

НЕКОТОРЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ УВЕЛИЧЕНИЯ ОТДАЧИ ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК

Г. И. ФУКС

1

Из всех предложений, которые были сделаны за последние годы с целью увеличения отдачи тепловых установок, особенное внимание заслуживает установка Велокс. Анализ работы паросиловой установки [3] показывает, что наиболее уязвимым местом в цепи превращения энергии является паровой котел, несмотря на его высокий КПД. Котел Велокс, кроме резкого сокращения размеров установки и прочих общеизвестных преимуществ, интересен как первая удачная попытка воздействия на процесс горения в топке. Дело не в высоком КПД котельной установки Велокс. Если этот КПД покупается за счет добавочной мощности, подводимой для сжатия воздуха, то это даст не повышение, а понижение общей отдачи установки [4]. Но когда компрессорно-турбинная группа начнет выдавать работу, получается увеличение экономического КПД установки при обычных значениях КПД котельной части. Современные достижения в области газовых турбин делают этот путь достаточно реальным.

Но установки Велокс требуют применения особого, вообще говоря, дефицитного топлива. Нам неизвестно ни одной установки этого типа, рассчитанной на пылевидное топливо, а тем более—на сжигание топлива

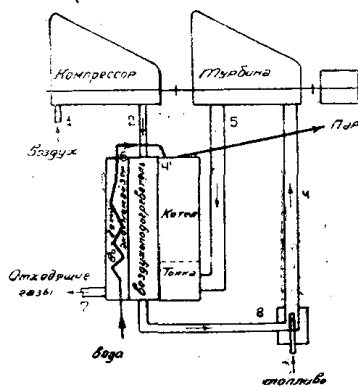


Рис. 1

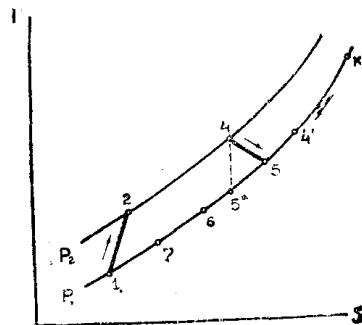


Рис. 2

в слоевом процессе. Работа котла с сверхдавлением в газовой части также не всегда желательна, поэтому представляется целесообразным такое видоизменение установки Велокс, которое позволило бы использовать ее термические преимущества в соединении с обычными паросиловыми установками.

Схема такой установки приведена на рис. 1, а процесс в тепловых (TS) координатах на рис. 2. Компрессор сжимает воздух до давления p_2 , процесс 1—2. Сжатый воздух проходит через воздухоподогреватель, работающий за счет тепла отходящих газов котельной установки, нагрева-

ется до состояния 4, процесс 2—4, и поступает в турбину. После турбины воздух поступает в топку котла (состояние 5). На котельных поверхностях идет охлаждение продуктов сгорания от К до 4', в воздухоподогревателе газы охлаждаются в процессе 4'—6, а затем направляются в водяной экономайзер, где идет процесс 6—7.

Здесь ставится задача оценки относительной выгодности рассмотренной схемы, поэтому расчеты проведены с некоторыми упрощениями. Так, пренебрегается влиянием изменения химсостава в процессе горения на энтальпию нм^3 , присосами воздуха в котельной установке и т. п. мало существенными величинами. При этих условиях работа, снимаемая в данной установке с нм^3 воздуха, будет

$$AL = AL_m + \eta_{te}^n [(i_k - i_4') + (i_6 - i_7) - \Sigma \pi_k]. \quad (1)$$

Приняты обозначения:

AL_m —избыточная работа компрессорно-турбинной группы, равная разности эффективных работ турбины и компрессора на нм^3 воздуха

$$AL_m = AL_{me} - AL_{ke}, \quad (2)$$

η_{te}^n —термический эффективный КПД паровой части.

Выражение в квадратных скобках представляет собою тепло, переданное пару и воде (на нм^3 воздуха), i_k —теоретическое значение энтальпии воздуха (газа) после горения, $\Sigma \pi_k$ —сумма потерь котельной части в внешнюю среду.

Но по рис. 2

$$(i_k - i_4') + (i_6 - i_7) = (i_k - i_7) - (i_4' - i_6). \quad (a)$$

Если тепловыделение на нм^3 воздуха будет $q \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$ и КПД топки η_{tm} , то

$$i_k = i_5 + \eta_{tm} q. \quad (b)$$

Тепловой баланс воздухоподогревателя

$$i_4' - i_6 = i_4 - i_2, \quad (c)$$

следовательно,

$$(i_k - i_4') + (i_6 - i_7) - \Sigma \pi_k = \eta_{tm} q - \Sigma \pi_k - (i_7 - i_1) - (i_4 - i_2) + (i_5 - i_1). \quad (3)$$

Величина

$$\eta_{tm} q - \Sigma \pi_k - (i_7 - i_1)$$

представляет собою использованное тепло котельной установки,

$$\eta_{tm} q - \Sigma \pi_k - (i_7 - i_1) = \eta_{ку} q. \quad (4)$$

Величина

$$(i_4 - i_2) - (i_5 - i_1)$$

согласно рис. 2 представляет собою разность подвода и отвода тепла в компрессорно-турбинной группе. Она равна разности внутренних работ турбины и компрессора

$$(i_4 - i_2) - (i_5 - i_1) = AL_{mi} - AL_{ki}. \quad (d)$$

Но

$$AL_{me} = AL_{mi} \eta_{mt}, \quad (e)$$

$$AL_{ke} = \frac{AL_{ki}}{\eta_{mk}}, \quad (f)$$

где η_{mt} и η_{mk} —механические КПД турбины и компрессора соответственно. Удобно также ввести отношение работ (эффективных мощностей) компрессора и турбины

$$w = \frac{AL_{ke}}{AL_{me}}. \quad (g)$$

Тогда

$$(i_4 - i_2) - (i_5 - i_1) = \frac{AL_m}{1-w} \left(\frac{1}{\eta_{lm}} - w\eta_{mk} \right). \quad (5)$$

Из (1), с учетом (3), (4) и (5), получим

$$AL = \eta_{ky}\eta_{te}^n q + AL_m \left[1 - \frac{\eta_{te}^n \left(\frac{1}{\eta_{lm}} - w\eta_{mk} \right)}{1-w} \right]. \quad (6)$$

В обычной паросиловой установке величина работы на нм^3 воздуха будет

$$AL' = \eta_{te}^n q = \eta_{ky}\eta_{te}^n q \quad (7)$$

Введение компрессорно-турбинной группы принесет выгоду в том случае, если второй член правой части (6) будет положительным. Для этого необходимо соблюдение 2 условий:

$$AL_m > 0, \quad (8)$$

$$1 - \frac{\eta_{te}^n \left(\frac{1}{\eta_{lm}} - w\eta_{mk} \right)}{1-w} > 0. \quad (9)$$

Из соотношений (2) и (q) имеем

$$AL_m = AL_{me}(1-w) \quad (10)$$

Турбина всегда выдает работу

$$AL_{me} > 0,$$

поэтому условие (7) дает

$$1 > w > 0. \quad (11)$$

Из условия (8) после несложных преобразований можно получить

$$w < \frac{1 - \frac{\eta_{te}^n}{\eta_{lm}}}{1 - \eta_{te}^n \eta_{mk}}. \quad (12)$$

Так как η_{te}^n и η_{lm} всегда представляют собою правильные дроби, то величина w также будет правильной дробью, поэтому условие (11) является лишним. Остается одно условие (12), соблюдение которого необходимо и достаточно, чтобы добавка компрессорно-турбинной группы принесла повышение экономического КПД паросиловой установки.

На рис. 3 даны результаты подсчетов предельных значений отношений эффективных мощностей компрессора и турбины для двух значений механического КПД. Из рисунка очевидно, что даже при низком для ротационных машин механическом КПД

$$\eta_{lm} = \eta_{mk} = 0.95$$

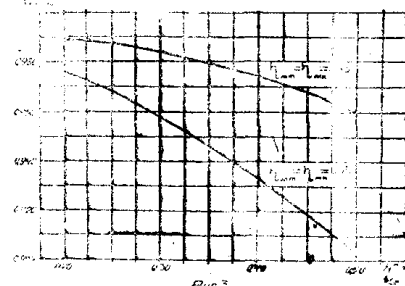


Рис. 3

и высоких значениях η_{te} работа сжатия должна быть менее 90% работы турбины. Не представляет труда осуществить установку с относительной затратой работы на сжатие в 75—82% [5]. На основании (6) и (10) это обозначает, что добавка компрессорно-турбинной группы должна практически вести к увеличению экономического КПД установки.

Прежде чем перейти к оценке выгоды, которая получается от введения в установку компрессорно-турбинной группы, остановимся на условиях работы последней. Из соотношения (6) ясно, что добавка в работе, получаемая от введения компрессорно-турбинной группы при заданных условиях работы паровой части, зависит не только от работы AL_m , но и от соотношений работ компрессора и турбины w , механической степени совершенства η_{mt} и η_{mk} и абсолютного значения термического КПД η_{te}^n . Величины AL_m и w определяются условиями температур и давлений, в которых работает компрессорно-турбинная группа. Действительно, эффективную работу на нм^3 в турбине и компрессоре можно подсчитать так:

$$AL_{em} = c_p T_4 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \eta_{oe}^m, \quad (11)$$

$$AL_{ek} = \frac{c_p T_1}{\eta_{ad}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (12)$$

Здесь обозначено:

c_p — теплоемкость воздуха в $\frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3 \text{град}}$,

η_{oe}^m — относительный эффективный КПД турбины,

η_{ad} — адиабатический КПД компрессора,

κ — показатель адиабаты. В расчете принято $\kappa = 1.40$.

Вводя обозначение

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = x, \quad (a)$$

получим

$$AL_{em} = c_p T_4 \frac{x-1}{x} \eta_{oe}^m, \quad (13)$$

$$AL_{ek} = \frac{c_p T_1}{\eta_{ad}} (x-1), \quad (14)$$

$$w = \frac{AL_{ek}}{AL_{em}} = \frac{T_1 x}{T_4 \eta_{oe}^m \eta_{ad}} \quad (15)$$

На основе этого, с учетом (2) составляется из (6) функция U , имеющая максимальное значение при том же x , что и значение AL

$$U = (x-1) \left(\frac{T_4 \eta_{oe}^m}{x} - \frac{T_1}{\eta_{ad}} \right) \left(1 - \frac{\eta_{te}^n}{\eta_{mt}} \frac{\frac{1}{\eta_{ad}} - \frac{T_1 x}{T_4 \eta_{oe}^m \eta_{ad} \eta_{mk}}}{1 - \frac{T_1 x}{T_4 \eta_{oe}^m \eta_{ad}}} \right). \quad (16)$$

Условие максимума этой функции

$$\frac{du}{dx} = 0$$

дает

$$x = \sqrt{\frac{T_4}{T_1} \frac{\eta_{oe}^m}{\eta_{ad}} \frac{1 - \frac{\eta_{te}^n}{\eta_{mt}}}{1 - \frac{\eta_{te}^n}{\eta_{mk}}}} \quad (17)$$

На рис. 4 и 5 приведены результаты подсчетов наивыгоднейших отношений давлений $\frac{p_2}{p_1}$ по (17) и (а) и соответствующих им величин w по (15) для разных η_{te}^n при различной степени совершенства компрессорно-турбинной группы. Во всех случаях наивыгоднейшее соотношение давлений лежит в пределах 1.8—3.0, что нетрудно получить в аксиальном компрессоре и легко используется в турбинах с небольшим числом сту-

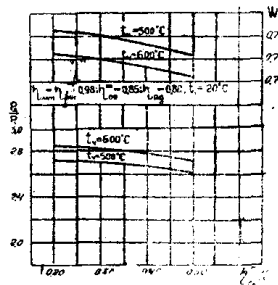


Рис. 4

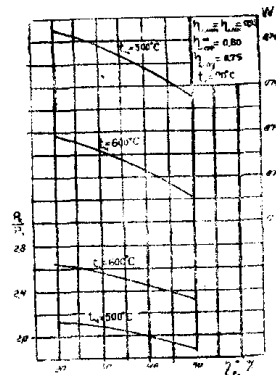


Рис. 5

пеней. Так, проф. Стодола [5] приводит данные испытания газовой турбины, работавшей газами с $t = 490—550^\circ\text{C}$, причем значения относительных КПД оказались

$$\eta_{oe}^m = 0.884,$$

$$\eta_{ad} = 0.846—0.849,$$

отношение мощностей

$$w = 0.74—0.78.$$

Турбина и компрессор имели небольшое количество ступеней. При низких показателях, которые положены для сравнительного подсчета на рис. 5, величина w не превышает 78% при самых малых значениях η_{te}^n .

3

Конкретное представление о выгоде установки по приведенной схеме и условиях ее работы можно получить, подсчитав по (6) AL и КПД установки по общему соотношению

$$\eta = \frac{AL}{q}. \quad (a)$$

Каждый раз при этом выбирается наивыгоднейшее для данного случая отношение давлений компрессорно-турбинной группы. Работа последней AL_m по приведенному выше соотношению (2) будет

$$AL_m = AL_{te} - AL_{ke}. \quad (2)$$

Для эффективной работы турбины имеем

$$AL_{te} = (i_4 - i_{5a}) \eta_{oe}^m, \quad (b)$$

где i_{5a} —энтальпия воздуха на 1 нм^3 в конце адиабатического расширения 4—5а (рис. 2).

Но

$$i_4 - i_{5a} = i_4 \left(1 - \frac{i_{5a}}{i_4} \right) \approx i_4 \left(1 - \frac{t_{5a}}{t_4} \right) = -\frac{i_4}{t_4} (t_4 - t_{5a}) =$$

$$= -\frac{i_4}{t_4} (T_4 - T_{5a}) = \frac{i_4}{t_4} T_4 \left(1 - \frac{T_{5a}}{T_4} \right).$$

По уравнению адиабаты

$$\frac{T_{5a}}{T_4} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{1}{x}$$

следовательно,

$$AL_{me} = \frac{i_4}{t_4} T_4 \frac{x-1}{x} \eta_{loe}^m.$$

Аналогично для работы компрессора

$$AL_{ek} = \frac{i_1}{t_1} \frac{T_1}{\eta_{ad}} (x-1) \quad (19)$$

и по (2)

$$AL_m = \left(-\frac{i_4}{t_4} - \frac{T_4}{x} \eta_{loe}^m - \frac{i_1}{t_1} \frac{T}{\eta_{ad}} \right) (x-1) \quad (20)$$

Результаты соответственных подсчетов даны на рис. 6, 7, 8 и 9. Рис. 6 сводит данные при хорошей, но достижимой отдаче компрессорно-турбинной группы и температуре перед турбиной $t_4 = 500^\circ\text{C}$. Для сравнения взяты 2 тепловыделения на

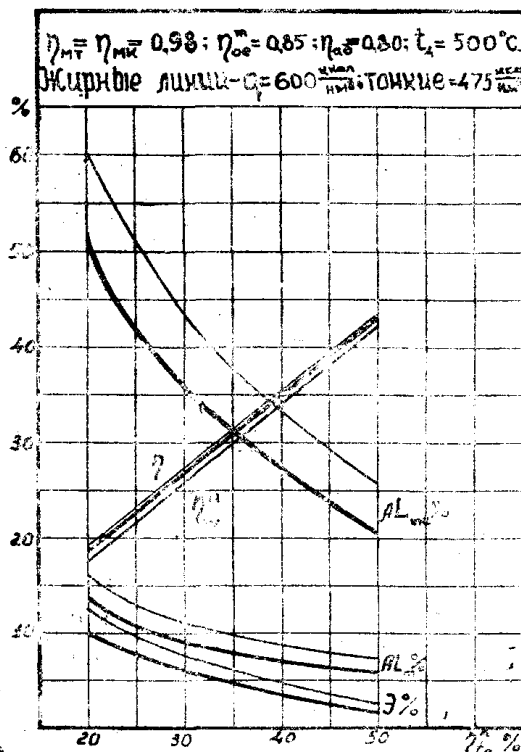


Рис. 6

нм³ — $600 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$ и $475 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$, что охватывает достаточный диапазон топлив и избытков воздуха. Подсчитаны абсолютные значения экономического КПД установки η , экономия в расходе топлив по соотношению

$$\mathcal{E} = \frac{\eta - \eta_w^n}{\eta},$$

а также % работы, выдаваемой компрессорно-турбинной группой AL %, и работа турбины в % от общей AL_{mec} %.

Непосредственно видно, что добавка к обычной паросиловой установке компрессорно-турбинной группы увеличивает общий КПД установки. Это увеличение больше при малом тепловыделении на нм³, когда доля работы, выдаваемой

компрессорно-турбинной установкой, растет.

Обычно паросиловые установки работают с экономическим КПД порядка 20—35%, чему в расчетах соответствует $\eta_{te}^n = 25—40\%$. При этом

экономия в расходе топлива составит 9—4%. Компрессорно-турбинная группа выдает 13—7% от общей работы установки. Работа турбины составляет 51—26% от общей группы работы установки. При этом проточная часть турбины будет иметь достаточные размеры, что обеспечит ее достаточно высокий внутренний относительный КПД.

Рис. 7 дает сводку результатов подсчетов при более высокой температуре перед турбиной

$$t_4 = 600^\circ\text{C}.$$

Показатели установки явно улучшаются. Экономия в топливе доходит до 13—6%. Но ясно, что это получается за счет долговечности установки. Так, стенки воздухоподогревателя при этом будут иметь на горячем конце температуры порядка 650°C .

Для сравнения на рис. 8 и 9 приведены результаты аналогичных подсчетов при значительно худших показателях компрессорно-турбинной группы (данные надписаны на рисунке). Экономия в расходе топлива при этом снижается до 5—2% при температуре 500°C перед турбиной и до 9—4% при 600°C . Таким образом, степень совершенства компрессорно-турбинной группы имеет большое значение. Однако, снижение совершенства компрессорно-турбинной группы сказывается на отдаче всей установки не так сильно, как в случае газовой

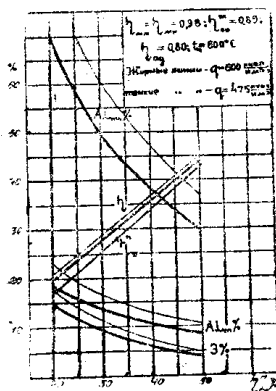


Рис. 7

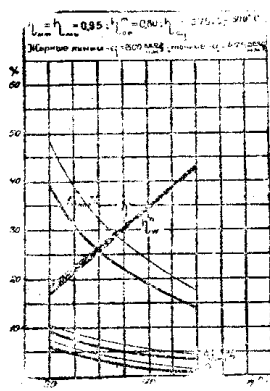


Рис. 8

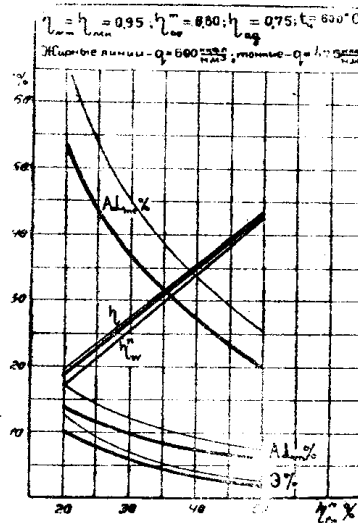


Рис. 9

турбины. Причина этого очевидна: потери компрессорно-турбинной установки, за исключением механических, переходят в теплоту и частично используются в паровой части.

В целом можно считать установленным, что паросиловая установка с компрессорно-турбинной группой по схеме рис. 1, не изменяя работы паровой части, может дать экономию в топливе порядка 13—5%. Такая же экономия будет получаться в установке Велокс, которая принципиально отличается от схемы рис. 1 тем, что через турбину проходит не воздух, а продукты сгорания. Установка Велокс будет иметь то преимущество, что в ней легче реализовать более высокие температуры перед турбиной. Поэтому там, где позволяет топливо и прочие условия, лучше так и выполнять установку. Но установка по схеме рис. 1 обладает тем преимуществом, что позволяет применение любой паровой части и любого топлива в ней. С другой стороны, в указанной схеме неизбежно имеется высокая температура воздуха при входе в топку (порядка $400\text{—}460^\circ\text{C}$), что иногда может создать затруднения при конструировании топки.

Повышение температуры воздуха перед турбиной от 500°C до 600°C увеличивает экономию в расходе топлива от 9—4% до 13—6%. При этом воздухоподогреватель становится в тяжелые условия, так как температура металла на горячем его конце должна дойти до 650°C . Но достаточно высокая температура перед турбиной может быть получена иным путем: сжиганием в сжатом воздухе некоторого количества топлива. Для этого должно быть в распоряжении небольшое количество жидкого или газообразного топлива, которое можно сжечь в камере горения перед газовой турбиной. Схема такой установки дана на рис. 10, а процесс в теп-

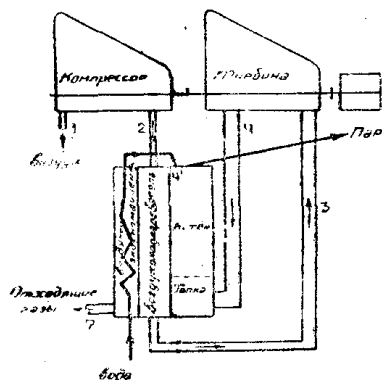


Рис. 10

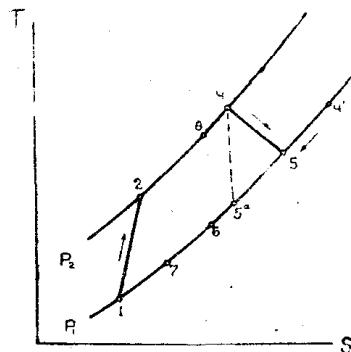


Рис. 11

ловых (TS) координатах — на рис. 11. После подогрева сжатого в компрессоре воздуха (процесс 2—8) температура газа повышается до t_4 за счет сжигания топлива.

Для данного случая, как и для предыдущего,

$$AL = AL_m + \eta_{ie}^n [(i_k - i_4) + (i_6 - i_7) - \sum \pi_k]. \quad (1)$$

Но

$$(i_k - i_4) + (i_6 - i_7) = (i_k - i_7) - (i_4 - i_6), \quad (a)$$

$$i_k = i_5 + \eta_m q_1, \quad (b)$$

где q_1 — тепловыделение в топке на нм^3 воздуха. Из теплового баланса воздухоподогревателя

$$i_4' - i_6 = i_8 - i_2 = (i_4 - i_2) - (i_4 - i_8). \quad (c)$$

Повышение температуры от t_8 до t_4 получается за счет сжигания топлива в камере сгорания, т. е. тепловыделении при $p = idem$,

$$i_4 - i_8 = q_2, \quad (d)$$

где q_2 — тепловыделение в камере сгорания на нм^3 воздуха, засасываемого компрессором. Учитывая, кроме того, что

$$(i_4 - i_2) - (i_6 - i_1) = \frac{AL_m}{1 - w} \left(\frac{1}{\eta_{лк}} - w \eta_{лм} \right), \quad (e)$$

получим

$$AL = \eta_{ie}^n (\eta_{ку} q_1 + q_2) + AL_m \left[1 - \frac{\eta_{ie}^n \left(\frac{1}{\eta_{лк}} - w \eta_{лм} \right)}{1 - w} \right] \quad (21)$$

Для определения КПД установки имеем

$$\eta = \frac{AL}{q_1 + q_2}. \quad (22)$$

Первая скобка в правой части (21) представляет собою выделенное в установке тепло на м^3 воздуха. Стремление уменьшить потери с уходящими газами заставляет добиваться использования по возможности всего кислорода воздуха. Если часть кислорода будет израсходована в камере сгорания перед турбиной, то соответственно уменьшится тепловыделение в топке. Практически это поведет к тому, что сумма

$$q_1 + q_2$$

будет мало меняться при изменении ее слагаемых. Учитывая это, мы получим прежнюю формулу для условия максимума AL

$$x = \sqrt{\frac{T_4}{T_1} \frac{\eta_{oe}^m \eta_{ad}}{\eta_{mt}} \frac{1 - \frac{\eta_{ie}^n}{\eta_{mt}}}{1 - \frac{\eta_{ie}^p}{\eta_{mk}}}}, \quad (17)$$

где

$$x = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (f)$$

Учитывая все это, приходим к заключению, что подсчеты по соотношениям (21) и (22) должны дать результаты, не отличающиеся от тех, что были получены без сжигания топлива в камере сгорания. Так, если температура газа перед турбиной будет доведена за счет горения топлива в камере сгорания до 600°C , то согласно подсчетам, результаты которых приведены на рис. 7 и 9, экономия в расходе топлива составит 13—6% при хороших показателях компрессорно-турбинной группы ($\eta_{mt} = \eta_{mk} = 0.98$; $\eta_{oe}^m = 0.85$, $\eta_{ad} = 0.80$) до 9—4% — при плохих ($\eta_{mt} = \eta_{mk} = 0.95$; $\eta_{oe}^m = 0.80$, $\eta_{ad} = 0.75$). При этом расход топлива к камере сгорания, если считать, что подогрев воздуха в воздухоподогревателе дал $t_s = 500^\circ\text{C}$, составит 5—8% от общего расхода, считая по тепловыделению или в единицах условного топлива.

5

Значительное увеличение отдачи теплового двигателя может быть достигнуто рациональным совмещением двигателя внутреннего сгорания и паровой установки. Выгода в этой совместной работе получается потому, что в этих двигателях используются различные температурные интервалы. Может получиться установка, отдача которой выше, чем каждой составной части. Учитывая, с другой стороны, что в современной установке должны применяться ротационные двигатели, представляется рациональной схема установки, приведенная на рис. 12. Двухтактный поршневой двигатель внутреннего сгорания с плавающими поршнями работает непосредственно на компрессор. Продувка двигателя производится сжатым воздухом, для чего отводится часть его. Основная часть сжатого воздуха после компрессора подогревается в воздухоподогревателе за счет тепла отходящего из котла газов. После смешения этого воздуха с продувочным воздухом и продуктами сгорания двигателя он поступает в газовую турбину и, после расширения, в топку котла. В топке сжигается обычное топливо.

Процесс установки с газовой стороны нанесен в тепловых (TS) координатах на рис. 13. 1—2—линия сжатия воздуха в компрессоре. Дальнейшее сжатие 2—а идет внутри цилиндра двигателя.

Рабочий процесс двигателя определяется родом топлива и другими обычными обстоятельствами. Состояние продуктов сгорания после расширения в двигателе и смешения с продувочным воздухом показано точкой 3. Подогрев сжатого воздуха после компрессора происходит в процессе 2—8, газы охлаждаются в воздухоподогревателе от 4' до 6. Состояние газа перед турбиной (смесь подогретого воздуха и продуктов сгорания с

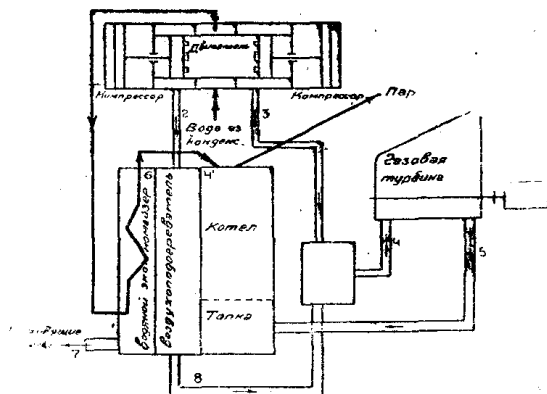


Рис. 12

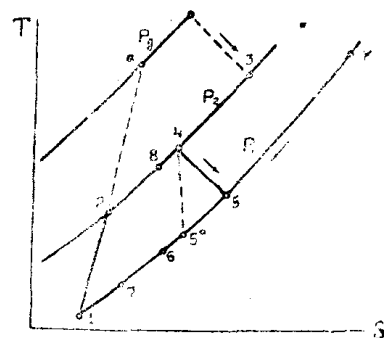


Рис. 13

продувочным воздухом) показано точкой 4. Точка 5 изображает состояние газа (воздуха) при подаче его в топку котла. Точка К изображает условное состояние продуктов сгорания в топке котла (при адиабатическом сгорании топлива). Отдача тепла от газов в котле идет в процессе К—4' и в водяном экономайзере — в процессе 6—7. Конденсат из конденсатора паровой турбины пропускается через рубашку двигателя.

6

Расчет работы установки проведен на нм^3 воздуха, работающего в двигателе. Влиянием изменения энтальпии вследствие изменения химсостава при горении пренебрегается. Тогда

$$AL = AL_{me} + \eta_{ie}'' \{ \beta [(i_K - i_4') + (i_6 - i_7) - \sum \pi_K] + q_{охл} \}. \quad (23)$$

Здесь, кроме обозначений, приведенных ранее,

β — производительность компрессора в нм^3 на нм^3 воздуха внутри двигателя,

$q_{охл}$ — тепло охлаждения двигателя.

Если рассчитывать на неохлаждаемый компрессор и пренебрегать потерями двигателя и компрессора в внешнюю среду, то баланс энергии двигатель-компрессор будет

$$AL_o = \beta (i_2 - i_1), \quad (a)$$

где AL_o — эффективная работа двигателя на нм^3 воздуха.

Следовательно,

$$\beta = \frac{AL_o}{i_2 - i_1}. \quad (24)$$

С другой стороны,

$$AL_o = (\xi - r) \eta_{oi}^o \eta_m^o \eta_t^o q_2, \quad (25)$$

где ξ — коэффициент тепловыделения двигателя, оценивающий потери химического и механического недожога,

r — отдача тепла в охлаждающую воду в процессе горения и расширения в % от теоретического тепловыделения,

η_t^0 — термический КПД цикла двигателя.

Можно считать

$$\eta_t^0 = 1 - \frac{B}{x_0}, \quad (в)$$

причем B в зависимости от характера цикла

$$B \geq 1 \quad (с)$$

и

$$x_0 = \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (d)$$

n — показатель адиабаты сжатия (и расширения) в теоретическом цикле двигателя.

Для неохлаждаемого поршневого компрессора можно считать, что вся работа трения переходит в теплоту, которая передается сжимаемому газу, т. е.

$$i_2 - i_1 = \frac{i_{2a} - i_1}{\eta_{мк}} = \frac{i_1}{\eta_{мк}} \left(\frac{i_{2a}}{i_1} - 1 \right) \quad (е)$$

В пределах тех изменений температур, что будут иметь место в компрессоре при сжатии в 1 ступени, можно принять

$$\frac{i_{2a}}{i_1} = \frac{t_{2a}}{t_1} \quad (f)$$

Следовательно,

$$i_2 - i_1 = \frac{i_1}{\eta_{мк}} \left(\frac{t_{2a}}{t_1} - 1 \right) = \frac{i_1}{t_1} \frac{T_1}{\eta_{мк}} (x - 1), \quad (26)$$

где

$$x = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{2a}}{T_1} \quad (g)$$

Из (24) с учетом (26) и (g) имеем

$$\beta = \frac{AL_0 t_1 \eta_{мк}}{i_1 \cdot T_1 \cdot (x-1)} \quad (27)$$

Работа турбины

$$AL_{те} = \beta (i_4 - i_5) \eta_{ит} \quad (28)$$

Аналогичное преобразование дает

$$AL_{те} = \frac{i_4}{t_4} \frac{t_1}{i_1} \frac{T_4}{T_1} \frac{\eta_{ит} \eta_{те}^m}{x} AL_0 \quad (29)$$

Величина в квадратных скобках (23) представляет собою тепло, переданное от газов в котле на $нм^3$ воздуха

$$(i_k - i_4) + (i_6 - i_7) - \sum \pi_k = (i_k - i_1) - (i_7 - i_1) - \sum \pi_k \quad (h)$$

Пусть тепловыделение на $нм^3$ в топке котла будет $q_1 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$. Из $\beta нм^3$ воздуха, подаваемых компрессором, в двигатель идет 1 $нм^3$, из которого

для горения используется $\alpha \text{ нм}^3$. Тепловыделение в топке на нм^3 воздуха, подаваемого компрессором, будет

$$q_k = \frac{\beta - \alpha}{\beta} q_1, \quad (i)$$

следовательно,

$$i_k = i_5 + \frac{\beta - \alpha}{\beta} q_1 \eta_m, \quad (к)$$

а тепло, переданное от газов в котельной установке,

$$\begin{aligned} & \beta [(i_k - i'_1) + (i_6 - i_7) - \Sigma \pi_k] = \\ & = \beta \left[\frac{\beta - \alpha}{\beta} \eta_m q_1 - (i_7 - i_1) - \Sigma \pi_k - (i_4 - i_6) + (i_5 - i_1) \right] \end{aligned} \quad (l)$$

Первые три члена правой части представляют собою тепло, получившееся от сгорания топлива в топке

$$\frac{\beta - \alpha}{\beta} \eta_m q_1 - (i_7 - i_1) - \Sigma \pi_k = \eta_{ky} \frac{\beta - \alpha}{\beta} q_1. \quad (m)$$

Для продувки двигателя на нм^3 надо подвести $(1 + b)$ воздуха в состоянии 2 (рис. 13). Остаток сжатого воздуха подогревается за счет тепла отходящих газов котла, т. е.

$$[\beta - (1 + b)] (i_8 - i_2) = \beta (i'_4 - i_6). \quad (30)$$

После этого происходит смешение $[\beta - (1 + b)] \text{ нм}^3$ с энтальпией i_4 и $(1 + b) \text{ нм}^3$ с энтальпией i_2 . Получается $\beta \text{ нм}^3$ газа с энтальпией

$$i_4 = \frac{[\beta - (1 + b)] i_8 + (1 + b) i_2}{\beta}, \quad (31)$$

что, с учетом (30), дает

$$\beta (i'_4 - i_6) - \beta (i_5 - i_1) = \beta (i_4 - i_2) - \beta (i_5 - i_1) - (1 + b) (i_3 - i_2). \quad (n)$$

Первые два члена правой части представляют собой (рис. 13) разность внутренних работ турбины и компрессора. С учетом (24) можно записать

$$\beta (i_4 - i_2) - \beta (i_5 - i_1) = \frac{AL_{me}}{\eta_{mm}} - AL_d. \quad (o)$$

Последний член правой части (n) дает тепло, которое может быть выделено из отходящих газов двигателя, если их охладить до t_2 , т. е.

$$(1 + b) (i_3 - i_2) = q'. \quad (32)$$

Из (23) с учетом (l), (m), (n) и (o) имеем

$$AL = AL_{me} + \eta_{ie}^n \left[\eta_{ky} (\beta - \alpha) q_1 - \frac{AL_{me}}{\eta_{mm}} + AL_d + q' + q_{охл} \right] \quad (p)$$

Но из теплового баланса двигателя

$$\xi q_2 = AL_d + q' + q_{охл}, \quad (33)$$

следовательно,

$$AL = AL_{me} + \eta_{ie}^n \left[\eta_{ky} (\beta - \alpha) q_1 - \frac{AL_{me}}{\eta_{mm}} + \xi q_2 \right]. \quad (34)$$

Коэффициент полезного действия установки подсчитывается по соотношению

$$\eta = \frac{AL}{(\beta - \alpha) q_1 + q_2} \quad (35)$$

Из величин, которые необходимо подсчитать предварительно, чтобы произвести расчеты по соотношениям (34) и (35), следует остановиться на определении состояния газа перед турбиной (t_4 или i_4). Эта величина необходима для подсчета работы турбины $AL_{тв}$ по (28) или (29).

Если задать температуру отходящих из котла газов, направляемых в воздухоподогреватель (t_4' или i_4'), то можно наметить температуру воздухоподогрева (t_8 или i_8), учтя практически необходимую разность температур на горячем конце воздухоподогревателя

$$t_8 = t_4' - \Delta t. \quad (36)$$

С другой стороны, из (31) и (32) имеем:

$$i_4 = \frac{[\beta - (1 + b)] i_8 + q' + (1 + b) i_2}{\beta}, \quad (37)$$

причем i_2 определяется из (26), а q' — из (33).

Определив величину энтальпии i_4 , а по ней температуру t_4 , надлежит оценить, допустима ли эта температура для лопаточного аппарата турбины. Если она окажется недопустимо высокой, то надо задаться максимально допустимой температурой t_4 , а затем из (37) подсчитать соответственную температуру или энтальпию воздухоподогрева.

Для проведения всех указанных расчетов необходимо задаться давлением сжатого воздуха p_2 , что позволит подсчитать

$$x = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (a)$$

На первый взгляд выбор p_2 кажется произвольным. В действительности же здесь так много ограничивающих моментов, что вряд ли будет иметься какой-либо произвол. Прежде всего, очевидно,

$$1 < p_2 < p_0,$$

где p_0 — конечное давление сжатия в цилиндре двигателя. С увеличением p_2 будет уменьшаться β , следовательно, все больше тепла относительно выделяется в двигателе и меньше в топке котла. Одновременно будет возрастать общий КПД установки, но возрастает также расход топлива двигателя. Обычно это топливо более дорогое и дефицитное, чем топливо, сжигаемое в топке котла. В большинстве случаев, таким образом, максимальное давление сжатия будет определяться наличием топлива для двигателя. Чем его больше, тем выше можно взять давление сжатия воздуха и больше будет общий КПД установки.

Конкретное представление о результатах работы установки может быть получено путем сравнения результатов ряда подсчетов. Результаты всех этих вычислений даны на рис. 14—17.

На рис. 14 и 15 даны результаты подсчетов для установки с дизель-компрессором. При расчете было принято:

- общая степень сжатия в двигателе $\varepsilon = 20$;
- коэффициент тепловыделения в двигателе $\xi = 0.95$;
- коэффициент потери тепла в охлаждающую воду [6] $r = 0.15$;
- показатель адиабаты в двигателе $n = 1.38$;

относительный внутренний КПД двигателя $\eta_{oi} = 0.80$;

механический КПД двигателя (отсутствует шатунно-кривошипный механизм) $\eta_{\frac{\partial}{м}} = 0.90$;

механический КПД компрессора $\eta_{мк} = 0.90$;

температура газов перед турбиной не выше $t_4 = 600^\circ\text{C}$;

эффективный относительный КПД турбины $\eta_{oe}^m = 0.85$;

механический КПД турбины $\eta_{mt} = 0.98$;

КПД котельной установки $\eta_{ку} = 0.85$.

Тепловыделение на нм^3 :

а) в двигателе $q_2 = 488 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$, чему соответствует избыток воздуха в двигателе ~ 1.8 ,

б) в топке $q_1 = 600 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$.

Прямые рис. 14 дают значения КПД установки при различных степенях сжатия в компрессоре $\frac{p_2}{p_1}$ и соответственных разных значениях отно-

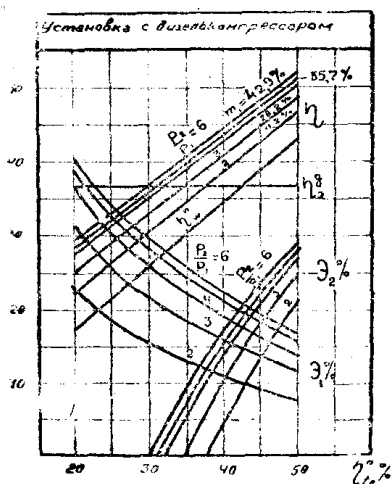


Рис. 14

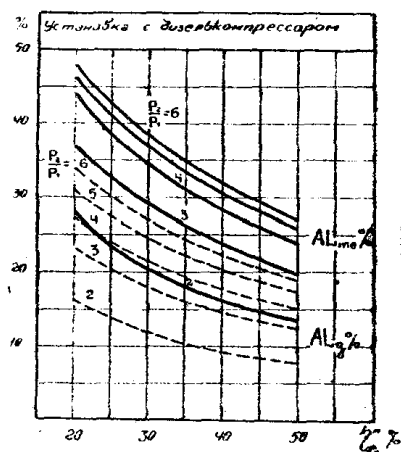


Рис. 15

сительного тепловыделения в двигателе m_1 , надписанных на прямых, в функции от эффективной термической степени совершенства паровой части установки η_{te}^n . Величина отдачи установки увеличивается с ростом η_{te}^n и увеличением давления сжатия воздуха в компрессоре. Для сравнения прямая с надписью η_{w}^n дает эффективную отдачу обычной паросиловой установки.

Весьма показательными являются результаты подсчета экономии в удельном расходе тепла на единицу мощности по сравнению с обычной паросиловой установкой $\mathcal{E}_1\%$. В обычных пределах отдачи паросиловой установки 20—35% эта экономия достигает:

При сжатии воздуха до 2 ата и $m_1 = 11.2\%$, $\mathcal{E}_1 = 20-11\%$,

" " " " 3 ата и $m_1 = 28.2\%$, $\mathcal{E}_1 = 27-16\%$.

Кривые с надписью $\mathcal{E}_2$ дают экономию в удельном расходе тепла в рассматриваемой установке по сравнению с двигателем внутреннего сгорания. Так, при $\eta_{w}^n = 0.35$ и $\frac{p_2}{p_1} = 2$ данная установка расходует на единицу мощности на 5% меньше тепла, чем в двигателе Дизеля, а при

$\frac{P_2}{P_1} = 3$ — на 10%, хотя расход тепла в жидком топливе составляет всего 11.2 — 28.2% от полного расхода тепла в топливе.

На рис. 15 для этих же условий нанесены результаты подсчетов мощности газовой турбины в долях от общей мощности установки ($AL_{me}\%$) и мощности, генерируемой в двигателе ($AL_d\%$). Соответствующие значения будут

При $\frac{P_2}{P_1} = 2 \dots AL_{me}\% = 25-16\%, AL_d\% = 15-9\%$,

при $\frac{P_2}{P_1} = 3 \dots AL_{me}\% = 34-24\%, AL_d\% = 22-14\%$.

Дизель—компрессор прямого действия представляет собою, благодаря отсутствию шатунно-кривошипного механизма, относительно простую машину, которую можно осуществить достаточно быстроходной. Если судить по приведенным выше значениям AL_d , нельзя ожидать особых затруднений при осуществлении значительных мощностей установки.

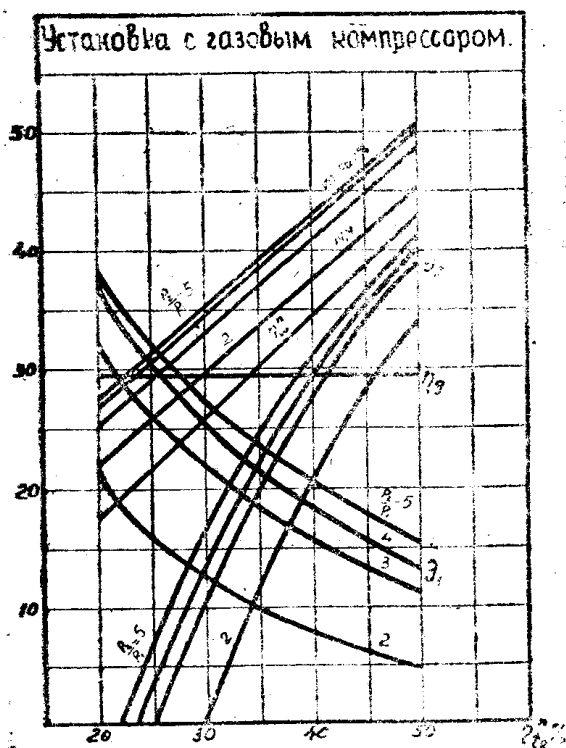


Рис. 16

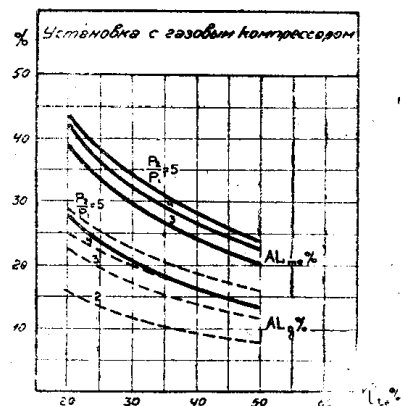


Рис. 17

Еще более интересными являются результаты подсчетов для установки с прямым действующим газовым компрессором, представленные на рис. 16 и 17. В двигателе предполагается сжигание доменного газа с тепловыделением $475 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$, что соответствует коэффициенту избытка

воздуха ≈ 2 . Общая степень сжатия в двигателе принята $\varepsilon = 8.0$, внутренний КПД двигателя $\eta_{oi}^d = 0.75$. Остальные величины взяты те же, что в предыдущем примере.

Из рис. 16 видно, что общая экономия в удельном расходе тепла при экономических КПД паровой части 25—35%, составляет:

При $\frac{P_2}{P_1} = 2, m_1 = 14.4\%, \varepsilon_1 = 18-8\%$,

$$\text{при } \frac{p_2}{p_1} = 3, \quad m_1 = 27\%, \quad \mathcal{E}_1 = 28-16\%.$$

Характерно, что при этом имеет место значительная экономия в удельном расходе тепла по сравнению с газовым двигателем ($\mathcal{E}_2\%$), достигающая до 20% при $\frac{p_2}{p_1} = 2$ и 27 % при $\frac{p_2}{p_1} = 3$.

Данные рис. 17 показывают, что мощность газовой турбины и двигателя лежит в умеренных, доступных выполнению пределах.

9

Сопоставление приведенных выше подсчетов, сведенных в табл. 1, позволяет сделать некоторые общие заключения.

Таблица 1

Характеристика установки	Экономия в удельном расходе топлива	Примечание
Паросиловая установка с компрессорно-турбинной группой и воздухоподогревом в 500°C . . .	9—4%	Сопоставление проведено при экономических КПД паросиловой установки 20—35%. Топливо газовой турбины и двигателя — доменный газ.
Паросиловая установка с компрессорно турбинной группой, тепловыделение в 5—8% в камере сгорания и температура перед турбиной в 600°C	13—6%	
Паросиловая установка с прямым действующим газовым компрессором при относительном расходе тепла в двигателе в 14.4%	18—8%	
27%	28—16%	

Во многих современных крупных металлургических и химических комбинатах имеется возможность потребления в котельной небольшого количества газа—отброса основного производства. В этих случаях можно не только заменить газом некоторую часть топлива котельной, но добиться весьма заметной экономии в общем расходе топлива или соответственного увеличения вызываемой станцией комбината мощности. Так, на одном металлургическом комбинате среднее потребление топлива за месяц (по данным за январь—июнь) составляло:

Таблица 2

Наименование топлива	Камен. уголь	Коксов. мелочь	Домен. газ	Коксов. газ	Мазут
Расход в тоннах или тыс. м^3 . . .	40820	8376	67711	1214	358
Теплотворная способность в ккал/кг или ккал/м^3	6280	6240	940	4222	1.0470
Проц. расхода в долях условного топлива	67.8	13.8	16.8	1.6	—

При подсчете расхода топлива в проц. по условному топливу мазут выкинут из баланса топлива, так как он шел на растопку и в аварийных случаях. Количество коксового газа весьма мало и подача его идет нерегулярно. Поэтому трудно представить иное его применение, как сжигание в топке непосредственно. Если предположить установку с прямым действующим газовым компрессором, то при сжатии воздуха $p_2 = 2 \text{ атм}$ тепловыделение в двигателе должно составлять 14.4% от общего (табл. 1

и рис. 16). На ТЭЦ рассматриваемого комбината вырабатывался пар с давлением $p = 30 \text{ атм.}$ При чисто конденсационной установке экономический КПД станции вряд ли будет выше 25%. Учитывая выработку теплофикационного пара, примем экономическую степень совершенства [3] $\sim 30\%$. Согласно рис. 16 экономия в удельном расходе тепла составит при этом 10%. Если считать, что потребление газа и коксовой мелочи останется неизменным, то расход каменного угля уменьшится на $6070 \frac{\text{тн}}{\text{месяц}}$ или на 15%.

Интересно отметить, что по данным табл. 1 заметная экономия в расходе топлива получается при относительно небольшом расходе газообразного топлива. Это ставит в совершенно иное положение, чем обычно, вопрос о возможности применения газогенераторов на ЦЭС и ТЭЦ.

С другой стороны, надлежит учесть также некоторые моменты, учет которых может несколько снизить ожидаемый эффект по сравнению с рассчитанными выше цифрами. Так, в нашем расчете, как предварительном, не учитывалось влияние изменения химического состава газа при горении на его энтальпию, не совсем точно учитывалось влияние присосов воздуха в котельной установке и т. п. При очень высоких степенях совершенства паросиловой части ($\eta_p = 35 - 40\%$) получение рассчитанной выше экономии в расходе тепла полностью может оказаться невозможным, так как приведенные приемы несколько ограничивают возможность применения регенерации в паровой части. Детального рассмотрения требуют также вопросы регулирования установки, хотя принципиально этот вопрос сомнений не вызывает [1].

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Вайсман, Варшавский—Пути современного использования двигателей внутреннего сгорания как генераторов рабочего тела. Журнал технической физики, вып. 23—24, 1940.
2. Рамзин—Прямоточный котел Рамзина и перспективы применения пара высокого давления в СССР. Известия Академии Наук СССР. Отдел. тех. наук № 1—2, 1944.
3. Фукс—Термодинамическая оценка степени совершенства теплосиловой установки. Диссертация, Томск, 1941.
4. Фукс, Новиков—Тепловой расчет котла Велокс. Известия Томского ордена Трудового Красного Знамени политехнического ин-та, т. 59, вып. 2.
5. Stodola.—Load Tests of a Combustion Turbine. Power, 1940.
6. Pescara—La combustion dans les chambres a volume variable. Chaleur et Industrie, 1939, Janvier.