжатия, или же при герметичных свечах давление в ней падает, необходимо вывернуть винт приемного клапана и просмотреть состояние резинки; при загрязнении ее следует очистить; в случае износа заменить новой, которая перед постановкой должна быть смазана машинным маслом.

2. Если насос прибора до требуемой величины не поднимает давление в камере, необходимо осмотреть состояние кожаной манжеты насоса. Если окажется, что она сильно высохла, необходимо смазать ее обычным и машинным маслом, а если она сильно износилась, следует заменить ее новой, которая перед постановкой также смазывается.

В случае если насос работает хорошо, а герметичность камеры сжатия не обеспечивает удержания требуемого давления, то в первую очередь следует найти место, где нарушена эта герметичность, для чего следует повысить давление в камере до 10—12 ат и внимательно выслушать, где проходит воздух.

Если окажется, что герметичность нарушена в соединении свечи с камерой сжатия, то необходимо тщательно проверить состояние резиновых шайб и в случае износа заменить их новыми. Если герметичность нару-

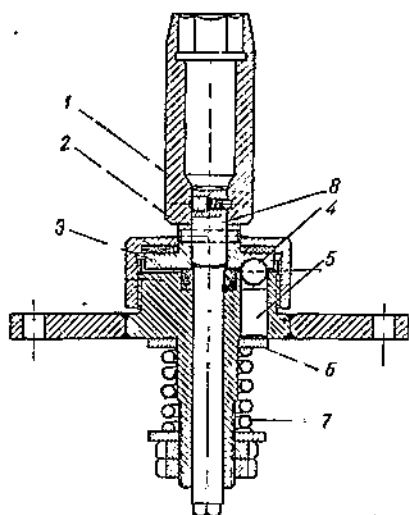
шена в соединении манометра со штуцером или штуцера с камерой, то нужно гаечным ключом вывернуть штуцер и манометр и заменить фибровые прокладки, после чего вновь хорошо завернуть так, чтобы штуцер и манометр встали на свое место.

Ключ ДК—НАТИ

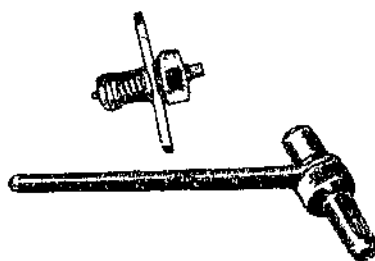
Динамометрический ключ ДК—НАТИ предназначен для затяга nipple'ной гайки свечи с строго определенным усилием, обеспечивающим герметичность свечи при допустимых напряжениях в изоляторе. Ключ применяется при дотягивании nipple'ной гайки в случае негерметичности свечи, уже бывшей в эксплуатации, при смене сердечников и на ремонтных точках свечей.

На фиг. 9 представлен разрез верстачного ключа ДК—НАТИ, а на фиг. 10 — фотографии двух типов ключа: верстачного и переносного.

Оба ключа имеют одностипную конструкцию, отличающуюся лишь тем, что ремонтируемая в верстачном ключе свеча вставляется в головку, затяг же nipple'я производится обычным торцевым ключом. В переносной конструкции свеча зажимается в тиски и головка ключа накидывается на nipple'.



Фиг. 9. Продольный разрез динамометрического ключа для затяга nipple'ной гайки ДК—НАТИ.



Фиг. 10. Общий вид верстачного ключа ДК—НАТИ (слева) и переносного (справа).

Ключ имеет головку 1 (фиг. 9), которая для верстачного типа сменная (в зависимости от размеров шестигранника и конструкции корпуса свечи), а для переносного постоянная под размер nipple'ной гайки. Головка посажена на квадрат оси 8.

При помощи штифта 2 головка через ось 8 связана с верхним диском 3, имеющим три радиальные канавки, по которым обкатываются шарики 4. С другой стороны шарики связаны с пальцами 5, на которые через упорную шайбу 6 передается натяжение пружины 7. В зависимости от затяжки пружины меняется давление шариков на верхний диск, а следовательно изменяется сила сцепления между верхним диском и основанием.

Для того чтобы привести ключ в рабочее состояние, его предварительно тарируют (устанавливают затяжку пружины 7). Ключ укрепляют тремя болтами на верстаке в горизонтальном положении, затем на квадрат головки накидывают рычаг длиной (от оси головки до места приложения груза) 0,5 м и на конец рычага подвешивают груз в 8 кг. Затем подтягивают гайку пружины до тех пор, пока рычаг с грузом будет удерживаться в горизонтальном положении (фиг. 11).

Натяжение пружины затем несколько ослабляется с таким расчетом, чтобы легкого прикосновения к рычагу было достаточно для поворота рычага с грузом в сторону действия последнего. Натяг пружины закрепляют контргайкой. Ключ при этом отрегулирован на динамометрирую-

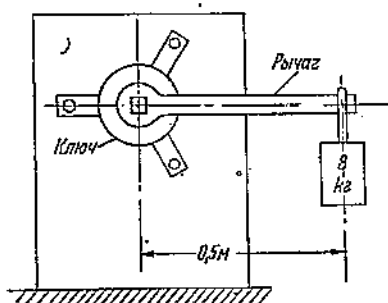
ший затяг в 4 кгм. Величина 4 кгм является оптимальной для ныне выпускаемых изоляторов, качества обработки корпусов и уплотняющих шайб.

При деформации пружины и уменьшении усилия затяга следует вторично протарировать ключ по вышеописанному способу.

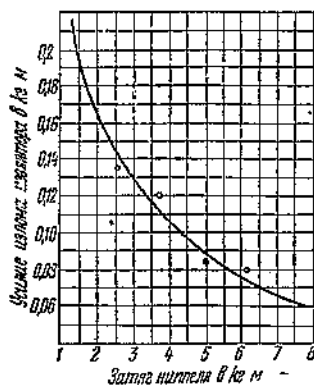
Насколько важен правильный затяг для работы свечи, показывает диаграмма фиг. 12, на которой представлена зависимость прочности изолятора от затяга.

По оси абсцисс отложен момент затяга ниппельной гайки в кгм, а по оси ординат — усилие для излома изолятора. Если при моменте затяга в 2 кгм прочность изолятора равна 0,17 кгм, то при затяге в 7,5 кгм, прочность равна 0,06 кгм, т. е. в три раза меньше. Обычно же в практике эксплуатации не учитывают низкой механической прочности изолятора и хрупкость его и дают затяг „до потери сознания“.

Из вышеописанного следует, что предложенный НАТИ минимум приборов и приспособлений является необходимым как для эксплуатирующих, так и для ремонтных автотракторных организаций.



Фиг. 11. Установка ключа ДК-НАТИ для тарирования на 4 кг м.



Фиг. 12. Кривая зависимости прочности изолятора от величины затяга ниппельной гайки.

Приборы дешевы по стоимости, просты по конструкции в изготовлении и уходе и приспособлены к условиям работы в МТС, МТМ, совхозах и гаражах.

II. РАЗБРАКОВКА СВЕЧЕЙ. РАЗБОРКА, ОЧИСТКА И РЕМОНТ ДЕТАЛЕЙ

Свечи, в которых выявлены такие дефекты, как: трещины в изоляторе, облом, обгорание, расшатывание, выпадение боковых и центрального электродов, направляются для разборки.

Общий порядок разборки свечи:

- снять контактную гайку,
- снять уплотнительное кольцо,
- отвернуть ниппель,
- вынуть изолятор вместе с верхней латунной шайбой,
- вынуть медную шайбу из корпуса.

Если дефекты касаются изолятора или центрального электрода, необходимо разбить изолятор и вынуть стержень с центральным электродом.

Свечи, на которых дефекты по наружному осмотру не обнаружены, направляются на чистку нагара на приборе ПЧС—НАТИ, установку зазора и проверку на герметичность и искрообразование на приборе СПК—НАТИ. Негерметичные свечи дотягиваются на ключе ДК—НАТИ (см. фиг. 13).

Отсутствие искрообразования свечи указывает на неисправность изолятора, и свеча направляется на разборку. Свеча же, выдержавшая испытание, считается годной.

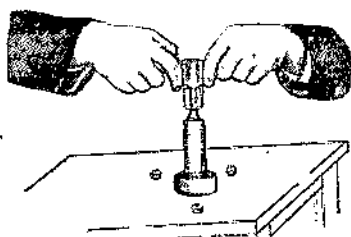
Свечи, поступающие в ремонт, должны иметь при себе основные детали: корпус, nippleную гайку, сердечник, контактную гайку, медную и латунную шайбы.

Раскалывание изолятора производится ударом молотка по пояску изолятора, помещенного на железную плиту. Изолятор при этом нужно держать за конусную часть — юбочку.

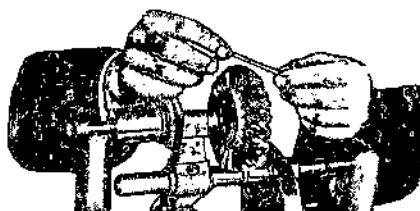
Во избежание ранения глаз и рук разбивание изоляторов следует производить в защитных очках и рукавицах.

После разборки корпус и nipple должны быть очищены от нагара и ржавчины в подогреваемой снаружи чугунной или стальной ванне (баке), наполненной раствором состава: 1 кг каустической соды, 0,5 кг кальцинированной соды и 0,4 кг жидкого мыла, растворенных в 20 л воды. В ванне детали кипятятся в течение двух часов, после чего промываются чистой водой, просушиваются и смазываются маслом для предохранения от коррозии.

Боковые электроды зачищают и подгибают плоскогубцами по величине искрового зазора. Обломанные и подгоревшие электроды обрезают кусачками заподлицо с корпусом и торцы их зачищают напильником. Для установки новых боковых электродов просверливают новые отвер-



Фиг. 13. Сборка свечи с помощью динамометрического ключа ДК-НАТИ.



Фиг. 14. Очистка стержня центрального электрода от цемента с помощью металлической щетки.

ствия в корпусе на глубину 4 мм, запрессовывают заготовленные для этого электроды из никелемарганцевой проволоки диаметром 1,5 мм, длиной 13 мм, закернивают и подгибают их по величине искрового зазора.

Латунные и медные шайбы для придания им мягкости нагреваются в печи до температуры 400—500°С и охлаждаются в воде. Для очистки от окиси шайбы помещают в стеклянный сосуд с технической азотной кислотой на 1—2 мин., после чего их вынимают ложкой, промывают в воде и выбраковывают дефектные. Работа с азотной кислотой должна производиться на открытом воздухе или под вытяжным шкафом, а кислота хранится в сосуде с крышкой.

Стержни с центральными электродами, вынутые из изоляторов, очищаются металлической щеткой (фиг. 14): Согнутые электроды выправляются молоточком на торцевой части деревянного бруска из твердой породы и зачищаются наждачной бумагой. Очищенные и выправленные стержни сортируются.

Стержни с центральными электродами длиной 25 мм отбираются для изоляторов с длиной юбочки 15 мм (М12-15, М15-15), а стержни с электродами 30 мм — для изоляторов с длиной юбочки 20 мм (свечи М20—20, Д20—20). Отсортированные электроды поступают на сборку сердечников.

Надломанные и подгоревшие электроды меньше 25 мм вынимают из стержней и в них запрессовывают новые электроды, заготовленные из никелемарганцевой проволоки диаметром 2 мм, длиной 29,5 мм — для свечей М-12-15, М15-15 и длиной 34,5 мм — для свечей М-20—20, Д20—20.

Для приготовления цементной массы, соединяющей стержень с изолятором свечи, термоцемент (сыпучий материал), изготавливаемый заводом кислотоупорных цемента и изделий (ст. Фокино, Московско-Киевской

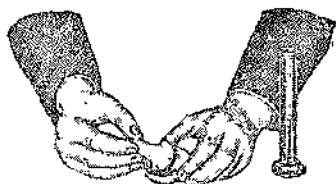
ж. д.), растворяется жидким стеклом (модуль 2,97—3,0), вырабатываемый заводом им. Бабаева (ст. Поповка, Октябрьской ж. д.).

Поступающий цемент должен храниться в сухом и теплом месте и обрабатывается следующим порядком:

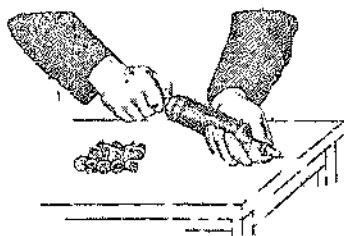
1. До начала работы цемент (в количестве 0,5 кг на 200 сердечников) на оцинкованном противне замачивают из пульверизатора теплой водой ($t = 23-24^{\circ}\text{C}$) при норме 25 см³ воды на 0,5 кг цемента. Затем его тщательно перемешивают, растирают и выдерживают в сухом помещении при температуре 15—20°С в течение суток, после чего цемент просеивают через стандартное сито 900 отверстий на 1 см². Оставшиеся в сите комки растираются руками, а крепкие комки выбрасывают. Цементом, обработанным таким способом, можно пользоваться не более 3—4 дней, а потом необходимо готовить его снова.

Жидкое стекло разводят горячей водой до плотности 1,34—1,35 по ареометру. Плотность стекла замеряется при комнатной температуре, причем ареометр не должен касаться стенок сосуда.

На технических весах взвешивают 50 г обработанного цемента, отмеряют в мензурке 16—17 см³ жидкого стекла и растирают эту массу в течение 1—2 мин. в фарфоровой ступке (фиг. 15).



Фиг. 15. Затворение термоцемента.



Фиг. 16. Набивка термоцемента в изолятор с помощью цементосприца.

Хорошо приготовленная цементная масса должна быть однородной, мягкой, не иметь крупинки и должна отставать от фарфорового пестика в виде тянущейся ленты.

В процессе работы необходимо периодически проверять плотность жидкого стекла и при каждом новом замесе перемешивать его (взбалтывать).

Работа с цементной массой (обмазка стержней) должна производиться быстро и непрерывно, учитывая, что момент схватывания (твердения) наступает через 30 мин. До начала обмазки стержни подвергаются обезжириванию путем промывки их в чистом бензине и последующей просушки.

После подготовки цемента и стержней производится сборка сердечников.

1. Цементной массой посредством ручного нагнетателя (по типу тавотницы) (фиг. 16) заполняется новый изолятор, затем обезжиренный стержень ввертывают в изолятор до полного соприкосновения торца изолятора с шайбой. При отсутствии ручного нагнетателя цементную массу наносят на стержень, а затем ввертывают в изолятор до полного прилегания шайбы к торцу изолятора, после чего следует снова отвернуть стержень, вторично произвести обмазку и окончательно довернуть его плоскогубцами (с мягкими губками) в изолятор.

Повторная обмазка необходима для лучшего заполнения изолятора цементом и более полной герметичности сердечника. Не рекомендуется накапливать недовернутые стержни больше 10—15 шт.

Цемент, выступивший из под шайбы и оставшийся на центральном электроде, удаляют влажной тряпкой.

2. Зацементированные стержни с изоляторами подвергаются естественной сушке при температуре 15—20°С в течение 2—3 суток, после чего поступают на сборку свечей.

Металлодетали свечей, поступающие на сборку, не должны иметь за-
боин и сорванной резьбы.

При сборке нужно в корпус вложить медную шайбу, вставить сердечник, надеть латунную шайбу, ввернуть ниппель от руки и окончательно затянуть ключом ДК-НАТИ.

Проверка свечей на герметичность и искрообразование производится прибором СКП-НАТИ или ему подобным (фиг. 8). Проверка герметичности в крайнем случае может также производиться с помощью воздушного насоса для накачивания баллонов, при этом свечи своей верхней частью погружаются в керосин или светлое масло. При проверке герметичности холодной свечи при давлении в 6 ат допустима незначительная утечка, выходящая из под контактной шайбы.

В случае большей негерметичности, свечу следует разобрать и сменить шайбы (медную и латунную), а затем снова собрать и проверить. Негерметичная свеча по сердечнику исправлению не поддается, поэтому необходимо расколоть изолятор и вынуть стержень для использования его в дальнейшем.

В целях избежания негерметичности свечи по изолятору следует особенно тщательно производить обмазку стержня цементом при сборке сердечников.

Собранная и проверенная на герметичность свеча поступает для регулировки искрового зазора, который устанавливается по шупу 0,6—0,7 мм и регулируется специальным ключом за счет подгибания только боковых электродов. После этого свеча проверяется на искрообразование (фиг. 7).

На испытанную свечу нужно навернуть контактную гайку, надеть медно-асбестовое кольцо и смазать свечу вазелином, после чего завернуть ее в парафиновую бумагу.

Следует помнить, что основными причинами преждевременного выхода свечей из строя являются неправильное обращение и уход за ними, неправильная установка шайб при монтаже сердечников в корпусе, замена автомобильных свечей тракторными, применение при монтаже несоответствующих ключей и инструмента, неправильная очистка свечей от нагара и регулировка искрового зазора подгибанием центрального электрода вместо боковых, перетягивание ниппельной гайки, завертывание свечи в двигатель за ниппель и т. д.

В период эксплуатации тракторов, автомобилей и комбайнов исключительное значение имеет правильное использование свечей и соблюдение правил технического ухода за ними.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
<i>Б. Г. Либрович.</i> Параметры вихревой камеры типа Рикардо	3
<i>Б. Я. Гинцбург.</i> К вопросу о расчете и изготовлении поршневых колец с неравно- мерным давлением на стенку	13
<i>А. С. Лозарь.</i> Конструкции и особенности водяных помп автотракторных двигателей .	35
<i>Б. А. Глух.</i> Влияние способа установки поперечной рессоры на упругую характери- стику подвески	61
<i>И. И. Трепешников.</i> Торсионное поддрессирование автомобиля	71
<i>Д. А. Чудаков.</i> Расчет муфт сцепления с рычажным механизмом нажима	87
<i>Н. Ф. Вержбицкий.</i> Гусеницы современных тракторов	99
<i>Д. А. Чудаков.</i> Применение в тракторных коробках передач сдвоенного зацепления .	139
<i>И. С. Мезин.</i> Расчет смесителя автотракторного типа	153
<i>К. И. Генкин.</i> II часть. Газовые смесители	165
<i>Н. В. Грум-Гржимайло.</i> Хромокремнеалюминиевые стали для жароупорного литья . .	187
<i>Н. С. Зинович.</i> Влияние режима центробежной заливки вкладышей баббитом БМН на ликвацию компонентов сплава	199
<i>А. Д. Усанов.</i> Ремонт запальных свечей и сердечников	213

Ред. Г. И. Муханов. Подп. к печати 19/XII 1940 г.
Тираж 1000. Печ. листов 14. Бум. лист. 7. Форм.
бум. $70 \times 108\frac{1}{16}$, Л-79503. Учетн. изд. л. 20,23.
Заг. № 6183. Цена 12 р. 25 к. Переплет 2 р. 50 к.
1-я типография Машгиза НКТП. Ленинград,
ул. Монсеенко, д. 10.

