



СИБИРСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени Ф. Э. Дзержинского

Проф. Н. И. Карташов

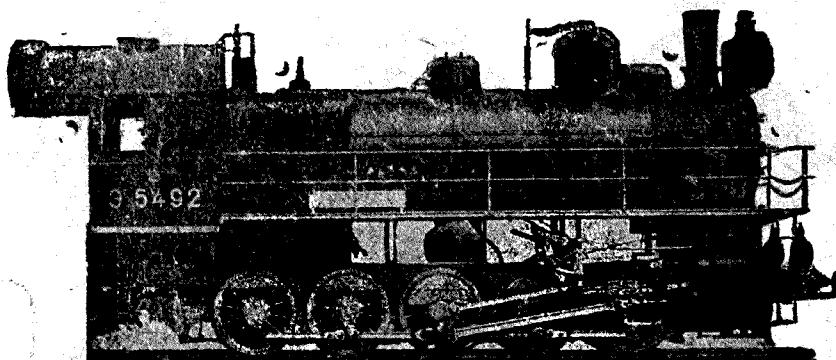
+ 2

# ПАРОВОЗОСТРОЕНИЕ

III.

Тепловой баланс паровозного котла

(Пример: Паровоз серии Э. О. 5.0.)



Издание Студкооператива С. Т. И.

ТОМСК

1928

СИБИРСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени Ф. Э. Дзержинского

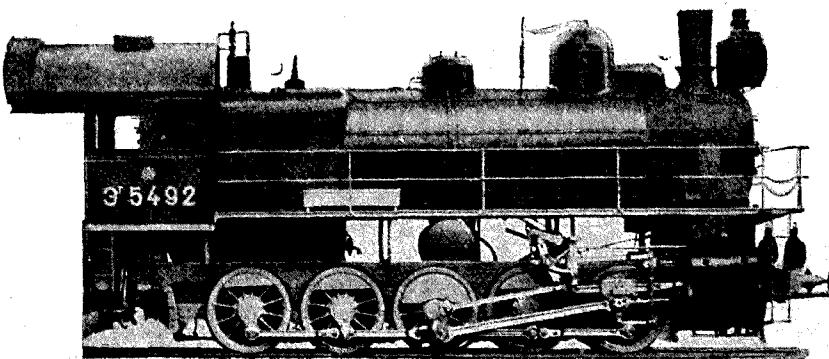
Проф. Н. И. Карташов

# ПАРОВОЗОСТРОЕНИЕ

## III.

Тепловой баланс паровозного котла

(Пример: Паровоз серии Э. О. 5.0.)



Издание Студкооператива С.Т.И.

ТОМСК

1928

При проектировании паровозов глазные размеры котла определяются на основании известных эмпирических данных, приводимых в соответствующих курсах, но при этом получается только приблизительные данные ("Первое приближение"), так как практика обыкновенно дает довольно широкие цифровые пределы. Чтобы не впасть в крупную ошибку, можно оказаться резкое страдательное влияние на эксплуатационные результаты, необходимо выбранные размеры проверить путем производства теплотехнического исследования (подведения теплового баланса) и если при этом получатся результаты, не соответствующие предположенным (например, недостаточный перегрев пара), то придется размеры котла изменить надлежащим образом и произвести указанное исследование заново. ("Второе приближение") и т.д.

Метод теплотехнического исследования паровозного котла, дающий полную картину происходящих явлений и весьма точный по своим результатам, разработан трудами целого ряда ученых (Гриневецкого, Чельтена, Раевского, Сыромятникова и др.) и изложен во II части курса паровозов проф. Чарташова ("Теория и конструкция паровозного котла", глава VIII), в соч. Прор. Сыромятникова "Тепловой процесс паровоза" и др.

В настоящем выпуске приводится пример теплотехнического исследования, причем взят существующий паровоз серии Э 0.5.0\* и чтобы оперировать с данными, фактически существующими, таковые взяты из результатов одной из опытных поездок, произведенных под руководством проф. Ломоносова.

Заметим, что способы, производимые у нас проф. Ломоносовым над паровозами, отличаются исключительной точностью, не уступающей опытам лабораторным и их данные могут служить для проверки выводов, получаемых путем расчета. Поэтому можно было брать, в качестве примера, любую поездку безразлично. Взята № 1821\*\*).

Приводим следующие необходимые данные:

\* ) Колод одинаков, понятно, и для просматриваемого паровоза, но только вместо аучасяющих размеров приходится брать размеры котла, проверяющие или предполагаемые.

\*\*) Ломоносов, "Паровозы Э, Э\* и Э". 1924. (Берлин) стр. 138. (Приложение).

I. РАЗМЕРЫ КОТЛА ПАРОВОЗА СЕРИИ Э 0.5.0.

Взяты по зельбому Луганского завода.

Поверхность нагрева  $m^2$ , омываемая

		Газами.	Водой.
Топки	( $H_T$ )	17,65	18,10
Дымогарных труб	( $H_D$ )	123,90	137,80
Жаровых труб	( $H_X$ )	49,40	52,60
Пароперегревателя	( $H_Q$ )	53,80	-

Число дымогарных труб .....  $n_D = 184$ .

" жаровых " .....  $n_X = 27$ .

Диаметр дымогарных труб ..... = 46/51 ми.

" жаровых " ..... = 125/133 "

" труб перегревателя ..... = 29/36 "

Манометрическое давление во время поездки - 12,7.

Площадь колосникововой решетки  $C = 4,46 m^2$ .

II. ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ ПОЕЗДКИ № 1821.

Время пребывания поездки ..... 23.IX.1915.

Место → участок Семьяновка-Бежановка Сев.Дон.ж.д.

Погода → небольшой туман. Температура наружного воздуха =  $t_0 = 16,5^{\circ}C$ .

Вес вагонов в тонах = 675.

Вес паровоза и тендера с запасами воды и топлива = 125 т.

Средние данные:

Средняя скорость  $V = 14,9$  км/час.

" температура пара в золотниковой коробке  $t' = 278^{\circ}C$  (колебалась в пределах  $248 - 290^{\circ}$ ).

" индикаторная сила тяги  $F_i = 12540$  кг. (пределы - 11920 - 12860 кг).

Распределение в дымовой коробке в ми. водяного столба (среднее) - 85 ми.

Средний состав газов, определенный ко объемному анализу прибором Орса:

$CO_2 = 12,1\%$ ;  $CO = 0,1\%$  и  $O = 6,0\%$ .

Коэффициент избытка воздуха, вычисленный по формуле:

$$1 + \alpha = \frac{1}{0 - \frac{1}{2} \cdot \frac{CO}{N}}$$

$$1 - 3,77 - \frac{2}{N}$$

где  $N = 100 - (CO_2 + CO + O)$ , равен 1,38.

Температура в дымовой коробке у дымогарных труб  $T_s = 295$  (колебалась в пределах  $287^\circ - 301^\circ$ ).

Интенсивность парообразования 1 м<sup>2</sup> испаряющей (водной) поверхности нагрева в килограммах в час,  $z_k = 30,8$ .

Причение. При расчетах делаются ссылки на формулы, помещенные в "Курсе паровозов" Проф. Карталова, ч. II, (Теория и конструкция паровозного котла).

Выход формул не производится и считается известным из упомянутого курса.

### III. ТОПЛИВО И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ.

Уголь Екатерининско-Донецкого Т-за:

$C = 75,4\%$ ;  $H = 3,1\%$ ;  $S = 2,0\%$ ;  $O + N = 4,4\%$ , т.е.  $O = 4,4\% - 1,0\% = 3,4\%$ ;  $A(\text{золк}) = 11,3\%$  и  $W(\text{влаги}) = 3,8\%$ .

По формуле Германских инженеров водная теплотворная способность угля =

$$X_n = 81.C + 290 \cdot \left( H - \frac{O}{8} \right) + 25.S - 6.N = 81 \cdot 75,4 +$$

$$+ 290 \cdot \left( 3,1 - \frac{3,4}{8} \right) + 25 \cdot 2 - 6 \cdot 3,8 = 6912 \text{ cal.}$$

Теоретическое необходимое количество воздуха:

$$L_o = 0,0431 \cdot [ \frac{8}{3} C + 8, H + S - O ] = 0,0431 [ \frac{8}{3} \cdot 75,4 +$$

$$+ 8 \cdot 3,1 + 2 - 3,4 ] = 9,67 \text{ килограмма}$$

или

$$V_o = \frac{L_o}{1,293} = 7,48 \text{ куб. метра.}$$

По Жендеяеву:

$$L_o = \frac{K_n}{714} = \frac{6912}{714} = 9,68 \text{ kg.}$$

(почти полное совпадение) и

$$V_o = \frac{K_n}{900} = \frac{6912}{900} = 7,68 \text{ м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  находим по средним данным анализа газов поездки:

$$\text{CO}_2 = 12,1\%; \quad \text{CO} = 0,1\% \text{ и } O = 6,0.$$

$$\text{Отсюда: } N = 100 - (\text{CO}_2 + \text{CO} + O) = 81,8\%$$

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \cdot \frac{0,05,00}{N}} = \frac{21}{21 - 79 \cdot \frac{6,0 - 0,5,0,1}{81,8}} = 1,38.$$

Количество продуктов сгорания от 1 kg топлива:

$$G_B = \alpha \cdot L_o + (1 - A) = 1,38 \cdot 9,67 + (1 - 0,113) = 14,23 \text{ kg}.$$

Состав газов (по формулам 21):

$$G_{\text{CO}_2} - \text{углекислоты } (1 + \frac{8}{3}) \cdot C = (1 + \frac{8}{3}) \cdot 0,754 = 2,75 \text{ kg}^*)$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} - \text{паров воды } 9H + W = 9 \times 0,031 + 0,038 = 0,32 \text{ kg}$$

$$G_{\text{SO}_2} - \text{сернистой кислоты} - 2 \cdot S = 2 \times 0,02 = 0,04 \text{ kg}$$

$$G_o - \text{кислорода} \quad 0,23(\alpha - 1) \cdot L_o = \\ = 0,23(1,38 - 1) \cdot 9,67 = 0,84 \text{ kg}$$

$$G_N - \text{азота} \quad 0,77 \cdot \alpha \cdot L_o + N = \\ = 0,77 \times 1,38 \times 9,67 + 0,01 = 10,28 \text{ kg}$$

$$\text{Всего } G_B = 14,23 \text{ kg}.$$

Средняя теплоемкость этих продуктов сгорания (от 1 kg топлива) по формулам (25):

$$C_p^o = G_{\text{CO}_2} \times C_p' + G_{\text{H}_2\text{O}} \times C_p'' + (G_{\text{SO}_2} + G_o + G_N) \cdot C_p''' = \\ = (2,75 \times 0,2075 + 0,32 \times 0,451 + 11,16 \times 0,235) + \\ + (2,75 \times 0,0000472 + 0,32 \times 0,0000492 + 11,16 \times 0,000019) \cdot t = 3,33 + 0,000358 \cdot t.$$

<sup>\*)</sup> Пренебрегая 0,1 % CO. Более точно - надо разделить с ожиданием  $\text{CO}_2 : \text{CO}$ .

IV. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРАКТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ.

Находится из выражения (предполагая отсутствие потерь):

$$T_o = \frac{X_n}{C_p^o}$$

или:

$$6912 = C_p^o \cdot T_o = 3,33 \cdot T_o + 0,000358 \cdot T_o^2.$$

Откуда:

$$T_o = 1750^\circ$$

Учитывая потери, находят практическую температуру горения:

$$T_1 = \frac{1000}{0,35(\alpha + 0,0003 \cdot y) + 0,12}$$

Веря  $\alpha = 1,25$ , находим при различной форсировке отопления  $y$  (т.е. количестве kg топлива, сжигаемого на 1 м<sup>2</sup> площади колосниковой решетки в час):

для $y$	150	200	250	300
$T_1$	1739	1729	1718	1698

Таким образом при том же избытке воздуха  $\alpha$  температура падает незначительно: при увеличении  $y$  вдвое с 150 до 300 – только на 41°.

Но если взять  $\alpha$  большее, например, = 1,5, то имеем:

при $y$	150	200	250	300
$T_1$	1509	1500	1490	1478

т.е. разница доходит, например, для  $y = 150$ , до 230°. Таким образом влияние  $\alpha$  на температуру в несколько раз больше, чем  $y$ , почему и надо заботиться, чтобы не было прогаров и др.

Для разбираемой поездки средняя интенсивность парообразования  $z = 30,8 \text{ kg/m}^2$  и по паспортным кривым  $z = f(y)$  паровоза Э для этого угля находим  $y$  (интенсивность сгорания или форсировки отопления) = 200 kg/м<sup>2</sup>чс.

Поэтому находим:

$$T_1 = \frac{1000}{0,35 \cdot (1,38 + 0,0003 \cdot 200) + 0,12} = 1602^\circ.$$

При  $y = 200 \text{ kg}$  механические и химические потери, в общей сложности, = 10% \*) сжигаемого топлива, т.е. фактически сго-

\*) В зависимости от интенсивности отопления у эла цифра колеблется в довольно широких пределах: механические потери от 4 до 14%, химические от 2 до 5%.

рело 0,9 заброшенного топлива  $B_h'$ .

Имеем:

заброшено:  $4,46 \times 200 = B_h' = 892$  кил. в час.

фактически сгорело:  $B_h' = 0,9 B_h = 803$  кг.

Так как в указанном коэффициенте 0,9 уже включены химические потери, то при расчете можно считать, что сгорело только 803 кг., но совершенным образом, развивая температуру  $1750^\circ$ . Этого метода держался проф. А. С. Раевский, проектируя паровоз серии И на Путяловском заводе.

#### V. КОЛИЧЕСТВО РАСПРОДАЮЩЕГО ТЕПЛА И УР-ИЯ ТЕПЛА.

1. По методу Раевского (ур-ия 33 и 34).

Количество газов при сгорании 1 кг. топлива  $= G_B = 14,23$  кг. и их теплоемкость  $= C_p^o = 3,33 + 0,000358 \cdot t = a + bt$ , следовательно, теплоемкость всего газового потока равна:

$$Q = MT + NT^2,$$

где  $M = 3,33 \cdot B_h'$  и  $N = 0,000358 \cdot B_h'$

Так как  $B_h' = 803$  кг, то уравнение тепла будет:

$$\begin{aligned} Q &= 3,33 \times 803 \cdot T + 0,000358 \times 803 \cdot T^2 = \\ &= 2674 \cdot T + 0,287 \cdot T^2 \dots \dots \dots (1). \end{aligned}$$

Вообще же  $B_h' = \eta_1 \cdot 4,46 \cdot y$ , где  $\eta_1$  – коэффициент полезного действия сгорания, меняющийся с  $y$ .

Таким образом величины  $M$  и  $N$ , а следовательно и уравнение тепла, меняется для каждого частного случая. При проектировании иногда задается вообще  $\eta_1 = 0,85$  (т.е. 15% потери для занаса) и тогда получили бы:

$$B_h' = 0,85 \cdot 4,46 \cdot y.$$

Теперь имеем:

$y =$	150	200	250	300
$B_h' =$	570	760	950	1140
$M =$	1898	2530	3164	3796
$N =$	0,204	0,272	0,340	0,408

Располагаемое тепло  $Q_0$  равно:

$$Q_0 = B_h' K_B = 803 \times 6912 = 5550336 \text{ кал.}$$

При этом, как сказано, предполагается, что температура сгорания = теоретической, а потому находим иначе из уравнения (1) тепла:

$$Q_0 = 2674 \times 1750 + 0,287 \times 1750^2 = \\ = 5558436 \text{ кал.}$$

Разница только 8 100 кал. (0,14%).

Теплоемкость газов находим по уравнению:  $C_p^0 = 3,33 + 0,000358 \cdot t$  и для  $t = 1750^\circ$  имеем теплоемкость 1 кг. газов  $\frac{C_p^0}{14,23} = \frac{3,33 + 0,000358 \times 1750}{14,23} = 0,299 = C_p$ .

По формуле проф. Ломшаксва:

$$C_p = 0,24 + 0,00003 \cdot t = 0,24 + 0,00003 \cdot 1750 = 0,292.$$

Разница только в 3-м знаке.

Количеством тепла, заносимым наружным воздухом, пренебрегаем, т.е., считаем его температуру =  $0^\circ$ . Но оно вообще ничтожно и ни можно всегда пренебречь, например, при его температуре =  $15^\circ$  - находим количество заносимого тепла:

$$Q_{возд} = 2674 \cdot 15 + 0,287 \cdot 15^2 = 40175 \text{ калорий},$$

что составляет 0,72% от  $Q_0$ .

По этому методу, т.е. при проектировании, принимается за- даваться наперед:

- а) избытком воздуха  $\alpha (= 1,4 \div 1,5)$ ;
- б) напряжением отопления  $u$ , исходя, например, из тех соображений, что при данной площади колосниковой решетки  $G$  ( $m^2$ ), величина забрасываемого топлива  $G \cdot u$  в кг/час не должна быть больше 1800 - 2000 кг (предел работы одного кочегара) я
- в) количеством потерь при горении, например 10-15%.

II. Когда обследуется существующий паровоз, то имеем:

1) сплошные данные об анализе газов, например, приведенные выше данные:  $CO_2 = 12,1\%$ ;  $CO = 0,1\%$ ;  $O = 6,0\%$  и  $N=81,8\%$  и количество  $B_h'$  топлива, загружаемое в топку, например, у нас =  $4,46 \times 200 = 892$  кг.

Однако дает коэффициент сжигания топлива, например 0,9 и тогда  $B_h' = 0,9 B_h = 803$  кг.

Тогда коэффициенты  $M$  и  $N$  уравнения тепла будут другие и мы их находим по формулам (96):

$$M = B_h \cdot [0,5499 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} + 0,0021 \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} + 0,0406 \cdot H + 0,0045 \cdot W].$$

$$N = B_h \cdot [0,0445 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} + 0,0013 \cdot C \cdot \frac{CO_2}{CO_2 + CO} + 0,0044 \cdot H + 0,0005 \cdot W] \dots$$

Подставляя сюда вместо  $C$ ,  $H$ ,  $W$ ,  $CO_2$  и  $CO$  приведенные выше величины, находим:

$$M = 803 \cdot [0,5499 \cdot \frac{75,4}{12,1 + 0,1} + 0,0021 \times 75,4 \times \frac{12,1}{12,1 + 0,1} + 0,0406 \times 3,1 + 0,0045 \times 3,8] = 2969.$$

$$N = \frac{803}{1000} \cdot [0,0445 \cdot \frac{75,4}{12,1 + 0,1} + 0,0013 \cdot 75,4 \times \frac{12,1}{12,1 + 0,1} + 0,0044 \times 3,1 + 0,0005 \times 3,8] = 0,311.$$

Уравнение тепла будет:

$$Q = 2969 \cdot T + 0,311 \cdot T^2 \dots \dots \dots \quad (2)$$

Это первое основное уравнение, по которому производится весь баланс тепла.

Отсюда находим начальную, действительную температуру, беря за располагаемое тепло величину:

$$Q_o = B_h \cdot K_n = 803 \times 6912 = 5550336 \text{ кал} \dots \dots \dots \quad (3)$$

Тогда имеем:

$$B_h \cdot K_n = M \cdot T_1 + N \cdot T_1^2,$$

откуда:

$$T_1 = \sqrt{\frac{M^2 + 4NB_h \cdot K_n - M}{2N}} = 1601^\circ \dots \dots \quad (4)$$

По эмпирической формуле выше мы нашли  $T_1 = 1602^\circ$ . Полное совпадение.

Данные (2), (3) и (4) и возьмем в основу последующих вычислений.

У. БАЛАНС ТОПКИ.

Поверхность топки  $H_T = 18,1 \text{ м}^2$ .

Коэффициент теплопроводности зависит от  $\frac{G}{H_T}$ , у и а.

У нас  $\frac{G}{H_T} = 0,246$ , т.е. соответствует паровозу С (1.3.1),

у которого для аналогичных условий находим  $K_T = 167,5$ .

Эта величина точно подходит к вычисленной по формуле (См. Сыромятников. "Исследование рабочего процесса паровозного котла и перегревателя." Берлин. 1923. Стр. 51. Формула 58)

$$K_T = 41 \cdot y^{0,55} \cdot \frac{G}{H_T} = 41 \cdot 200^{0,55} \cdot \frac{4,46}{18,1} = 166,0 ^*)$$

При изучении теплового баланса из поверхности топки  $H_T$  надо вычесть боковую поверхность топлива. При периметре топки = 8,56 м. и толщине слоя топлива = 25 см находим эту поверхность =  $8,56 \cdot 0,25 = 2,18 \text{ м}^2$ , почему берем испаряющую поверхность топки равной:

$$18,1 - 2,18 = \text{около } 16 \text{ м}^2 = H_T.$$

Уравнение теплопередачи таково (уравнение (53) "Курса паровозов" ч. II. Проф. Карталона):

$$(M + 2Nt_k) \cdot \lg_n \cdot \frac{T_1 - t_k}{T_x - t_k} + 2N(T_1 - T_x) = K_x \cdot H_x \dots (5)$$

представляющее второе основное уравнение для производства баланса котла.

Здесь  $t_k$  — температура воды в котле,  $T_1$  и  $T_x$  — начальная и конечная температура газового потока в пределах разбираемого участка,  $H_x$  — поверхность участка и  $K_x$  — коэффициент теплопередачи на этом участке.

Отсюда находим искомую величину температуры  $T_x$ .

Подставляя для топки вместо  $T_1$  начальную найденную температуру =  $1601^\circ$  вместо  $t_k = 190^\circ$  и остальные определенные

<sup>\*)</sup> По формуле Нольштейна, измененной Сыромятниковым,

$$K_T = 2 + 2\sqrt{y} + 0,0308 \cdot \frac{G}{H_T} \sqrt{y} (T_1 - t_k) = 2 + 2\sqrt{200} + \\ + 0,0308 \times 0,246 \times \sqrt{200} \times (1601 - 190) = 180. \text{ Разница } \approx 7\% \\ \text{Принимая данные для существующих паровозов-повидимому первая цифра точнее, т.е. } K_T = 166.$$

уже величины, получаем уравнение теплопередачи для топки:

$$[2969 + 2.0,311 \cdot 190] \cdot \lg_n \cdot \frac{1601 - 190}{T_2 - 190} + 2.0,311 \cdot \\ \cdot (1601 - T_2) = 16,0 \cdot 166.$$

Отсюда находим температуру у задней решетки:

$$T_2 = 884^\circ.$$

Л р и м е ч а н и е. Приводим еще расчет температуры  $T_2$  по формуле (118 курса паровозов):

$$T_2 = 336 \cdot \left( \frac{B_h \cdot K_n}{10000 \cdot H_T} \right)^{0,3} - 0,0001 \left( \frac{B_h \cdot K_n}{10000 \cdot H_T} \right)^3.$$

Находим:

$$T_2 = 336 \cdot \left( \frac{892.6912}{10000 \cdot 18,1} \right)^{0,3} - 0,0001 \left( \frac{892.6912}{10000 \cdot 18,1} \right)^3 = \\ = 984^\circ.$$

Нами найдено выше  $884^\circ$ . Отклонение 9%.

Количество тепла  $Q_T$ , переданного воде через поверхность топки из общего выражения (уравнение 101 "Курса паровозов"):

$$Q_1 - Q_2 = M \cdot (T_1 - T_2) + N \cdot (T_1^2 - T_2^2) \dots \dots \dots \quad (6)$$

где  $Q_1$  – начальное количество тепла и  $Q_2$  – конечное и  $T_1$  и  $T_2$  – начальная и конечная температура для данного участка. Для топки имеем:

$$Q_T = 2969 \cdot [1601 - 884] + 0,311 \cdot [1601^2 - 884^2] = \\ = 2 682 895 \text{ калорий},$$

что составляет 48,3% располагаемого тепла.

Таким образом по уравнению (2) передается дальше, т.е., входит в дымогарные и жаровые трубы, тепло:

$$Q'_T = 2969 \cdot 884 + 0,311 \cdot 884^2 = 2 867 628 \text{ калорий}$$

или 51,7%.

### УЧ. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОГО ПОТОКА МЕЖДУ ТРУБАМИ.

а) Простейший способ.

Диаметр дымогарных труб (внутренний) = 46 мм и их число  $n_d = 184$ , почему их живое сечение:

$$\omega_d = 184 \cdot \frac{\pi \cdot 46^2}{4} = 305\ 808 \text{ мм}^2 = 0,306 \text{ м}^2.$$

Внутренний диаметр жаровых труб  $d_x = 125$  мм и их число  $n_x = 27$ . Перегреватель Шмидта имеет 4 трубы внешнего диаметра  $d_{\text{пер}} = 36$  мм, следовательно их живое сечение:

$$\omega_x = 27 \times \left( \frac{\pi \cdot 125^2}{4} - 4 \cdot \frac{\pi \cdot 36^2}{4} \right) = 221\ 400 \text{ мм}^2 = 0,221 \text{ м}^2.$$

Поэтому:

$$\beta = \frac{\omega_x}{\omega_d + \omega_x} = 0,42 \quad \text{и} \quad (1 - \beta) = 0,58.$$

б) Способ Раевского А. С.

$$\frac{1 - \beta}{\beta} = \frac{v_d \cdot \omega_d}{v_x \cdot \omega_x} = \frac{v_d}{v_x} \cdot \frac{305\ 808}{221\ 400} = 1,38 \frac{v_d}{v_x}.$$

Для определения скорости по § 42 курса находим гидравлические радиусы дымогарных труб:

$$(r_i)_d = \frac{d_d}{4} = \frac{46}{4} = 11,5 \text{ мм.}$$

Жаровых труб:

$$(r_i)_x = \frac{\frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - 4 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{пер}}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_x}{4} + 4 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{пер}}}{4}} = 9,7 \text{ мм.}$$

$$C_d = \frac{87}{1 + \frac{1,19}{\sqrt{11,5}}} = 63,9$$

$$C_x = \frac{87}{1 + \frac{1,19}{\sqrt{9,7}}} = 63,0$$

Коэффициенты, определение по формуле Баена (103 - курса)

$$C = \frac{87}{1 + \frac{Y}{\sqrt{r_i}}}$$

где  $Y$  - плотность газа = 1,19.

а потому:

$$\frac{v_d}{v_k} = \frac{C_d \sqrt{(r_i)_d}}{C_k \sqrt{(r_i)_k}} = \frac{63,9 \sqrt{11,5}}{53,0 \sqrt{9,7}} = 1,08.$$

$$\frac{1 - \beta}{\beta} = 1,38 \times 1,08 = 1,49.$$

Откуда:

$$\beta = 40,0\% \quad \text{и} \quad (1 - \beta) = 60,0\%.$$

с) П с Сыромятникову.

По формуле (104 - курса) имеем:

$$\frac{1}{11,5} \times \left( \frac{1 - \beta}{305,803} \right)^2 = \frac{1}{9,7} \times \left( \frac{\beta}{221,400} \right)^2$$

Решая относительно  $\beta$  находим полное совпадение с приведенными цифрами, т.е.:

$$\beta = 0,40 \text{ или } 40\% \quad \text{и} \quad (1 - \beta) = 0,60 \text{ или } 60\%.$$

Таким образом последние два способа равнозначны, первый же дает величины, отклоняющиеся только на 2%, но он значительно проще и при предварительных подсчетах, когда, вообще, все расчеты ведутся с точностью 5-8% и менее он вполне применим.

### УIII. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИМОГАРНЫХ ТРУБ.

На основании предыдущих подсчетов находим, что из тепла  $Q_t$  в дымогарные трубы передается 60%, т.е.:

$$0,6 \times 2,867,628 = 1,730,577 \text{ калорий.}$$

Находим коэффициент их теплопередачи (формула 55 курса):

$$K_d = 6 + 4,4 \sqrt{v_d}$$

$v_d$  находим по формуле (58 курса):

$$v_d = (1 - \beta) \cdot \frac{1,07 \times B_h \times G_a \times 29,27 \cdot T_{abs}}{3600 \cdot 10000 \cdot \omega_d} =$$

$$0,60 \cdot \frac{1,07 \times 873 \times 14,23 \times 29,27 \cdot (884 + 273)}{3600 \times 10000 \times 0,305} = 22,54 \text{ м/сек}$$

Следовательно:

$$K_d = 6 + 4,4 \sqrt{22,54} = 26,9 \text{ кал}/\text{м}^2\text{час.}1^\circ.$$

Теперь пишем уравнение теплопередачи (5) для нашего участка:

$$0,60.[2969 + 2 \times 0,311 \times 190].\log_n \cdot \frac{884 - 190}{T_3^A - 190} + \\ + 0,60 \times 2 \times 0,311(884 - T_3^A) = 26,9 \times 137,3.$$

Откуда температура газов при выходе из дымогарных трубок

$$T_3^A = 297^\circ.$$

Фактически было наблюдено при опытах - 295°. Полное совпадение.

Количество тепла, переданного здесь воде:

$$Q_d = 0,60 [2969.(884 - 297) + 0,311.(884^2 - 297^2)] = \\ = 1 175 041 \text{ калорий или } 21,17 \text{ %.}$$

Унесено в трубу:

$$Q'_d = 0,60.[2969 \times 297 + 0,311 \times 297^2] = 545 535 \text{ кал. или } 9,82 \text{ %}$$

#### IX. ИСПАРИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ЖАРОВЫХ ТРУБ.

а) Первая часть - до перегревателя. В жаровые трубы вступило  $0,40 \times Q'_d = 1 147 051$  калорий. Ее сечение переменно (труба обжата). При длине этой части 600 мм и числе жаровых труб  $n_x = 27$  имеем их испаряющую поверхность = 5,9 м<sup>2</sup>.

Беря средний диаметр = 112 мм, находим живое сечение первой части труб =  $\omega_x = 0,266 \text{ м}^2$ , и тогда скорость движения газов в этой части:

$$v'_x = 0,40 \cdot \frac{1,07 \times 803 \times 14,23 \times 29,27(884 + 273)}{3600 \times 10000 \times 0,266} = \\ = 17,27 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, коэффициент теплопередачи по уравнению 63 курса:

$$K'_x = 4,83 + 3,54 \sqrt{17,27} = 19,55 \text{ кал}/\text{м}^2\text{.ч.}1^\circ.$$

Уравнение же теплопередачи будет:

$$0,40 \cdot [2969 + 2 \times 0,311 \times 190] \cdot \lg_{\eta} \frac{884 - 190}{T_n - 180} + \\ + 0,40 \times 2 \times 0,311 \cdot [884 - T_n] = 19,55 \times 5,9.$$

Отсюда находим температуру газового потока у перегревателя:

$$T_n = 829^{\circ}.$$

Количество переданного воде тепла:

$$Q_x' = 0,40 \cdot [2969 (884 - 829) + 0,311 \cdot (884^2 - 829^2)] = \\ = 77038 \text{ калорий или } 1,38 \text{ к.}$$

Передается дальше:

$$0,4 \cdot (2969 \times 829 + 0,311 \times 829^2) = 1 070 261 \text{ кал.}$$

Дальнейшее рассмотрение весьма словно, ввиду сложности происходящих здесь явлений.

Сначала изложим расчет по методу Раевского.

Предполагается, что газовый поток "разделяется" (теоретически, понятно) на две части в отношении  $\gamma/(1-\gamma)$  и участвовать в испарении будет только 1-я часть ( $\gamma$ -ая). Величину ее находим из уравнения:

$$\frac{\gamma}{1 - \gamma} = \frac{H_x'' \cdot K_x''}{H_u'' \cdot K_u''},$$

где  $H_x''$  — оставшаяся часть поверхности нагрева жаровых труб  $= 52,6 \text{ м}^2 - 5,9 \text{ м}^2 = 46,7 \text{ м}^2$ .

По предыдущему находим  $V_x'' = 18,8 \text{ м/сек.}$

Следовательно, коэффициент теплопередачи жаровых труб:

$$K_x'' = 4,83 + 3,54 \sqrt{18,8} = 20,0 \text{ кал/м}^2 \text{ч.}1^{\circ}.$$

Поверхность нагрева перегревателя:

$$H_u'' = 53,8 \text{ м}^2.$$

Коэффициент его теплопроводности находим по формуле (86) курса:

$$K_u = 21 \cdot \left( \frac{\beta \cdot B_h}{H_u'' + H_x''} \right)^{0,7} = 21 \cdot \left( \frac{0,40 \cdot 803}{53,8 + 52,6} \right)^{0,7} = \\ = 21 \cdot 3,02^{0,7} = 45,36 \text{ кал/м}^2 \text{ч.}1^{\circ}.$$

Таким образом:

$$\frac{\gamma}{1-\gamma} = \frac{46,7 \times 20,0}{53,8 \times 45,36} = 0,382.$$

Следовательно:

$$\gamma = 0,276 \text{ и } (1 - \gamma) = 0,724.$$

Теперь находим температуру испарительного потока в дымовой коробке:

$$0,40 \cdot 0,276 \left\{ (2969 + 2 \times 0,311 \times 190) \cdot \lg_n \frac{829 - 190}{T_3^* - 190} + \right. \\ \left. + 2 \times 0,311 (829 - T_3^*) \right\} = 46,7 \times 20,0.$$

Откуда:

$$T_3^* = 237^\circ.$$

Передано воде:

$$Q'' = [2969 (829 - 237) + 0,311 (829^2 - 237^2)] \cdot 0,40 \cdot 0,276 = \\ = 215712 \text{ калорий или } 3,88 \text{ %}.$$

Унесено в трубу:

$$Q''' = 0,40 \times 0,276 \cdot [2969 \times 237 + 0,311 \times 237^2] = \\ = 79612 \text{ калорий или } 1,43 \text{ %.}$$

#### X. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ.

Его поверхность =  $H_d = 53,8 \text{ м}^2$  и коэффициент теплопроводности =  $45,36 \text{ кал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ$ .

Чтобы применить уравнение теплопередачи, надо знать среднюю температуру получавшего тепло тела.

Справата:

$$t = \frac{t_k + t_u}{2};$$

где  $t_k = 190$  и  $t_u$  = температуре перегретого пара.

Здесь могут быть два случая:

1) зароеоз дан, спаги произведены, следовательно имеем  $t_u$ . Для нашего примера  $t_u = 278^\circ$  в паропроводной трубе.

Прибавляя  $5^\circ$  на потерк - находим в коллекторе  $283^\circ$  и тогда:

$$t = \frac{190 + 283}{2} = 236^\circ.$$

По общему правилу пишем уравнение теплопередачи:

$$0,40 \times 0,724 \cdot [(2969 + 2 \times 0,311 \times 236) \cdot \lg \frac{829 - 236}{T_3^{\text{пер}} - 236}] + 2 \times 0,311 \cdot (829 - T_3^{\text{пер}}) = 53,8 \times 45,36 \dots \dots \dots (7)$$

Откуда находим температуру выходящего в дымовую коробку перегревательного потока:

$$T_3^{\text{пер}} = 280^\circ$$

Передано перегревателю:

$$Q_{\text{пер}} = 0,40 \times 0,724 \cdot [2969 \cdot (829 - 280) + 0,311(829^2 - 280^2)] = 526\ 878 \text{ калорий или } 9,49 \text{ \%}$$

Унесено в дымовую коробку:

$$Q'_{\text{пер}} = (2969 \times 280 + 0,311 \times 280^2) \cdot 0,40 \times 0,724 \approx 248\ 156 \text{ калорий или } 4,47 \text{ \%}$$

Общая температура газового потока из жаровых труб:

$$T_3' = 0,276 \times 237^\circ + 0,724 \times 280^\circ = 268^\circ \text{ *)}$$

И Теперь мы можем составить ОБЩИЙ БАЛАНС ГАЗОВОГО ПОТОКА.

1) Передано воде котла:

через поверхность топки ...	2 682,895, кал.	или 48,30 %
" дымогарные трубы ...	1 175 041 кал.	или 21,17 %
" 1-ю часть жар. труб ...	77 038 кал.	или 1,38 %
" 2-ю " " " ...	215 712 кал.	или 3,88 %
	4 150 686 кал.	или 74,73 %

2) Передано пару в перегреватель-

$$526\ 878 \text{ калорий или } 9,49 \text{ \%}$$

3) Унесено в трубу:

через дымогарные трубы	545 535 кал.	или 9,82 %
через испарительный по-		
ток жаровых труб.....	79 612 кал.	или 1,43 %
через перегревательный.	248 156 кал.	или 4,47 %
	873 303 кал.	или 15,72 %

Всего ..... 99,94 %

\*) Среднюю температуру в дымовой коробке можно считать:

$$T_3 = 268 \times 0,40 + 297 \times 0,60 = 285^\circ.$$

Невязка баланса только 0,06 %.

Таким образом передано воде и пару - 84,28 %.

Из них около 3% теряется через обшивку.

Для построения диаграммы Senkey'я делаем такой пересчет:

В топливе заключено тепла 100 %. Из них механических и химических потерь - 10 %, т.е. утилизировано 90%, каковые и переданы газовому потоку.

Из них:

• полю на парообразование:

(74,73 - 3,0) · 0,9 ..... 64,56 %

потерялось через обшивку 3,0 · 0,9 ..... 2,70 %

пшло на пароперегревание 9,49 · 0,9 ..... 8,54 %

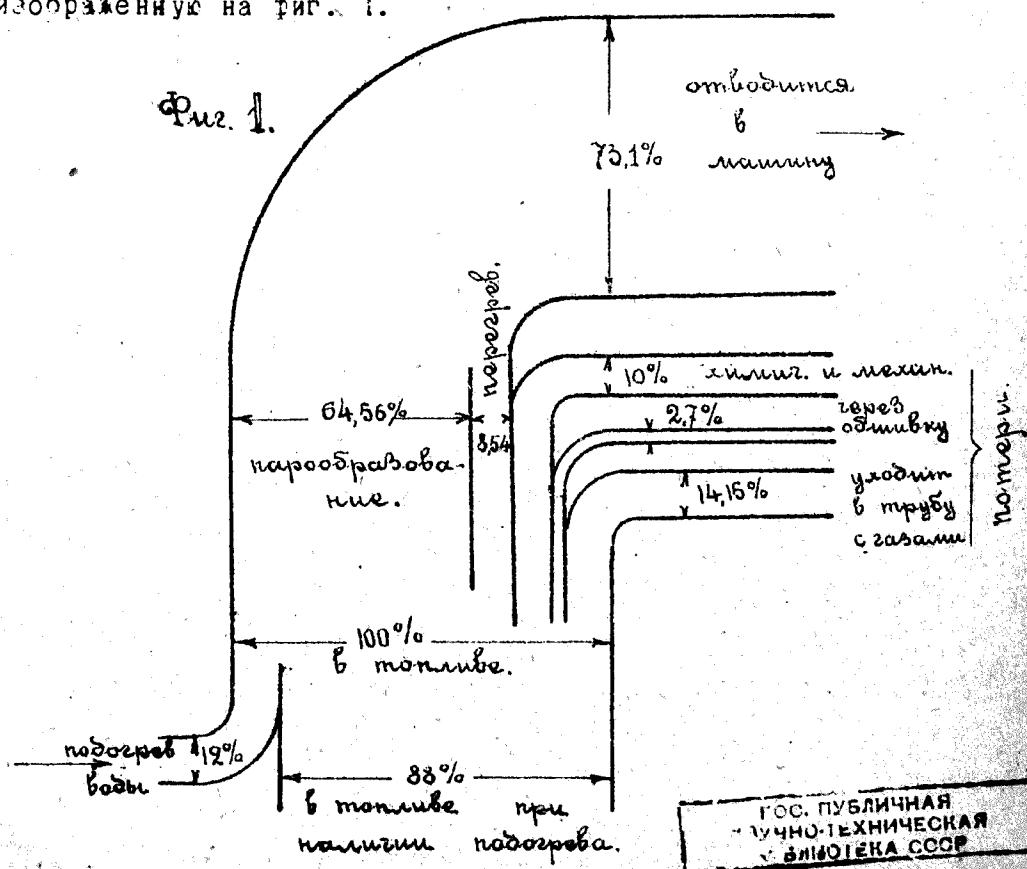
унесено в трубу 15,72 · 0,9 ..... 14,15 %

Общий коэффициент полезного действия котла в данном случае = 64,56 + 8,54 = 73,1%.

При наличии подогрева воды мятых паром можно получить экономию в расходе топлива в среднем около 12% или при том же его расходе - увеличить парос образование.

Принимая первое - получим диаграмму Сенкея (Senkey'я), изображенную на фиг. 1.

Фиг. 1.



XII. БАЛАНС ПРОЕКТИРУЮЩЕГО ПРОВОДА.

Когда паровоз проектируется, то размерами задается по установленным нормам, разобранным в соответствующих частях курса, и по сравнению с существующими паровозами и их проверяют указанным способом, при чем в результате принятого режима отопления и рода топлива определяют количество испаренной воды и степень перегрева пара, на основании чего судят о достаточности взятых размеров котла.

Пусть мы проектируется тип С и взяты указанные выше размеры.

Мы должны решить:

1) Какое количество пара мы получим при нашей форсировке ( $y = 200$ ).

Всё передано тепла: 4 150 686 калорий.

Предположим, что потеряно через лучеиспускание 3%, следовательно, на парообразование пошло:

$$0,97 \times 4 150 686 = 4 026 165 \text{ калорий.}$$

Задаемся влажностью в 3%, т.е. сухостью пара  $x = 0,970$  и температурой питательной воды  $= 10,5^\circ$  (при подогреве до  $90^\circ$  и выше). При малом давлении в 12 атм. находим тепло содержание пара по таблице Моллье

$$q = i' + r \cdot x = 193,7 + 475,3 \cdot 0,37 = 654,7 \text{ кал.}$$

и количество калорий на 1 кг пара:

$$654,7 - 10,5 = 644 \text{ калорий,}$$

следовательно, можно образовать в час:

$$\frac{4 026 165}{644} = 6252 \text{ кг.}$$

или с единого квадратного метра испарительной (водной) поверхности:

$$z = \frac{6252}{202} = 30,0 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

(На спяте было 30,8 кг. Разница в 2,6%).

Стот пары должен быть перегрет при помощи перегревателя выбранных размеров.

Вопрос может быть разрешен только попытками. Задаётся средней температурой перегретого пара в зависимости от желаемого перегрева, например, для перегрева в  $283^\circ$ .)

\*) Эта температура выбрана из производственного примера.

температура:

$$t = \frac{190 + 283}{2} = 236^{\circ}.$$

Тогда из уравнения (7) находим  $t_3^{\text{пер}}$  и, следовательно, количество тепла:

$$\Phi_{\text{пер}} = 526\ 878 \text{ калорий},$$

переданных перегреваемому пару в час.

Часть этого тепла идет на осушение пара; на 1 килограмм:

$$q_{\text{ос}} = (1 - x).r = (1 - 0,97) \times 475,3 = 14,26 \text{ кал.}$$

всего же в час:

$$6252 \times 14,26 = 89\ 154 \text{ калории.}$$

Состязается собственно на перегрев:

$$526\ 878 - 89\ 154 = 437\ 724 \text{ калории.}$$

т.е. на перегрев одного килограмма:

$$437\ 724 : 6\ 252 = 70,0 \text{ калорий.}$$

Теплосодержание 1 кг перегретого пара:

$$\lambda_u = \lambda_h + c_p(t_u - t_k),$$

где  $\lambda_h$  — теплосодержание насыщенного пара и  $t_k = 190$ ;  $c_p$  — удельная теплоемкость перегретого пара, которая для данных условий = (по Киоблауху и Бикгаузу)  $\approx 0,566$ , следовательно:

$$\lambda_u - \lambda_h = 70,0 = 0,566.(t_u - 190),$$

Откуда:

$$t_u = 314^{\circ}.$$

Таким образом первое приближение дало температуру в  $314^{\circ}$ . Исходя теперь из этой температуры и боя среднюю температуру пара =

$$t = \frac{314 + 190}{2} = 252^{\circ}.$$

Повторяем пересчет заново. Получим второе приближение.

Во всяком случае, если бы мы пожелали для данных условий получить, напр., перегрев до  $320-340^{\circ}$  и выше то взятые размеры были бы малы или пришлось бы значительно увеличить  $u$ , ведь "обратный баланс" до топки, при той же площади колосниковой решетки или увеличить площадь колосниковой решетки при тех же величинах  $u$ , иначе перегрев пара будет недостаточен, что постоянно и наблюдается на практике.

### XIII. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ КРИВЫХ ТЕПЛА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ.

Приведенный выше аналитический метод весьма сложен и кропотлив, так как уравнение теплопередачи (5) можно решить относительно  $T_x$  только путем подстановок. Большую помощь может оказать графический метод. Его обоснования изложены в "Курсе а паровозов" ч. II § 39 и в сочинении проф. Сыромятникова "Тепловой процесс паровоза" стр. 55, здесь же приводится порядок построения.

#### 1) К р и в а я т е п л а .

Выбираем масштаб температур:  $b$  (мм) =  $1^{\circ}\text{C}$ . Находим масштаб тепла:

$$w \text{ (мм)} = 1 \text{ калорий} = \frac{b}{M}.$$

Берем систему координат (фиг. 2) и проводим линию  $On$  под углом  $\alpha$ , которого:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1000, N}{M}.$$

Пусть взята какая нибудь температура  $t$ , для нее имеем точку  $b$ , при чем  $Ob = t.b$ . Берем точку  $a$ , соответствующую  $1000^{\circ}$ , т.е.  $Oa = 1000.b$ .

Проводим прямую  $Ca$  под углом  $45^{\circ}$  и горизонталь  $hh'$ , находим их пересечение в точке  $b$ , через которую проводим вертикаль  $dc$ . Точку  $d$  соединяем с  $C$  и через точку  $c$  проводим прямую  $ce \parallel od$ . Через найденную точку  $e$  проводим вертикаль  $ef$  и пересечение ее с горизонталью  $hh'$  дает точку  $f$ , принадлежащую искомой кривой тепла. Таким же образом находим точку  $f_1$  для температуры, соответствующей точке  $b_1$ .

Соединяя их, получим искомую кривую  $OA$ .

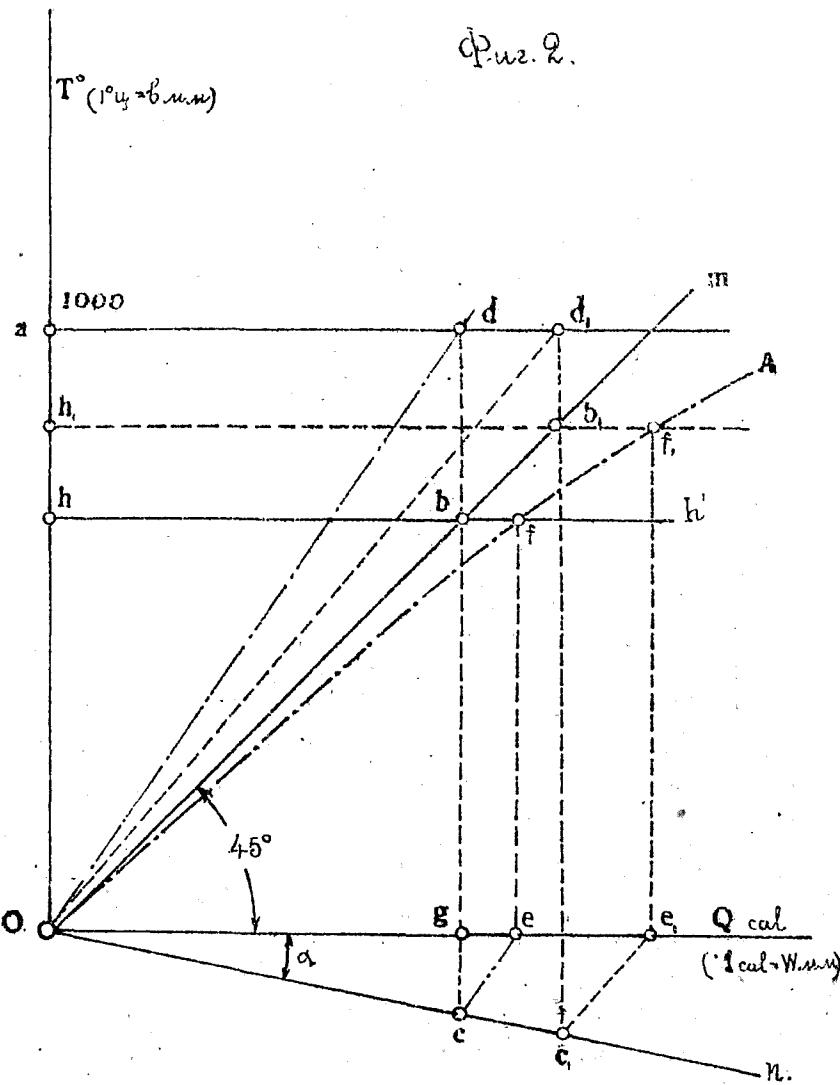
По ней для данного теплосодержания газового потока  $2$  калорий — находим его температуру  $t$  и обратно.

#### 2) К р и в а я т е п л о п е р е д а ч и .

Берем произвольную величину  $w$ , от которой зависит масштаб ординат кривой. Если  $K$  — коэффициент теплопередачи для данной части, то находим масштаб поверхности нагрева:

$$f \text{ (мм)} = \text{одному } M^2 = \frac{w \cdot n \cdot K}{b}.$$

Следовательно, для каждого участка котла придется строить особую кривую теплопередачи, так как величина  $K$  изменяется.



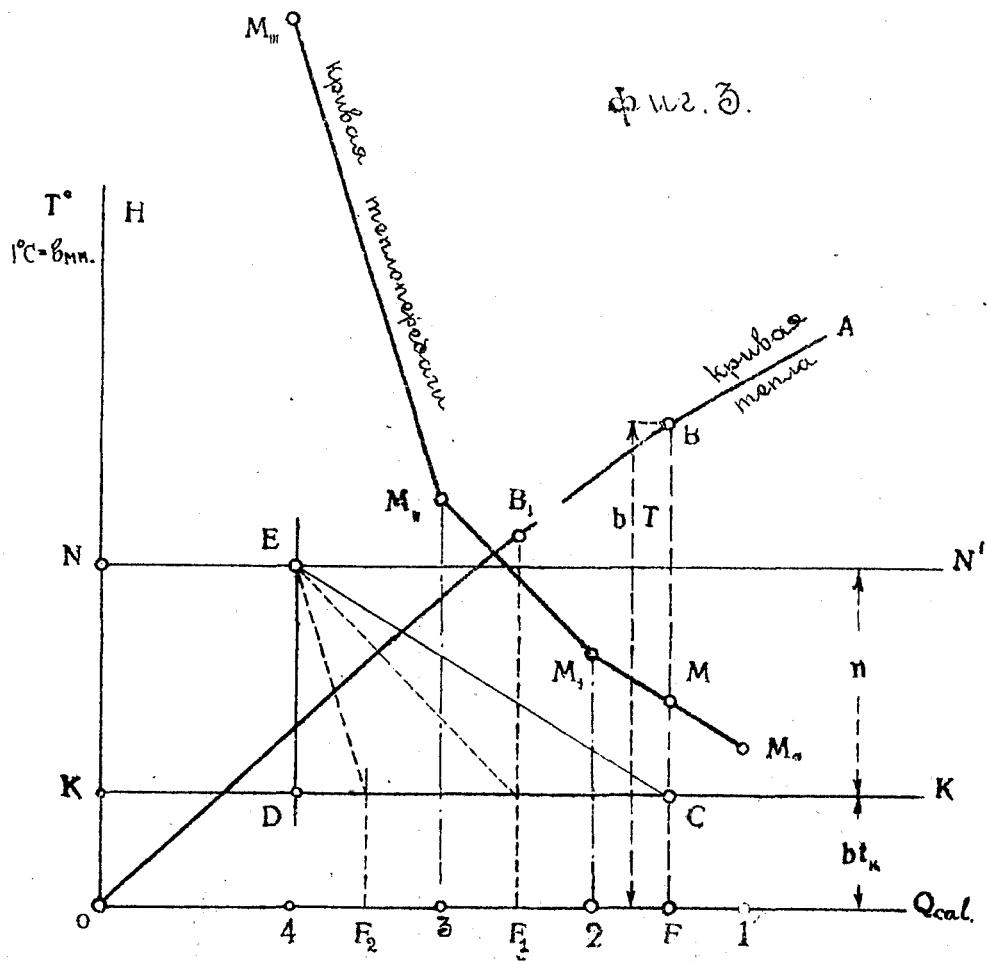
няется.

Теперь берем систему координат (Фиг. 3) и переносим найденную раньше кривую тепла OA.

Проводим прямые — KK' на расстоянии  $vt_k$  (т.е. для температуры котлового пара  $t_k$ ) и NN' на выбранном расстоянии  $\alpha$ .

Если  $T$  — начальная температура газового потока в данной части котла =  $T$ , то берем соответствующую точку В на кривой OA, т.е.  $BF = b \cdot T$ . На ординате BF берем произвольную точку М, которая и будет служить началом искомой кривой тепло передачи.

၁၁၃



Влево от точки С откладываем величину  $CD = CB = b \cdot (T - t_k)$ , проводим  $DE \perp KK'$  и соединяем точку Е и С.

Прямая ЕС есть направление касательной к искомой кривой.

Проводим теперь  $M_1$ ,  $C_1$  в пределах взятого произвольного участка 12 (чем он меньше, тем построение точнее), для которого температура  $T$  является средней.

Для следующих таких-же участков 23, 34 и т.д. находим средние точки  $F_1, F_2, \dots$  и поступаем по предыдущему.

## Построение ясно из чертежа.

По полученным касательным  $M_0M_1$ ,  $M_1M_2$ ,  $M_nM_{n+1}$  строим иско-  
мую кривую теплопередачи.

При построении этих кривых предполагается, что в пределах данного участка котла коэффициент теплопередачи  $K$  не изменяется.

ГЛУ. ПРИЛОЖЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОГО МЕТОДА К РАЗБИРАЕМОМУПРИМЕР.

Выбираем масштабы:

масштаб температур  $- 1^{\circ}\text{C} = b(\text{мм}) = 0,075 \text{ мм.}$ ;

масштаб тепла  $- 1 \text{ калория} = w(\text{мм}) = \frac{b}{M} = \frac{0,075}{2969} = 0,0000252 \text{ мм}$

Принято  $C_{\text{ст}}=0,00025$ , т.е.  $1 \text{ 000 000 калорий} = 25 \text{ мм.}$

Большая  $\mu$  (условная) взята  $= 50 \text{ мм.}$

Масштаб поверхности нагрева —

$$\text{Один } \frac{\text{м}^2 \cdot \text{кал}}{\text{д}} \cdot k = \frac{0,000025 \cdot 50}{0,075} \cdot k = 0,0166 \cdot k.$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1000 \cdot M}{M} = 0,11535.$$

По указанному методу находим (фиг. 4) кривую тепла OA. Построены три точки  $f_1$ ,  $f_2$  и  $f_3$  для температур  $b_1$ ,  $b_2$  и  $b_3$  равных  $500$ ,  $1000$  и  $1500^{\circ}\text{C}$ .

Откладывая теперь по оси абсцисс количество тепла  $= 5550000$  калорий (точка  $s_1$ ), находим начальную температуру  $T_1 = 1580^{\circ}$ , т.е. с точностью, сравнительно с определенной выше аналитически температурой в  $1601^{\circ}$ , в  $1,3 \%$ .

Отложив количество тепла, дожедшее до задней решетки и равное  $2860000$  калорий (точка  $s_2$ ), находим температуру  $T_2 = 875-880^{\circ}$ , т.е. сравнительно с найденной температурой  $884^{\circ}$  находим почти полное совпадение.

Таким образом имеем высокую степень точности.

Теперь строим кривую теплопередачи (фиг. 5), для чего с фиг. 4 переносим без изменения кривую тепла OA. Проводим прямую KK' на расстоянии для  $T = b_k = 190^{\circ}\text{C}$  и прямую NN' на расстоянии  $\mu = 50 \text{ мм.}$

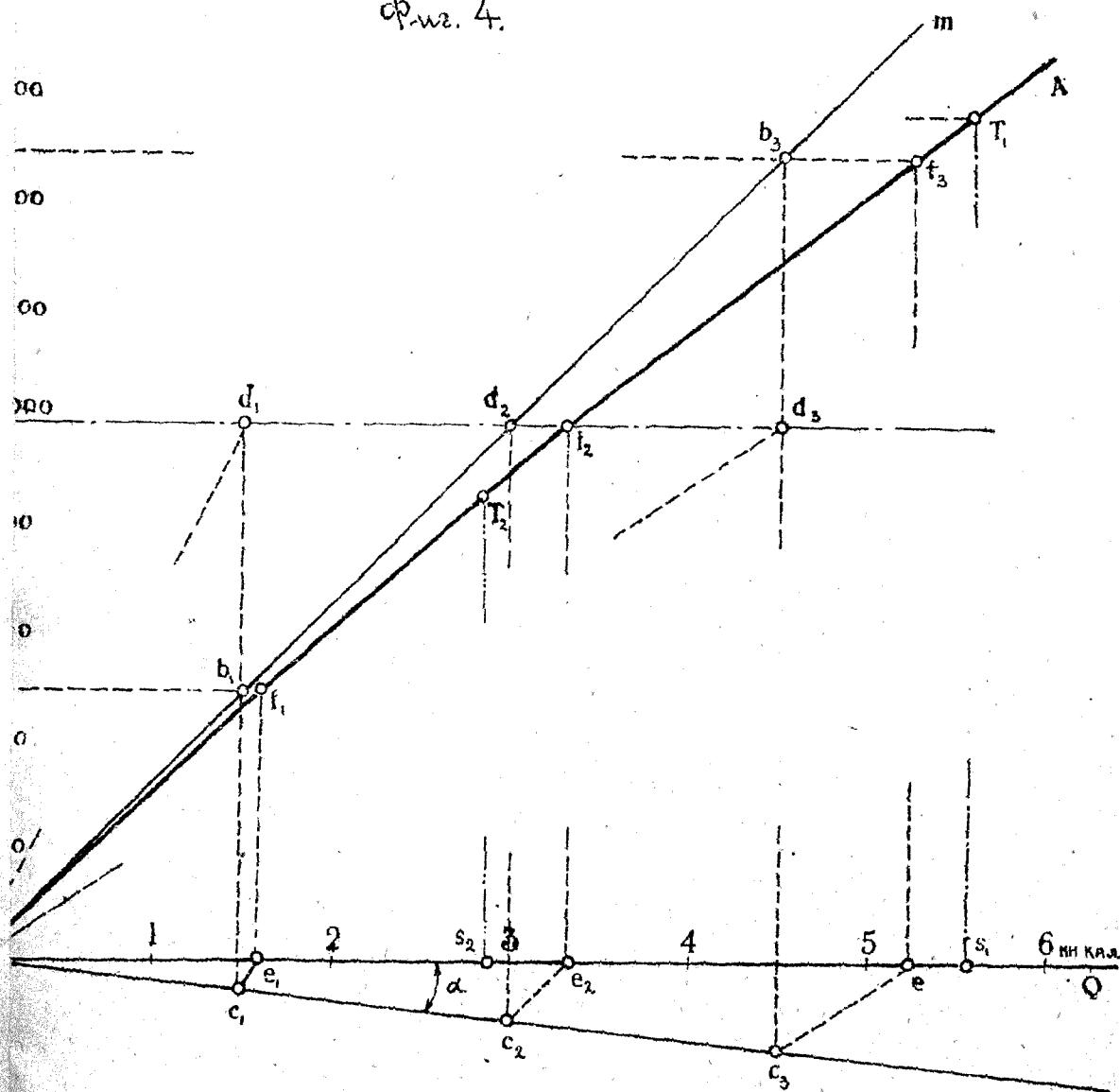
Строим кривую теплопередачи сначала для топки.

Начальная температура газового потока  $T_1$ , поэтому не будем кривую от какой-нибудь точки M, взятой на прямой  $T_1 s_1$ .

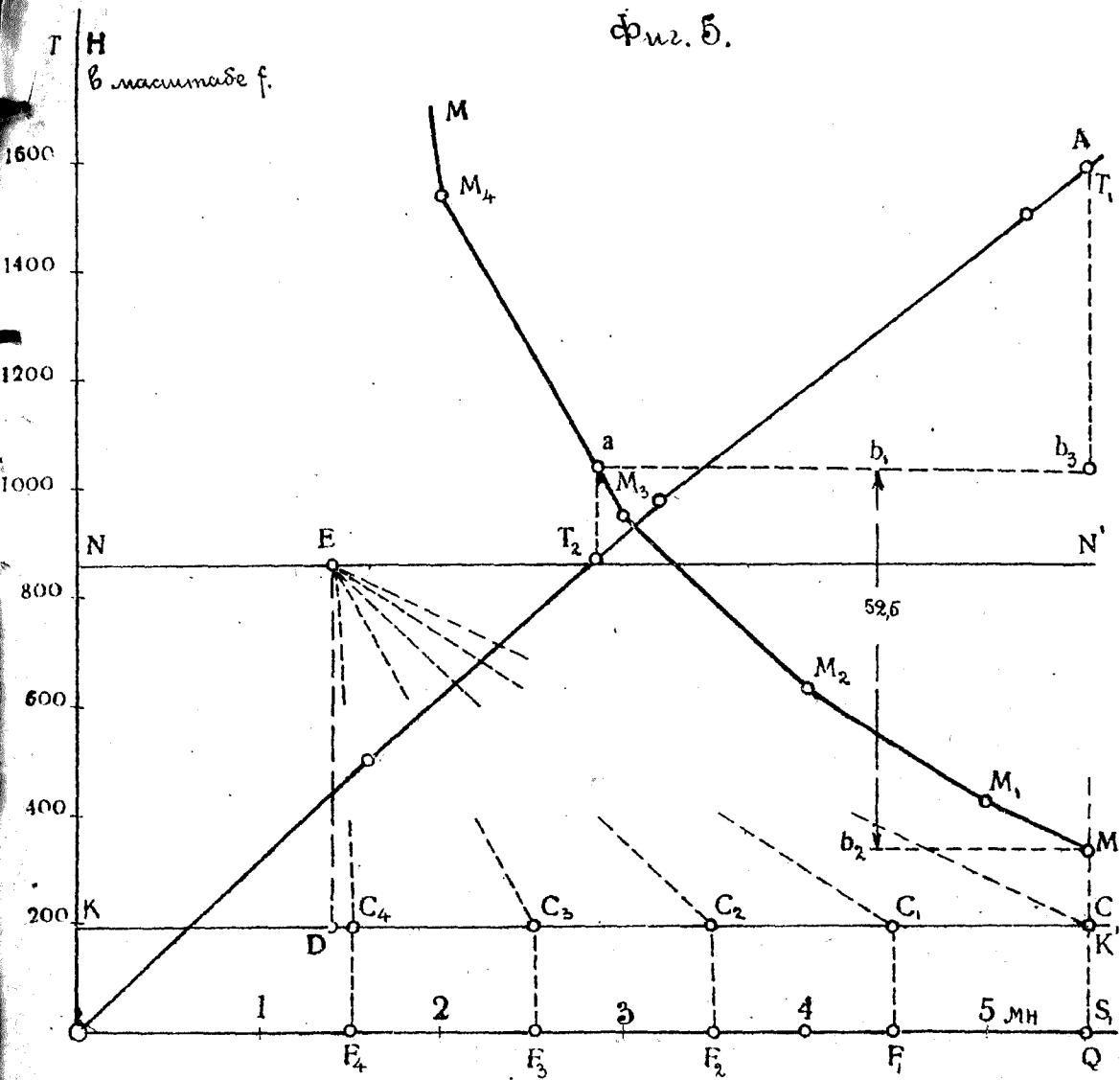
Построение ведется по указанному методу и таким образом найдены точки  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $M_4$ . Можем теперь разрешить ряд задач.

Топка работает в пределах температур  $T_1$  и  $T_2$ , поэтому для этого примера, проведя ординаты через точки, соответствующие этим температурам, находим соответствующую часть

Op.wz. 4.



Фиг. 5.



кривой от точки М до а. Ордината между этими точками  $b_1, b_2 = 52,5$  ми будет представлять в указанном масштабе требуемую поверхность топки  $H_T$ .

Для топки коэффициент теплопроводности равен  $K_T$ ; масштаб же поверхности нагрева нами найден = 1 м<sup>2</sup> = 0,0166.к, т.е. для топки 0,0166.К<sub>T</sub>.

Таким образом имеем:

$$0,0166 \cdot K_T \cdot H_T = 52,5 \dots \dots \dots \quad (8)$$

Отсюда:

а) для существующего паровоза мы имеем  $H_T = 18,1$  м<sup>2</sup> следовательно, находим  $K_T$

$$K_T = \frac{52,5}{0,0166 \cdot 18,1} = \frac{52,5}{0,3} = 175 \text{ кал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ.$$

аналитически было найдено 166 калорий и по формуле — 180 калорий (среднее 173). Точность от 5,4 % до 3 %, вполне достаточная для практики.

б) Для проекта и рисунка паровоза определяем величину  $K_T$  по указанным формулам и тогда находим искомую величину  $H_T$  по формуле (8).

По этим же диаграммам можно решить вопрос — как величина должна быть поверхность нагрева топки, чтобы температура у решетки была желаемой величины.

с) При построении баланса обыкновенно встречается такая задача: дана начальная температура газового потока, например  $T_1$ , и поверхность нагрева участка, например,  $H_T$ . Надо найти температуру в конце участка  $T_2$  и теплоудержание там потока. Решение таково (фиг. 5): спределяем  $K_T$  по формуле и строям кривые OA и MM.

Затем находим величину  $x = f \cdot H_T$ , которая для данной, например, топки =  $0,0166 \cdot H_T$ . Для  $H_T = 18,1$  и  $K_T = 175$  величина  $x = 52,5$ .

Ст точки M, соответствующей температуре  $T_1$ , откладываем по вертикали  $M_0 = x = 52,5$ , проводим горизонталь ab<sub>1</sub>, находим точку a и, проводя вертикаль aT<sub>2</sub>, находим температуру  $T_2$  и для нее теплоудержание (по фиг. 4) O<sub>2</sub>.

Как видно, вопрос решается весьма просто, без сложных вычислений по уравнению теплопередачи (5).

Этот способ применяется и для всех последующих участков, почему повторяться не будет.

Для других участков котла поступаем по предыдущему.

1) Для дымогарных труб.

Для них имеем уравнение тепла, принимая во внимание, что по дымогарным трубам идет 0,60 газового потока, вместо (2):

$$0,60(M \cdot T + NT^2) = 0,60 \cdot 2969 \cdot T + 0,60 \cdot 0,311 \cdot T^2 = \\ = 1781 \cdot T + 0,186 \cdot T^2 = M_1 \cdot T + N_1 \cdot T^2,$$

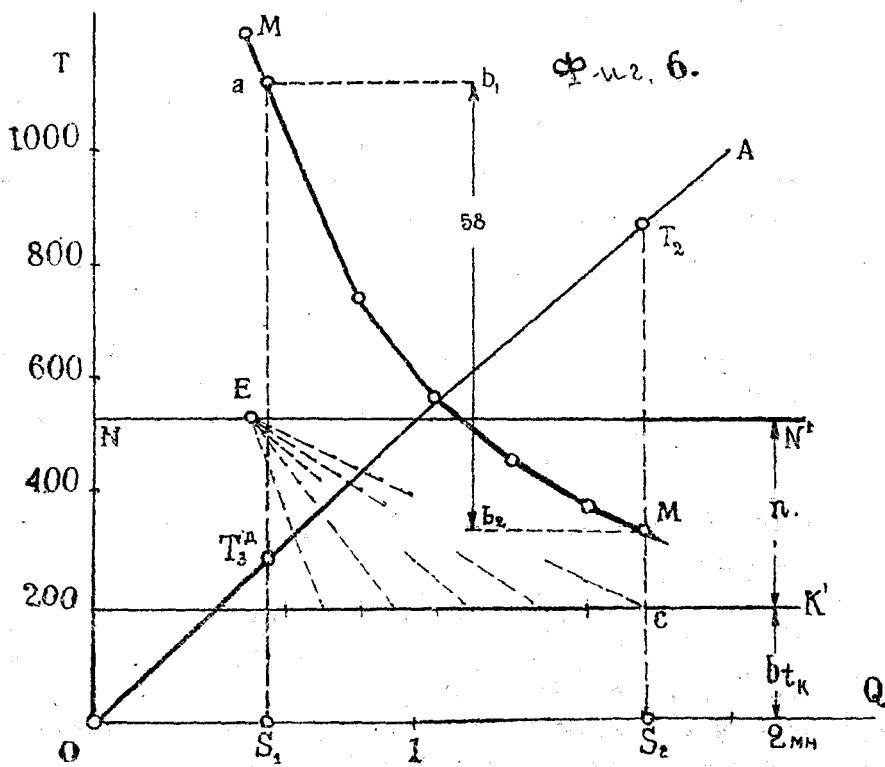
где  $M_1 = 1781$  и  $N_1 = 0,186$ .

Масштаб температур берем тот же:  $b = 0,073$ .

Тогда  $t_g \alpha = \frac{1000 \cdot N_1}{M_1}$  будет тот же и = 0,11535, но масштаб тепла  $w$  будет уже другой:

$$w = \frac{c}{N_1} = \frac{0,075}{1781} = 0,000042.$$

Поэтому можно взять ту же кривую OA, но только изменить масштаб тепла, беря для 1 000 000 калорий 43 мм. (Фиг. 6)



Так как в дымогарные трубы вводится 1 780 000 калорий а выводится из них 545 000, то, отложивши соответствующие величины (точки  $s_1$  и  $s_2$ ), находим температуры газового потока дымогарных труб  $T_2$  при входе и  $T_3$  при выходе (в точности совпадающие с аналитическими данными). Построение кривой теплопередачи — по предыдущему, но только величину  $n$ , а следовательно, и масштаб  $f$  придется выбирать таким образом, что бы диаграмма с одной стороны поменялась в пределах чертежа и, с другой, была достаточно точна.

Есть пример, например,  $n = 25 \text{ мм}^*$ ), тогда масштаб поверх  $=$

\* ) Чтобы уменьшить уклон верхней части кривой ее избежание больших ошибок при подсчете.

ности нагрева будет:

$$f = 1 \text{ м}^2 = \frac{w \cdot c}{b} \cdot k_d = \frac{0,000042 \cdot 25}{0,075} \cdot k_d = 0,014 \cdot k_d$$

Кривую ведем по указанному методу от начальной произвольной точки М.

Находим, зная, что здесь поверхность нагрева  $F_d = 137,3 \text{ м}^2$  и коэффициент теплопередачи  $= k_d = 0,014 \cdot k_d$ .  $N_d =$  найденной величине из чертежа  $(b_1 b_2) = 58$ .

Следовательно:

$$0,014 \cdot 137,3 \cdot k_d = 1,92 \cdot k_d = 58.$$

или:

$$k_d = \frac{58}{1,92} = 30,0 \text{ кал}/\text{м}^2\text{ч.}^{\circ}\text{C}$$

Аналитически было найдено 26,9; разница около 10% но она может быть меньше при большей точности чертежа.

\* 2) Жаровые трубы до перегревателя.

От общего газового потока идет 40%. Таким образом имеем, по предыдущему:

$$M_2 = 0,40 \cdot 2969 = 1187.$$

$$N_2 = 0,40 \cdot 0,311 = 0,124.$$

Масштаб температур тот же —  $w = 0,075$ ; тот же и  $\operatorname{tg} \alpha$ .

Масштаб тепла:

$$w = \frac{b}{M_2} = \frac{0,075}{1187} = 0,000063,$$

т.е. 1 000 000 калорий = 63 мм.

Берем прежнюю кривую ОА изменивши масштаб абсцисс.

Вводится в жаровые трубы 1 147 299 калорий.

Передается дальше 1 070 252 калорий.

Ввиду близких пределов — необходим значительный масштаб чертежа, почему его опускаем.

Построение то же.

3) Жаровые трубы — вторая испарительная часть.

От введенного тепла по предыдущему на испарение идет 27,6% и на перегрев 72,4%, т.е. из передаваемых 1 070 252 кал. идет на испарение около 295 000 калорий и на перегрев — 775 000 калорий.

Начальная температура потока —  $829^{\circ}$ .

уравнение тепла.

Коэффициенты:  $M_3 = 0,276 \cdot M_2 = 0,276 \cdot 1187 = 328$ .

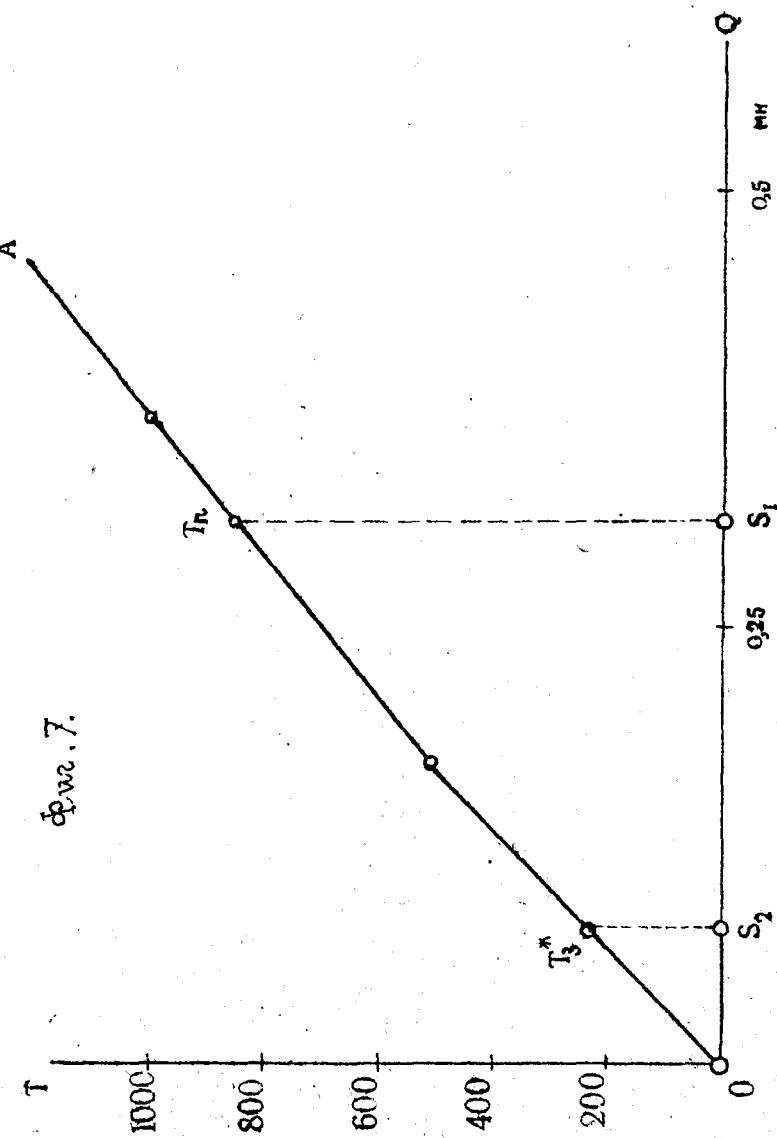
$$N_3 = 0,276 \cdot N_2 = 0,276 \cdot 0,124 = 0,034.$$

Масштаб температур тот же  $b = 0,075$ .

Масштаб тепла:

$$w = \frac{b}{M_3} = \frac{0,075}{328} = 0,00023,$$

т.е. 1 000 000 калорий = 230 мм. Берем кривую СА (Фиг. 7)



откладывая 295 000 калорий (точка  $s_1$ ) находим начальную температуру  $T_1$  ( $\approx 830$ ) и количество тепла уносимого в трубу 79 000 (точка  $s_2$ ). находим температуру  $T_2$  ( $\approx 240^\circ$ ) точно соответствующие выше полученным данным.

Кривая теплопередачи строится по предыдущему и потому не приводится.

При постоянной температуре воды  $t_k$  и определенной закономерности падения теплосодержания и температуры газового потока - приведенные кривые тепла и теплопередачи вполне точно характеризуют явление, как видно и из приведенного примера, и могут служить для расчета.

Но этого нельзя сказать про баланс тепла в перегревателе, где происходящий процесс чрезвычайно сложен: температура перегреваемого пара не постоянна, в разных частях элементов перегревателя - существуют как параллельные потоки пара и газов, так и противоположные и, наконец, не исключается в конечных частях элементов обратная передача тепла от высоко перегретого пара значительно охлажденному газовому потоку. Поэтому приведенные кривые теплопередачи здесь не применимы и совершенно не характеризуют процесса. Если же принять некоторую постоянную среднюю температуру пара (как это сделано при аналитическом расчете), то полученные при графическом исследования результата, обыкновенно, совершенно не соответствуют опытным данным, что и понятно. Поэтому в отношении собственно пароперегревателя необходимо руководствоваться только опытными данными и выведенными на их основании формулами.

— соооооо —

О Г Л А В Л Е Н И Е.

I. Размеры котла паровоза серии Э 0.5.0 .....	2
II. Опытные данные поездки № 1821 .....	2
III. Топливо и продукты сгорания .....	3
IV. Теоретическая и практическая температура сгорания.....	5
V. Количество располагаемого тепла и уравне- ние тепла .....	6
VI. Баланс топки .....	9
VII. Распределение газового потока между трубами .	11
VIII. Тепловой баланс дымогарных труб .....	12
IX. Испарительный процесс жаровых труб .....	13
X. Тепловой процесс перегревателя .....	15
XI. Общий баланс газового потока .....	16
XII. Баланс проектируемого паровоза .....	18
XIII. Графический метод построения кривых тепла и теплопередачи .....	20
XIV. Приложение графического метода к разби- ляемому примеру .....	23

ИЗДАТЕЛЬСТВО СТУДКООПЕРАТИВА С. Т. И.  
г. Томск. Сибирский Технологический Институт.

Имеются в продаже:

1. Лектор Апсен Ф. П. Немецкий язык. Основной курс. Издание 2-ое. 99 стр. Цена 1 р. 80 к.
2. Проф. Бутаков И. Н. Оплата труда работников в производстве (оттиски из „Известий Сиб. Технол. Ин-та“). 28 стр. 9 черт. Цена 60 коп.
3. Проф. Карташов Н. И. Кулисный механизм Гейзингера. 20 стр. 22 черт. Цена 35 коп.
4. Проф. Карташов Н. И. Графическое исследование вписывания подвижного состава в кривые. 15 стр. 15 черт. Цена 35 к.
5. Проф. Кузнецов В. Д. Обработка физических наблюдений. 48 стр. Цена 80 к.
6. Проф. Ульянинский Г. В. Расчет рамных конструкций. Издание 2-ое. 393 стр. 262 черт. Цена 5 руб.
7. Ст. ассистент Чесноков Н. Д. Объяснительные чтения по 2-ой физической лаборатории. 86 стр. 52 черт. Цена 1 р. 30 к.
8. Студ. Щербаков В. К. и Филиппов М. Ф. Руководство по лаборатории общей электротехники. 54 стр. 87 черт. Цена 75 коп.
9. Проф. Бутаков И. Н. и инж. Спецци Д. В. Определение основных размеров паровых машин двухкратного расширения. 86 стр. 3 таб. черт. Цена 2 р. 80 к.
10. Инж. Карташов К. Н. Статический расчет плоской деревянной фермы с подвесным потолком. 51 стр. 35 черт. Цена 1 р. 20 коп.
11. Проф. Бутаков И. Н. Специализация, кооперация и подбор работников.
12. Проф. Карташов Н. И. Тяговые расчеты (при эксплуатации железных дорог). Издание 2-е. ГУС допущено в качестве пособия для ВТУЗ'ов. 145 стр. 95 черт. Цена 1 р. 80 к.
13. Его-же. Тепловой баланс паровозного котла.

Находятся в печати:

1. Проф. Кузнецов В. Д. Объяснительные чтения по 1 физической лаборатории.

Готовятся к печати:

1. Проф. Карташов Н. И. Расчет паровозной машины Кампаунд.
2. Его-же. Графическое исследование кулисы Гейзингера.
3. Препод. Апсен Ф. П. Технические переводы с немецкого языка.
4. Проф. Бутаков И. Н. Смешанное использование тепла и паровые аккумуляторы.
5. Инж. Еврейсков В. Е. Проектирование трамваев.
6. Проф. Крячков А. Д. Элеваторы, конструкция и расчет сливососов.
7. Проф. Крячков А. Д. Бани и прачечные.
8. Преп. Колосунин В. С. Теория торможения поездов.

H  
3885

n3