

Er. 6.7
253

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 253

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

IV

ТАЛЛИН 1967

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 253

1967

УДК 621. 629

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

IV

ТАЛЛИН 1967



Ep. 805

УДК 621. 436. 7

П. Х. Мурель

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ С НАДДУВОМ НА ЭВМ М-3

Введение

В настоящей статье рассматриваются некоторые результаты научно-исследовательской работы № АС-5016*, выполненной автором в 1964÷65 гг. в ТПИ.

На ЭВМ М-3 в Институте кибернетики АН ЭССР было просчитано свыше 500 вариантов рабочего процесса судового дизеля при различных значениях давления и температуры (глубины охлаждения) наддувочного воздуха. При этом был использован термодинамический метод Гриневецкого-Мазинга, позволяющий наиболее просто и наглядно проследить взаимосвязь между отдельными величинами. При анализе результатов в основном рассматривались индикаторные показатели, так как не имелось в виду исследование какого-либо определенного класса или группы двигателей, что значительно усложняло задачу. Поэтому расчеты имеют обобщенный, хотя и несколько условный характер, однако полученные результаты могут быть использованы для ориентировочных расчетов эффективности рабочего процесса судовых дизелей различного назначения при форсировке их наддувом, с разной степенью охлаждения заряда воздуха.

Варианты расчетов для различных параметров заряда на входе в двигатель приведены в таблице 1.

В этой таблице в I столбце приведена температура сжатого в нагнетателе воздуха без охлаждения в холодильнике ($\Delta T_{\text{охл}} = 0$). Температура T_k^1 , как известно, при прочих равных условиях, повышается вместе с увеличением давления наддува. Последние же два значения в каждом горизонтальном ряду соответствуют весьма низким температурам. В литературе по ДВС подобные исследования для широкого диапазона значений p_k и T_k , по нашим сведениям, отсутствуют.

* Исследование параметров рабочего процесса форсированных судовых дизелей на ЭВМ М-3 «Эстония», 1965 (рукопись).

Таблица 1

№№ п/п	ρ_k , ата	Температура заряда T_k' , °К					
1	1,5	348	323	298	273	248	—
2	2,0	398	348	298	273	248	—
3	2,5	438	398	348	298	248	—
4	3,0	473	398	348	298	248	—
5	3,5	508	473	398	348	298	248
6	4,0	538	473	398	348	298	248

Принятая величина подогрева заряда о стенки цилиндра T приведена в таблице 2.

Таблица 2

№ п/п	Подогрев ΔT , °К	Значение T_k' , °К
1	10	508; 538
2	15	438; 473
3	20	398; 343
4	30	298; 323
5	40	248; 273

За постоянные были приняты следующие исходные величины:

1. теплотворность топлива $Q_H = 10\,000$ ккал/кг;
2. теоретически необходимое количество воздуха $L_0 = 0,495$ моль/кг;
3. коэффициент остаточных газов $\gamma_r = 0,04$;
4. температура остаточных газов $T_r = 800$ °К;
5. коэффициент использования тепла в точке «z» = 0,80;
6. действительный коэффициент молекулярного изменения в этой же точке $\beta_z = 1,031$;
7. показатели политроп процессов сжатия и расширения в цилиндре двигателя соответственно $n_1 = 1,38$ и $n_2 = 1,28$;
8. показатель политропы расширения газов при истечении из цилиндра $n_r = 1,30$;
9. коэффициент «скругления» индикаторной диаграммы $\varphi = 0,95$.

Также принято: давление конца наполнения (начала сжатия — с учетом потерь в холодильнике воздуха) в цилиндре двигателя $p_a = 0,9 p_k = p_r$ (p_r — давление отработавших газов).

Все расчеты производились для трех значений коэффициента избытка воздуха при сгорании $\alpha = 1,8; 2,0; 2,2$ и для двух значений степени повышения давления при сгорании $\lambda = 1,3$ и $1,4$. Что касается степени сжатия ϵ , то в расчетах приняты три значения: 11, 13 и из условия получения температуры конца процесса сжатия в цилиндре $T_c = 900^\circ\text{K}$ ($\epsilon = \text{var}$).

Методика термодинамического расчета параметров рабочего процесса двигателей подробно освещена в литературе [1, 2] и не требует пояснений.

1. Влияние $T_k' = \text{idem}$ и $T_c = \text{idem}$ на параметры рабочего процесса

Несмотря на большое число вариантов расчета и сделанные допущения о постоянстве ряда величин, следует отметить ряд особенностей, отражающих физическую сущность явлений при охлаждении наддувочного воздуха.

Так, нетрудно показать, что при одинаковой температуре заряда на входе в двигатель T_k' , а следовательно и одинаковой величине подогрева θ стенки цилиндра (таблица 1 и 2), все температуры расчетного цикла (а также в выхлопном коллекторе — T_r) будут $= \text{idem}$ * для одинаковых значений ϵ , λ и α , независимо от величины давления заряда p_k .

Далее, если все температуры цикла получаются $= \text{idem}$ для данного случая, то и индикаторные расход топлива g_i и к.п.д. η_i должны быть также $= \text{idem}$.

Действительно, как известно,

$$g_i = 318,4 \frac{\eta_{\text{и}}}{\alpha L_0 T_k'} \cdot \frac{p_k}{p_i} \text{ кг/илсч.} \quad (1)$$

Здесь коэффициент наполнения определяется из выражения

$$\begin{aligned} \eta_{\text{и}} &= \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{\gamma_a}{\gamma_k} \frac{1}{1 + \gamma_r} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k'}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} = \\ &= 0,9 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{T_k'}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} = \text{idem} \end{aligned} \quad (2)$$

Отношение p_k/p_i в формуле (1), как нетрудно показать, будет для принятых условий (T_k' , ϵ , λ и $\alpha = \text{idem}$, а $p_k = \text{var}$) $= \text{idem}$ т. е. так же, как и все давления в характерных точках расчетного цикла, p_i прямо пропорционально величине p_k (см. сноску на стр. 3).

* См. подробнее в упомянутой выше работе № АС-5016.

Следовательно, на основании выражения (1), получим

$$g_1 = \text{idem} \quad \text{и} \quad \eta_1 = \frac{632,3}{g_1 \cdot Q_H} = \text{idem} \quad (3)$$

Это же положение, очевидно, справедливо и для вариантов с $T_c = \text{idem}$ ($p_k = \text{var}$). Рассмотрение таких вариантов продиктовано необходимостью обеспечения требуемых условий для самовоспламенения топлива при низких температурах заряда. В этих условиях, несмотря на возможное высокое значение p_c , период задержки самовоспламенения топлива τ_1 , вследствие малой величины T_c , может увеличиться настолько, что произойдет самовыключение переохлажденного двигателя.

2 Совместное влияние p_k и T_k' на показатели рабочего процесса

Удобнее всего влияние p_k и T_k' рассматривать комплексно. Одной из таких производных величин является удельный вес заряда γ_a кг/м³. На фиг. 1 показана зависимость удельного веса заряда от его параметров. На верхней горизонтальной оси отложено характерное отношение $\sigma = \gamma_a / p_k$, отражающее степень охлаждения заряда. Неравномерность цены деления шкалы σ (фиг. 1) объясняется неодинаковым значением величины подогрева заряда ΔT о стенки цилиндра (таблица 2):

$$\sigma = \frac{\gamma_a}{P_k} = \frac{10^4 \cdot p_a}{R \cdot T_a \cdot p_k} = \frac{308}{T_a} \quad (4)$$

где $R = 29,27$ — газовая постоянная, а $p_a = 0,9 p_k$.

Подставляя общеизвестную зависимость T_a от T_k' , γ_r и T_r , получим для рассматриваемого случая

$$\sigma = \frac{308 (1 + \gamma_r)}{T_k' + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{320}{T_k' + \Delta T + 32}$$

Таким образом отношение σ в явном виде зависит только от T_k' и ΔT , и при их одинаковой величине $= \text{idem}$. Как видно из выражения (4), при возрастании T_a т. е. и T_k' значение σ убывает, достигая минимума при $\Delta T_{\text{охл}} = 0$ (фиг. 1).

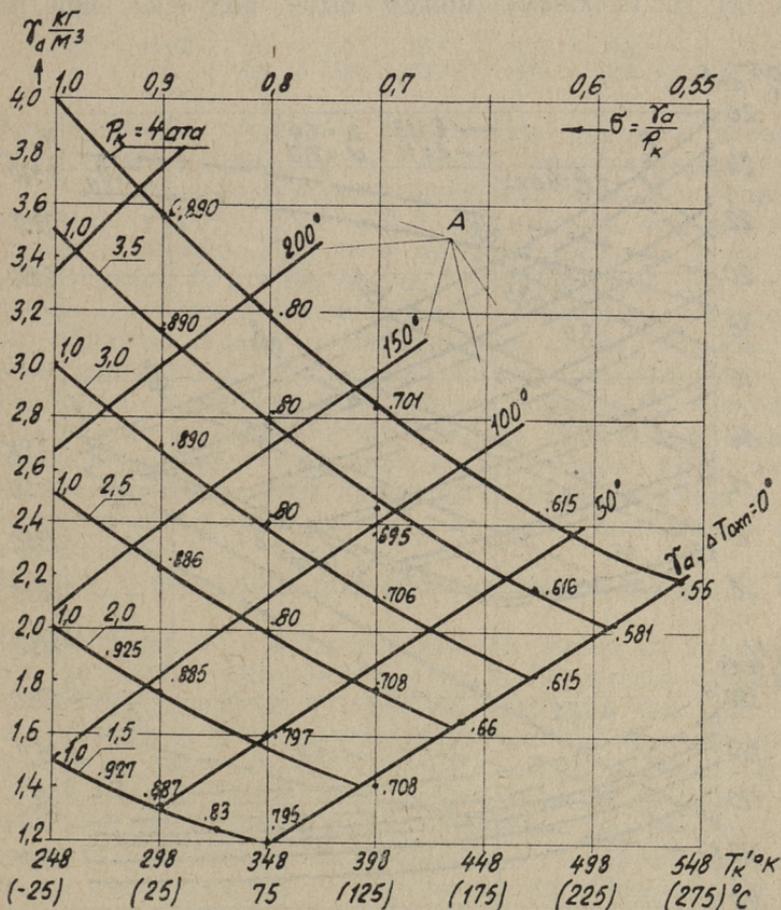
На фиг. 1 на кривых γ_a точки, соответствующие одинаковым величинам $\Delta T_{\text{охл}} = \text{idem}$, соединены линиями А, которые представляют, очевидно, кривые $\gamma_a = f(\Delta T_{\text{охл}}, p_k)$.

Увеличение γ_a , однако, не является самоцелью; как правило, наряду с этим увеличивают и цикловую подачу топлива. В результате мощность двигателя возрастает примерно пропорционально увеличению заряда воздуха. Если же при возрастании γ_a подачу топлива не увеличивать, или увеличивать

незначительно, то, естественно, возрастет избыток воздуха α , что повлечет за собой, в известных пределах, увеличение индикаторного КПД двигателя [1, 2, 4].

Как уже указывалось, при $T_k' = \text{idem}$ и $p_k = \text{var}$ значение p_i растет пропорционально p_k (при ϵ, λ и $\alpha = \text{idem}$). Нетрудно установить и зависимость p_i от γ_a , используя для этого выражение для среднего индикаторного давления в общем виде [1, 2]:

$$p_i = 0,0427 \frac{Q_H}{L'_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_H \cdot \gamma_k \text{ кг/см}^2$$



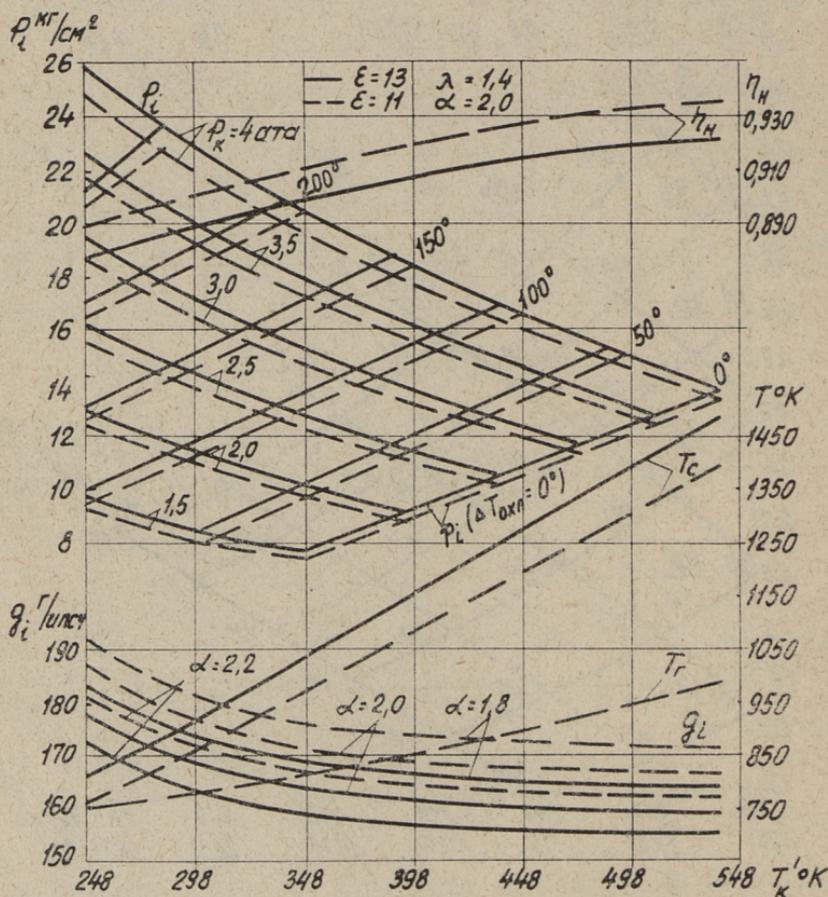
Фиг. 1. Зависимость удельного веса заряда воздуха γ_a от давления p_k , температуры T_k' на входе в цилиндр и величины охлаждения в холодильнике воздуха ΔT_{ohl}

Подставив сюда вместо η_H его значение из выражения (2), имеем

$$p_i = 0,0427 \cdot \frac{Q_H}{L'_o} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{1}{1+\gamma_r} \cdot \frac{\gamma_{ii}}{\alpha} \cdot \gamma_a = idem \cdot \gamma_a \quad (5)$$

На фиг. 2 представлены кривые зависимости величины p_i от T'_k и p_k для двух значений ε , при $\lambda = 1,4$ и $\alpha = 2,0$. Легко заметить, что эти кривые сходны с аналогичными кривыми для γ_a (фиг. 1).

По графику (фиг. 2) нетрудно определить величину p_i для любого сочетания параметров наддувочного воздуха. Например, $p_i = 14 \text{ кг/см}^2$ может быть получено при $p_k =$



Фиг. 2. Зависимость некоторых основных показателей рабочего процесса от T'_k , $\Delta T_{\text{охл}}$ и p_k для различных значений ε и α , при $\lambda = 1,4$

$= 2,5 \div 4,0$ ата. Последняя цифра относится к случаю, когда $\Delta T_{\text{охл}} = 0$, т. е. при отсутствии охлаждения заряда, а первая — $p_k = 2,5$ ата — соответствует величине охлаждения заряда на 140° (фиг. 2).

Значения некоторых параметров рабочего процесса для обоих вариантов ($p_i = 14$ кг/см²) приведены в таблице 3 ($\lambda = 1,3$, $\varepsilon = 11$, $\alpha = 2,0$).

Таблица 3

№ п/п	p_k , ата	$\Delta T_{\text{охл}}$, °К	T'_k , °К	T_c , °К	T_z , °К	T_b , °К	T_r , °К	p_c , ата	p_z , ата
1	2,5	140	296	850	1745	1018	788	61,6	80
2	4	0	513	1340	2175	1178	968	98,5	128

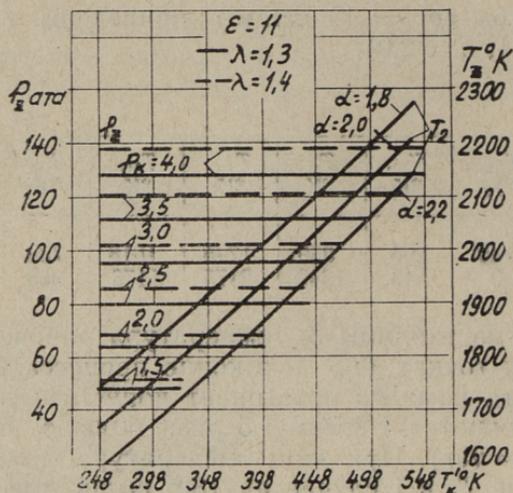
Как видно из таблицы 3, температура рабочего процесса в характерных точках (T_b — в конце процесса расширения) при $p_k = 4$ ата намного превышает допустимые значения, а давления получаются $4/2,5 \cong 1,5$ раза больше, чем при $p_k = 2,5$ ата ($T'_k = \text{вар}$). При этом температура газов в выхлопном коллекторе T_r в I случае на 180° выше, что дает представление о теплонпряженности сопоставляемых двигателей. Таким образом далеко не безразлично, каким образом при наддуве достигается одно и то же высокое значение p_i .

Из того же графика (фиг. 2) видно, что при $T'_k = \text{const}$ величина p_i растет прямопропорционально значению p_k , причем с понижением температуры заряда — несколько более интенсивно. На том же графике нанесены кривые изменения p_i для $p_k = \text{вар}$ в зависимости от $\Delta T_{\text{охл}} = \text{idem}$ (аналогично кривым А на фиг. 1).

На фиг. 2 приведены также кривые изменения g_i , T_c , T_r и η_n .

Следует отметить, что вследствие принятых «жестких» исходных условий — например $p_a = 0,9 p_k$ (во многих случаях — $0,95 \div 0,98$), повышенных значений величины подогрева заряда о стенки, и т. п. — полученные расчетные значения g_i (фиг. 2 и 5) примерно на $10 \div 15\%$ выше достигнутых на практике у двигателей с наддувом. Как видно из фиг. 2, при уменьшении температуры заряда g_i возрастает, причем более интенсивно в области низких значений T'_k — примерно одинаково для всех значений p_k . Как видно из формулы (1), это объясняется комплексным влиянием на g_i величин, входящих в нее. Выше было отмечено, что при $T'_k = \text{idem}$ ($p_k = \text{вар}$) также и $g_i = \text{idem}$, если ε , λ и $\alpha = \text{idem}$. Из фиг. 2, например, видно, что увеличение p_i не пропорционально понижению T'_k .

Так, при $p_k = 2$ ата, при понижении T'_k с 398 до 248°К, т. е. в 1,6 раз, значение p_i увеличивается лишь в 1,42 раза, что, в основном, и определяет характер изменения g_i в данном случае.



Фиг. 3. Кривые зависимости T_z ($\alpha = \text{var}$) и p_z ($\lambda = \text{var}$) от T'_k ($\Delta T_{\text{охл}}$) и p_k при $\epsilon = 11$

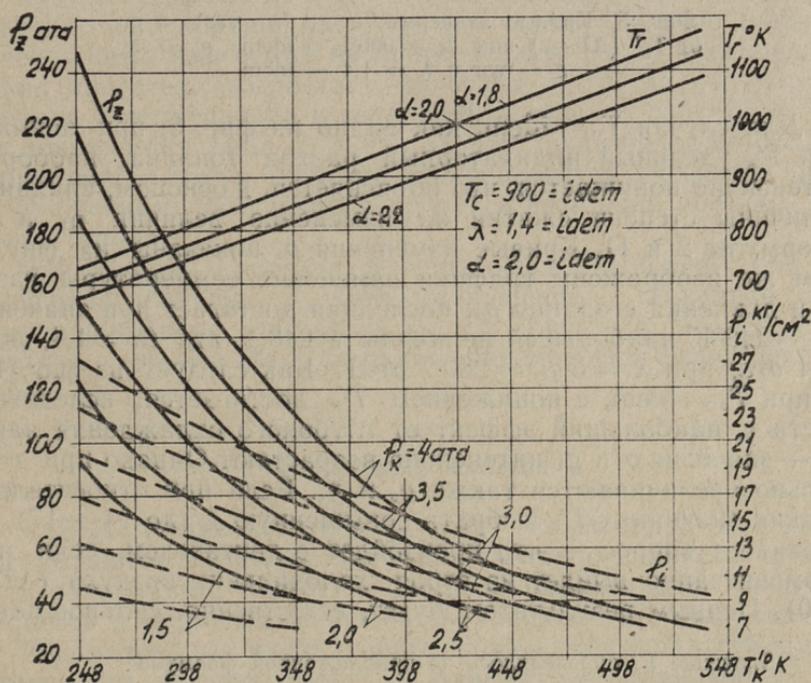
Характер изменения p_z ($\lambda = \text{var}$) и T_z ($\alpha = \text{var}$) при различных значениях температуры заряда T'_k (величины охлаждения $\Delta T_{\text{охл}}$) и p_k показан для значения $\epsilon = 11$ на фиг. 3. Так как давление сгорания p_z зависит при $\lambda = \text{idem}$ только от значения p_k и не зависит от температуры заряда, то линии ее изменения будут, естественно, горизонтальными прямыми. Так, например, при $p_k = 4$ ата $p_z = 139$ кг/см³ для случая $\lambda = 1,4$. Значения же наибольшей температуры сгорания, наоборот, зависят лишь от величины T'_k (при $\alpha = \text{idem}$), и при росте последней повышаются (фиг. 3), достигая наибольшей величины при наименьшем из рассматриваемых значений $\alpha = 1,8$ в 2271°К (для $\lambda = 1,4$ — 2348°К). При этом температура неохлажденного заряда $T'_k = 538$ °К, что имеет место при его сжатии до $p_k = 4$ ата фиг. 3 (в точке пересечения кривых p_z и T_z).

Что касается изменения показателей экономичности и мощности для вариантов $T_c = \text{idem}$, то они имеют, естественно, совершенно другой характер, определяемый условием $\epsilon = \text{var}$ (фиг. 4 и 5). При понижении температуры заряда ϵ будет возрастать (фиг. 5), независимо от величины p_k , достигая на-

ибольшего значения (16,85) при минимальной температуре заряда. Очевидно, чем выше значение T'_k , т. е. чем меньше охлаждение заряда, тем ниже будет и значение степени сжатия, необходимое для достижения $T_c = 900^\circ\text{K}$ — при $T_k = 538^\circ\text{K}$, например, $\varepsilon = 3,52$.

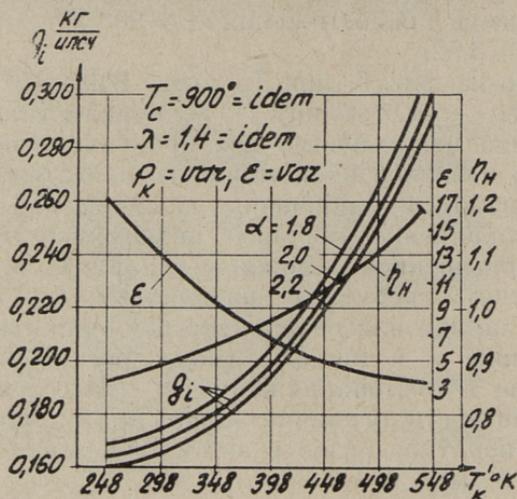
Как видно из фиг. 5, при T'_k выше $340 \div 350^\circ$ (т. е. p_k более $1,5 \div 2 \text{ ата}$ — см. таблицу 1), величина ε становится меньше $9 \div 10$, что неприменимо для практики вследствие трудностей пуска и низкой экономичности двигателя.

Таким образом, при значениях давления наддува в 2 ата и более, для сохранения хорошей экономичности необходимо применять повышенное охлаждение заряда воздуха с тем, чтобы обеспечить требуемые значения ε и T_c . Отсутствие же охлаждения заряда или незначительное охлаждение приводят при увеличении p_k к недопустимому, росту температуры, а следовательно и теплонапряженности (фиг. 2 и 4). Для последней, в частности, ограничительной характеристикой может служить температура газов в выхлопном коллекторе T_r , на-



Фиг. 4. Кривые зависимости p_i , p_z и T_r ($\alpha = \text{var}$) от T'_k ($\Delta T_{\text{охл}}$) и p_k при $T_c = 900^\circ\text{K} = \text{idem}$, $\alpha = 2,0 = \text{idem}$, $\lambda = 1,4 = \text{idem}$, $\varepsilon = \text{var}$

пример, не выше 800—850°K*, чему соответствует значение $T'_k = 330 \div 370^\circ\text{K}$ (при $\varepsilon = 11$ — фиг. 2).



Фиг. 5. Кривые зависимости g_i ($\alpha = \text{var}$) и η_n от T'_k ($\Delta T_{\text{охл}}$) при $T_c = 900^\circ\text{K} = \text{idem}$, $p_k = \text{var}$, $\varepsilon = \text{var}$ и $\lambda = 1,4 = \text{idem}$

Для случая $T_c = \text{idem}$, как видно из фиг. 5, при понижении T'_k удельный индикаторный расход топлива, наоборот, интенсивно понижается, что объясняется, в основном, влиянием величины степени сжатия на изменение величин η_i и g_i (формулы 2 и 1). Кривые изменения p_i показаны на фиг. 4. Там же изображены графики изменения температуры газов T_r и давления сгорания p_z ; последняя достигает при значении $T'_k = 248^\circ\text{K}$ наибольшей величины в 248,4 ата ($\lambda = 1,4$, $p_k = 4$ ата; при $\lambda = 3$ $p_z = 230,7$ ата). Как следует из фиг. 4 и 5, при $T_c = \text{idem}$, с понижением T'_k достигается, вследствие роста ε , наибольший эффект от глубокого охлаждения заряда — значения p_i и g_i интенсивно возрастают. Однако при этом сильно увеличиваются также p_c и p_z . Если при относительно низких значениях T'_k выбрать повышенную ε (до 14—17), то возникает вопрос — что произойдет с двигателем, если при этом внезапно выйдет из строя холодильник воздуха ($\Delta T_{\text{охл}} \rightarrow 0$). Первым результатом будет, естественно, сильное повы-

* Значение T_r определялось по приближенной формуле

$$T_r = T_b : \left(\frac{P_b}{P_r} \right)^{\frac{n_r - 1}{n_r}} \text{ } ^\circ\text{K}.$$

шение температуры заряда T'_k , что немедленно повлечет за собой повышение T_a и, следовательно, уменьшение γ_a (фиг. 1). Последнее, в свою очередь, при неизменной подаче топлива приведет к резкому ухудшению процесса сгорания вследствие уменьшения α , в результате чего повысится температура газов и возрастет теплонапряженность двигателя. Так, например, уже при $\varepsilon = 13$ для $p_k = 3 \text{ ата}$, температура заряда $T'_k = 473^\circ\text{К}$ ($\Delta T_b \rightarrow 0$), а $T_c = 1325^\circ\text{К}$, причем T_z при $\alpha = 1,8$ составит 2219° , $T_b = 1171^\circ$, $T_r = 956^\circ\text{К}$, а p_i уменьшится от 17 кг/см^2 ($\alpha = 2,0$, $\lambda = 1,3$) до $12,5 \text{ кг/см}^2$. При меньшем значении α условия протекания рабочего процесса будут еще хуже. Во избежание этого на двигателе следует, повидимому, установить автоматическую связь между температурой заряда на входе в двигатель и подачей топлива. В результате этого, при $\Delta T_{\text{охл}} \rightarrow 0$, будет сохранен на безопасности уровне тепловой режим двигателя, уменьшится лишь мощность (p_i — фиг. 2).

3. Влияние α , λ и ε на параметры рабочего процесса

Что касается влияния α , λ и ε на параметры рабочего процесса, то оно хорошо известно, и в данном случае никаких качественных изменений не претерпевает. Так, с увеличением α кпд двигателя возрастает, значения p_i несколько уменьшаются, а температура и теплонапряженность двигателя также понижаются (фиг. 2, 3, 4 и 5). При значительном охлаждении заряда выбор значения α определяется, очевидно, лишь соображениями обеспечения процесса возможно полного сгорания топлива.

При выборе λ исходят, в основном, из необходимости ограничения величины p_z , хотя уменьшение λ несколько снижает мощностные показатели и к.п.д. двигателя. Что касается влияния ε , то оно было подробно рассмотрено выше (фиг. 2, 4, 5).

Некоторые выводы

1. Выполнение расчетов на ЭВМ по методике Гриневецкого-Мазинга позволяет наиболее наглядно и просто установить взаимосвязь между основными параметрами рабочего процесса в широком диапазоне изменения исходных данных.

Рассмотренные индикаторные показатели мощности и экономичности, их зависимость от параметров охлажденного заряда воздуха и других величин будут характерными для многих судовых двигателей с наддувом.

Полученные данные могут быть уточнены для конкретного типа двигателя при учете механических потерь, конструктивных особенностей, тактности, системы продувки — наддува, и т. п.

2. При наддуве двигателя увеличение удельного веса заряда воздуха целесообразно осуществлять не столько за счет повышения p_k , сколько за счет понижения температуры сжатого в цилиндре заряда путем его интенсивного охлаждения (включая специальную холодильную установку).

Только таким образом удастся, без увеличения избытка воздуха, сохранить теплонапряженность двигателя в пределах, обеспечивающих надежность его работы.

3. При повышенных значениях давления наддува часто уменьшают величину степени сжатия ε с тем, чтобы ограничить рост p_z (механическую напряженность двигателя). Однако при этом понижается индикаторный к.п.д. Последнего можно избежать путем применения более глубокого охлаждения заряда воздуха. При этом, для обеспечения оптимальных условий самовоспламенения топлива, необходимо увеличить степень сжатия с целью достижения требуемой температуры T_c . Такое повышение ε позволяет достичь наилучших показателей экономичности и мощности, с сохранением теплонапряженности в умеренных пределах.

4. При одинаковой температуре заряда (при λ , ε и $\alpha = \text{idem}$) все температуры рабочего процесса, а также η_i , сохраняются $= \text{idem}$ независимо от величины p_k . Аналогичное положение справедливо, очевидно, и для случая $T_c = \text{idem}$, хотя при этом $\varepsilon = \text{var}$.

5. При $T'_k = \text{idem}$ ($T_c = \text{idem}$) все давления цикла, а также p_i , изменяются прямопропорционально давлению наддува p_k (при указанных в п. 4 условиях).

6. Построенные наглядные обобщенные графики позволяют ориентировочно определить основные показатели рабочего процесса в функции от p_k , T'_k и $\Delta T_{\text{охл}}$ в широком диапазоне их изменения и могут быть использованы в расчетах при проектировании новых двигателей и анализе опытных данных.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Б. Танатар. Судовые дизели. Теория рабочего процесса. Л., 1962.
2. В. А. Ваншейдт. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Судпромгиз, Л., 1962.
3. П. Х. Мурель. Об эффективности промежуточного охлаждения наддувочного воздуха судовых дизелей. Труды ТПИ № 189, серия А, 1961.
4. П. Х. Мурель, А. В. Филинов. О повышении экономичности судовых двигателей внутреннего сгорания путем промежуточного охлаждения воздуха. Известия высших учебных заведений, «Энергетика», № 5, 1961.
5. П. Х. Мурель. О характере изменения некоторых параметров рабочего процесса судового дизеля при глубоком охлаждении наддувочного воздуха. Труды ТПИ № 224, серия А, 1965.
6. И. С. Гольтраф. Охлаждение воздуха в судовых дизелях, Л., 1956.
7. И. Б. Штейнберг, Б. А. Минкус, А. Б. Баренбойм: Повышение мощности дизеля Д50 путем искусственного охлаждения наддувочного воздуха. Научная конференция в ОТИПХП. Тезисы докладов. Одесса, 1962.
8. Двухтактные комбинированные поршневые двигатели. Сборник статей под редакцией А. С. Орлина и Б. Н. Струнге. М., 1966.

Г. Л. Соскинд

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ 4Ч17,5/24 НА ТЕМПЕРАТУРУ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ

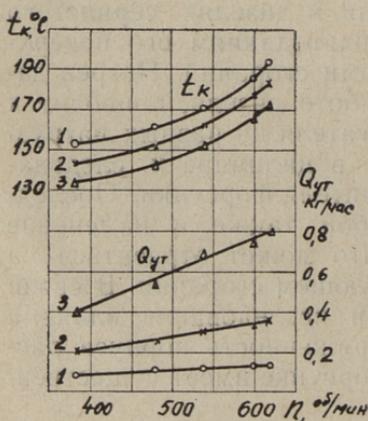
Надежная работа дизельных форсунок обеспечивается лишь в том случае, если температура корпуса распылителя находится в определенных (безопасных) пределах. Слишком высокая температура снижает твердость поверхности уплотнительного конуса, что влечет за собой нарушение плотности в запорном седле и резкое снижение срока службы распылителя. При высокой температуре прецизионной пары форсунки наблюдается смоло- и нагароотложение на внутренних поверхностях распылителя, также вызывающее нарушение его плотности в запорном конусе, зависание игл и засорение сопловых отверстий. С другой стороны, слишком низкая температура корпуса распылителя при применении в дизелях сернистого топлива приводит к коррозионным разъеданиям его поверхностей, соприкасающихся с продуктами сгорания. Нагрев деталей форсунки, неизбежный при работе дизеля, приводит к подогреву топлива в ней. Работа двигателя на разных нагрузках изменяет общее тепловыделение в цилиндре и, следовательно, изменяет температуру распылителя форсунки. Последнее в свою очередь влечет за собой также и изменение температуры топлива в форсунке, что может отразиться на качестве его распыливания и последующем сгорании. В связи с вышеуказанными обстоятельствами исследование влияния режима работы дизеля на теплонапряженность корпуса распылителя и температуру топлива в форсунке имеет существенное практическое значение.

Сложность конструкции форсунки и процессов теплопередачи в ней делает экспериментальные исследования основным средством определения температуры деталей распылителя.

Исследование влияния режима работы двигателя на теплонапряженность распылителя форсунки производилось на дизеле 4Ч17,5/24. Опыты велись на форсунке с распылителем, имеющем неотъемное сопло. Перед началом испытаний двигатель был отрегулирован на режиме номинальной мощности.

При этом были достигнуты практически одинаковые по всем цилиндрам дизеля температуры выхлопных газов и максимальные давления цикла. Нагрузка двигателя осуществлялась гидротормозом.

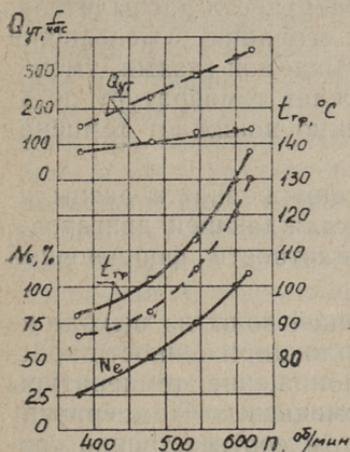
Измерение температуры корпуса распылителя форсунки производилось термопарой, которая была изготовлена из медной и константановой проволок диаметром 0,2 мм. Горячий спай термопары был установлен на расстоянии около 0,5 мм от торцевой поверхности корпуса распылителя, омываемой газами. Одновременно такой же термопарой замерялась температура топлива в камере распылителя. Предварительно термопары были протарированы. Изоляция термопар и уплотнение форсунки производилось эпоксидной смолой. Регистрация термоэлектродвижущей силы термопары производилось компенсационным методом. К свободным концам термопары, служившим «холодным» спаем, был припаян обычный электрический проводник. Концы термопар, соединенные с медным шнуром, были помещены в пробирки, а последние были установлены в сосуд (термостат) с тающим льдом. Свободные концы электрического шнура присоединялись к многопозиционному переключателю, который был связан с измерительной аппаратурой.



Фиг. 1. Влияние режима работы дизеля 4С17,5/24 по винтовой характеристике на температуру корпуса распылителя и утечку топлива в форсунке: 1 — $S = 2 \mu\text{м}$; 2 — $S = 6 \mu\text{м}$, 3 — $S = 10 \mu\text{м}$

Результаты измерений температуры корпуса распылителя, проведенных при работе двигателя по винтовой характеристике, представлены на фиг. 1. Как видно из приведенных данных, при увеличении нагрузки двигателя корпус распылителя приобретает более высокую температуру, достигая наибольшего значения на режиме максимальной мощности. На режиме номинальной мощности замеренная температура до-

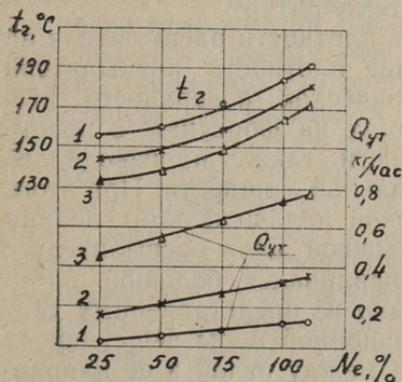
стигала 185°C , а при нагрузке, составившей 110%, она поднялась до 195°C .



Фиг. 2. Влияние режима работы дизеля 4Ч17,5/24 по винтовой характеристике на температуру и утечку топлива в форсунке: — $S = 2 \text{ мк}$; - - - $S = 6 \text{ мк}$

На фиг. 2 приведена также кривая изменения температуры топлива в камере распылителя форсунки. Эта кривая показывает, что одновременно с уменьшением теплонапряженности распылителя снижается и температура подогрева топлива в форсунке. Уменьшение нагрузки двигателя от 100% до 25% существенно снизило температуру топлива в камере распылителя (на 35°C).

Зависимость температуры корпуса распылителя от нагрузки при постоянном числе оборотов коленчатого вала двигателя ($n = 600 \text{ об/мин}$) показана на фиг. 3. Из приведенной зависимости видно, что при увеличении нагрузки двигателя по нагрузочной характеристике растет и температура корпуса распылителя. Одновременно повысилась и температура топлива в форсунке.



Фиг. 3. Влияние режима работы дизеля 4Ч17,5/24 по нагрузочной характеристике на температуру корпуса распылителя и утечку топлива в форсунке: 1 — $S = 2 \text{ мк}$; 2 — $S = 6 \text{ мк}$; 3 — $S = 10 \text{ мк}$

Выполненные исследования показали, что теплонапряженность распылителя и температура топлива в форсунке в значительной мере зависят от площади поверхности распылителя, соприкасающейся с газами в камере сгорания. Уменьшение площади поверхности распылителя, омываемой газами, уменьшает передачу тепла к нему, что снижает температуру деталей прецизионной пары и соответственно понижает температуру топлива в форсунке.

Было также выявлено, что теплонапряженность распылителя зависит от температуры воды, охлаждающей двигатель, угла опережения подачи топлива и плотности форсуночной прецизионной пары.

Изменение температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя заметно отразилось на теплонапряженности распылителя форсунки. Так, например, понижение температуры охлаждающей воды от 60 до 30°C уменьшило температуру корпуса распылителя на 18°C. При этом соответственно снизилась и температура топлива в камере распылителя.

Выполненные замеры показали также, что изменение угла опережения впрыска топлива оказывает существенное влияние на теплонапряженность распылителя форсунки. Так, например, уменьшение угла опережения подачи топлива насосом по сравнению с нормальным (оптимальным) на 8 градусов поворота коленчатого вала (п. к. в.) двигателя 4Ч17,5/24 привело к увеличению температуры корпуса распылителя на режиме номинальной мощности на 12°C. Соответственно возросла и температура топлива в форсунке. Более поздняя подача топлива в цилиндр двигателя приводит к тому, что значительная часть топлива подается после достижения поршня в м. т. Это приводит к сдвигу процесса сгорания на линию расширения и к его «растягиванию», тепловыделение в цилиндре также «удлинится», а корпус распылителя, как и другие детали двигателя, приобретает более высокую температуру.

На фиг. 1 и 3 показано влияние плотности распылителя на его теплонапряженность. Изменение плотности распылителя производилось доводкой цилиндрической поверхности игл. Перед началом испытаний двигателя на форсунке с прецизионной парой пониженной плотности также производилась его регулировка на режиме номинальной мощности. При этом, для сохранения постоянной цикловой подачи и компенсации потерь топлива из-за утечек в кольцевой щели распылителя с уменьшением его плотности, устанавливался большой рабочий ход плунжера насоса. Как видно из представленных данных, уменьшение плотности прецизионной пары форсунки от 25 до 2 секунд (увеличение зазора между иглой и ее направ-

ляющей от 2 до 10 мк) заметно снизило температуру корпуса распылителя.

Проведенными нами исследованиями [1] было выявлено, что такое изменение плотности распылителя форсунки практически мало изменяет основные параметры, характеризующие протекание рабочего процесса двигателя 4Ч17,5/24. Поэтому можно считать, что уменьшение температуры распылителя при снижении его плотности достигалось главным образом за счет увеличения отвода тепла утечками топлива в кольцевой щели прецизионной пары форсунки. Известно, что одним из основных источников отвода тепла от неохлаждаемой форсунки является топливо, впрыскиваемое в цилиндр двигателя. С понижением плотности форсуночной прецизионной пары увеличиваются утечки топлива в кольцевом зазоре между иглой и ее направляющей, что повышает количество топлива, проходящего через форсунку и охлаждающего распылитель. Это влияние можно проследить по уравнению отвода тепла топливом, проходящим через распылитель.

Количество тепла, отводимое от распылителя топливом на установившемся режиме работы двигателя, может быть оценено по следующей зависимости:

$$Q = G_{\text{цч}} C \Delta t_1 + G_{\text{ут}} C \Delta t_2 = G_{\text{цч}} C (\Delta t_1 + q \cdot \Delta t_2);$$

где $G_{\text{цч}}$ — часовой расход топлива (цилиндровый), в кг/час;

$G_{\text{ут}}$ — утечки топлива в кольцевой щели распылителя, в кг/час;

C — теплоемкость топлива, в ккал/кг°С;

Δt_1 и Δt_2 — средние перепады температуры топлива на выходе и входе из распылителя, в °С;

$q = \frac{G_{\text{ут}}}{G_{\text{цч}}}$ — относительная утечка топлива в форсунке.

Из приведенной зависимости следует, что количество тепла, отводимое топливом от распылителя, прямопропорционально расходу топлива через сопловые отверстия форсунки и росту температуры топлива в распылителе. Оно также увеличивается с ростом относительной утечки топлива в форсунке, величина которой резко возрастает с понижением плотности прецизионной пары. Проведенные эксперименты подтверждают такую зависимость.

Как видно из фиг. 2, понижение плотности распылителя снизило также и температуру топлива в форсунке.

Таким образом, с понижением плотности распылителя уменьшается теплонапряженность распылителя, что благоприятно влияет на надежность работы форсунки. Уменьшение плотности прецизионной пары форсунки улучшает охлаждение распылителя и смазку топливом трущихся поверхностей,

способствующее повышению долговечности распылителя. Эти результаты совпадают с итогами исследований [2]. Последними было выявлено, что при переводе тракторного дизеля Д-20 на бензин возросла теплонапряженность распылителя и резко упала надежность работы форсунок. Так, например, при работе двигателя Д-20 на бензине в течение первых 500 часов испытаний двигателя имело место 11 случаев заеданий игл распылителей с номинальной плотностью ($8 \div 20$ сек). Затем на двигатель были установлены форсунки с распылителями пониженной плотности до 3 сек. Такие распылители обеспечили надежную и бесперебойную работу форсунок и самого двигателя. На основании этих опытов автором статьи [2] был сделан вывод, что для уменьшения теплонапряженности распылителя при переводе дизелей на бензин и если невозможно улучшить охлаждение форсунки другим путем, необходимо устанавливать форсуночные прецизионные пары пониженной плотности. Однако снижение начальной плотности форсуночной прецизионной пары может сократить период работы распылителя до наступления его браковочной плотности. Поэтому к такому методу снижения тепловой напряженности распылителя следует прибегать лишь в самом крайнем случае, когда температура прецизионной пары форсунки не может быть снижена известными конструктивными мероприятиями.

Заключение

1. Проведенные исследования показали, что температура распылителя форсунки дизеля 4С17,5/24 лежит в безопасных пределах на всех эксплуатационных режимах работы двигателя. Увеличение нагрузки двигателя повышает общее тепловыделение в цилиндре и соответственно возрастает температура распылителя. Теплонапряженность распылителя в значительной мере зависит от: площади поверхности его корпуса, омываемой газами, температуры охлаждающей двигатель воды, угла опережения впрыска топлива и плотности прецизионной пары форсунки. Увеличение температуры воды, охлаждающей двигатель, и площади поверхности распылителя, соприкасающейся с газами, а также уменьшение угла подачи топлива в цилиндр приводят к повышению теплонапряженности прецизионной пары форсунки. Понижение плотности распылителя снижает его температуру.

2. При проектировании и доводке дизелей необходимо принять соответствующие меры, чтобы температура распылителя лежала в безопасных пределах на всех возможных эксплуатационных режимах. Понижение теплонапряженности

распылителя сопровождается уменьшением температуры топлива в форсунке. Это благоприятно влияет на надежность и долговечность работы распылителя. Однако чрезмерное снижение температуры топлива в форсунке может отрицательно отразиться на качестве его распыливания, а следовательно, может ухудшить смесеобразование и последующее сгорание в цилиндре двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Л. Соскин д. К вопросу повышения надежности работы и увеличения срока службы топливной аппаратуры судовых дизелей. Труды ТПИ, серия А 208, 1963.
2. Д. И. Лившиц. Опыт работы быстроходного дизеля с камерой в поршне на бензине. Научно-технический сборник «Двигатели внутреннего сгорания», выпуск 2, 1963.

О. Э. Мязюла

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ПОДОГРЕВА ГРУЗА НА ТАНКЕРАХ

В процессе подогрева груза на танкере происходит подвод тепла через нагревательные элементы в перевозимый нефтепродукт и одновременно отвод тепла через обшивку корпуса судна в забортную воду и воздух. В общем случае забортная вода и воздух имеют неодинаковую температуру. Коэффициенты теплопередачи от груза в окружающую среду через отдельные участки корпуса судна также неодинаковы. Поэтому определение необходимой в данных условиях продолжительности подогрева груза может быть произведено введением среднего коэффициента теплопередачи для всей наружной поверхности грузовых танков судна и условной расчетной температуры наружной среды.

Для упрощения расчетов и сопоставления результатов по танкерам различного водоизмещения, теплопередачу целесообразно отнести на один метр длины танковой части, предполагая при этом, что в районе грузовых танков корпус судна имеет постоянное поперечное сечение.

Наружная поверхность танковой части корпуса может быть разбита на четыре участка, где соответственно: коэффициент теплопередачи от груза через борт в воду

$$K_1 = \left(1 - \frac{L_6}{L_T}\right) K_1' + \frac{L_6}{L_T} K_1'' \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (1)$$

коэффициент теплопередачи от груза через днище в воду

$$K_2 = \left(1 - \frac{L_6}{L_T}\right) K_2' + \frac{L_6}{L_T} K_2'' \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (2)$$

коэффициент теплопередачи от груза через борт в воздух

$$K_3 = \left(1 - \frac{L_6}{L_T}\right) K_3' + \frac{L_6}{L_T} K_3'' \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (3)$$

коэффициент теплопередачи от груза через палубу в воздух

$$K_4 = \left(1 - \frac{L_6}{L_T}\right) K_4' + \frac{L_6}{L_T} K_4'' \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (4)$$

В формулах (1) — (4) приняты обозначения:

L_T — длина танковой части корпуса судна, м;

L_6 — длина района пустых балластных танков, м;

K_1', K_2', K_3' и K — коэффициенты теплопередачи от груза через соответствующие участки корпуса в воду или воздух в районе заполненных бортовых танков, $\text{ккал/м}^2\text{час.град}$;

K_1'', K_2'', K_3'' и K_4'' — коэффициенты теплопередачи от груза через соответствующие участки корпуса в воду или воздух в районе пустых бортовых танков, $\text{ккал/м}^2\text{час.град}$.

Средний коэффициент теплопередачи от груза в забортную воду и воздух:

$$K = \frac{K_1 \cdot F_1 + K_2 \cdot F_2 + K_3 \cdot F_3 + K_4 \cdot F_4}{F} \text{ ккал/м}^2\text{час. град}, \quad (5)$$

где

F_1 — поверхность подводной части бортов на 1 м длины грузовых танков, м^2 ;

F_2 — поверхность днища на 1 м длины грузовых танков, м^2 ;

F_3 — поверхность надводной части бортов на 1 м длины грузовых танков, м^2 ;

F_4 — поверхность палубы на 1 м длины грузовых танков, м^2 .

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \text{ м}^2.$$

Поверхности, входящие в формулу (5), могут быть выражены через главные размерения танкера (фиг. 1):

$$F_1 = 2 \cdot T,$$

$$F_2 = F_4 = B,$$

$$F_3 = 2(H - T),$$

$$F = 2(B + H).$$

Условная расчетная температура наружной среды

$$t_0 = t_{\text{вод}} \frac{K_1 \cdot F_1 + K_2 \cdot F_2}{K \cdot F} + t_{\text{возд}} \frac{K_3 \cdot F_3 + K_4 \cdot F_4}{K \cdot F} \text{ град} \quad (6)$$

где $t_{\text{вод}}$ — температура забортной воды, град;

$t_{\text{возд}}$ — температура наружного воздуха, град.

За бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ от нагревательных элементов в перевозимый нефтепродукт при его подогреве подводится тепло

$$dQ_1 = K_{\text{зм}} \cdot F_{\text{зм}} \cdot (t_{\text{зм}} - t) d\tau. \quad (7)$$

За этот промежуток времени тепловые потери от груза в забортную воду и воздух

$$dQ_2 = K \cdot F \cdot (t - t_0) d\tau. \quad (8)$$

Приток тепла в груз, вызывающий изменение ее темпера-

туры на dt ,

$$dQ = G \cdot c \cdot dt. \quad (9)$$

Так как $dQ = dQ_1 - dQ_2$, то может быть составлено уравнение теплового баланса

$$G \cdot c \cdot dt = K_{3M} \cdot F_{3M} \cdot (t_{3M} - t) d\tau - K \cdot F \cdot (t - t_0) d\tau, \quad (10)$$

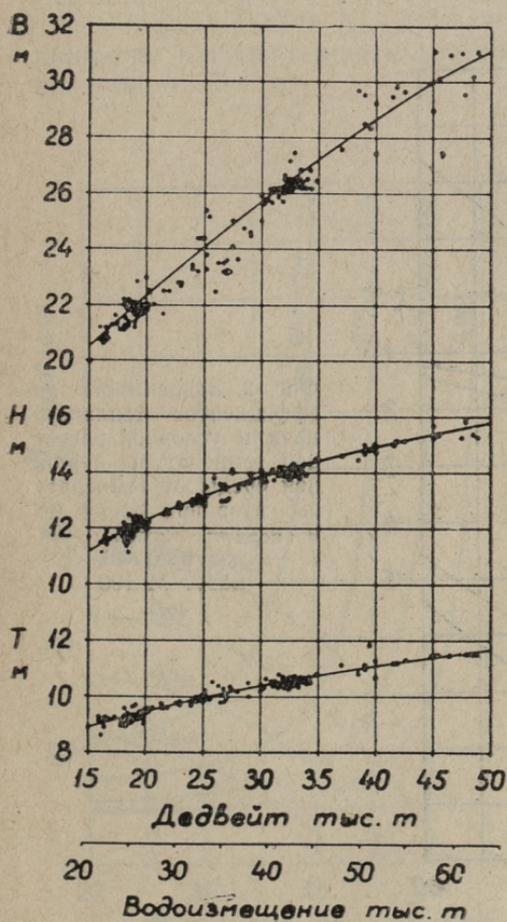
где K_{3M} — коэффициент теплопередачи от греющего пара в груз, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

F_{3M} — поверхность нагрева системы подогрева груза на 1 м длины грузовых танков, м^2 ;

t_{3M} — температура наружной поверхности змеевиков подогрева, град ;

G — масса нефтепродукта на 1 м длины грузовых танков, кг ;

c — теплоемкость нефтепродукта, $\text{ккал}/\text{гк} \cdot \text{град}$.



Фиг. 1. Главные размерения танкеров

$$F_{3M} = f_{3M} \left[\left(1 - \frac{L_B}{L_T}\right) \cdot B \cdot H + \frac{L_B}{L_T} \cdot \frac{B \cdot H}{2} \right] M^2/M, \quad (11)$$

где f_{3M} — относительная поверхность нагрева системы подогрева груза, M^2/M^3 .

На современных танкерах

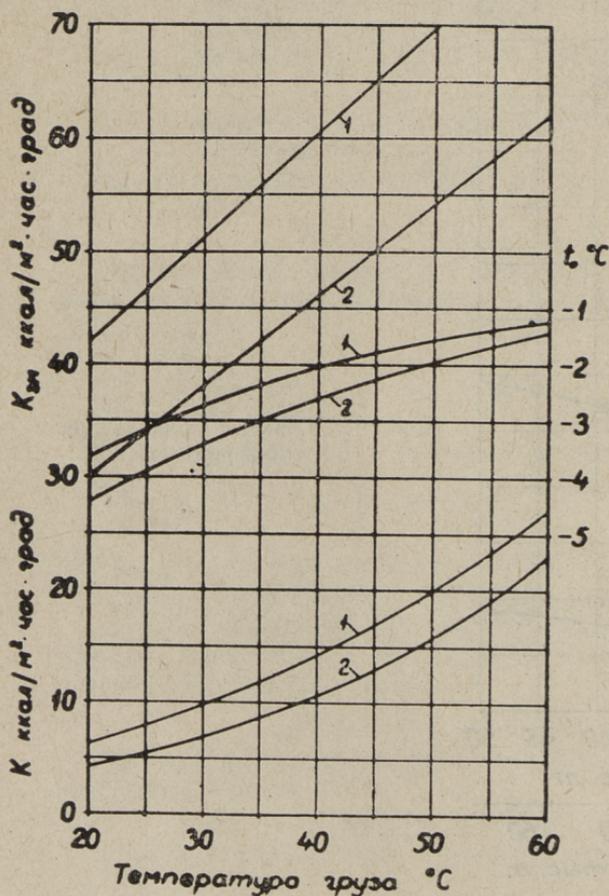
$$f_{3M} = 0,03 - 0,04 M^2/M^3.$$

После преобразований из уравнения (10) получаем

$$d\tau = \frac{G \cdot c \cdot dt}{K_{3M} \cdot F_{3M} \cdot t_{3M} + K \cdot F \cdot t_0 - t \cdot (K_{3M} \cdot F_{3M} + K \cdot F)} \quad (12)$$

Продолжительность подогрева груза от начальной температуры t_1 до конечной t_2 .

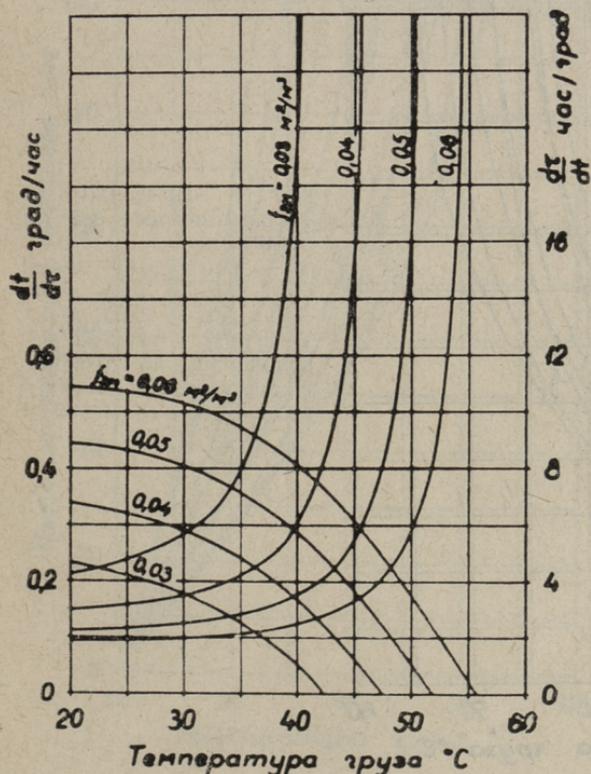
$$\tau = \int_{t_1}^{t_2} \frac{G \cdot c \cdot dt}{K_{3M} \cdot F_{3M} \cdot t_{3M} + K \cdot F \cdot t_0 - t \cdot (K_{3M} \cdot F_{3M} + K \cdot F)} \text{ час.} \quad (13)$$



Фиг. 2. Зависимость коэффициентов теплопередачи и условной расчетной температуры наружной среды от температуры груза при $t_{\text{вод}} = 0^\circ\text{C}$ и $t_{\text{возд}} = -25^\circ\text{C}$:
1 — мазут М 40, 2 — мазут М 100

Коэффициенты теплопередачи, условная расчетная температура наружной среды и теплоемкость нефтепродукта — величины переменные. Поэтому уравнение (12) элементарно не интегрируется. Практически наиболее простым методом решения этого уравнения является графическое интегрирование.

Для получения сравнительных данных по продолжительности подогрева мазутов марок М 40 и М 100 при $t_{\text{вод}} = 0^\circ\text{C}$ и $t_{\text{возд}} = -25^\circ\text{C}$ произведены расчеты для танкеров, имеющих водоизмещение 20 000—60 000 т и скорость хода 14—18 узлов. При этом принято отношение $L_6/L_T = 0,25$ и толщина газового пространства над заполненными грузовыми танками 0,5 м. Ширина бортовых танков принята равной 0,25 В. Коэффициенты теплоотдачи для отдельных частей грузовых танков определены по формулам, приведенным в [2] и [3]. Главные размеры танкеров определены по графикам фиг. 1. Коэффициент теплопередачи K_{3M} принят по данным [1] при наружном диаметре нагревательных змеевиков 60 мм и давлении греющего пара 4,5 атa.



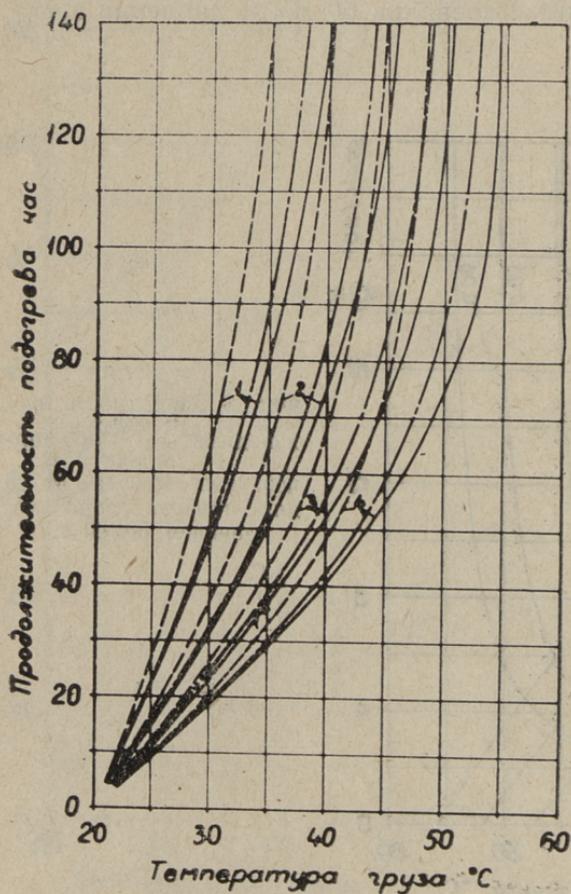
Фиг. 3 Зависимость производных $\frac{dt}{d\tau}$ и $\frac{d\tau}{dt}$ от температуры мазута М 40 для танкера водоизмещением 60 000 т

Расчетами установлено, что коэффициенты теплопередачи от груза в забортную воду и воздух зависят в основном от температуры и сорта перевозимого нефтепродукта. Влияние скорости хода и водоизмещения танкера при этом незначительное.

Зависимость коэффициентов теплопередачи и условной расчетной температуры наружной среды от температуры и сорта перевозимого нефтепродукта показана на фиг. 2.

В качестве примера на фиг. 3 представлена зависимость производных $\frac{dt}{d\tau}$ и $\frac{d\tau}{dt}$, определенных из уравнения (12), от температуры мазута М 40 для танкера водоизмещением 60 000 т. Для танкеров другого водоизмещения и нефтепродуктов других марок характер кривых сохранится.

Из фиг. 3 видно, что с увеличением температуры груза ин-

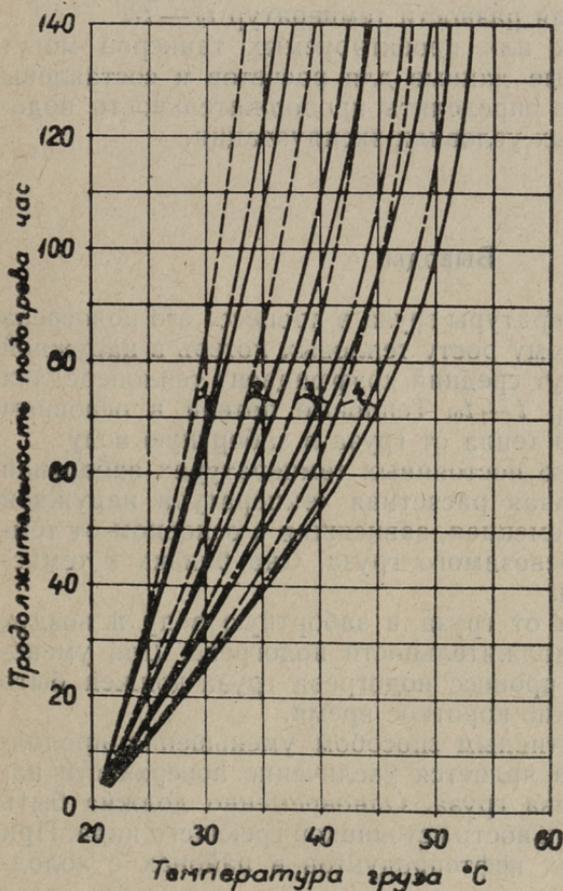


Фиг. 4. Продолжительность подогрева мазута М 40:

- 1 — $j_{зм} = 0,03 \text{ м}^2/\text{м}^3$,
 - 2 — $j_{зм} = 0,04 \text{ м}^2/\text{м}^3$,
 - 3 — $j_{зм} = 0,05 \text{ м}^2/\text{м}^3$,
 - 4 — $j_{зм} = 0,06 \text{ м}^2/\text{м}^3$;
- водоизмещение 20 000 т,
 водоизмещение 40 000 т,
 водоизмещение 60 000 т,

тенсивность подогрева $\frac{dt}{d\tau} = f(t)$ постепенно уменьшается и при определенной температуре становится равной нулю. Температура, при которой $\frac{dt}{d\tau} = 0$, является максимальной теоретической температурой подогрева груза $t_{\text{макс.}}$ в данных условиях. Подогрев до более высокой температуры невозможен, так как тепловые потери в воду и воздух становятся равными притоку тепла от системы подогрева в груз.

Увеличение поверхности нагрева системы подогрева груза приводит к значительному повышению $t_{\text{макс.}}$ С увеличением водоизмещения танкера $t_{\text{макс.}}$ также повышается. При $f_{\text{зм}} = 0,03 \text{ м}^2/\text{м}^3$ для мазута М 40 $t_{\text{макс.}} = 35,5 - 42,5^\circ\text{C}$, а при $f_{\text{зм}} = 0,06 \text{ м}^2/\text{м}^3$ $t_{\text{макс.}} = 48,5 - 56^\circ\text{C}$. Для мазута М 100 максимальная теоретическая температура примерно в тех же пределах. Отсюда видно, что при $t_{\text{вод.}} = 0^\circ\text{C}$ и $t_{\text{возд.}} = -25^\circ\text{C}$ даже



Фиг. 5. Продолжительность подогрева мазута М 100:

- 1 — $f_{\text{зм}} = 0,03 \text{ м}^2/\text{м}^3$,
 2 — $f_{\text{зм}} = 0,04 \text{ м}^2/\text{м}^3$,
 3 — $f_{\text{зм}} = 0,05 \text{ м}^2/\text{м}^3$,
 4 — $f_{\text{зм}} = 0,06 \text{ м}^2/\text{м}^3$;
 водоизмещение 20 000 т,
 водоизмещение 40 000 т,
 водоизмещение 60 000 т,

при $f_{\text{зм}} = 0,06 \text{ м}^2/\text{м}^3$ не все нефтепродукты могут быть подогреты на танкере до температуры, обеспечивающей беспрепятственную разгрузку судна.

Увеличение температуры груза приводит к стремительному росту $\frac{d\tau}{dt}$. При $\frac{dt}{d\tau} = 0$ производная $\frac{d\tau}{dt} = \infty$. Следовательно, продолжительность подогрева груза до $t_{\text{макс}}$ равна бесконечности. Поэтому в практике $t_2 < t_{\text{макс}}$.

Продолжительность нагрева груза от начальной температуры t_1 до конечной t_2 может быть определена как площадь под кривой $\frac{d\tau}{dt} = f(t)$ в пределах от t_1 до t_2 .

Продолжительность подогрева мазутов М 40 и М 100 от $t_1 = 20^\circ\text{C}$ до конечной может быть определена по графикам фиг. 4 и фиг. 5.

При начальной температуре груза, превышающей 20°C , продолжительность подогрева определяется как разность $\tau_2 - \tau_1$, соответствующая разности температур $t_2 - t_1$.

Для существующих или проектируемых танкеров могут быть уточнены исходные данные для расчетов и составлены графики, позволяющие определять продолжительность подогрева груза в различных условиях эксплуатации.

Выводы

1. Повышение температуры груза в процессе его подогрева приводит к значительному росту тепловых потерь в наружной среде, так как возрастает средний коэффициент теплопередачи и разность температур $t - t_0$. Тепловые потери в основном обусловлены передачей тепла от груза в забортную воду.

2. При неравных, но постоянных температурах забортной воды и воздуха, условная расчетная температура наружной среды — величина переменная, зависящая в основном от температуры и марки перевозимого груза. Она близка к температуре забортной воды.

3. Тепловые потери от груза в забортную воду и воздух пропорциональны продолжительности подогрева. Для уменьшения расхода тепла процесс подогрева груза должен быть осуществлен за возможно короткое время.

4. Наиболее эффективным способом уменьшения продолжительности подогрева является увеличение поверхности нагрева системы подогрева груза. Одновременно должна быть увеличена производительность источников греющего пара. При перевозке высоковязких нефтепродуктов в районах с холод-

ным климатом может оказаться целесообразным применение в порту разгрузки дополнительных переносных нагревательных элементов подогрева груза.

5. Продолжительность подогрева в данных условиях определяется в основном конечной температурой груза. Для уменьшения продолжительности подогрева и расхода тепла конечная температура груза должна быть возможно низкой, допускающей беспрепятственную разгрузку танкера.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. В. Ф. Баринов. Вопросы подогрева вязких нефтепродуктов. Труды Горьковского института инженеров водного транспорта, выпуск XXIX. Речной транспорт, 1960.
2. М. А. Михеев. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
3. В. И. Черников. Сооружение и эксплуатация нефтебаз. Гостоптехиздат, 1955.

УДК 621.165.001.24

Н. К. Зиновьев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ К.П.Д. ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ ПРИ ПОМОЩИ НОМОГРАММ

Повышение экономичности паровых и газовых турбин является одной из важнейших задач турбостроения. При проектировании турбин весьма важным является вопрос выбора методики теплового расчета проточной части. Наиболее универсальным методом расчета является метод треугольников скоростей, основанный на использовании данных, полученных при исследовании неподвижных решеток турбинных профилей.

Для ступеней, имеющих относительно длинные лопатки, расчет основан на допущении осесимметричности потока и использовании гипотезы цилиндрических сечений. При этом ступень рассматривается состоящей из i -ого числа элементарных ступеней. Характеристики рассчитываются для каждой элементарной ступени, а затем осредняются. Учет конечных потерь осуществляется путем введения поправочного члена в формулу к.п.д., как это показано ниже.

Для ступеней с относительно короткими лопатками разбивка на элементарные ступени недопустима, и расчет характеристик производится для ступени в целом. В этом случае используемые в расчете значения коэффициентов потерь энергии должны определяться с учетом конечной длины лопатки.

Обоснование изложенного метода приводится в работах Н. М. Маркова [1, 2], А. М. Завадовского [3]. Этой теме посвящены также работы В. Г. Тырышкина и Н. А. Скнаря и других авторов.

Анализ метода расчета ступеней с длинными лопатками показывает, что результаты расчета будут тем ближе к опытным результатам, чем больше будет рассматриваться элементарных ступеней. Резко возрастающий при этом объем вычислительных операций, однотипно повторяющихся для каждой элементарной ступени, ставит вопрос о целесообразности использования номограмм для расчета к.п.д.

Расчет окружного к.п.д. турбинной ступени с относительно длинными лопатками может быть произведен по формуле

$$\eta_{\text{и}} = \eta_{\text{и}}' - \Delta\eta_{\text{конц}} \quad (1)$$

Величина осредненного к.п.д. ступени без учета концевых потерь определяется по закону параллельного соединения энергетических звеньев, представленному формулой (2)

$$\eta_{\text{и}}' = \frac{\sum_0^i \eta_{\text{и э.ст}} X_i}{\sum_0^i X_i} \quad (2)$$

Здесь индексом i обозначен порядковый номер элементарной ступени.

$$X_i = \frac{G_i}{G} = \bar{R}_i \frac{C_{1i}}{C_{1\text{ср}}} \frac{v_{\text{н.ср.}} \sin\alpha_{1\text{эф}i}}{v_{\text{н.}i} \sin\alpha_{1\text{эф.ср.}}} \quad (2')$$

— относительный расход среды, представляющий отношение расхода среды через лопаточный аппарат при параметрах, соответствующих рассматриваемому сечению к расходу среды через лопаточный аппарат при параметрах, соответствующих сечению на среднем диаметре, где

$$\bar{R}_i = \frac{R_i}{R_{\text{ср}}} \text{ — относительный радиус,}$$

C_1 — осредненное значение абсолютной скорости истечения газа из сопел,

$v_{\text{н}}$ — удельный объем пара за направляющим аппаратом,

$\Delta\eta_{\text{конц}}$ — поправка к окружному к.п.д., учитывающая концевые потери в решетках, определяемая как

$$\Delta\eta_{\text{конц}} = 0,5 (X_{\text{к}} q_{\text{к}} + X_{\text{в}} q_{\text{в}}); \quad (3)$$

q — относительная потеря энергии в ступени, обусловленная явлениями на радиальных краях потока.

Индексами к и в обозначено корневое и периферийное сечение соответственно.

Величина q вычисляется как

$$q_{\text{к}} = (1 - \Gamma_{\text{к}}) \left\{ (\zeta_{\text{н.конц}})_{\text{к}} + (\zeta_{\text{р.конц}})_{\text{к}} \left[\bar{W}_{1\text{к}} (1 - \zeta_{\text{н}\infty})_{\text{к}} + \frac{r_{\text{к}}}{1 - r_{\text{к}}} \right] \right\}, \quad (4)$$

$$q_{\text{в}} = (1 - \Gamma_{\text{в}}) \left\{ (\zeta_{\text{н.конц}})_{\text{в}} + (\zeta_{\text{р.конц}})_{\text{в}} \left[\bar{W}_{1\text{в}} (1 - \zeta_{\text{н}\infty})_{\text{в}} + \frac{r_{\text{в}}}{1 - r_{\text{в}}} \right] \right\}. \quad (5)$$

Здесь $\zeta_{\text{конц}}$ — коэффициенты концевых потерь, определяемые для направляющих и рабочих лопаток и удлинений, соответствующих рассчитываемой ступени. Индексом н обозначено, что величина относится к направляющему аппарату, а индексом в , что величина относится к периферийному сечению (вершине). Черточка над буквенным обозначением означает, что

рассматриваемая величина отнесена к осредненной абсолютной скорости C_1 , как например:

$$\bar{W}_1 = \frac{W_1}{C_1}, \quad \bar{W}_2 = \frac{W_2}{C_1}$$

Входящая в выражение (2) величина окружного к.п.д. элементарной ступени определяется по известному из теории турбин выражению:

$$\eta_{у.э.ст} = \frac{2U_i (W_{1ui} + W_{2ui})}{C_\Phi^2} \quad (6)$$

где: $U_i = \frac{\pi D_i n}{60}$ — окружная скорость на рассматриваемом диаметре.

$C_\Phi = 1,41\sqrt{H_{уз}}$ — фиктивная абсолютная скорость, определяемая по суммарному изоэнтропийному теплоперепаду на ступень. Если фиктивную скорость выразить через осредненную абсолютную скорость C_1 и степень реактивности r как

$$C_\Phi = C_1 \left[\frac{1}{(1-r)(1-\zeta_{H\infty})} \right]^{1/2},$$

а величины скоростей в безразмерном виде

$$\frac{U_i}{C_{1i}} = v_{1i}; \quad \bar{W}_{1ui} = \frac{W_{1ui}}{C_{1i}}; \quad \bar{W}_{2ui} = \frac{W_{2ui}}{C_{ri}}$$

то выражение (6) примет вид

$$\eta_{у.э.ст} = 2v_{1i} (1 - \zeta_{H\infty})_i (\bar{W}_{1u} + \bar{W}_{2u})_i (1 - r)_i; \quad (7)$$

где $\zeta_{H\infty}$ — коэффициент профильных потерь для профиля направляющей лопатки,

$\gamma = \frac{h_p}{H_{уз}}$ — термодинамическая полная степень реактивности,

$h_p = \frac{\text{к. дж}}{\text{кг}}$ — теплоперепад, срабатываемый в каналах рабочих лопаток,

$H_{уз} = \left(H_a + \frac{C_{вх}^2}{2} \right) \frac{\text{к. дж}}{\text{кг}}$ — изоэнтропийный теплоперепад на ступень.

Величина изменяющихся вдоль радиуса безразмерных скоростей может быть определена как:

$$v_{1i} = 0,0747 \frac{R i n}{\sqrt{H_{уз}(1-\zeta_{H\infty})_i (1-r)_i}},$$

или

$$v_{1i} = v_{1cр} \bar{R}_i \left[\frac{(1-\zeta_{H\infty})_{cр}(1-r)_{cр}}{(1-\zeta_{H\infty})_i (1-r)_i} \right]^{1/2} \quad (8)$$

Величина относительной безразмерной входной скорости определяется как

$$\bar{W}_{1i} = [1 + v_{1i}^2 - 2v_{1i} \cos \alpha_{1\varphi i}]^{1/2} \quad (9)$$

величина относительной выходной безразмерной скорости определяется как

$$\bar{W}_{2i} = \sqrt{\left[\bar{W}_{1i}^2 + \frac{r_i}{(1 - \zeta_{\infty})(1 - r_i)} \right] (1 - \zeta_{\infty})}. \quad (10)$$

Анализ изложенной методики показывает, что точность расчета в существенной мере зависит от учета характера изменения скоростей по радиусу и от принятого числа элементарных ступеней.

Для вычисления величины окружного к. п. д. элементарной ступени по формуле (7) построена номограмма, показанная на фиг. 1.

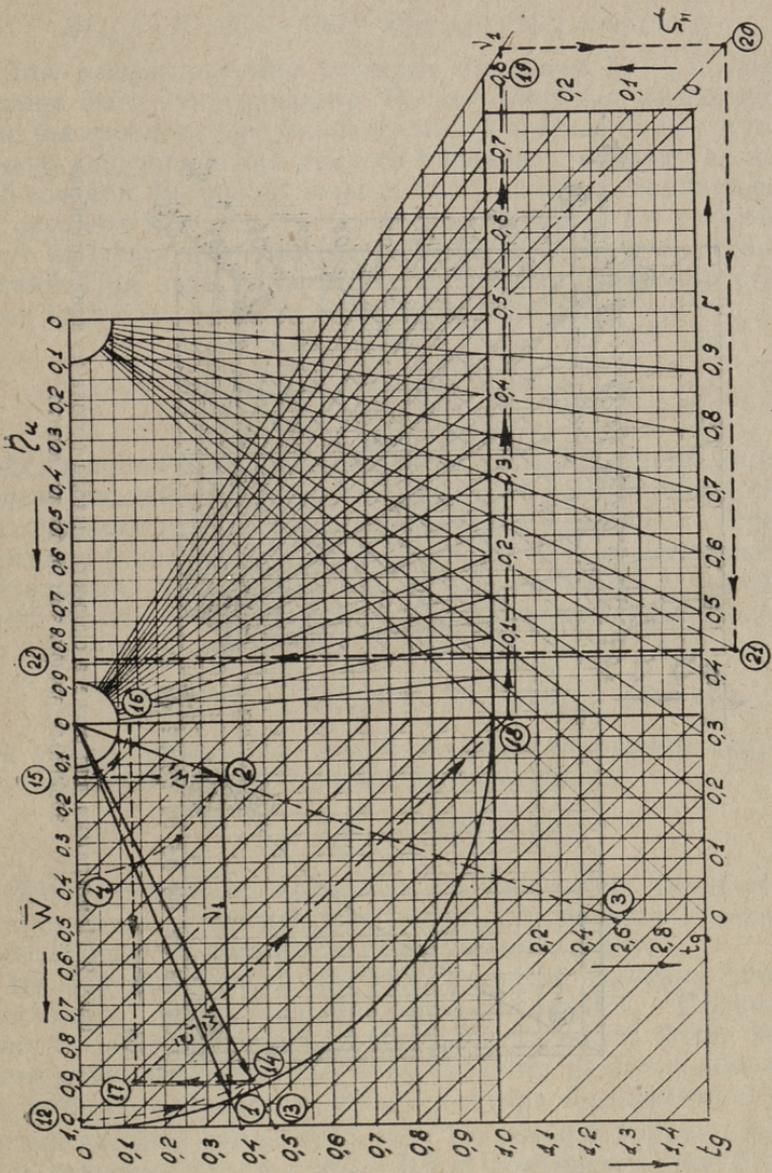
Для оценки величин безразмерной относительной входной скорости в левом квадранте номограммы, приведенной на фиг. 1, строится плоский план безразмерных скоростей.

Для определения величины безразмерной относительной выходной скорости, величина окружной проекции которой входит в выражение окружного к. п. д., построена номограмма, приведенная на фиг. 2.

Использование номограмм для определения окружного к. п. д. ступени с закрученными лопатками можно проиллюстрировать на примере расчета газотурбинной ступени, характеризующейся следующими параметрами (исходные данные заимствованы из примерного расчета газотурбинной ступени, приведенного в книге А. М. Завадовского «Основы проектирования проточной части паровых и газовых турбин», Машгиз, 1960.):

1. Давление газа перед ступенью $P_1 = 1875 \text{ н/м}^2$ (1,84 ата).
2. Температура газа перед ступенью $T_1 = 778,15^\circ\text{К}$ ($t_1 = 505^\circ\text{С}$).
3. Давление газа за ступенью $P_2 = 1153 \text{ н/м}^2$ (1,13 ата).
4. Средний диаметр ступени $D_{\text{ср}} = 1700 \text{ мм}$.
5. Отношение $\lambda = \frac{D_{\text{ср}}}{l_p} = 3,2$.
6. Число оборотов $n = 3000 \text{ об/мин}$.
7. Коэффициент, учитывающий использование кинетической энергии на входе в направляющий аппарат, принят равным $K_c = 1,07$.

При заданных начальных и конечных параметрах газа величина адиабатического перепада на ступень будет



Фиг. 1. Номограмма для расчета окружного к.п.д. элементарной турбинной ступени

$$H_a = 102,5 \text{ кДж/кг} \quad (24,5 \text{ ккал/кг}),$$

а величина изэнтропийного теплоперепада (с учетом использования кинетической энергии на входе)

$$H_{из} = H_a \cdot K_c = 109,7 \text{ кДж/кг} \quad (26,2 \text{ ккал/кг}).$$

Для рассчитываемой ступени, имеющей $\lambda = 3,2$, лопатки должны быть закрученными. Расчет закрутки целесообразно было бы провести для бóльшего числа элементарных ступеней. Однако для упрощения расчета разбиваем лопатку по высоте на 5 сечений. В первую очередь необходимо выполнить расчет для среднего сечения. Результаты этого расчета в дальнейшем будут являться исходными данными для расчета остальных сечений. При этом применим для рассматриваемой ступени закон закрутки, описываемый выражением

$$C_{1i} = C_{1cp} \exp \left[- \int_{R_{cp}}^{R_i} \frac{dR}{R_i} \cos^2 \alpha_{1\text{эф},i} \right]. \quad (11)$$

Если принять степень реактивности на среднем диаметре ступени равной $r_{cp} = 0,47$, а коэффициент профильных потерь для профиля направляющей лопатки в сечении на среднем диаметре (профиль ЦКТИ $\alpha_{1\text{эф}} = 20^\circ 40'$) согласно экспериментальным данным принять $(\zeta_{H\infty})_{cp} = 0,05$, то величина осредненной скорости за направляющим аппаратом на среднем диаметре будет равна:

$$C_{1cp} = 1,415 \sqrt{(1 - \zeta_{H\infty})_{cp} [H_{из} (1 - r)_{cp}]} = 333 \text{ м/сек.}$$

При этом величина характеристического отношения скоростей для сечения на среднем диаметре будет равна

$$\gamma_{1cp} = \frac{U_{cp}}{C_{1cp}} = \frac{\pi D_{cp} n}{60 C_1} = 0,8.$$

Для определения величины относительной входной скорости воспользуемся плоским планом безразмерных скоростей, приведенным в левой части номограммы на фиг. 1.

На вертикальной шкале откладываем значение тангенса угла выхода потока из сопел $\text{tg} \alpha_{1\text{эф}} = 0,377$. Полученную точку соединяем прямой с началом координат. Точка пересечения прямой с окружностью единичного радиуса, обозначенная цифрой 1, является концом вектора безразмерной абсолютной входной скорости $\bar{C}_1 = 1$. Из точки 1 вправо откладываем величину отрезка $v_{1cp} = 0,8$ и получаем точку 2. Через точку 2 и начало координат проводим прямую до пересечения с вертикальной шкалой в точке 3. Точке 3 на шкале соответствует значение тангенса угла натекания потока на профиль

№	Наименование	Обозн.	Способ определения	Сечение				
				I	II	III средн.	IV	V
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Относительный радиус сечения	\bar{R}_1	$\bar{R}_1 = R_1 \cdot R_{\text{ср}}$	0,695	0,847	1,00	1,155	1,305
2	Угол выхода потока из сопел	$\alpha_{1\text{эф}}$		18° 20'	19° 30'	20° 40'	21° 50'	23° 00'
3	Тангенс угла выхода потока из сопел	$\text{tg}\alpha_{1\text{эф}}$		0,332	0,355	0,377	0,40	0,425
4	Характеристическое отношение скоростей	v_1	$v_1 = v_{1\text{ср}} \bar{R}_1 \cdot \exp f$	0,41	0,59	0,80	1,04	1,315
5	Угол натекания потока	β_1		30° 20'	43° 28'	68° 43'	106° 49'	135° 17'
6	Тангенс угла натекания	$\text{tg}\beta_1$		0,585	0,948	2,57	-3,31	-0,99
7	Относительная безразмерная скорость входа	\bar{W}_1	из плоского плана скоростей.	0,625	0,484	0,382	0,387	0,554
8	Коэффициент профильных потерь в направл. лопатках	$\zeta_{\text{н}\infty}$	из нормалей	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
9	Величина	r	$\frac{1}{1 - \zeta_{\text{н}\infty}}$	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
10	Степень реактивности	r	$r = 1 - \frac{r_{\text{ср}}}{\exp f}$	0,023	0,298	0,47	0,581	0,664
11	Величина		$\frac{r}{1 - r}$	0,0235	0,424	0,887	1,386	1,975

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Коэффициент профильных потерь в рабочих лопатках	$\zeta_{\text{н.с.}}$	из нормалей	0,11	0,09	0,08	0,08	0,10
13	Относительная безразмерная скорость выхода	\bar{W}_2	из номограммы, приведенной на фиг. 2	0,605	0,789	0,993	1,221	1,465
14	Сумма окружных составляющих безразмерных относительных скоростей	$\bar{W}_{1\text{II}} + \bar{W}_{2\text{II}}$	из номограммы, приведенной на фиг. 1	1,055	1,05	1,035	1,018	0,98
15	Окружной к.п.д. элементарной ступени	$\eta_{\text{э.ст}}$	из номограммы, приведенной на фиг. 1	0,805	0,823	0,834	0,840	0,820
16	Относительный расход газа элементарной ступенью	X_1	по формуле (2')	0,293	0,357	1,00	1,005	1,01
17	Среденный окружной к.п.д.	η'_{II}	по формуле 2		0,826			

Примечание: в таблице через \bar{f} обозначена величина:

$$\bar{f} = -2 \int_{R_{\text{ср}}}^{R_1} \frac{dR}{R_1} \cos^2 \alpha_{1\text{Iзф.}i}$$

рабочей лопатки $\operatorname{tg}\beta_1 = 2,57$, что соответствует значению угла $\beta_1 = 68^\circ 43'$. Отрезок $(0-2)$ дает нам величину безразмерной скорости $\bar{W}_1 = 0,382$. По полученному значению β_1 , по нормальным облопачивания подбираем профиль рабочей лопатки с углом установки и шагом, соответствующими минимальным потерям, определяется величина профильных потерь $\zeta_{p\infty} = 0,08$ и угол выхода потока $\beta_{2\text{эф}} = 24^\circ 54'$.

Далее необходимо определить величину скорости выхода потока из каналов, образованных профилями рабочих лопаток. Расчет выходной скорости производится по номограмме, приведенной на фиг. 2.

Расчет производится в следующей последовательности: на номограмме, приведенной на фиг. 1, отрезок $(0-2)$, изображающий в масштабе величину безразмерной скорости $\bar{W}_1 = 0,382$, переносится при помощи циркуля на горизонтальную шкалу (точка 4). Этот же отрезок откладывается на горизонтальной шкале номограммы, приведенной на фиг. 2 (отрезок $(0-4)$). Из точки 4 восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с кривой в точке 5. Из точки 5 проводим горизонтальную прямую, пересекающуюся с вертикальным отрезком $(8-6)$ в точке 6.

Для нахождения точки 6 определяем величину $\frac{1}{1-\zeta_{n\infty}}$
 $\frac{1}{1-\zeta_{n\infty}} = \frac{1}{1-0,05} = 1,055$ и, откладывая полученное значение величины на вертикальной шкале, получаем точку 7. Далее определяется величина отношения $\frac{r}{1-r} = \frac{0,47}{1-0,47} = 0,887$

и находится точка на горизонтальной шкале, соответствующая значению этой величины. Полученную точку соединяем прямой с началом координат. Пересечение горизонтальной прямой, проведенной из точки 7, с продолжением луча дает точку 8. Из точки 8 опускаем перпендикуляр до пересечения с ранее проведенной горизонтальной прямой в точке 6. Из точки 6 под углом 45° проводим прямую до пересечения с горизонтальной осью в точке 9. Далее на вертикальной шкале отыскивается точка, соответствующая коэффициенту профильных потерь профиля рабочей лопатки $\zeta_{p\infty} = 0,08$. Полученную точку соединяем прямой с началом координат. Из точки 9 восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с продолжением луча в точке 10. Из точки 10 проводим горизонтальную прямую до пересечения с кривой в точке 11. Из точки 11 опускаем перпендикуляр на горизонтальную ось и получаем точку 12. Отрезок $(0-12)$ дает нам в масштабе величину относительной безразмерной скорости $\bar{W}_2 = 0,993$. Далее возвращаемся к номограмме, приведенной на фиг. 1. На горизон-

тальной оси откладываем отрезок ($0-12$), соответствующий скорости \overline{W}_2 . На вертикальной шкале откладываем величину $\operatorname{tg}\beta_{2\text{эф}}=0,436$ и получаем точку 13. Соединяем прямой начало координат с точкой 13 и находим точку пересечения окружности радиусом, равным отрезку ($0-12$) с прямой ($0-13$) (точка 14). Для определения суммы окружных составляющих безразмерных относительных скоростей из точки 2 опускаем перпендикуляр на горизонтальную ось и получим точку 15. Находим точку пересечения окружности радиуса ($0-15$) с вертикальной осью в точке 16. Из точки 16 проводим горизонтальную прямую до пересечения в точке 17 с вертикальной прямой, проведенной из точки 14. Из точки 17 под углом 45° проводим прямую до пересечения с вертикальной осью в точке 18. Отрезок ($0-18$) будет соответствовать величине $(\overline{W}_{1u} + \overline{W}_{2u}) = 1,035$.

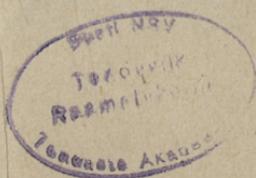
На горизонтальной оси находим соответствующее значение v_1 (в данном случае $v_1=0,8$), соединяем найденную точку с началом координат и находим точку 19, соответствующую точке пересечения полученного луча с горизонтальной прямой, проведенной из точки 18. На вертикальной шкале левого квадранта номограммы находим точку, соответствующую значению коэффициента профильных потерь профиля рабочей лопатки. Полученную точку соединяем с началом координат и находим точку 20 — точку пересечения луча и вертикальной прямой, проведенной из точки 19. На нижней горизонтальной шкале находим значение реактивности $r=0,47$, соответствующее рассматриваемому сечению, полученную точку соединяем прямой с началом координат. Из точки 20 проводим горизонтальную прямую до пересечения с лучом в точке 21. Из точки 21 опускаем перпендикуляр на горизонтальную ось и получаем точку 22. На горизонтальной шкале в точке 22 читаем значение окружного к.п.д. элементарной ступени $\eta_{\text{уз.ст}}=0,834$, соответствующее рассматриваемому сечению. Аналогичные построения производятся для каждого сечения. Результаты расчета приведены в таблице.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. М. Марков. Исследование проточной части турбин. М.-Л., Машгиз, 1958.
2. Н. М. Марков. Теория и расчет турбинных ступеней. М.-Л., Машгиз, 1963.
3. А. М. Завадовский. Основы проектирования проточной части паровых и газовых турбин. М.-Л., Машгиз, 1960.
4. Н. А. Скляр; В. Г. Тырышкин. Об определении к.п.д. турбинной ступени с длинными лопатками по данным испытаний неподвижных решеток профилей. Аэродинамика, М.-Л., Машгиз, 1954 (ЦКТИ, кн. 27).

СОДЕРЖАНИЕ

1. П. Х. Мурель. Некоторые результаты исследования параметров рабочего процесса судовых дизелей с наддувом на ЭВМ М-3 . . . 3
2. Г. Л. Соскинд. Влияние режима работы дизеля 4С17,5/24 на температуру распылителя форсунки 17
3. О. Э. Мяэкюла. Об определении продолжительности подогрева груза на танкерах 25
4. Н. К. Зиновьев. Определение к.п.д. турбинной ступени при помощи номограмм 35



СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ
СБОРНИК СТАТЕЙ IV

Таллинский политехнический
институт

Редактор О. Мяэкюла

Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 6 IX 1966. Подписано к печати 1/XI 1967. Бумага 60×90 ¹/₁₆. Печатных листов 3,0. Учетно-издательских листов 2,25. Тираж 500. МВ-09267. Заказ № 1648. Типография «Пунане Тяхт», Таллин, ул. Пикк, 54/58.

Цена 15 коп.

Цена 15 коп.