

## Графический способ К. П. Шмидта в приложении к расчету паровозного котла.

В своей предыдущей статье я изложил теоретические обоснования нового графического способа для производства тепловых расчетов в паровых котлах. Практическое приложение его к расчету паровозного котла имеет большое значение, на много упрощая и облегчая работу проектирующего. Для того чтобы каждому, желающему воспользоваться этим расчетом, ясны были все детали мною и приведен ниже следующий конкретный пример теплового расчета паровозного котла.

Чтобы уменьшить арифметические выкладки, воспользуемся данными примерного теплового расчета паровоза, приведенными на стр. 244—246 книги „Тепловой процесс паровоза“ проф. Сыромятникова.

Пользуясь этим источником, получаем следующие исходные данные  $M = 3122$ ,  $N = 0,3345$ ; коэффициент разделения газов между жаровыми и дымогарными трубами  $\beta = 0,59$ ; температура горения  $T_0 = 1617^\circ\text{C}$ , температура у задней решетки  $T_1 = 992^\circ\text{C}$ ; огневая поверхность нагрева дымогарных труб  $H_g = 86,7 \text{ m}^2$ , то же жаровых труб до перегревателя  $H_{ж'} = 6,4 \text{ m}^2$ , то же на протяжении элементов перегревателя  $H_{ж''} = 60,2 \text{ m}^2$ ; огневая поверхность нагрева перегревателя  $H_{п} = 65,0 \text{ m}^2$ ; сумма площадей поперечного сечения дымогарных труб  $\Omega_g = 0,199 \text{ m}^2$ .

Как уже было упомянуто, уравнение теплопередачи наиболее правильным является при показателе  $n = 4/3$ . Кроме того при этом показателе проф. Сыромятников дает значение коэффициента теплопередачи в функции от „весовой скорости“ (см. Сыромятников. Тепл. процесс паров. стр. 71) т. е. произведения  $\gamma w$  — плотности газов сгорания на их скорость. Так как скорость газов в трубках тем больше, чем меньше их плотность, то не трудно убедиться, что это произведение просто равно частному от деления секундного весового количества газов, идущего через трубки, на сумму площадей поперечных сечений этих последних (плотность газов  $\gamma$  — сокращается в числителе и знаменателе). Такое значение аргумента в выражении для коэффициента теплопередачи чрезвычайно удобно, так как вместо переменной скорости газов сгорания, зависящей от температуры, мы имеем дело с постоянной величиной, а тем самым избавляемся от всяких предварительных расчетов для определения коэффициента теплопередачи по среднему значению скорости газов. Эта, вторая, практическая причина еще больше подтверждает необходимость пользования показателем  $n = 1,33$ .

Переходим к определению величины коэффициента теплопередачи в дымогарных трубках —  $k_g$ . Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1  $\text{kg}$  угля, вычисленное по формуле:

$$L_0 = \frac{1}{23,6} \left( \frac{8}{3} C^{\circ}/_0 + 8 H^{\circ}/_0 + S^{\circ}/_0 - O^{\circ}/_0 \right),$$

в примере Сыромятникова равно  $L_0 = 10,45 \text{ kg/kg}$ ; там же принят избыток воздуха  $\alpha = 1,4$ . В час сжигается угля  $B'_h = 847 \text{ kg/h}$  (за вычетом механических потерь), а так как  $\beta = 0,59$ , то в дымогарные трубы идет  $(1 - \beta) = 0,41$  всего количества газов сгорания. Следовательно, секундное весовое количество газов сгорания, идущих через дымогарные трубы, будет:

$$G_g \text{ sec} = \frac{(\alpha L_0 + 1) \cdot B'_h \cdot (1 - \beta)}{3600} = \frac{(1,4 \cdot 10,55 + 1) \cdot 847 \cdot 0,41}{3600} =$$

$$= \frac{15,63 \cdot 847 \cdot 0,41}{3600} = 1,51 \text{ kg/sec}, \text{ а так как } \Omega_g = 0,199 \text{ m}^2,$$

$$\text{то } \frac{G_g \text{ sec}}{\Omega_g} = \frac{1,51}{0,199} = 7,58 \frac{\text{kg}}{\text{sec} \cdot \text{m}^2}$$

По Сыромятникову (стр. 71).

$$k_g = 2,2 + 0,33 \left( \frac{G_g \text{ sec}}{\Omega_g} \right)^{0,8} = 2,2 + 0,33 \cdot 7,58^{0,8} = 2,2 + 0,33 \cdot 5,06 =$$

$$= 2,2 + 1,67 = 3,87 \frac{\text{Cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}^{4/3}}.$$

Теперь у нас имеются все данные для построения кривой  $N_g = \psi(T_g)$  для дымогарных труб.

Выбираем масштабы: для  $\xi_1 = -(M + 2 N T)$   $w = 0,01 \text{ mm}$ , для  $\xi_2 = k(T - t)^n$   $v = 0,005 \text{ mm}$  и для температур  $f = 0,5 \text{ mm}$ ; тогда для поверхностей нагрева получаем масштаб:

$$1 \text{ m}^2 = \frac{w \cdot f}{v} = \frac{0,01 \cdot 0,5}{0,005} = 1 \text{ mm}.$$

Наносим на чертеже (см. черт. 1) оси координат. По оси абсцисс откладываем температуры. Вычисляем значения  $(M_g + 2 N_g T)$  для  $T = 0^\circ \text{C}$  и  $T = 1000^\circ \text{C}$ . При  $T = 0^\circ$   $(M_g + 2 N_g T) = M_g = (1 - \beta)M = 0,41 \cdot 3122 = 1280$ , или в выбранном масштабе  $1280 \cdot 0,01 = 12,8 \text{ mm}$ ;

при  $T = 1000^\circ \text{C}$   $(M_g + 2 N_g T) = 0,41 (3122 + 2 \cdot 0,3345 \cdot 1000) =$   
 $= 0,41 (3122 + 669) = 0,41 \cdot 3791 = 1554$ , или в масштабе  $1554 \cdot 0,01 =$   
 $15,54 \cong 15,5 \text{ mm}$ .

Откладываем эти величины вниз от соответствующих точек оси температур и проводим через них прямую линию.

Переходим к построению кривой  $\xi_2 = k(T - t)^n$ . Для облегчения подсчетов служит нижеследующая таблица I, в которой приведены уже готовые вычисленные значения  $(T - t)^{4/3}$  для различных значений этой разности через каждые  $25^\circ \text{C}$ .

Таблица I.

T-t	(T-t) <sup>4/3</sup>	T-t	(T-t) <sup>4/3</sup>	T-t	(T-t) <sup>4/3</sup>	T-t	(T-t) <sup>4/3</sup>
100	464	350	2466	600	5061	850	8052
125	625	375	2704	625	5344	875	8369
150	797	400	2947	650	5631	900	8689
175	979	425	3195	675	5921	925	9012
200	1169	450	3448	700	6215	950	9338
225	1368	475	3706	725	6513	975	9668
250	1575	500	3969	750	6814	1000	10000
275	1788	525	4236	775	7119	1025	10335
300	2008	550	4507	800	7427	1050	10672
325	2234	575	4782	825	7738	1075	11012

В выбранном нами масштабе температур достаточно брать точки кривой  $\xi_2 = k_g (T-t)^{4/3}$  через каждые  $50^\circ \text{C}$ , в пределах от  $(T-t) = 100^\circ \text{C}$  до  $(T-t) = 800^\circ \text{C}$ . В данной случае ( $p_k = 13 \text{ at abs}$ ) температура воды в котле  $t = 190^\circ \text{C}$ , т. е. для исходной температуры  $T_1 = 992^\circ \text{C}$  будет  $(T-t) = (992 - 190) = 802^\circ \text{C}$ .

Составляем соответствующую таблицу II, значений ординат кривой  $\xi_2$ .

Таблица II.

$$v = 0,005.$$

$$k_g = 3,87.$$

T-t	$k_g (T-t)^{4/3}$		T-t	$k_g (T-t)^{4/3}$		T-t	$k_g (T-t)^{4/3}$	
	Абсолют.	В мм		Абсолют.	В мм		Абсолют.	В мм
100	1796	9,0	350	9555	47,8	600	19580	97,9
150	3086	15,4	400	11400	57,0	650	21800	109,0
200	4522	22,6	450	13340	66,7	700	24060	120,3
250	6100	30,5	500	15370	76,9	750	26360	131,8
300	7780	38,9	550	17440	87,2	800	28740	143,7

Ось абсцисс, от точки соответствующей  $t = 190^\circ \text{C}$ , разбиваем на отрезки по  $50^\circ \text{C}$  т. е. по 25 мм длиной и на соответствующих вертикалях откладываем значения ординат  $\xi_2$ , приведенные в таблице II. По полученным точкам проводим плавную кривую. Построение кривой  $H = \psi (T)$  было уже описано выше. Начинаем его от точки  $T_1 = 992^\circ \text{C}$ . Полученную ломанную линию описываем кривой.

От оси ординат, из точки соответствующей в найденном масштабе ( $1 \text{ mm} = 1 \text{ m}^2$ ) величине  $H_g = 86,7 \text{ m}^2$ , т. е. на расстояние в 86,7 мм вверх от оси абсцисс, проводим горизонталь до пересечения с кривой

$N_g = \psi(T)$ . Из полученной точки пересечения проводим вертикаль, дающую нам на оси абсцисс искомую температуру  $T_{3g} = 348^\circ \text{C}$  — температуру, с которой газы сгорания покидают дымогарные трубы.

Та же температура, найденная аналитически путем пробных подстановок в уравнение (7), определилась в  $T_{3g} = 346^\circ \text{C}$ . Следовательно, точность предлагаемого графического метода очень велика.

Переходим к определению температуры газов сгорания у начала элементов перегревателя. Это построение достаточно провести в пределах от  $790^\circ \text{C}$  до  $990^\circ \text{C}$  (т. е. для  $T-t$  от  $600^\circ$  до  $800^\circ$ ).

В виду малости  $N_{ж'}$  = 6,4  $\text{m}^2$  выбираем масштабы:  $w = 0,01 \text{ mm}$ ,

$$v = 0,001 \text{ mm} \text{ и } f = 1 \text{ mm},$$

тогда масштаб поверхностей нагрева будет:  $1 \text{ m}^2 = \frac{w \cdot f}{v} = \frac{0,01 \cdot 1}{0,001} = 10 \text{ mm}$ .

При  $T = 790^\circ \text{C}$  ( $M_{ж'} + 2 N_{ж'} T$ ) = 0,59 (3122 + 2.0,3345.790) = 0,59 (3122 + 529) = 0,59.3651 = 2154, или в масштабе  $2154 \cdot 0,01 = 21,54 \cong 21,5 \text{ mm}$ ; при  $T = 990^\circ \text{C}$  ( $M_{ж'} + 2 N_{ж'} T$ ) = 0,59 (3122 + 2.0,3345.990) = 0,59 (3122 + 662) = 0,59.3784 = 2233, или в масштабе  $2233 \cdot 0,01 = 22,33 \cong 22,3 \text{ mm}$ .

По найденным ординатам проводим прямую  $\xi_1$ .

Что касается коэффициента теплопередачи в 1-й части жаровых труб, то по Сыромятникову (см. Тепловой процесс паровоза, стр. 138) зависимость его от диаметра труб, при одинаковых прочих условиях, выражается уравнением:

$$\frac{k}{k'} = \left( \frac{d^1}{d} \right)^{0,214}$$

Для нашего случая ( $d_{ж^1} = 100 \text{ mm}$ ) это дает:

$$k_{ж^1} = 0,847 \cdot k_g = 0,847 \cdot 3,87 = 3,28 \frac{\text{Cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}^{4/3}}$$

Вычисления ординат  $\xi_2 = k_{ж^1} (T-t)^{4/3}$  приводим в таблице III.

Т а б л и ц а III.

T — t	$K_{ж^1} (T-t)^{4/3}$	
	Абсолютн.	В mm.
600	16600	16,6
650	18460	18,5
700	20370	20,4
750	22350	22,4
800	24360	24,4

Найденные величины откладываем на соответствующих вертикалях и через полученные точки проводим плавную кривую (см. чер. 2). Построением от начальной температуры  $T_1 = 992^\circ \text{C}$ , находим кривую  $N_{ж^1} = \psi(T)$ . Проводя горизонталь на расстоянии 64 mm от оси абсцисс ( $N_{ж^1}$  в масштабе равно 64 mm) до пересечения с  $N_{ж^1} = \psi(T)$  и опуская

перпендикуляр на ось абсцисс, находим искомую температуру газов сгорания у концов элементов перегревателя  $T_{2ж} = 925^{\circ} \text{C}$ ,

Аналитический подсчет дает  $T_{2ж} = 926^{\circ} \text{C}$ .

При дальнейшем протекании по жаровой трубе газов сгорания их тепло идет уже не только на испарение воды в котле, но и на перегревание пара в элементах перегревателя.

Для удобства расчетов здесь приходится весь поток газов делить на два воображаемых, отдельных потока—так называемые: „испарительный“ и „перегревательный“ потоки. При этом предполагается, что раз разделившись перед началом элементов перегревателя, эти потоки в дальнейшем не смешиваются. Хотя в действительности это, конечно не так, но лучшего расчета мы еще не имеем.

При этом коэффициент разделения газов  $\beta'$ , показывающий какая часть общего потока газов в жаровых трубах отдает свое тепло только на перегрев пара, находится из условия, что конечные температуры (при выходе в дымовую коробку) обоих потоков будут одинаковы.

Температура пара непрерывно меняется по всей длине элементов перегревателя и поэтому следовало бы в расчет вводить эту переменную величину. Но это настолько усложняет все формулы и вычисления, что здесь приходится для простоты делать второе допущение— считать температуру пара на всем протяжении элементов перегревателя постоянной, равной средней между температурой воды в котле и окончательной температурой перегретого пара.

Для конструкций вроде перегревателя системы Шмидта это допущение очень близко к истине и дает верные результаты.

Конечная температура перегретого пара— $t_{ii}$  и коэффициент разделения газов в жаровых трубах— $\beta'$ , неизвестны и поэтому приходится ими задаваться. Так как (в нешироких пределах) температуры изменяются в зависимости от принимаемых предварительно  $\beta'$  и  $t_{ii}$ , практически по закону прямой, то достаточно задаться двумя значениями  $\beta'$  и для каждого из них еще двумя значениями  $t_{ii}$ , для того чтобы можно было графическим интерполированием найти их истинные величины. Всего, следовательно, подлежит рассмотрению четыре случая теплопередачи перегревателю и два случая теплопередачи воде во второй части жаровых труб.

Значения  $\beta'$  и  $t_{ii}$ , которыми мы задаемся, должны быть заведомо больше и меньше истинных их значений, для того, чтобы не пришлось прибегать к менее надежной экстраполяции.

В нашем случае, в предварительном расчете при определении поверхности нагрева перегревателя  $H_{ii}$ , было принято  $t_{ii} = 370^{\circ} \text{C}$ . В наш расчет достаточно ввести значения

$$t'_{ii} = 370 + 10 = 380^{\circ} \text{C} \text{ и } t''_{ii} = 370 - 40 = 330^{\circ} \text{C}$$

(большая разница вниз от первоначальной температуры взята потому, что окончательное точное значение  $t_{ii}$  получается всегда меньше первоначального).

Для выбора крайних значений  $\beta'$  удобнее всего идти следующим путем. Проф. Сыромятников на стр. 118 своего труда „Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя“ указывает,

что при нефтяном отоплении „тепловое напряжение“  $\left( q \frac{\text{Cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right)$  стенок перегревателя в два раза более, чем та же величина для стенок жаровых труб, при прочих равных условиях. Произведенные мною

подсчеты показали, что при угольном отоплении это отношение равно уже не 2, а только примерно  $\frac{q_{ii}}{q_{ж''}} = 1,6$ . Для расчета достаточно будет задаться крайними значениями этого отношения  $\cong 1,6 \pm 0,3$  т. е. 1,9 и 1,3. Огневые поверхности нагрева перегревателя и второй части жаровых труб равны —  $N_{ii} = 65,0 \text{ m}^2$  и  $N_{ж''} = 60,2 \text{ m}^2$ . Так как все тепло отданное газовым потоком выражается через тепловое напряжение как  $Q = qN$ , то подставляя имеющиеся величины, получаем:

$$I. \frac{Q_{ii}}{Q_{ж''}} = \frac{q_{ii} \cdot N_{ii}}{q_{ж''} \cdot N_{ж''}} = 1,9 \frac{65,0}{60,2} = 2,051 \text{ и дальше}$$

$$(1 - \beta')_I = \frac{1}{1 + 2,051} = \frac{1}{3,051} = 0,328,$$

$$\text{откуда } \beta'_I = 1 - 0,328 = 0,672.$$

$$II. \frac{Q_{ii}}{Q_{ж''}} = 1,3 \frac{65,0}{60,2} = 1,403; \quad (1 - \beta')_{II} = \frac{1}{1 + 1,403} = 0,416$$

$$\text{и } \beta'_{II} = 1 - 0,416 = 0,584.$$

Для расчета принимаем округленные значения:

$$\beta'_I = 0,675 \text{ и } \beta'_{II} = 0,575.$$

Такой способ нахождения значений  $\beta'$  взят потому, что эта величина при разных конструкциях перегревателей, т. е. при разных значениях отношения  $\frac{N_{ii}}{N_{ж''}}$ , может сильно колебаться. Поэтому, если просто задаваться  $\beta'$  наугад, то легко можно взять оба его расчетных значения по одну сторону истинного, а следовательно придется прибегать к нежелательной экстраполяции.

Теперь можно определить конечные температуры „испарительного“ потока при обоих  $\beta'$ . Это построение достаточно провести в пределах от  $290^\circ \text{C}$  до  $940^\circ \text{C}$  (т. е. для  $T-t$  от  $100^\circ$  до  $750^\circ$ ). Масштабы берем:  $w = 0,01 \text{ mm}$ ,  $v = 0,005 \text{ mm}$  и  $f = 0,5 \text{ mm}$ , т. е. масштаб поверхностей нагрева  $1 \text{ m}^2 = 1 \text{ mm}$ .

$$\begin{aligned} \text{Для } \beta'_I = 0,675, \text{ при } T = 940^\circ (M_{ж''} + 2N_{ж''}T) = \\ = 0,59 (1 - 0,675) (3122 + 2 \cdot 0,3345 \cdot 940) = 0,59 \cdot 0,325 (3122 + 629) = \\ = 0,59 \cdot 0,325 \cdot 3751 = 720 \text{ или в масштабе } 720 \cdot 0,01 = 7,2 \text{ mm}; \text{ при} \\ T = 290^\circ (M_{ж''} + 2N_{ж''}T) = 0,59 \cdot 0,325 (3122 + 2 \cdot 0,3345 \cdot 290) = \\ = 0,59 \cdot 0,325 (3122 + 194) = 0,59 \cdot 0,325 \cdot 3316 = 637, \text{ или в масштабе} \\ 637 \cdot 0,01 = 6,37 \cong 6,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Для } \beta'_{II} = 0,575, \text{ при } T = 940^\circ (M_{ж''} + 2N_{ж''}T) = \\ = 0,59 (1 - 0,575) (3122 + 2 \cdot 0,3345 \cdot 940) = 0,59 \cdot 0,425 \cdot 3751 = 941, \\ \text{или в масштабе } 941 \cdot 0,01 = 9,41 \cong 9,4 \text{ mm}; \\ \text{при } T = 290^\circ (M_{ж''} + 2N_{ж''}T) = 0,59 \cdot 0,425 \cdot 3316 = 832 \text{ или в мас-} \\ \text{штабе } 832 \cdot 0,01 = 8,32 \cong 8,3 \text{ mm.} \end{aligned}$$

По найденным ординатам проводим две прямых совмещая оба случая на одном чертеже (см. черт. 3).

$$\text{Как и для } N_{ж'}, \text{ определяем коэффициент теплопередачи по Сыромятникову для } d_{ж''} = 125 \text{ mm} - K_{ж''} = 0,805 \cdot 3,87 = 3,12 \frac{\text{Cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}^{4/3}}$$

Вычисления ординат  $\xi_2 = K_{ж''} (T-t)^{4/3}$  приведены в таблице IV.

Таблица IV.

T-t	$K_{ж''} (T-t)^{4/3}$		T-t	$K_{ж''} (T-t)^{4/3}$		T-t	$K_{ж''} (T-t)^{4/3}$	
	Абсолют.	В мм		Абсолют.	В мм		Абсолют.	В мм
100	1447	7,2	350	7700	38,5	600	15790	78,9
150	2488	12,4	400	9200	46,0	650	17580	87,9
200	3646	18,2	450	10760	53,8	700	19400	97,0
250	4920	24,6	500	12380	61,9	750	21260	106,3
300	6270	31,4	550	14060	70,3			

Найденные величины откладываем на соответствующих вертикалях и полученные точки соединяем плавной кривой. Пользуясь обеими прямыми  $\xi_1 = -(M_{ж''} + 2N_{ж''}T)$ , построением, от начальной температуры  $T_{2ж} = 925^\circ \text{C}$ , находим  $H_{ж''} = \psi(T)$  для обоих значений  $\beta'$ . Проводя горизонталь на расстоянии 60,2 мм от оси абсцисс (в масштабе  $H_{ж''} = 60,2 \cdot 1 = 60,2 \text{ мм}$ ) до пересечения с обеими кривыми и опуская из найденных точек перпендикуляры на ось абсцисс, находим искомые, конечные температуры „испарительного“ потока газов сгорания

$$\begin{aligned} \text{при } \beta'_I = 0,675 \quad T_{II}^I &= 308^\circ \text{C} \\ \text{и при } \beta'_{II} = 0,575 \quad T_{II}^{II} &= 360^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Теперь, имея все температуры, вычисляем полное количество пара, даваемого котлом.

Количество теплоты переданное в топке:

$$\begin{aligned} Q_m &= M(T_0 - T_1) + N(T_0^2 - T_1^2) = \\ &= 3122(1617 - 992) + 0,3345(1617^2 - 992^2) = 3122 \cdot 625 + 0,3345 \cdot 1631400 = \\ &= 1951300 + 545700 \text{ Cal/h.} \end{aligned}$$

Количество тепла переданное в дымогарных трубах:

$$\begin{aligned} Q_g &= 1280(992 - 348) + 0,1371(992^2 - 348^2) = \\ &= 1280 \cdot 644 + 0,1371 \cdot 863000 = 824300 + 118300 = 942600 \text{ Cal/h.} \end{aligned}$$

Количество тепла переданное в I-ой части жаровых труб:

$$\begin{aligned} Q_{ж'} &= 1842(992 - 925) + 0,1974(992^2 - 925^2) = \\ &= 1842 \cdot 67 + 0,1974 \cdot 128500 = 123300 + 25400 = 148700 \text{ Cal/h.} \end{aligned}$$

Количество тепла переданное воде во II-ой части жаровых труб:

1) при  $\beta'_I = 0,675$

$$\begin{aligned} Q_{ж''}^I &= 599(925 - 308) + 0,0642(925^2 - 308^2) = \\ &= 599 \cdot 617 + 0,0642 \cdot 760700 = 369600 + 48800 = 418400 \text{ Cal/h,} \end{aligned}$$

2) при  $\beta'_{II} = 0,575$

$$\begin{aligned} Q_{ж''}^{II} &= 783(925 - 360) + 0,0839(925^2 - 360^2) = \\ &= 783 \cdot 565 + 0,0839 \cdot 726000 = 442300 + 60900 = 503200 \text{ Cal/h.} \end{aligned}$$

Следовательно полное количество тепла пошедшее на испарение, при  $\beta'_1 = 0,675$  будет:

$$Q_u^I = 2497000 + 942600 + 148700 + 418400 = 4006700 \text{ Cal/h};$$

при  $\beta'_{II} = 0,575$  будет:

$$Q_u^II = 2497000 + 942600 + 148700 + 503200 = 4091500 \text{ Cal/h}.$$

В расчете у Сыромятникова расход тепла на испарение, подогретой в подогревателе, воды принят  $\lambda_u = 550 \text{ Cal/kg}$  и кроме того принято, что 5% ная надбавка к расходу пара машиной идет на „хозяйственные“ нужды в виде сырого пара. Поэтому количество пара проходящего через перегреватель будет:

$$B_m^I = \frac{4006700}{550 \cdot 1,05} = 6938 \text{ kg/h и}$$

$$B_m^{II} = \frac{4091500}{550 \cdot 1,05} = 7085 \text{ kg/h}.$$

Переходим к определению конечных температур „перегревательного“ потока газов сгорания для предположенных нами четырех случаев.

Для определения коэффициента теплопередачи в перегревателе проф. Сыромятников дает только формулу

$$K_u = 21 \left( \frac{\beta B_h}{H_{ж} + H_u} \right)^{0,7} = 21 \left( \frac{0,59 \cdot 643}{66,6 + 65,0} \right)^{0,7} =$$

$$= 21 \left( \frac{0,59 \cdot 643}{131,6} \right)^{0,7} = 21 \cdot 2,885^{0,7} = 21 \cdot 2,096 = 44,1 \frac{\text{Cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

(см. Теплов. процесс паров. стр. 151), где  $B_h$  — „приведенное“ к нефти количество сжигаемого в час топлива. Формула эта дана для показателя  $n = 1$  и особенной точностью не отличается, но за неимением лучшего приходится оперировать ею.

Так как  $n = 1$  и кроме того, по приведенной формуле,  $K_u$  не зависит от  $T$ , то  $\xi_2 = K(T - t)^n$  в этом случае превращается в прямую линию, пересекающую ось абсцисс при  $T = t$ . Благодаря этому значительно сокращаются все расчеты и это является несомненным преимуществом приведенной формулы для  $K_u$ .

Рассмотрим сначала случаи с обоими  $\beta'$  и с предположительной температурой перерева  $t'' = 380^\circ \text{C}$ . Тогда средняя температура пара в перегревателе, входящая в расчет как фиктивная постоянная величина будет:

$$t'_m = \frac{190 + 380}{2} = 285^\circ \text{C}.$$

Масштабы оставляем прежние, т. е.  $w = 0,01 \text{ mm}$ ,  $v = 0,005 \text{ mm}$  и  $f = 0,5 \text{ mm}$  и для  $H_u$   $1 \text{ m}^2 = 1 \text{ mm}$ .

1)  $\beta'_1 = 0,675$  и  $t'_m = 285^\circ \text{C}$ , тогда при  $T = 285^\circ \text{C}$

$$(M_u + 2 N_u T) = 0,59 \cdot 0,675 (3122 + 2 \cdot 0,3345 \cdot 285) = 0,59 \cdot 0,675 (3122 + 191) = 0,59 \cdot 0,675 \cdot 3313 = 1319, \text{ или в масштабе } 1319 \cdot 0,01 = 13,19 \cong 13,2 \text{ mm};$$

при  $T = 925^\circ \text{C}$   $(M_u + 2 N_u T) =$

$$= 0,59 \cdot 0,675 (3122 + 2 \cdot 0,3345 \cdot 925) = 0,59 \cdot 0,675 (3122 + 619) = 0,59 \cdot 0,675 \cdot 3741 = 1490, \text{ или в масштабе } 1490 \cdot 0,01 = 14,9 \text{ mm}.$$



$$2) \beta'_{II} = 0,575 \text{ и } t'_m = 285^\circ \text{ С, тогда при } T = 285^\circ \text{ С } (M_{ii} + 2 N_{ii} T) = \\ = 0,59 \cdot 0,575 \cdot 3313 = 1124, \text{ или в масштабе } 1124 \cdot 0,01 = \\ = 11,24 \cong 11,2 \text{ мм; при } T = 925^\circ \text{ С } (M_{ii} + 2 N_{ii} T) = 0,59 \cdot 0,575 \cdot 3741 = \\ = 1269, \text{ или в масштабе } 1259 \cdot 0,01 = 12,69 = 12,7 \text{ мм.}$$

И в первом и во втором случае линия  $K_{ii}(T-t)$  будет одна и та же, так как это выражение не зависит от  $\beta'$ .

При  $T = 285^\circ \text{ С}$   $K_{ii}(T-t) = 0$  (пересекает ось абсцисс), а при  $T = 925^\circ \text{ С}$   $K_{ii}(T-t) = 44,1 \cdot 640 = 28200$ , или в масштабе  $28200 \cdot 0,005 = 141 \text{ мм}$ .

Так же, как и при определении температур „испарительного“ потока, совмещаем оба случая на одном чертеже (см. черт. 4). Производя построение кривых  $N_{ii} = \psi(T)$ , находим что при  $N_{ii} = 65,0 \text{ м}^2$ , конечная температура „перегревательного“ потока газов сгорания будет:

$$\text{в первом случае } T'_n = 367^\circ \text{ С и}$$

$$\text{во втором случае } T''_n = 340^\circ \text{ С.}$$

Теперь рассмотрим следующие два случая с обоими  $\beta'$  и с предположительной температурой перегрева  $t''_m = 330^\circ \text{ С}$ .

$$\text{Тогда } t''_m = \frac{190 + 330}{2} = 260^\circ \text{ С.}$$

Масштабы остаются те же.

3)  $\beta'_I = 0,675$  и  $t''_m = 260^\circ \text{ С}$ ; значения  $(M_{ii} + 2 N_{ii} T)$  при  $T = 285^\circ$  и  $925^\circ$  те же, что и в случае 1-м.

4)  $\beta'_{II} = 0,575$  и  $t''_m = 260^\circ \text{ С}$ ; значения  $(M_{ii} + 2 N_{ii} T)$  при  $T = 285^\circ$  и  $925^\circ$  те же, что и в случае 2-м.

Линия  $K_{ii}(T-t)$  одна и та же для 3-го и 4-го случаев. При  $T = 260^\circ \text{ С}$   $K_{ii}(T-t) = 0$ , а при  $T = 925^\circ \text{ С}$   $K_{ii}(T-t) = 44,1(925-260) = 44,1 \cdot 665 = 29300$ , или в масштабе  $29300 \cdot 0,005 = 146,5 \text{ мм}$ .

Совмещая и эти оба случая на одном чертеже (черт. 5), путем построения находим конечную температуру „перегревательного“ потока

$$\text{в третьем случае } T'''_n = 346^\circ \text{ С и}$$

$$\text{в четвертом случае } T''''_n = 322^\circ \text{ С.}$$

Теперь мы можем определить количество тепла пошедшее на осушку и перегрев пара во всех четырех случаях:

$$Q'_i = M_{ii}^I (T_{2ж} - T_n^I) + N_{ii}^I (T_{2ж}^2 - T_n^{I2}) = \\ = 1243(925-367) + 0,1332(925^2 - 367^2) = 1243 \cdot 558 + 0,1332 \cdot 720900 = \\ = 693600 + 96000 = 789600 \text{ cal/h.}$$

$$Q''_i = 1059(925-340) + 0,1135(925^2 - 340^2) = 1059 \cdot 585 + 0,1135 \cdot 740000 = \\ = 619500 + 84000 = 703500 \text{ cal/h.}$$

$$Q'''_i = 1243(925-346) + 0,1332(925^2 - 346^2) = 1243 \cdot 579 + 0,1332 \cdot 735900 = \\ = 719700 + 98100 = 817800 \text{ cal/h.}$$

$$Q''''_i = 1059(925-322) + 0,1135(925^2 - 322^2) = 1059 \cdot 603 + 0,1135 \cdot 751900 = \\ = 638600 + 85400 = 724000 \text{ cal/h.}$$

В первом и третьем случаях это количество тепла пошло на осушку и перегрев количества пара  $V_m^I = 6938 \text{ kg/h}$ , т. е. приращение теплосодержания было:

$$\Delta \lambda_{\text{в}}^{\text{I}'} = \frac{Q_{\text{в}}^{\text{I}'}}{B_{\text{м}}^{\text{I}'}} = \frac{789600}{6938} = 113,8 \text{ cal/kg} \text{ и } \Delta \lambda_{\text{в}}^{\text{I}''} = \frac{817800}{6938} = 117,9 \text{ cal/kg.}$$

Отсюда теплосодержание перегретого пара и по этому последнему его температура (по диаграмме Молье), определяется как:

$$\lambda_{\text{в}}^{\text{I}'} = 645 + 113,8 = 758,8 \text{ cal/kg} \text{ и } t_{\text{в}}^{\text{I}'} = 357^{\circ} \text{ C}$$

$$\lambda_{\text{в}}^{\text{I}''} = 645 + 117,9 = 762,9 \text{ cal/kg} \text{ и } t_{\text{в}}^{\text{I}''} = 365^{\circ} \text{ C.}$$

Во втором и четвертом случаях

$$B_{\text{м}}^{\text{II}} = 7085 \text{ kg/h т. е. } \Delta \lambda_{\text{в}}^{\text{II}'} = \frac{703500}{7085} = 99,3 \text{ cal/kg} \text{ и}$$

$$\Delta \lambda_{\text{в}}^{\text{II}''} = \frac{724000}{7085} = 102,2 \text{ cal/kg} \text{ и следовательно}$$

$$\lambda_{\text{в}}^{\text{II}'} = 645 + 99,3 = 744,3 \text{ cal/kg} \text{ и } t_{\text{в}}^{\text{II}'} = 329^{\circ} \text{ C}$$

$$\lambda_{\text{в}}^{\text{II}''} = 645 + 102,2 = 747,2 \text{ cal/kg} \text{ и } t_{\text{в}}^{\text{II}''} = 335^{\circ} \text{ C.}$$

Если по найденным  $t_{\text{в}}$  начать определять соответствующие  $t_{\text{м}}$ , то мы увидим, что они или больше или меньше расчетных  $t_{\text{м}}' = 285^{\circ} \text{ C}$  и  $t_{\text{м}}'' = 260^{\circ} \text{ C}$ . Чтобы найти те значения  $t_{\text{в}}$  при которых вычисленные по ним  $t_{\text{м}}$  будут равны взятым при расчете, мы сопоставим случаи: 1-й с 3-м и 2-й с 4-м и путем графического интерполирования найдем нужные  $t_{\text{в}}$ . Делаем это так: по оси абсцисс откладываем, как аргумент,  $t_{\text{в}}$ , принятые предварительно, по оси ординат откладываем температуры полученные из расчета. Для нас достаточно будет взять абсциссы и ординаты от  $300^{\circ}$  до  $380^{\circ}$  (масштаб произвольный, напр.,  $1^{\circ} \text{ C} = 2 \text{ mm}$ ).

Рассмотрим случаи 1-ый и 3-й. Когда было принято  $t_{\text{в}}'' = 330^{\circ}$  ( $t_{\text{м}}'' = 260^{\circ}$ ), то получено было  $t_{\text{в}}^{\text{I}''} = 365^{\circ}$  а при принятом  $t_{\text{в}} = 380^{\circ}$  ( $t_{\text{м}}' = 285^{\circ}$ ) получено было  $t_{\text{в}}^{\text{I}'} = 357^{\circ}$ . По этим точкам проводим прямую, выражающую зависимость полученного  $t_{\text{в}}$  от предварительно принятого  $t_{\text{в}}$  (черт. 6); проводим еще прямую, проходящую через начало координат и делящую угол между ними пополам; точка пересечения этой прямой с прямой для  $t_{\text{в}}^{\text{I}'}$  даст правильное значение  $t_{\text{в}}$  при данном  $\beta'$ . На этом же чертеже проводим прямую, выражающую зависимость конечной температуры „перегревательного“ потока от предварительно- принятого  $t_{\text{в}}$ . Для её построения имеем что при принятом  $t_{\text{в}}'' = 330^{\circ}$  получено было  $T_{\text{н}}^{\text{I}''} = 346^{\circ}$  и при принятом  $t_{\text{в}}' = 380^{\circ}$  получено было  $T_{\text{н}}^{\text{I}'} = 367^{\circ}$ . Проводим по этим точкам прямую и, опуская из только что найденной точки для  $t_{\text{в}}^{\text{I}'}$ , вертикаль до пересечения с этой прямой находим соответствующее значение  $T_{\text{н}}^{\text{I}'}$ . Измерять на оси ординат численные значения  $t_{\text{в}}^{\text{I}'}$  и  $T_{\text{н}}^{\text{I}'}$  нет необходимости т. к. это только промежуточные, вспомогательные величины.

Точно так же сопоставляем 2-й и 4-й случаи ( $\beta''_{\text{II}} = 0,575$ ). Имеем точки: при принятом  $t_{\text{в}}'' = 330^{\circ}$  получено  $t_{\text{в}}^{\text{II}''} = 335^{\circ}$  и  $T_{\text{н}}^{\text{II}''} = 322^{\circ}$ , а при принятом  $t_{\text{в}}' = 380^{\circ}$  получено  $t_{\text{в}}^{\text{II}'} = 329^{\circ}$  и  $T_{\text{н}}^{\text{II}'} = 340^{\circ}$ .

Проводя по этим точкам прямые (см. черт. 7), мы в пересечении линии для  $t_{\text{в}}^{\text{II}'}$  с наклонной под углом в  $45^{\circ}$  прямой, находим правиль-

ное значение  $t_{ii}^{II}$  при  $\beta'_{II} = 0,575$ , а опуская из найденной точки вертикаль до пересечения с линией для  $T_{II}^{II}$ , находим соответствующее значение  $T_{II}^{II}$ .

Теперь можно определить точное значение  $\beta'$ , а затем и окончательные величины  $t_{ii}$  и  $T_{зж}$ . Для этого по оси абсцисс откладываем значения  $\beta'$ , (в нашем случае от 0,575 до 0,675) и по оси ординат температуры (их, как и на предыдущих двух чертежах, берем от 300° до 380°)

Чертежи 6, 7 и 8 располагаем рядом так, чтобы оси абсцисс лежали у них на одной прямой и чтобы чертеж 8 был в середине, чертеж 6 справа и черт. 7 слева.

Расположив таким образом чертежи, сносим по горизонтали, полученные на черт. 6 и 7 значения  $t_{ii}$  и  $T_{II}$  на, соответствующие обоим  $\beta'$ , вертикали. Полученные точки соединяем прямыми— $t_{ii} = f_1(\beta')$  и  $T_{II} = f_2(\beta')$ . Кроме того проводим прямую  $T_{II} = f_3(\beta')$  для построения которой мы имеем, что при  $\beta'_{II} = 0,575$   $T_{II}^{II} = 360^\circ \text{C}$  и при  $\beta'_I = 0,675$   $T_{II}^I = 308^\circ \text{C}$ .

Опуская из точки пересечения прямых  $T_{II} = f_2(\beta')$  и  $T_{II} = f_3(\beta')$  перпендикуляр на ось абсцисс, мы находим, то, искомое, значение  $\beta'$ , при котором выполнено условие, что конечные температуры „испарительного“ и „перегревательного“ потоков должны быть равны. В точке пересечения этой же вертикалью линии  $t_{ii} = f_1(\beta')$  мы получаем соответствующее значение  $t_{ii}$ .

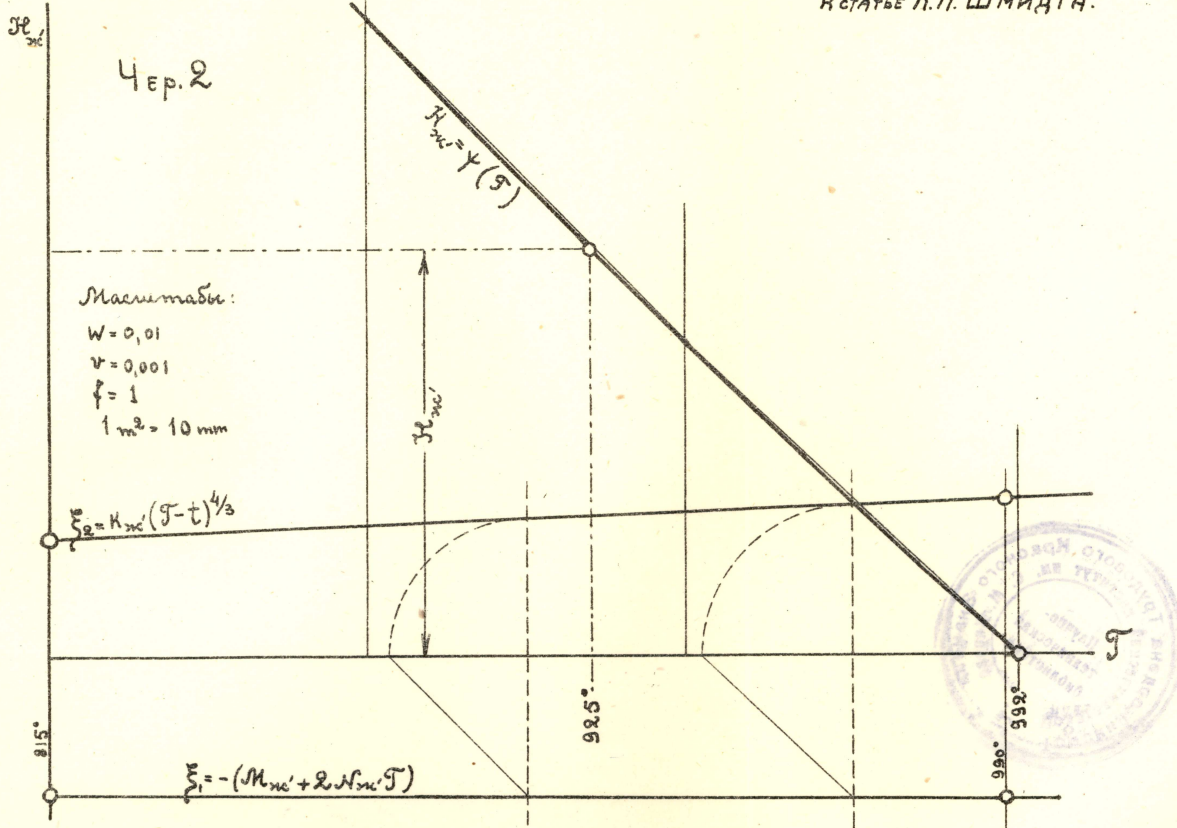
На черт. 8 нами получено:  $\beta' = 0,617$ ,  $T_{зж} = T_{II} = T_{II} = 338^\circ \text{C}$  и  $t_{ii} = 345^\circ \text{C}$ .

Произведенный точный аналитический расчет дал для тех же величин значения:  $\beta' = 0,618$ ,  $T_{зж} = 336^\circ \text{C}$  и  $t_{ii} = 346^\circ \text{C}$ . Отсюда видно, что точность предлагаемого графического метода очень велика.

Здесь следует еще отметить необходимость более точного выяснения величин коэффициентов теплопередачи особенно в перегревателе, что лучше всего может быть сделано постановкой специальных лабораторных опытов.



Чер. 2



Чер. 5

