

TALLINNA POLÛTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА  
Серия А № 189 1961

---

**СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И  
СУДОСТРОЕНИЕ  
СБОРНИК СТАТЕЙ**

ТАЛЛИН, 1961



Ер. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА  
Серия А № 189 1961

---

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И  
СУДОСТРОЕНИЕ  
СБОРНИК СТАТЕЙ

251/А.91

ТАЛЛИН, 1961

Ep. 4126



## ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

### 1. Введение

В настоящее время наиболее распространенным средством повышения эффективности работы двигателя является увеличение среднего эффективного давления за счет наддува, т. е. увеличения весового заряда воздуха.

Однако увеличение давления заряда сопровождается повышением его температуры, что приводит, с одной стороны, к замедлению роста веса заряда  $G_{цк}$  за цикл или даже к уменьшению литровой мощности [4] — рис. 1, а с другой — к быстрому возрастанию теплонапряженности двигателя вследствие увеличения средней температуры цикла.

Вес заряда, как известно, выражается зависимостью:

$$G_{цк} = V_s \eta_n \gamma_k = V_s \eta_n \frac{p_k}{RT_k} 10^4 \text{ кг/цикл.} \quad (1)$$

Здесь:  $V_s$  — рабочий объем цилиндра в  $m^3$ ,  
 $\eta_n \approx const$  — коэффициент наполнения цилиндра,  
 $p_k, T_k$  — давление и температура заряда воздуха ( $кг/см^2, ^\circ K$ ),  
 $R$   $кгм/^\circ K$  — газовая постоянная, равная 29,3.

Поэтому, в случае предварительного сжатия воздуха в нагнетателе, особое значение приобретает охлаждение заряда воздуха в холодильнике (т. н. промежуточное охлаждение). Это мероприятие в свою очередь увеличивает вес заряда (ф-ла 1) при одновременном снижении его

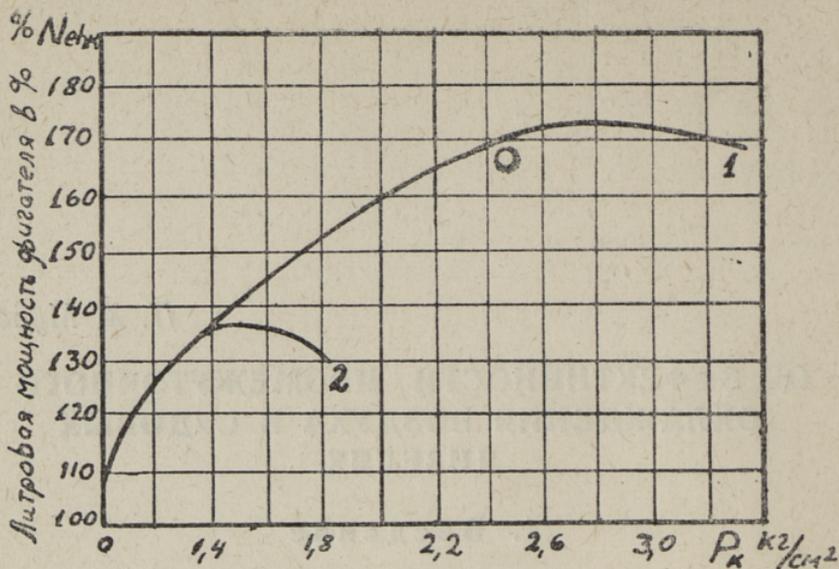


Рис. 1: Изменение литровой мощности от давления наддува: 1 — центробежный нагнетатель; 2 — нагнетатель Рута:

температуры на  $20 \div 60^\circ \text{C}$  (в одной секции [2]) и таким образом является важнейшим условием обеспечения эффективности применения наддува. В судовых условиях охлаждение воздуха не представляет трудностей вследствие наличия забортной воды с относительно низкой —  $10 \div 20^\circ \text{C}$  температурой. Исходя из необходимости наличия перепада температур между охлажденным воздухом и водой в  $10 \div 15^\circ$ , нетрудно получить температуру заряда на входе в двигатель в  $25 \div 30^\circ \text{C}$ .

Так как охлаждать воздух целесообразно не меньше чем на  $15 \div 20^\circ \text{C}$ , то очевидно, что уже при температуре сжатого в нагнетателе воздуха  $t_k$ , равной  $45 \div 50^\circ \text{C}$ , следует применять промежуточное охлаждение воздуха (при указанной выше температуре забортной воды).

## 2. Мощность двигателя

В случае применения наддува без промежуточного охлаждения воздуха, для сохранения теплонапряженности двигателя на уровне, диктуемом надежностью работы, оказывается необходимым значительное увеличение ко-

эффициента избытка воздуха в цилиндре  $\alpha$ , т. е. еще большее повышение давления наддува.

Но это значительно снижает эффект, т. к. увеличение плотности заряда используется лишь частично, неполностью. В самом деле, рассмотрим уравнение для  $p_e$ , написанное в общем виде [2]:

$$p_e = 0,0427 \frac{Q_n}{L'_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \eta_m \gamma_k \text{ кг/см}^2. \quad (2)$$

Здесь:  $Q_n$  ккал/кг — теплотворность топлива,  
 $L'_0$  кг/кг топл. — теоретически необходимое количество воздуха,  
 $\eta_i, \eta_m$  — индикаторный и механический к.п.д.

Для топлива данного состава  $Q_n$  и  $L'_0$  являются постоянными величинами. Пренебрегая в данном случае возможными незначительными изменениями  $\eta_i$  и  $\eta_m$ , можем переписать уравнение для  $p_e$  следующим образом, используя выражение (1):

$$p_e \approx C' \frac{\gamma_k}{\alpha} = C \frac{p_k}{\alpha \cdot T_k}, \quad (3)$$

где

$$C = 0,0427 \frac{Q_n}{L'_0 \cdot R} \eta_i \cdot \eta_n \cdot \eta_m \approx \text{const.}$$

Из рассмотрения равенства (3) следует, что при повышении давления наддува  $p_k$  пропорциональный ему рост значения  $p_e$  невозможен вследствие интенсивного увеличения знаменателя в правой части, т. е. величин  $\alpha$  и  $T_k$ . Например известно, что при значительном повышении давления наддува двигателя Д50 — с  $1,30 \div 1,36$  до  $p_k = 1,55 \div 1,60 \text{ кг/см}^2$ , без охлаждения воздуха, мощность увеличивалась всего лишь на  $8 \div 9\%$ , в то время как при использовании охлаждения воздуха при том же давлении наддува мощность повысилась на  $20 \div 25\%$ , без увеличения теплонапряженности двигателя [1].

Для достижения такой-же мощности ( $p_e = 9,3 \text{ кг/см}^2$ ) без охлаждения воздуха с сохранением средней темпе-

ратуры цикла без изменения пришлось бы вместо  $1,55 \div 1,60$  ата увеличить давление наддува примерно до  $2 \text{ кг/см}^2$ . Аналогичная картина наблюдается и в случае наддува других двигателей — например, «MAN» марки M6V40/46 и фирмы «Мирлис» [5] типа KSS 38,1/45,7, имеющих  $p_e \approx 10 \text{ кг/см}^2$  при  $p_k \approx 1,6$  ата благодаря охлаждению воздуха.

На первых дизелях-же фирмы «ALKO», без охлаждения воздуха, для достижения  $p_e = 10 \text{ кг/см}^2$  давление воздуха составляло  $p_k = 2,4$  ата [1].

Интересно рассмотреть несколько подробнее данные, содержащиеся в фирменных проспектах «Мирлис», характеризующие эффективность применения газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением воздуха в четырехтактных судовых и стационарных двигателях — рядных и «V»-образных — табл. 1 [5].

Таблица 1

Марка двиг.	$p_e$ кг/см <sup>2</sup>	$\eta_e$ %	$p_z$ кг/см	$\epsilon$	Рост мощности	Примечание
I; IV	6,6	38,7	67,5	14	100% = 1	$n = 400 \div 900$ об/мин;
IS; IVS	8,96	39,3	71,7	12,15	138	у „IS - 4“ $p_k = 1,43$ ата,
ISS; IVSS	11,12	39,8	87,8	12,15	170	$D/S = 24,8/26,7$ $t_r = 500^\circ\text{C}$ ;
K; KV	5,6	39,2	59,5	13,9	100%	Данные приведены для „V“ образных ДВ.
KS; KVS	8,8	40,5	63,1	11,35	150	$n = 200 \div 450$ об/мин;
KSS; KVSS	10,5	41,0	75,6	11,35	175	$D/S = 38,1/45,7$ ; у „KSS“ $\eta_e = 39,9\%$ .

Обозначения: V — «V» — образный двигатель,  
S — с газотурбинным наддувом,  
без охлаждения заряда,

SS — то же, с охлаждением заряда,  
«I» и «K» — обозначение класса двигателя,  
 $\epsilon$  — степень сжатия.

Из табл. 1 видно, что применение охлаждения воздуха позволяет повысить мощность двигателей класса «I» на 24%, а у «K» — на 16%. Значительный — на 20% рост наибольшего давления сгорания  $p_z$  указывает на рост давлений цикла и уменьшение избытка воздуха, что стало возможным благодаря понижению температуры заряда и сохранению таким образом теплонапряженности на прежнем уровне. Приведенные в табл. 1 цифры являются максимальными для стенда — в эксплуатации, например, у траулеров типа «Пионер» с главными двигателями класса «KSS»  $p_e = 9,1 \text{ кг/см}^2$ ,  $\eta_e = 39,3$ , а  $p_z = 70 \div 72 \text{ кг/см}^2$  [3].

Как уже указывалось выше, охлаждение заряда обеспечивает увеличение мощности двигателя при меньших значениях давления наддува. В результате понижаются и давления газа в цилиндре, что в свою очередь благотворно сказывается на механической напряженности — следовательно повышается и надежность и долговечность работы двигателей. По литературным данным [2] каждым  $10^\circ$  снижения температуры заряда соответствует прирост мощности двигателя до 2,5%.

Наилучшие результаты —  $p_e = 20 \text{ кг/см}^2$  и расход топлива 141 г/э.л.с.ч. — достигнутые на двигателе K6V30/45 «MAN» с высоким газотурбинным наддувом ( $p_k = 3 \text{ ата}$ ), оказались возможными лишь благодаря глубокому охлаждению воздуха в холодильнике — на  $106^\circ \text{C}$  [2]. Без охлаждения заряда эти цифры оказались бы недостижимыми.

### 3. Экономичность двигателя

Если не увеличивать подачу топлива в целях повышения мощности двигателя, то возрастание веса заряда при неизменной мощности приводит к увеличению избытка воздуха в цилиндре —  $\alpha$ . Это обстоятельство, как известно, является основным фактором для повышения экономичности двигателя (рис. 2), как это непосредственно видно из уравнения экономичности в общем виде [2]:

$$B_e = \frac{27\eta_{н\gamma\kappa}}{\alpha L'_p e} \text{ кг/э.л.с.ч.} \quad (4)$$

Удельный расход топлива от плотности заряда  $\gamma$  (его температуры) непосредственно не зависит, т. к. в ф-ле (4), подставляя вместо  $p_e$  его значение из выражения (2), получаем обычную зависимость в виде

$$B_e = \frac{632}{\eta_i \eta_m Q_n} \text{ кг/э.л.с.ч.} \quad (5)$$

В случае охлаждения заряда воздуха понижается и температура газов в цилиндре, а следовательно уменьшается и количество тепла, отводимое в охлаждающую воду и масло.

Уменьшение относительных потерь тепла в свою очередь повышает значение  $\eta_i$ , рост которого вследствие более благоприятных условий для сгорания (увеличение  $\alpha$ ) и снижения теплоемкости рабочего тела [2] приводит к повышению экономичности двигателя с промежуточным охлаждением заряда воздуха, как показано на рис. 2 [1].

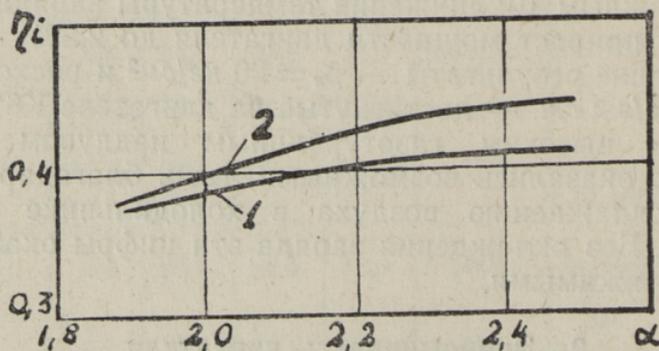


Рис. 2. Зависимость индикаторного к.п.д.  $\eta_i$  дизеля от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .  
1 — без охлаждения воздуха; 2 — с охлаждением воздуха.

Так, включение холодильника воздуха при постоянной подаче топлива за цикл (фиксированное положение рейки топливных насосов) на двигателе фирмы

«МАК» приводило к повышению числа оборотов, соответствующего приросту мощности на 5% (по винтовой характеристике), при охлаждении воздуха на 28° С [6]. В аналогичных условиях на стенде для двигателя Д50, при охлаждении воздуха на 23° С, мощность увеличилась на 5,2% (нагрузочная характеристика) [1]. В обоих случаях прирост мощности имел место за счет увеличения  $\eta_i$ , т. к. подача топлива за цикл не менялась.

Наибольший рост экономичности в случае промежуточного охлаждения воздуха имеет место при сохранении мощности без изменения. В этом случае, очевидно, возрастание  $\eta_i$  вследствие увеличения  $\alpha$  и уменьшения потерь тепла будет наибольшим. При включении холодильника на двигателе следует уменьшить подачу топлива до получения значения мощности, развиваемой двигателем при работе без охлаждения воздуха.

Поскольку в опубликованной литературе почти нет данных о влиянии охлаждения заряда воздуха на экономичность двигателя (за исключением [1]), автор настоящей статьи предпринял некоторые исследования, предложив установить холодильники воздуха на главных двигателях «МАК» ряда судов Эстонского государственного морского пароходства (ЭГМП). Эти двигатели марки 8ЧНР 29/42 при  $n = 320$  об/мин развивают мощность в 640 э.л.с.

Некоторые результаты применения промежуточного охлаждения воздуха на двух теплоходах («Гвардейск» — Гв. и «Синди» — С) при  $n = 320$  об/мин. приведены в таблице 2.

В обоих случаях нагрузка двигателя поддерживалась постоянной, соответствующей 320 оборотам гребного винта в минуту (скорость хода — 11,2 узла). На двигателе т/х «Гвардейск», вследствие попадания куска выхлопного клапана в газовую турбину, давление наддува было на 0,11 ата ниже номинального.

Как видно из таблицы 2, часовой расход топлива при перепаде температур в холодильнике 28 ÷ 30° С понизился на 7 ÷ 8%, что соответствует улучшению экономичности в ~ 2,5% на 10° охлаждения. В случае-же двигателя Д50 соответствующее улучшение индикаторного к.п.д. составляло 1,5% (при постоянной мощности дизеля), а суммарный коэффициент избытка воздуха возрастал на 8,5%. Интересно отметить, что даже при

Таблица 2

№№ пп	Наименование величины	Размер- ность	Без охлаждения		Сохлаж- дением	
			„Гв“	„С“	„Гв“	„С“
1	Средняя температура газов за цилиндром	°С	401	375	341	330
2	Температура воздуха до холодильника	°С	60	63	52	63
3	Перепад в холодильнике	°С	3	5	28	30
4	Давление наддува	кг/см <sup>2</sup>	1,26	1,37	1,24	1,38
5	Расход топлива	кг/час	105,2	116,2	96,5	107,9
6	Темпер. забортной воды	°С	11	4	11	4
7	Давление сгорания	кг/см <sup>2</sup>	49,6	—	49,5	—
8	„ по пиметру	„	5,06	—	5,05	—

повышении мощности экономичность может также несколько возрасти. У дизеля Д50 при наддуве мощность увеличилась на 20 ÷ 25% и вследствие охлаждения воздуха удельный расход топлива уменьшился на 4 ÷ 5 г/э.л.с.ч. (2,5%) при незначительном росте давления сгорания — на 3 ата, а температура отработавших газов понизилась на 15 ÷ 20° [1]. Минимум кривой удельного расхода топлива при этом (нагрузочная характеристика) резко смещается в сторону больших мощностей, что свидетельствует о значительном уменьшении перегрузки двигателя.

#### 4. Теплонапряженность двигателя

Выше было указано, что сжатие воздуха в нагнетателе, при отсутствии охлаждения за ним, приводит к увеличению теплонапряженности двигателя вследствие роста температуры заряда, а следовательно также и цикла. Последнее, как известно, наряду с давлением в цилиндре непосредственно влияет на коэффициент теплоотдачи от газа к стенке  $\alpha_2$  [2]

$$\alpha_2 = 2,1 \sqrt[3]{C_m \sqrt{pT}} \text{ ккал/м}^2 \text{ град. час,} \quad (6)$$

где:  $C_m$  — м/сек — средняя скорость поршня,

$p = f(p_k)$ ,  $T = \varphi(T_k)$  — давление и температура газа в цилиндре.

В результате увеличения теплопередачи повышается температура и резко возрастает нагрузка на днище поршня, а также крышки и верхней части втулки. Именно рост тепловой нагрузки и является основным обстоятельством, ограничивающим применение повышенных давлений наддува при отсутствии промежуточного охлаждения воздуха.

Для сохранения равных температур стенок в этих условиях приходится, для увеличения  $\alpha$ , еще больше повышать давление наддува.

Радикально меняет положение охлаждение заряда за нагнетателем. При сохранении мощности двигателя без изменения, в результате увеличения избытка (охлажденного) воздуха в цилиндре, резко уменьшается средняя температура цикла, следовательно и тепловая нагрузка и температура вышеупомянутых наиболее нагруженных деталей двигателя.

Так, у двигателей «МАК» (таблица 2) температура газов за цилиндрами понизилась на  $45 \div 60^\circ \text{C}$  при охлаждении воздуха на  $30 \div 28^\circ \text{C}$ . В случае двигателя Д50 понижение температуры газов за цилиндрами составило  $33^\circ$ , а в коллекторе —  $50^\circ$  при охлаждении воздуха на  $23^\circ \text{C}$ . Эта разница объясняется некоторым ухудшением продувки при охлаждении воздуха [1].

А. Э. Симсон считает [1], что каждый градус понижения температуры воздуха понижает максимальную температуру сгорания и среднюю температуру цикла на  $3^\circ$ . В результате этого уменьшаются потери тепла, что приводит к улучшению экономичности двигателя.

Выше указывалось также, что при значительном повышении мощности двигателя, при одинаковом значении коэффициента избытка воздуха в цилиндре, температура и давление газов при охлаждении воздуха значительно ниже. В результате этого, например в случае двигателя Д50, при повышении мощности на 25% абсолютное количество тепла, отводимое в воду, сохранилось практически неизменным. Уменьшение же относительной потери тепла в воду привело к повышению индикаторного к.п.д. на 2,5%, а температура выхлопа понизилась на  $15-20^\circ$  [1].

Очевидно, что при охлаждении заряда воздуха можно, сохраняя теплонапряженность без изменения, еще несколько повысить мощность (табл. 1) за счет некоторого уменьшения избытка воздуха  $\alpha$ . При этом относительная доля отводимого в воду тепла не уменьшится и прирост мощности произойдет без одновременного увеличения экономичности, как-бы за счет последней.

Рассмотрим выражение для теплонапряженности рабочего цилиндра [2]:

$$q = a \frac{N_{i\alpha} B_i Q_n}{F} = Aa \frac{V_s}{F} \frac{np_i}{\eta_i} \text{ ккал/м}^2\text{час,} \quad (7)$$

где:  $a$  — относительное количество тепла, отданного в воду,

$N_{i\alpha}$  илс — индикаторная мощность цилиндра,

$F \text{ м}^2$  — охлаждающая поверхность цилиндра,

$A = 700$  для 4-тактных и 1400 для 2-тактных двигателей.

Из формулы (7) видно, что сохранение величины  $q$  при наддуве (рост  $p_i$ ) возможно, при прочих равных условиях, эквивалентным уменьшением величины  $a$ .

Теплонапряженность, как известно, определяет и температуру стенок со стороны газов  $T_1$ ; исходя из основных уравнений теплового потока, получим выражение для осредненной температуры поверхности стенки [2]:

$$(T_1)_{cp} = \frac{q}{\beta} + T_s = Aa \frac{V_s}{F} \frac{np_i}{\beta\eta_i} + T_s \text{ }^\circ\text{К.} \quad (8)$$

Здесь:  $\frac{1}{\beta}$  — термическое сопротивление теплопередаче от внутренней поверхности стенки к воде,

$T_s = const$  — температура охлаждающей жидкости.

Из расчетов наддува двигателя 8ДР 43/61 при  $n = 250 \text{ об/мин}$  сделаны следующие характерные выводы по влиянию степени наддува на теплонапряженность (увеличение  $p_e = 5,07 \text{ кг/см}^2$  на 50 и 100% при соответствующем повышении  $p_k = 1,2$  до 1,8 и 2,4 атa) [2].

1. Средняя температура газа возрастает лишь на 3 и 8%, благодаря промежуточному охлаждению воздуха.

2. Средняя результирующая температура по теплопередаче остается неизменной.
3.  $(T_1)_{cp}$  возрастает на 19 и 25%, а средняя температура стенки — лишь на 44 и 58°С при постоянной скорости охлаждающей воды в 0,25 м/сек.
4. Доля тепла «а», отведенная в воду при переменной охлаждающей поверхности, уменьшается с 0,202 до 0,166 и 0,148.

Даже в случае применения высокого наддува двигателя К6V30/45, при повышении  $p_e$  в 3,5 раза, т. е. с 5,67 до 20 кг/см<sup>2</sup>,  $q = 250 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>2</sup>час, т. е. не превосходит тепловую нагрузку двухтактных двигателей без наддува. Величина «а» уменьшается в 1,5 раза [2].

## 5. Заключение

Рассмотренное выше влияние промежуточного охлаждения воздуха в двигателях с наддувом на их мощность, экономичность и теплонапряженность позволяет сделать вывод об исключительной эффективности этого мероприятия. Этим обстоятельством и объясняется широкое применение охлаждения заряда воздуха на огромном большинстве четырехтактных и двухтактных двигателей с наддувом. На основании рассмотренных материалов можно отметить, что на каждые 10° понижения температуры заряда:

1. При неизменной мощности расход топлива понижается на 1,5 ÷ 2,5%.
2. При этом температура выхлопных газов понижается на 15 ÷ 20° вследствие уменьшения средней температуры цикла на ~30°.

В обоих случаях причина одна и та же — значительное увеличение избытка воздуха в цилиндре.

3. Повышение мощности до 2,5% при сохранении  $\alpha$  без изменения или даже некотором его уменьшении.

4. Увеличение экономичности таким образом будет иметь место за счет уменьшения прироста мощности и наоборот — прирост мощности будет происходить за счет уменьшения в выигрыше к.п.д.

5. Применение охлаждения заряда позволяет понизить не только тепловую, но и механическую нагрузку на детали двигателя (уменьшение  $p_k$ ).

Итак, конкретный эффект от применения охлаждения заряда воздуха будет зависеть от способа использования увеличения веса охлажденного заряда в цилиндре двигателя.

Указанный в п. п. 1 и 2 эффект при неизменной мощности двигателя целесообразно осуществить при оборудовании главных судовых двигателей холодильниками заряда воздуха при модернизации, т. к. повышение мощности при этом затруднено вследствие необходимости сохранения прежнего гребного винта.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А. Э. Симсон, Газотурбинный наддув дизелей, Машгиз, М. 1958.
2. В. А. Ваншейдт, Судовые двигатели внутреннего сгорания (Теория), Судпромгиз, Л. 1958.
3. И. В. Возницкий, Двигатели и силовые установки рыбопромысловых судов, Морской транспорт, М. 1959.
4. А. С. Орлин и др., Двигатели боевых машин, том. I, Машгиз, 1946.
5. П. Х. Мурель, Двигатели фирмы «Мирлис» (по материалам командировки в Англию). Доклад на XIII научной конференции ТПИ, 1958.
6. П. Х. Мурель, А. В. Филинов, О повышении экономичности судовых двигателей внутреннего сгорания путем промежуточного охлаждения воздуха. «Энергетика», Изв. высш. шк. № 5, 1961.

*Г. Л. Соскин*

## **ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ДВИГАТЕЛЯ НА КОРРОЗИОННЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Коррозия прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых двигателей внутреннего сгорания представляет собой один из многочисленных случаев разрушения металлов, вызванных одновременным воздействием коррозионного и механического факторов.

Исследуя коррозионные повреждения прецизионных деталей топливной аппаратуры двигателей морских судов нами было установлено [1, 2], что коррозия сопряженных (трущихся) поверхностей рабочих элементов обуславливается присутствием в топливе морской воды и трением деталей.

Одним из этапов проведенных нами исследований по изучению влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на коррозионные повреждения прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей явилось установление влияния числа оборотов двигателя на коррозию этих деталей.

Опыт эксплуатации судовых дизелей показывает, что прецизионные пары топливной аппаратуры главных малооборотных двигателей корродируют, при прочих равных условиях, значительно интенсивней, чем у вспомогательных быстроходных двигателей. Поэтому исследование влияния числа оборотов двигателя на коррозионные повреждения плунжерных пар топливных насосов и распылителей форсунок представляет практический интерес.

В настоящей статье изложена методика и результаты исследования влияния числа оборотов кулачкового вала топливного насоса на коррозионные повреждения прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры.

## Методика исследования

Исследования проводились на специально оборудованном стенде (рис. 1), который представлял собой замкнутую систему: дизельное топливо из бака самотеком подавалось через фильтр в топливный насос двига-

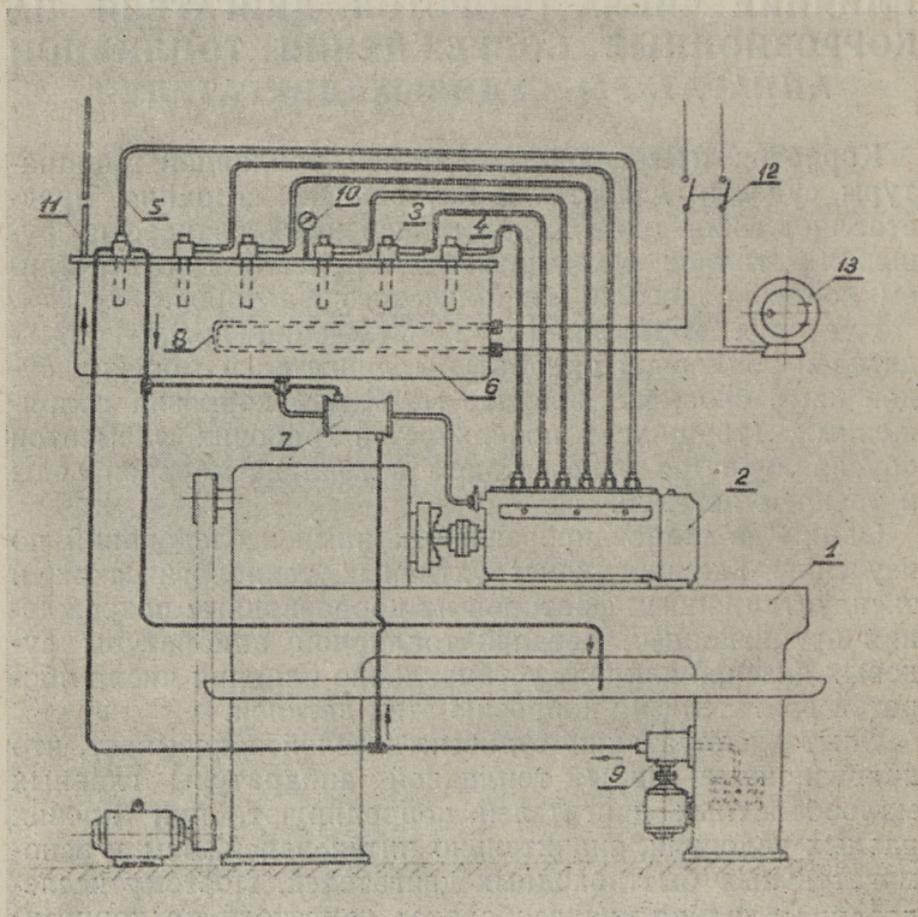


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

1 — токарный станок; 2 — топливный насос двигателя Д6; 3 — форсунки; 4 — щелевой фильтр форсунки; 5 — трубка высокого давления; 6 — топливный бак; 7 — топливный холодильник; 8 — электроподогреватель; 9 — электронасос подачи охлаждающей воды; 10 — дистанционный термометр; 11 — вентиляционная трубка; 12 — рубильник; 13 — реле-регулятор.

теля Д6, а форсунки впрыскивали топливо обратно в бак. Стенд позволял изменять обороты кулачкового вала насоса в пределах от  $n = 57$  до  $750$  об/мин, а также поддерживать постоянные температуры топлива и распылителей форсунок в интервале  $20-125^{\circ}\text{C}$ .

Опыты велись на тщательно профильтрованном дизельном топливе марки Л по ГОСТ 305-58 с содержанием серы  $0,95\%$ . Обводнение топлива производилось водой Северного моря с содержанием солей  $3,5\%$ .

Испытания проводились на новых обкатанных плунжерных парах двигателей Д6 и распылителях форсунок двигателей Д6 и 4Ч 10,5/13.

Длительность каждого опыта составляла одну неделю. Шесть суток насос работал 8 часов 20 минут в день, остальное время установка не работала.

Четыре литра топлива заливалось в бак и после  $10-15$  минут работы насоса вводилась вода ( $1\%$  к объему топлива). Уровень топлива в баке контролировался ежедневно перед пуском установки и в процессе его работы (в связи с утечками через прецизионные пары во время работы насоса) производилось пополнение системы топливом с соответств. количеством воды.

Скорость коррозионных повреждений прецизионных деталей топливной аппаратуры определялась весовым методом. Предварительная обработка исследуемых деталей состояла в обезжиривании ацетоном и безводным спиртом. После 24-часового пребывания в эксикаторе над безводным хлористым кальцием детали взвешивали с точностью  $\pm 0,1$  мг. После испытаний детали обезжиривали с одновременным удалением продуктов коррозии, выдерживали в эксикаторе и взвешивали.

Температура топлива в распылителе форсунки измерялась хромель-алюмелевой термопарой. Утечки топлива вдоль иглы форсунки определялись объемным методом при помощи пробирок с ценой деления  $0,1$  мл и секундомера.

## Экспериментальные результаты

Результаты испытаний представлены на рис. 2 и 3, из которых видно, что изменение числа оборотов кулачкового вала топливного насоса (кривая 1) сказывается на скорости коррозии прецизионных деталей.



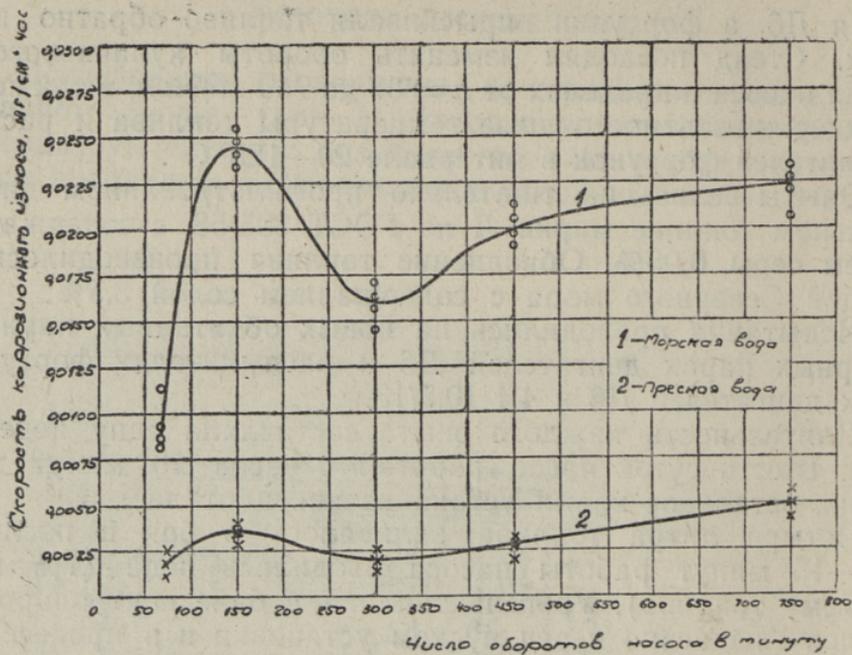


Рис. 2. Зависимость скорости износа иглы форсунки от числа оборотов топливного насоса (Материал иглы — ХВГ. Температура топлива — 40° С).

1 — 1% морской воды, 2 — 1% пресной воды с содержанием солей 0,105 г/л.

С целью уточнения этого влияния были экспериментально определены утечки топлива вдоль иглы форсунки, температура топлива в распылителе форсунки, а также механический износ прецизионных пар в функции числа оборотов кулачкового вала насоса. Износ определялся на топливе обводненном пресной водой с содержанием солей 0,105 г/л (рис. 2 и 3, кривая 2).

Проведенные нами измерения температуры топлива в распылителе форсунки показали, что температура топлива в форсунке практически не зависит от числа оборотов насоса.

Результаты определения утечек топлива через кольцевой зазор между иглой форсунки и ее направляющей приведены на рис. 4. Кривая I (рис. 4) показывает, что утечки топлива вдоль иглы форсунки с увеличением числа оборотов уменьшаются вследствие сокращения продолжительности рабочего хода, а затем с повышением давления в нагнетательной полости — возрастают.

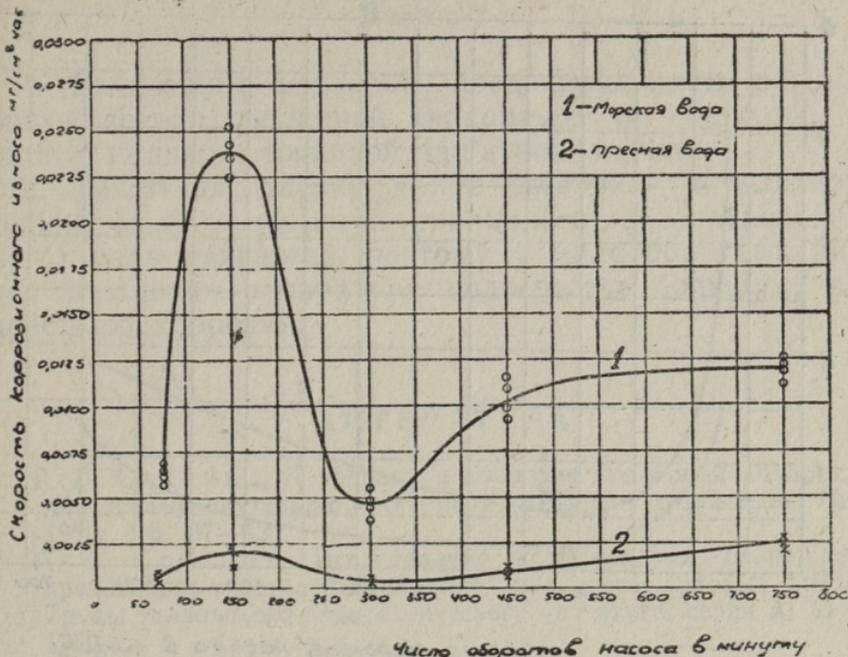


Рис. 3. Зависимость скорости износа плунжера от числа оборотов насоса (материал плунжера — ХВГ. Температура 1 — морская вода, в 1%, 2 — пресная вода с содержанием солей 0,105 г/л, в 1%.

Таким образом изменение числа оборотов двигателя существенно сказывается на скорости протекания коррозионных процессов прецизионных деталей, так как при этом изменяется количество протекающего топлива (утечки) в прецизионных парах, определяющее условия смазки трущихся поверхностей, подвод агрессивной среды и воздуха к корродирующей поверхности, а также скорость разрушения защитных пленок.

Как видно из рисунков 2 и 3 (кривая 1), с увеличением числа оборотов кулачкового вала топливного насоса скорость коррозионных повреждений прецизионных деталей вначале возрастает, так как при этом утечки топлива в парах уменьшаются и ухудшается смазка трущихся поверхностей, достигая максимальной скорости коррозии при  $n = 150$  об/мин, а затем понижается. Последнее объясняется тем, что с увеличением числа оборотов, как известно из гидродинамической теории смазки, масляная пленка стабилизируется. Последую-

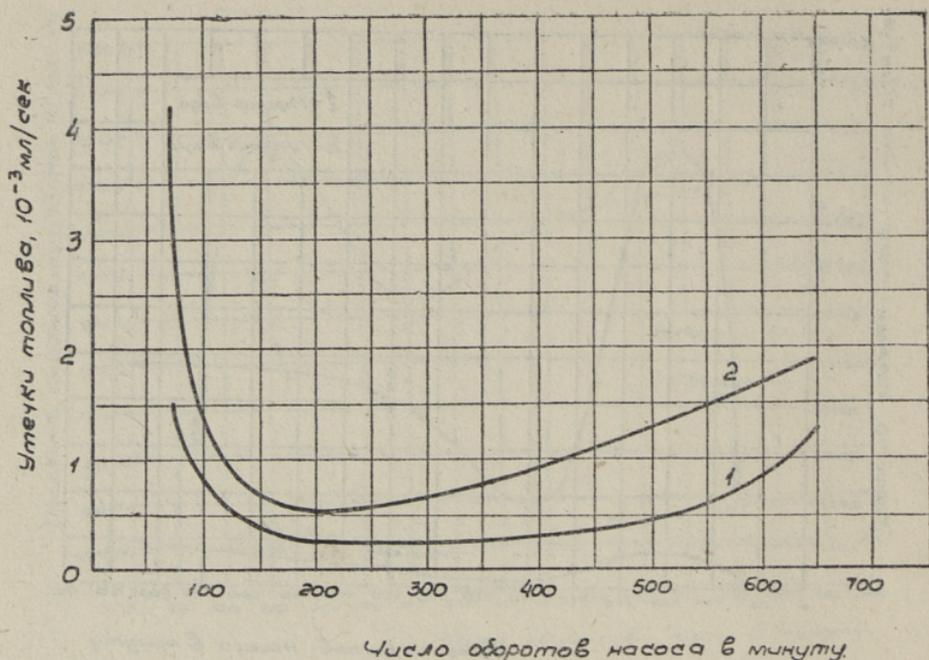


Рис. 4. Зависимость утечки топлива в кольцевом зазоре между иглой форсунки (двигателя 4Ч 10,5/13) и ее направляющей от числа оборотов топливного насоса:  
1 — зазор 2 мк; 2 — зазор 6 мк.

щее повышение скорости коррозии, несмотря на увеличение утечек топлива при этих оборотах, вызвано более интенсивным механическим повреждением защитной поверхностной пленки.

Было установлено также, что прецизионные детали корродируют главным образом при работе топливной аппаратуры, т. е. в условиях трения деталей и протекания агрессивной среды.

## Выводы

1. Решающим фактором, предохраняющим прецизионные детали топливной аппаратуры от коррозии, является наличие сплошной защитной пленки.

2. Защитная пленка менее устойчива при относительно малых оборотах топливного (распределительного) вала двигателя, поэтому у малооборотных дизелей топливная аппаратура подвержена большому воздействию коррозии.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Л. Соскинд, К вопросу о коррозии топливной аппаратуры двигателей внутреннего сгорания. «Рыбное хозяйство» № 9, 1960, стр. 37—42.
2. Г. Л. Соскинд, Исследование коррозионных повреждений прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей. Труды таллинского политехнического института, серия А, № 181, 1960.

П. Х. Мурель, Н. С. Розанов

## ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДФ 224

### Введение

Рыбопромысловый флот Совнархоза ЭССР располагает непрерывно увеличивающимся количеством современных СРТ, СРТР и СТБ, большинство из которых оборудованы двигателями завода имени Карла Либкнехта (ГДР), в частности марки ДФ 224.

Эти четырехцилиндровые двигатели установлены в качестве главных на СТБ и развивают при числе оборотов  $n = 600$  в минуту мощность  $N_e = 80$  э.л.с. На более крупных судах двигатели ДФ 224 используются для привода электрогенераторов с числом оборотов 750 в минуту, причем мощность у этой модификации составляет 100 э.л.с.

Поскольку рыбопромысловая база не располагает материалами развернутых теплотехнических испытаний двигателя ДФ 224, то эксплуатирующий персонал не имеет руководящих материалов для технической грамотной эксплуатации этих двигателей в судовых условиях — паспортных данных для этого явно недостаточно. С другой стороны на этих судах необходимо также резко повысить и качество обслуживания и эксплуатации двигателей, что позволит удлинить межремонтные пробеги судов и сэкономить таким образом значительные средства.

Приводимые ниже данные по характеристикам работы нового двигателя ДФ 224 мощностью 80 э.л.с. при  $n = 600$  об/мин. должны в некоторой мере способствовать выполнению этих задач.

\* \* \*

## Винтовая характеристика

Работа главного двигателя, непосредственно связанного с гребным валом, происходит, как известно, по винтовой характеристике. Вследствие отсутствия данных по буксировке СТБ или их моделей за винтовую характеристику допустимо принять кубическую параболу вида  $N_e = C \cdot n^3$ , где  $C$  — коэффициент пропорциональности.

Все замеры производились на следующих точках (вблизи от них):

1.	$N_e = 25\%$	при $n = 63\%$	от номинала	(378 об/мин),	
2.	50	—,—	80	—,—	(480 —,—),
3.	75	—,—	91	—,—	(546 —,—),
4.	100	—,—	100	—,—	(600 —,—),
5.	110	—,—	103	—,—	(618 —,—),

Программа и методика теплотехнических испытаний двигателя ДФ 224, а также описание стенда и протоколы замеров подробно освещены авторами в другой работе. (Исследование теплотехнических характеристик судового двигателя ДФ 224. Научно-технический отчет. ТПИ, 1959, № г/н —363— R). Ниже приводятся результаты стендовых испытаний этого двигателя по винтовой характеристике, показанные на рис. 1 и 2 и в таблице 1.

На рис. 2 представлена средняя температура газов (по цилиндрам)  $t''_{ср}$ , хорошо совпадающая с паспортными данными, причем температура газов в коллекторе  $t''_{общ}$ , благодаря их расширению и охлаждению водяной рубашкой, ниже примерно на 10%. Закон изменения этих величин ( $n = 380 \div 600$  об/мин) близок к прямолинейному, и по ним нетрудно косвенно определить мощность, развиваемую двигателем при данном числе оборотов на относительно тихой воде при ходе без трала и необросшем корпусе судна.

Отличие температуры охлаждающей воды средней по цилиндрам  $t''_{вср}$ , равной температуре воды в общем отливном патрубке  $t''_{вобщ}$ , от заводских данных (рис. 1) объясняется колебаниями температуры воды на входе в двигатель (рис. 1).

Следует помнить, что охлаждение этих двигателей (главных) на судах производится забортной водой и

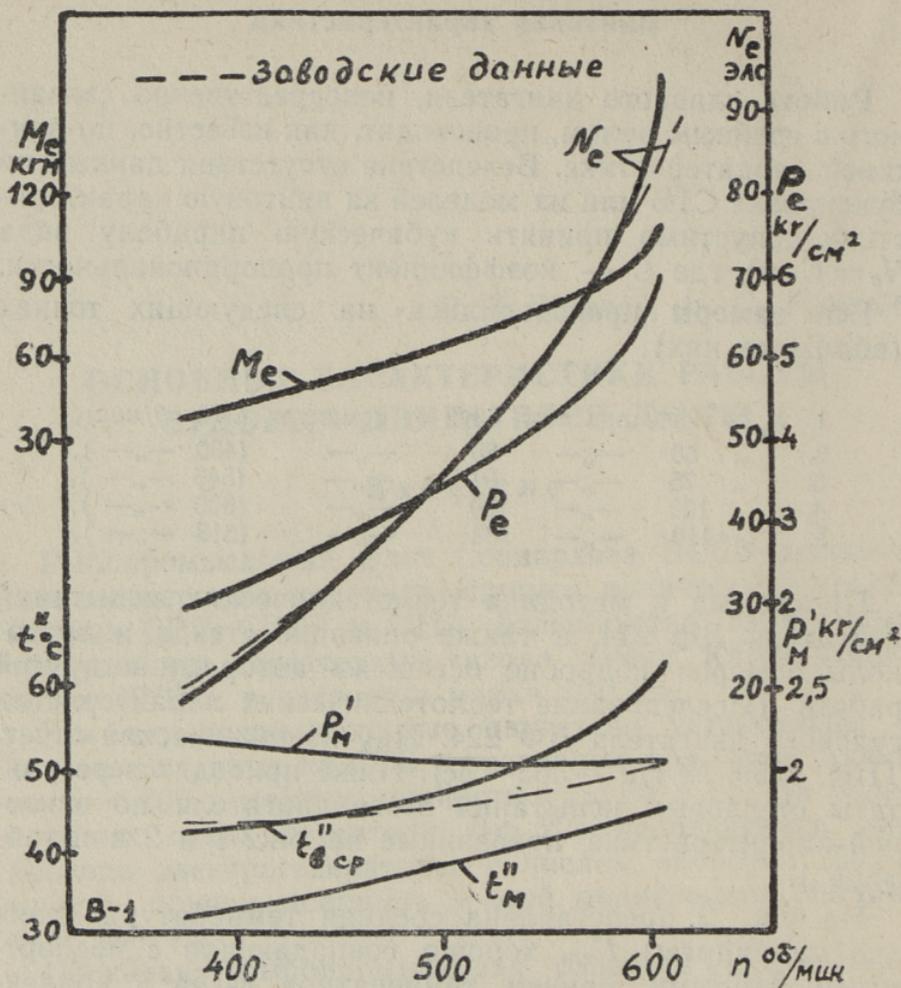


Рис. 1. Изменение показателей мощности и температур воды и масла — винтовая характеристика.

в этом случае температура на выходе, во избежание выпадения солей и образования накипи, не должна превышать ни на одном режиме значений  $50 \div 55^\circ \text{C}$ .

Почти постоянное давление масла за двигателем (перед фильтром)  $p'_m$  при повышении чисел оборотов двигателя связано с увеличением количества отводимого им тепла (повышение температуры масла  $t''_m$ ) и свидетельствует об отсутствии разжижения масла топливом (рис. 1).

Приведенные на рис. 1 кривые изменения мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_e$  и среднего эффективного дав-

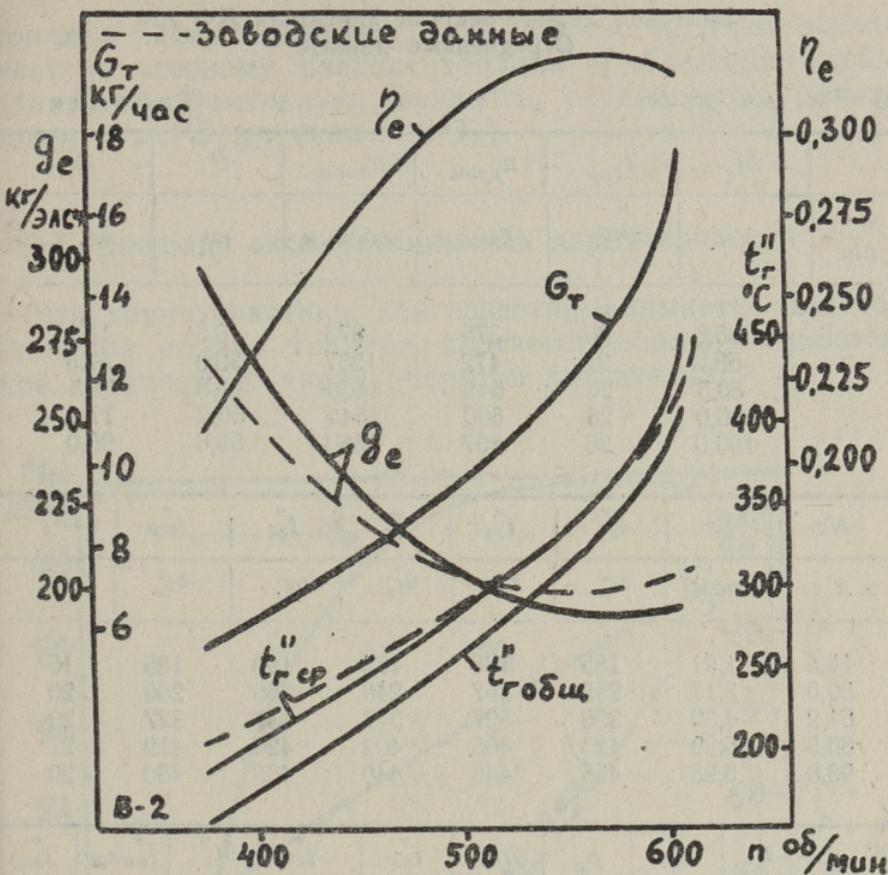


Рис. 2. Изменение показателей экономичности и температуры газов — винтовая характеристика.

ления типичны для винтовой характеристики (табл. 1).

На рис. 2 представлены кривые эффективного удельного расхода топлива  $g_e$ , эффективного к.п.д.  $\eta_e$  и часового расхода топлива  $G_T$ , весьма характерные для тихоходных двигателей этого класса. Однако высокий эффективный расход топлива (на номинальном режиме 193 г/эл.с. час) даже несколько ниже паспортных данных и присущ всем двигателям ДФ 224. При понижении нагрузки до 20 э.л.с. удельный расход топлива возрастает на 50%, достигая 298 г/эл.с. час. Таким образом в эксплуатации следует на этом режиме работы избегать скоростей хода, соответствующих числам оборотов ниже 500÷520 в минуту. В этих пределах удельный расход

**Винтовая характеристика двигателя ДФ 224  
Осредненные данные**

$B = 761$  мм рт. ст.

Таблица 1

	$M_e$	$t_{окр}$	$n_{ручн.}$	$n_{торм}$	$P$	$N_T$
№№ п/п	кг/м	°С	об/мин	об/мин	кг	т. л. с.
	35,0	20	375	973	18,6	18,1
	58,2	22	472	1237	30,3	37,5
	80,5	26	548	1400	41,8	58,5
	96,0	26	600	1545	50,2	77,4
	190,0	26	607	1580	56,6	90,0

$N_e$	$p_e$	$t''_{z1}$	$t''_{z2}$	$t''_{z3}$	$t''_{z4}$	$t''_{zcp}$	$\Delta t''_z$
э. л. с.	кг/см <sup>2</sup>	°С	°С	°С	°С	°С	°С
18,5	1,91	185	190	175	190	185	15
39,0	3,17	255	257	246	266	256	20
61,2	4,39	326	327	317	337	327	20
80,5	5,29	423	405	402	420	412	21
93,8	5,98	455	445	440	460	450	20

$t''_{общ}$	$t'_в$	$t''_{в1}$	$p_{в}$	$t''_{в2}$	$t''_{в3}$	$t''_{в4}$	$\Delta t''_в$	$t''_{вобщ}$	$t''_{вср}$
°С	°С	°С	кг/см <sup>2</sup>	°С	°С	°С	°С	°С	°С
155	3	44	0,40	42	38	40	6	42	42
235	3	44	0,40	43	44	43	1	44	44
305	7	55	0,40	54	58	55	4	55	55
374	7	58	0,45	56	65	60	9	59	59
407	7	62	0,40	60	70	64,5	10	63	63

**Расход топлива**

$t_m$	$p'_m$	$p''_m$	$G_T$	$g_e$	$\eta_e$
°С	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	$\tau$ мин	г кг	кг/э.л.с.ч.
32	2,2	1,65	4,35	0,400	5,52
35,5	2,25	1,65	2,83	0,400	8,5
42	2,07	1,6	2,03	0,400	11,8
44	2,05	1,6	1,92	0,500	15,75
45	2,05	1,6			17,6
					0,298
					0,218
					0,193
					0,196
					0,188
					0,210
					0,287
					0,324
					0,319
					0,332

топлива равен примерно 0,200 кг/э.л.с. час, что позволяет по часовому расходу топлива приблизительно определять и эффективную мощность, развиваемую двигателем:  $N_e = G_T/g_e$  (или  $\approx 5 G_T$ ).

### Внешняя эксплуатационная характеристика

Эта характеристика, как известно, снимается при постоянной подаче топлива, соответствующей номинальной мощности и числу оборотов двигателя.

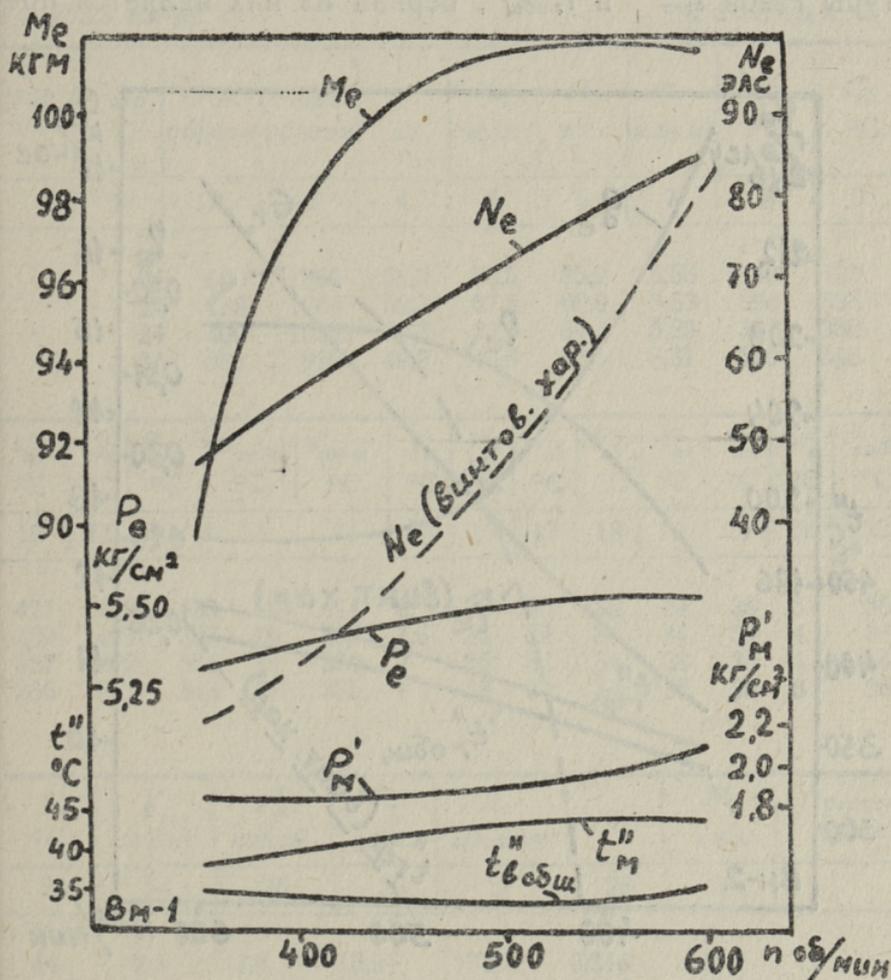


Рис. 3. Изменение показателей мощности и температур воды и масла — внешняя эксплуатационная характеристика.

Фиксацией рейки топливных насосов был отключен и регулятор числа оборотов (постоянная подача за цикл).

Полученные данные — замеренные и расчетные — при числах оборотов двигателя 600, 485 (намечалось 500), 400 и 348 (350) в минуту приведены в табл. 2 и на рис. 3 и 4, и соответствуют наибольшим допустимым при этих числах оборотов длительным значениям мощностей. В условиях, например СТБ, могут встретиться режимы работы двигателя, являющиеся точками, лежащими на внешней характеристике, например при тралении и т. п.

На рис. 4 изображены графики изменения температуры газов  $t_{2cd}''$  и  $t_{2общ}''$ ; первая из них является пре-

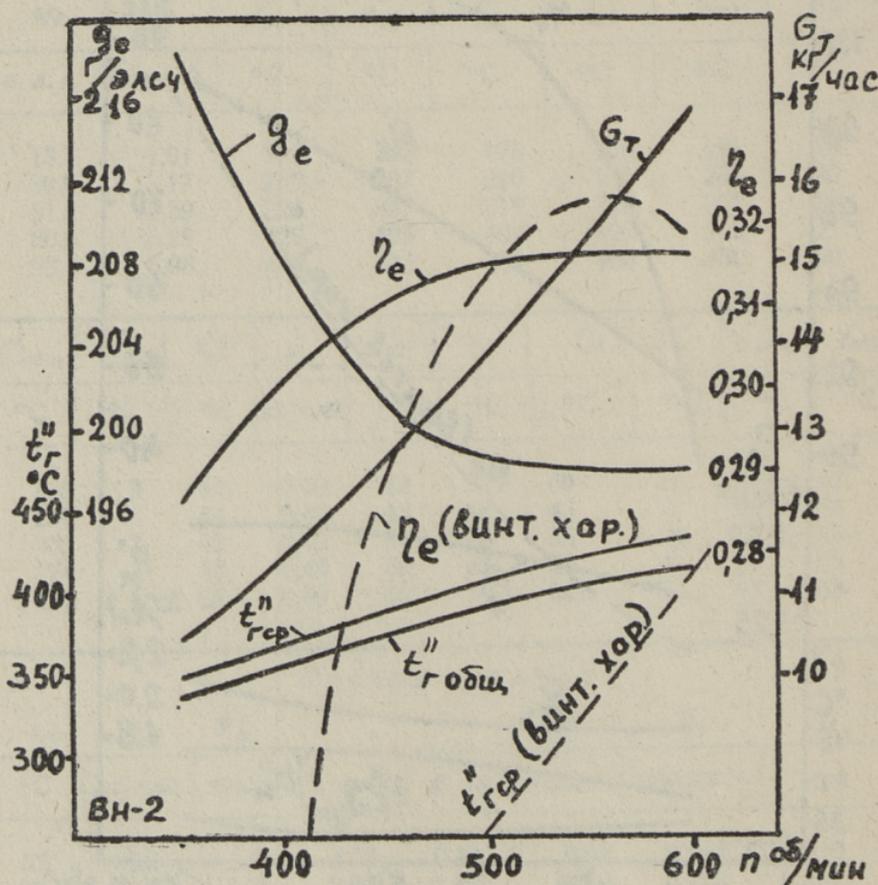


Рис. 4. Изменение показателей экономичности и температуры газов — внешняя эксплуатационная характеристика.

дельной кривой допустимых значений температур газа в эксплуатации — превышение их недопустимо с точки зрения надежности и долговечности двигателя. Область допустимых значений  $t_2''$  лежит, очевидно, между упомянутыми кривыми и кривой значений  $t_2''$ , соответствующей винтовой характеристике (рис. 4).

Как следует из рассмотрения рис. 3, при уменьшении числа оборотов двигателя, вследствие уменьшения коли-

Внешняя эксплуатационная характеристика двигателя ДФ 224  
Средненные данные

$V = 755,5$  мм рт. ст

Таблица 2

№ № п/п	$t_{окр}$ °C	$n_{ст}$ об/мин	$n_{торм}$ об/мин	$p$ кг	$N_T$ э.л.с	$N_e$ э.л.с	$P_e$ кг/см <sup>2</sup>	$t_{21}''$ °C	$t_{22}''$ °C
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	24	600	1566	52,2	83,5	85,2	5,56	440	423
	24	485	1263	52,3	67,5	68,9	5,53	398	398
	24	400	1030	50,7	53,3	54,4	5,29	364	362
	24	348	915	49,9	46,6	47,5	5,31	350	348

$t_{23}''$ °C	$t_{24}''$ °C	$t_{2cp}''$ °C	$\Delta t_{2общ}''$ °C	$t_{2общ}''$ °C	$t_{в}^1$ °C	$t_{в1}''$ °C	$t_{в2}''$ °C	$t_{в3}''$ °C	$t_{в4}''$ °C	$t_{вcp}''$ °C	$\Delta t_{в}''$ °C	$t_{вобщ}''$ °C
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
427	436	433	13	414	8	38	33	35	34	35	5	35
389	405	397	16	388	7,5	36	32	34	34	34	4	34
357	372	364	15	350	7	36	32	34	34	34	4	34
336	357	348	21	335	7	38	32	34	35	35	6	35

$t_m$ °C	$P_m'$ кг/см <sup>2</sup>	$P_m''$ кг/см <sup>2</sup>	$G_T$ кг/час	$g_e$ г/э.л.с.ч.	$\eta_e$	$M_e$ кг/м	Примечание
23	24	25	26	27	28	29	
44	2,1	1,6	16,9	198,2	0,316	101,6	
42,5	1,9	1,55	13,7	199	0,314	101,5	
40	1,85	1,5	11,35	208,5	0,300	97,4	
38	1,85	1,5	10,38	218,5	0,286	89,5	

чества циркулирующего масла, понижается несколько и температура масла  $t''_m$ , поскольку температура охлаждающей воды на входе в двигатель поддерживалась постоянной ( $7^\circ\text{C}$  — табл. 2). При этом и давление масла менялось незначительно — от 2,1 до 1,85 кг/см<sup>2</sup>.

Показатели мощности приведены на рис. 3; величина среднего эффекта давления  $p_e$  изменяется всего-лишь на 5% (от 5,56 при 600 до 5,31 кг/см<sup>2</sup> при 348 об/мин.), т. е. остается примерно постоянной. Более интенсивно уменьшается значение крутящего момента  $M_e$  — от 101,6 до 89,5 кгм, отсюда и падение мощности от 85,2 до 47,5 э.л.с., что однако намного меньше, чем в случае винтовой характеристики (рис. 3). Ординаты между обеими кривыми  $N_e$  указывают на величину недогрузки, значение которой резко увеличивается при падении числа оборотов, составляя при  $n = 348$  об/мин.,  $2/3$  от предполагаемой мощности двигателя.

Что касается показателей экономичности на этом режиме раобты, то они изменялись в значительно меньших пределах, чем при работе по винтовой характеристике. На рис. 4, кроме часового расхода топлива  $G_T$ , изменяющегося почти по прямолинейному закону в пределах от 16,9 до 10,4 кг/час (что удобно для определения мощности), приведены кривые изменения  $g_e$  и  $\eta_e$ . При понижении чисел оборотов двигателя от 600 до 480 в минуту расход топлива практически постоянен и равен 198—200 г/э.л.с. час ( $\eta_e = 0,315$ ). При дальнейшем снижении нагрузки экономичность заметно ухудшается и при  $n = 348$  в мин.  $g_e = 218,5$  г/э.л.с. час ( $\eta_e = 0,286$ ). Это однако на 43% выше значения  $\eta_e$  при тех же числах оборотов при работе по винтовой характеристике (0,200) — результат отсутствия упомянутой выше недогрузки двигателя (рис. 4).

### Нагрузочная характеристика

Эта характеристика получена при постоянном числе оборотов  $n = 600$  в мин. По такой характеристике работают дизель-генераторы — на СРТ установлена для этих целей модификация ДФ 224 с числом оборотов 750 в мин., развивающая при этом мощность  $N_e = 100$  э.л.с. На рис. 5 изображены кривые изменения температуры и давление масла, а также показатели мощности  $p_e$  и  $M_e$ ;

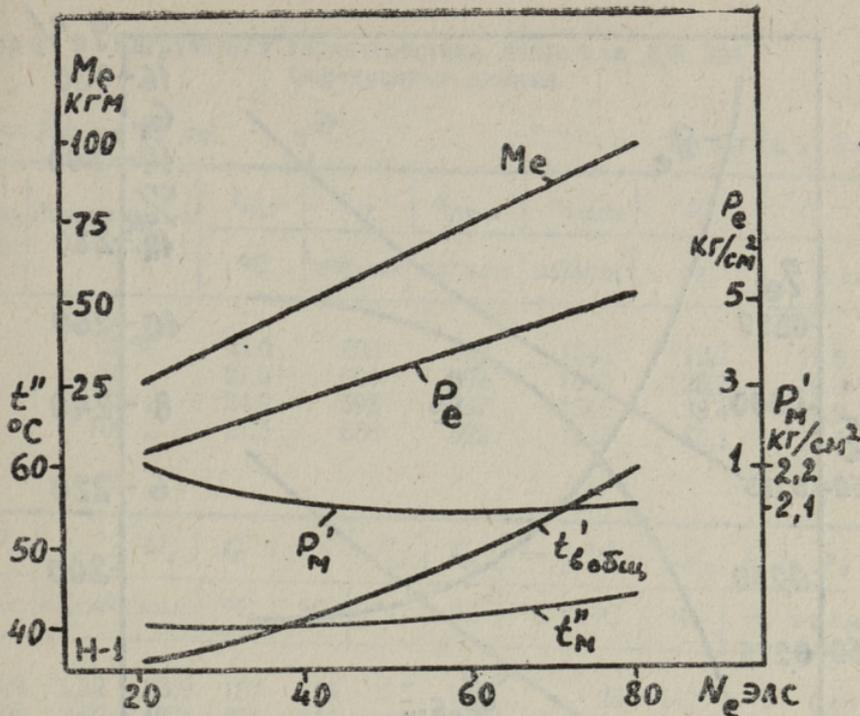


Рис. 5. Изменение показателей мощности, параметров масла и температуры воды — нагрузочная характеристика.

последние, как известно, изменяются по прямолинейному закону, поскольку  $n = \text{const}$ ; при этом значения  $p_e$  находятся в пределах от 5,14 до 1,32  $\text{kg}/\text{cm}^2$ . Температура воды  $t''_{\text{общ}}$  при этом падает с 58 до 36 $^{\circ}\text{C}$  при ее значении на входе в двигатель, равном 7 $^{\circ}\text{C}$  (табл. 3).

На рис. 6 показано изменение температуры газов в функции от мощности двигателя, имеющее почти прямолинейный характер; это обстоятельство позволяет наиболее просто определить нагрузку двигателя.

Здесь же приведены кривые, характеризующие экономичность двигателя —  $g_e$ ,  $\eta_e$  и  $G_T$ . Значение последнего изменяется также по закону, близкому к закону прямой (рис. 6). Удельный расход на номинальном режиме получается равным 0,188  $\text{kg}/\text{э.л.с. час}$ , что на 12 г меньше заводской цифры и поэтому неправдоподобен. Следует отметить также резкое ухудшение экономичности при падении нагрузки ниже 50% — при  $N_e = 25\%$  от номинальной  $g_e = 0,32 \text{ kg}/\text{э.л.с. час}$  ( $\eta_e = 0,193$ ), что является

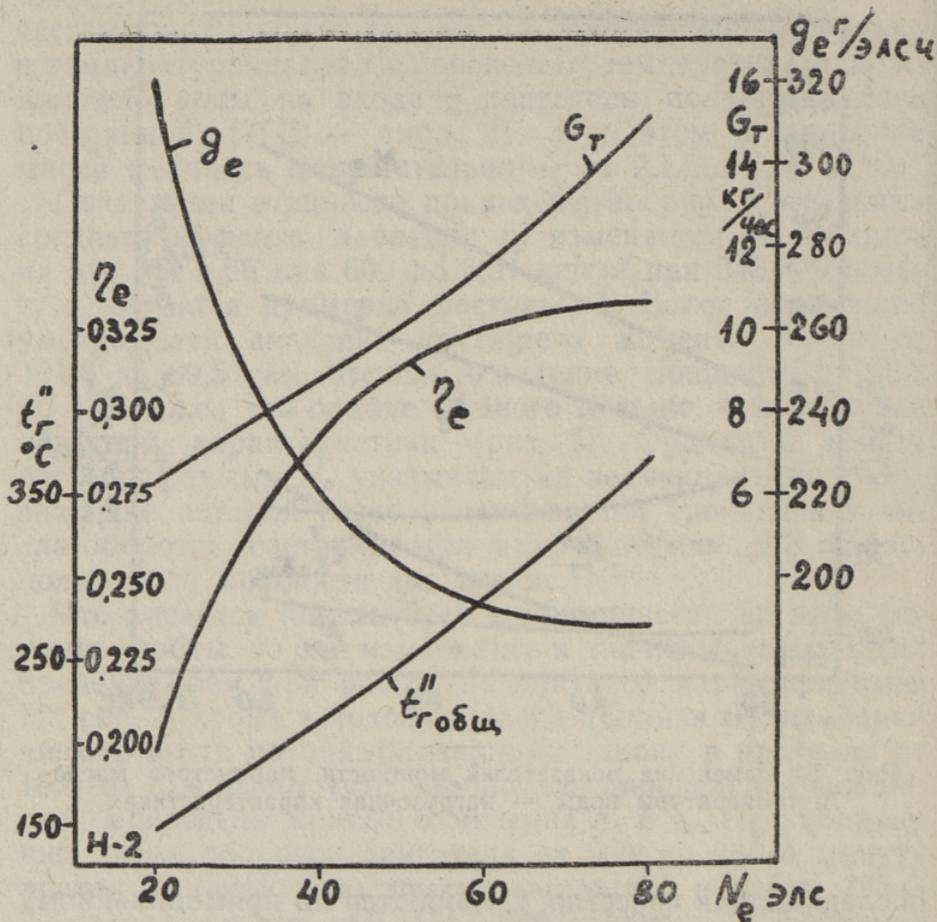


Рис. 6. Изменение показателей экономичности и температуры газов — нагрузочная характеристика.

наинизшим показателем экономичности при нагрузке в 20 э.л.с. из всех рассмотренных случаев работы двигателя. Эти данные относятся к новому двигателю, для отремонтированных показатели работы значительно хуже.

На рис. 7 для сравнения представлены аналогичные кривые, снятые с дизель-генератора на одном из СРТ после его ремонта, перед выходом на промысел. Число оборотов  $n = 740 = const$ ; из-за недостаточной мощности поглощающих устройств двигатель нагружался лишь на 56% — до 56 э.л.с. (на шинах генератора). Несмотря на небольшие значения нагрузок, температура газов, а также воды и масла, значительно выше, чем для двигателя на стенде. Разница же в экономичности еще боль-

## Нагрузочная характеристика двигателя ДФ 224 Осредненные данные

$B = 768$  мм рт. ст.

Таблица 3

№№ п/п	Режим работ двигат.	$t_{окр}$	$n_{ст}$	$n_{ручн}$	$n_{торм}$	$P$	$N_T$
		°C	об/мин	об/мин	об/мин	кг	т. л. с.

1.	25%	21,0	600	597	1545	12,7	19,6
2.	50 "	21,0	600	598	1540	25,7	39,6
3.	75 "	24,0	593	597	1545	38,4	59,2
4.	100 "	27,5	586	599	1545	50,1	77,5

$N_e$	$P_e$	$M_e$	$t''_{21}$	$t''_{22}$	$t''_{23}$	$t''_{24}$	—	$\Delta t''_2$	$t''_{2общ}$	$t'_в$	$P_v$
э.л.с.	кг/см <sup>2</sup>	кгм	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	кг/см <sup>2</sup>

20,0	1,32	23,9	157	175	175	182		25	147	7	0,45
40,5	2,62	48,3	237	243	230	236		13	211	7	0,45
50,5	3,93	72,2	314	314	304	317		13	288	7	0,45
80,5	5,14	96,0	409	396	392	406		17	370	5	0,40

$t''_{в1}$	$t_{в2}$	$t''_{в3}$	$t''_{в4}$	$\Delta t''_в$	$t''_{вобщ}$	$t''_{вср}$	$t_m$	$P'_m$	$P''_m$	расход топлива	
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	мин	кг

37	36,5	38	36	2	36	37	40,5	2,25	1,7	4,70	0,500
42	41	44	41	3	42	42	42,0	2,1	1,65		
49	47	53	49	6	49	49,5	42,0	2,1	1,65		
58	55	64	59	9	58	59	44	2,1	1,65		

$G_T$	$g_e$	$\eta_e$	По цилиндрам в кг/см <sup>2</sup>				По цилиндрам в кг/см <sup>2</sup>			
			$P_e$				$P_c$			
кг/час	кг/э.л.с.ч	—	1	2	3	4	1	2	3	4

6,40	0,320	0,196	49,4	49,4	49,4	50,8	30,6	30,6	30,6	30,6
8,95	0,221	0,284	48,8	48,8	48,3	49,4	33,4	33,4	33,4	33,4
11,64	0,193	0,324	50	49,4	49,4	50	33,4	33,4	33,4	33,4
15,17	0,188	0,332	50,5	49,6	49,6	50,5	31,3	31,3	31,3	31,3

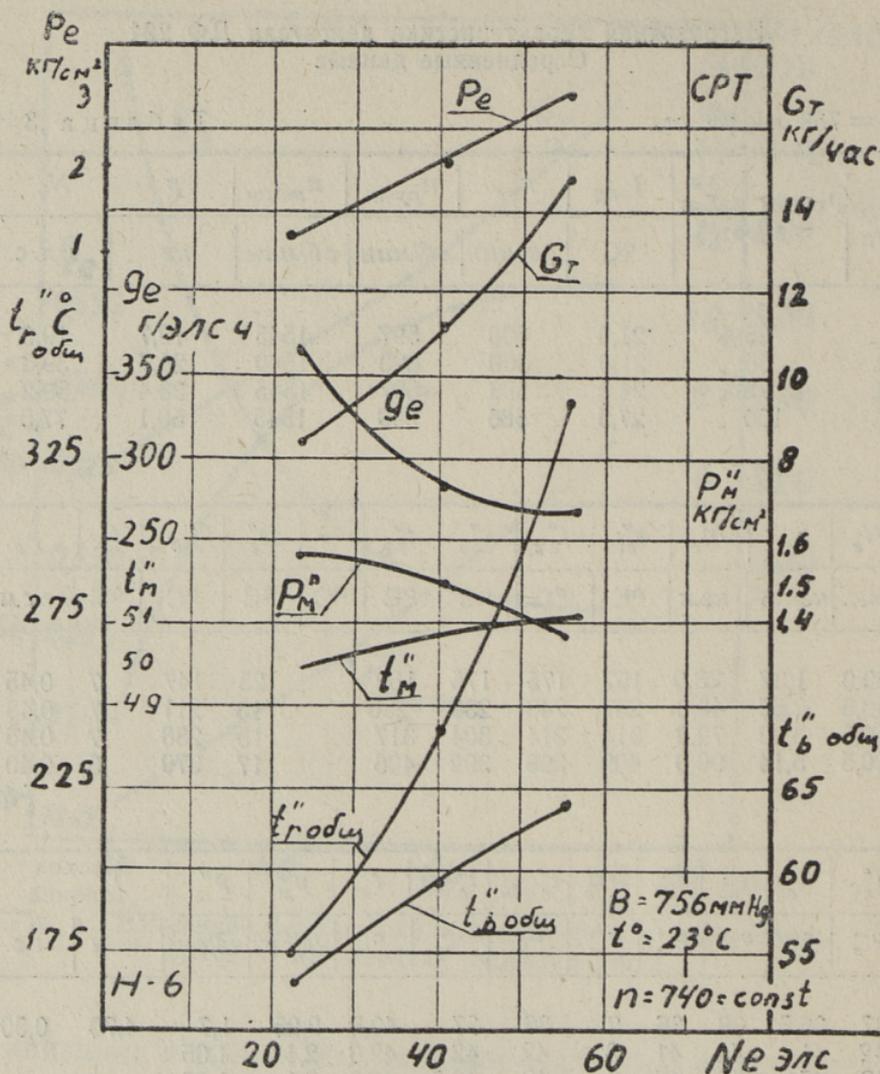


Рис. 7. Кривые изменения параметров двигателя на СРТ ( $n = \text{const}$ ).

ше — порядка 27%, т. к. в первом случае, при нагрузке, равной 50% от номинальной (т. е. 50 э.л.с.),  $g_e = 260$  г/э.л.с. час, а на стенде — соответственно 205 г/э.л.с. час. При этом значения  $t_{б общ}''$  равны соответственно 300 и 206°С, т. е. разница в 1,5 раза. Кроме того, давление масла при повышении нагрузки заметно уменьшается, несмотря на большее число оборотов, причем его абсолютное значение составляет всего лишь

1,4—1,5 кг/см<sup>2</sup> с явно-выраженной тенденцией дальнейшего уменьшения (рис. 7). Это свидетельствует о значительном разжижении смазки топливом, что в свою очередь отчасти объясняет и чрезмерно завышенный расход последнего. Обычно, как правило, эксплуатационный расход топлива на 5÷6% выше чем по паспортным данным, полученным в оптимальных условиях (на стенде, для нового двигателя с заводской регулировкой и с оригинальными деталями движения и топливной аппаратурой). Из приведенного примера нетрудно также составить себе представление о качестве ремонта двигателей и о стоимости эксплуатации судов ЭРЭБ.

### З а к л ю ч е н и е

Полученные данные, в частности часового расхода топлива  $G_T$  и температуры выхлопных газов  $t''_2$ , позволяют косвенно судить о нагрузке двигателя в судовых условиях.

Значения показателей работы могут быть использованы также для суждения о качестве ремонта главных и вспомогательных двигателей ДФ 224. Как показывают кривые, при работе на пониженных нагрузках резко ухудшается экономичность двигателя в особенности в случае нагрузочной (дизель-генератор) и винтовой характеристик.

В случае перегрузки резко возрастает теплонапряженность двигателя и уменьшается таким образом его моторесурс.

Приведенные выше данные полезно довести до эксплуатационного персонала ЭРЭБ. Они могут быть использованы в Управлении для определения обоснованных норм межремонтных пробегов и контроля за состоянием двигателей на судах, корпуса которых очищены от наростов и т. п., и имеющих исправный гребной винт.

## **ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА МЕЖДУ ИГЛОЙ РАСПЫЛИТЕЛЯ И ЕЕ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ НА УТЕЧКИ ТОПЛИВА В ФОРСУНКЕ ДИЗЕЛЯ**

Уплотнение рабочих элементов топливных насосов и форсунок дизелей достигается осуществлением соответствующего зазора между сопрягаемыми деталями, который должен обеспечить требуемую герметичность при высоких давлениях топлива, не вызывая большого трения этих деталей. Выполнение этих требований достижимо лишь при высокой точности и чистоте обработки сопряженных поверхностей.

Зазор между сопрягающимися поверхностями этих деталей должен также обеспечить возможность образования смазочной пленки на трущихся поверхностях, так как протекающее топливо (утечки) через кольцевую щель вдоль плунжера насоса и иглы форсунки является смазкой для этих деталей. Слой смазки разделяет трущиеся поверхности и, таким образом, предотвращает их прихватывание, которое обычно приводит к повреждениям прецизионных деталей.

### **Утечки топлива в кольцевом зазоре между иглой форсунки и ее направляющей**

Сопрягающиеся поверхности иглы и ее направляющей служат уплотнением распылителей форсунок. Такой тип уплотнения называют щелевым уплотнением.

Как известно, действие щелевых уплотнений основано на физическом свойстве реальной (вязкой) жидкости оказывать сопротивление изменению своей формы, которое вызывается трением частиц жидкости при всяком ее движении. Математическая величина указанного сопротивления выражается известной зависимостью Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy},$$

где:  $\tau$  — сила трения, отнесенная к единице площади трущихся поверхностей в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;

$\frac{du}{dy}$  — градиент скорости произвольного слоя жидкости вдоль нормали к оси потока в  $1/\text{сек}$ ;

$\mu$  — коэффициент абсолютной вязкости жидкости в  $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{см}^2$ .

Течение жидкостей в капиллярных кольцевых щелях, в том числе и в кольцевом зазоре прецизионных элементов дизельной топливной аппаратуры, является ламинарным [2, 3], что позволяет применить дифференциальное уравнение Ньютона.

Рассматривая условия течения вязкой жидкости в кольцевой щели как аналогичные перемещению жидкости, находящейся между двумя параллельными пластинами, скорость потока и расход жидкости определяется следующими уравнениями [2]:

1. Скорость потока жидкости:

$$u = (1 - y)v \pm \frac{y(s - y)}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx}, \text{ см}/\text{сек}, \quad (1)$$

где:  $y$  — координата слоя жидкости по нормали к оси потока, в  $\text{см}$ ,

$v$  — скорость движения подвижной детали уплотнения в  $\text{см}/\text{сек}$ ,

$\frac{dp}{dx}$  — градиент давления вдоль оси потока в  $\text{кг}/\text{см}^3$ ,

$s = \frac{d_1 - d_2}{2}$  — зазор между плунжером и втулкой в  $\text{см}$  (рис. 1);

$d_1$  — внутренний диаметр втулки уплотнения в  $\text{см}$ ;

$d_2$  — внешний диаметр плунжера уплотнения в  $\text{см}$ ;

$\mu$  — коэффициент абсолютной вязкости жидкости в  $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{см}^2$ .

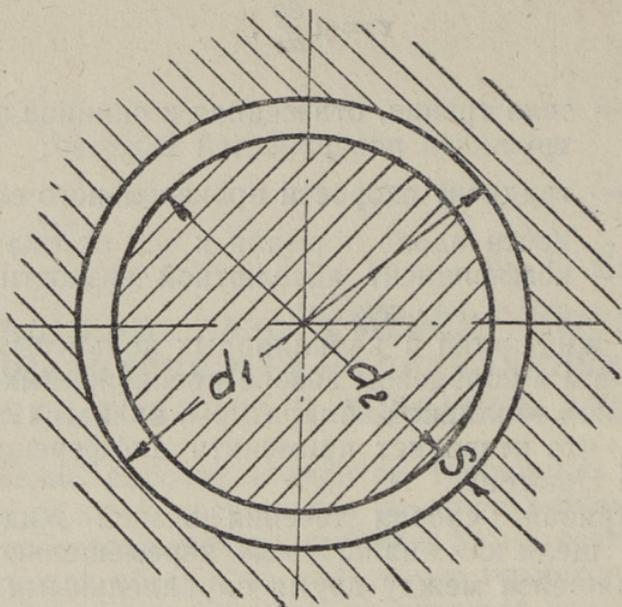


Рис. 1.

## 2. Расход жидкости:

$$\Delta q = \pi d \left( \frac{vs}{2} \pm \frac{s^3 \cdot \Delta p}{12\mu l} \right), \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (\text{II})$$

- где:  $d$  — номинальный размер диаметра уплотнительной пары, в см;  
 $\Delta p = p_1 - p_2$  — перепад давления у входа и выхода из щели, в кг/см<sup>2</sup> (рис. 2);  
 $l$  — длина щели, в см.

В формулах I и II знак перед вторым членом зависит от направления градиента давления  $\frac{dp}{dx}$ . Градиент принимается положительным, если давление увеличивается в направлении вектора скорости подвижной детали, и отрицательным, если увеличивается в направлении, противоположном направлению вектора скорости.

Применительно к рассматриваемому нами случаю — просачивания топлива через зазор между иглой форсунки и ее направляющей — знаки членов в формуле II следует изменить, так как направление градиента давления постоянное, а игла форсунки совершает возвратно-поступательное движение.

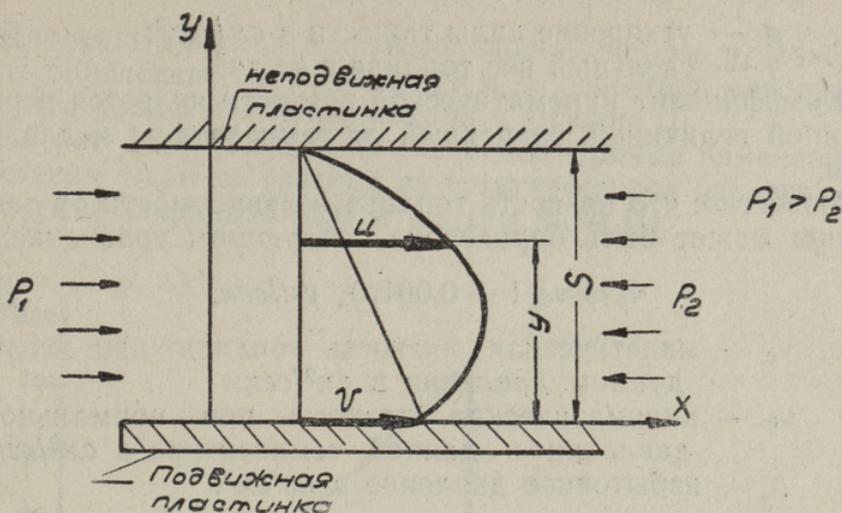


Рис. 2.

Тогда уравнение II примет следующий вид:

$$\Delta q = \pi d \left( \frac{s^3 \cdot \Delta p}{12 \mu l} \pm \frac{sv}{2} \right), \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (\text{III})$$

- где:  $d$  — номинальный диаметр иглы форсунки в см;  
 $s$  — радиальный зазор между иглой и ее направляющей в см;  
 $\Delta p = p_1 - p_2$  в кг/см<sup>2</sup>;  
 $p_1$  — давление топлива в зоне высокого давления форсунки в кг/см<sup>2</sup>;  
 $p_2$  — давление просочивающегося топлива в форсунке в кг/см<sup>2</sup>;  
 $v$  — скорость движения иглы форсунки в см/сек;  
 $\mu$  — коэффициент абсолютной вязкости топлива в кг. сек/см<sup>2</sup>;  
 $l$  — длина уплотняющей поверхности иглы в см.

Или, заменив в формуле III коэффициент абсолютной вязкости  $\mu$  коэффициентом кинематической вязкости  $\nu$ , получим:

$$\Delta q = \pi d \left( \frac{gs^3 \cdot \Delta p}{12 \nu \gamma l} \pm \frac{sv}{2} \right), \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (\text{IV})$$

- где:  $\nu = \frac{g}{\gamma} \mu, \text{ см}^2/\text{сек};$

$g$  — ускорение силы тяжести в  $см/сек^2$ ;  
 $\gamma$  — удельный вес топлива в  $кг/см^3$ .

Коэффициент кинематической вязкости является переменной величиной, зависящей от температуры и давления.

Известно, что вязкость топлива в зависимости от давления может быть определена следующим уравнением:

$$\nu_p = \nu_0(1 + 0,001p), \text{ см/сек},$$

где:  $\nu_p$  — кинематическая вязкость топлива при исследуемом давлении в  $см^2/сек$ ;

$\nu_0$  — кинематическая вязкость при нормальном давлении и данной температуре в  $см^2/сек$ ;

$p$  — избыточное давление в  $кг/см^2$ .

Зависимость вязкости топлива от его температуры определяется по вязкостно-температурной кривой данного сорта топлива.

Допуская, что при утечке топлива через зазоры в распылителях форсунок могут быть лишь небольшие изменения его температуры, кинематическая вязкость  $\nu$  в уравнении IV принимается как средняя вязкости топлива на входе и выходе из кольцевой щели прецизионной пары:

$$\nu_{cp} = \frac{\nu_1 + \nu_2}{2},$$

где:  $\nu_1$  — кинематическая вязкость топлива в нагнетательной части топливной системы;

$\nu_2$  — кинематическая вязкость топлива на выходе из распылителя форсунки.

Средний за впрыск секундный расход (утечка) топлива через зазор между иглой форсунки и ее направляющей может быть выражен

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_{cp} = \Delta q \frac{60}{n}, \text{ см}^3/\text{цикл},$$

где  $n$  — число оборотов кулачкового вала топливного насоса в минуту.

Подставив значение  $\Delta q$ , получим

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_{cp} = \frac{60 \pi d}{n} \left( \frac{gs^3 \cdot \Delta p}{12 \nu_{cp} \gamma l} \pm sv \right), \text{ см}^3/\text{цикл}. \quad (V)$$

Давление топлива в нагнетательной системе  $p_1$  может быть определено расчетным путем по известной методике расчета процесса топливоподачи в дизелях [1].

На рис. 3 представлены расчетные кривые изменения давления топлива (исходя из «статического» расчета) в форсунке закрытого типа и подъем иглы [1].

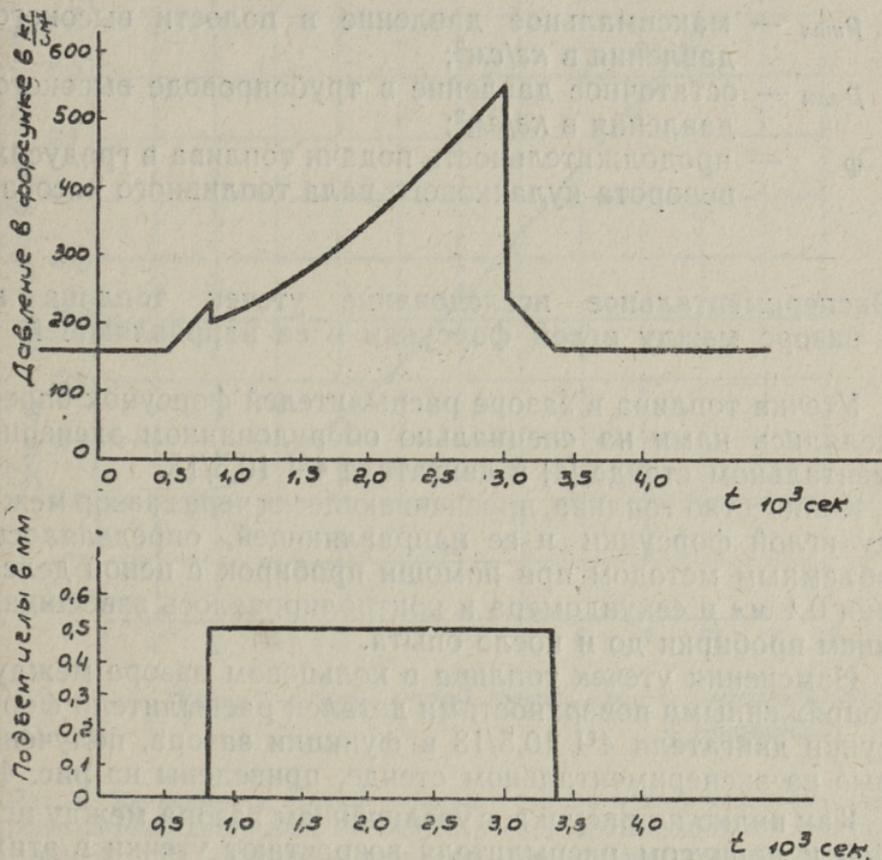


Рис. 3. Расчетные кривые давления в форсунке и подъем иглы.

Исходя из условий упрощенного («статического») расчета процесса топливоподачи [1] и условно приняв скорость посадки иглы форсунки на ее гнездо равной скорости подъема иглы, можно вторым членом уравнения V пренебречь и расход топлива за впрыск через зазор между иглой форсунки и ее направляющей выразится следующей зависимостью:

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_{cp} = \frac{15,7 d s^3}{v_{cp} \gamma \ln} \left[ \left( \frac{p_{max} + p_{ост}}{2} - p_2 \right) \frac{\varphi}{360} + \right. \\ \left. + (p_{ост} - p_2) \left( 1 - \frac{\varphi}{360} \right) \right], \text{ см}^3/\text{цикл.} \quad (\text{VI})$$

В формуле VI:

$p_{max}$  — максимальное давление в полости высокого давления в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;

$p_{ост}$  — остаточное давление в трубопроводе высокого давления в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;

$\varphi$  — продолжительность подачи топлива в градусах поворота кулачкового вала топливного насоса.

### Экспериментальное исследование утечек топлива в зазоре между иглой форсунки и ее направляющей

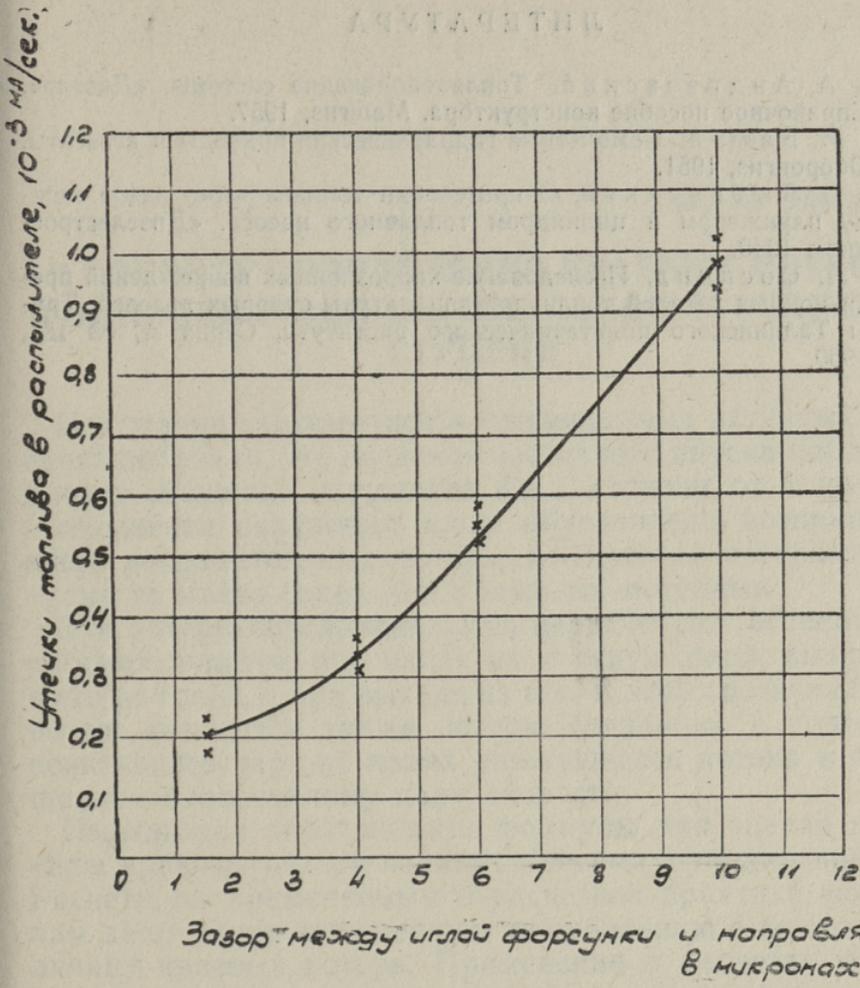
Утечки топлива в зазоре распылителей форсунок определялись нами на специально оборудованном экспериментальном стенде [4] и двигателе 4Ч 10,5/13.

Количество топлива, просачивающееся через зазор между иглой форсунки и ее направляющей, определялось объемным методом при помощи пробирок с ценой деления 0,1 мл и секундомера и контролировалось взвешиванием пробирки до и после опыта.

Изменения утечек топлива в кольцевом зазоре между сопряженными поверхностями деталей распылителя форсунки двигателя 4Ч 10,5/13 в функции зазора, полученные на экспериментальном стенде, приведены на рис. 4.

Как видно из рисунка, с увеличением зазора между иглой и корпусом распылителя возрастают утечки в этих парах. Эти утечки незначительны и составили при испытаниях лабораторного двигателя на номинальной мощности у форсунок с зазором 6—8 мк менее 3% от расхода топлива.

Исследования влияния поперечных выточек на иглах форсунок, выполняемых в некоторых конструкциях распылителей, на утечки топлива вдоль иглы показали, что кольцевые выточки на иглах по сравнению с гладкими парами той же длины при номинальном диаметральном зазоре (2—4 мк) улучшают уплотнение распылителя форсунки. Однако положительное влияние кольцевых



Зазор между иглой форсунки и направляющей в микронах.

Рис. 4. Зависимость утечки топлива в зазоре между иглой форсунки распылителя двигателя 4Ч 10,5/13 и ее направляющей от величины зазора при числе оборотов насоса экспериментального стенда  $n = 150$  об/мин.

канавок на качество уплотнения распылителя наблюдается при величине зазора между иглой форсунки и ее направляющей менее 6 мк. При большем зазоре наличие выточек практически мало сказывается на величину утечек топлива вдоль иглы форсунки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Н. А. Андреевский, Топливоподающие системы. «Дизели». Справочное пособие конструктора. Машгиз, 1957.
2. Т. М. Башта. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. Оборонгиз, 1951.
3. В. С. Любинецкий, О протекании топлива через зазор между плунжером и цилиндром топливного насоса. «Дизелестроение», 1940.
4. Г. Л. Соскин д, Исследование коррозионных повреждений прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей. Труды Таллинского политехнического института, Серия А, № 181, 1960.

## К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРАЕВЫХ ПОТЕРЬ В ОДНОВЕНЕЧНОЙ ПАРЦИАЛЬНОЙ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Испытания экономичности одновенечных активных ступеней показали, что введение частичного впуска пара вызывает снижение окружного к.п.д. ступени от 4 до 9%. Уменьшение окружного к.п.д. обусловлено возникновением дополнительных потерь, именуемых потерями на краях сегмента сопел или краевыми потерями.

Эти потери обуславливаются нерасчетным обтеканием рабочих лопаток при входе их в струю пара, вытекающего из сопел, и при выходе из нее. К этой составляющей потерь относятся также потери, связанные с подсосом неактивного пара на краях движущегося потока и сообщением подсосанному пару скорости.

Имеющиеся эмпирические формулы для оценки величины краевых потерь являются весьма приближенными. Расчеты по применяемым в расчетной практике формулам дают резко заниженную по сравнению с опытом величину краевых потерь. Применение в расчетах имеющихся формул для определения краевых потерь приводит к необоснованному завышению к.п.д. парциальной ступени и, следовательно, к значительной погрешности в расчете.

Рассмотрим причины, обуславливающие рассматриваемые потери. Струя пара, вытекающая из сопел парциальной ступени, имеет свободные границы в окружном направлении. При прохождении потоком пространства осевого зазора частицы движущегося пара на краях потока увлекают в движение частицы неактивного пара, заполняющего пространство осевого зазора. В результате такого взаимодействия скорость частиц пара на краях потока уменьшается. На боковых границах потока образуются участки, в которых величина абсолютной скорости изменяется от нуля до скорости в ядре потока.

В центральной части потока величина абсолютной скорости мало отличается от величины скорости за соплами в ступени с полным впуском. Кроме того, на этих участках наблюдается отклонение вектора абсолютной скорости от направления потока в ступени с полным впуском. Экспериментальные данные показывают, что на входном участке угол между вектором скорости и осью решетки составляет, в среднем,  $1,2 \alpha_{1\beta}$ , а на выходном участке  $0,5 \alpha_{1\beta}$ . В центральном участке потока за соплами парциальной ступени также искажается поле углов. Согласно имеющимся экспериментальным данным, в центральной части потока угол между вектором абсолютной скорости и осью решетки в среднем составляет  $0,8 \alpha_1$ .

Неравномерность поля скоростей и углов выхода потока в абсолютном движении обуславливает неравномерность поля скоростей и углов в потоке, натекающем на рабочие лопатки. При вступлении рабочих лопаток в струю пара, вытекающую из сопла, поток в относительном движении направлен со стороны спинки рабочих лопаток. При перемещении рабочих лопаток вдоль дуги впуска величина относительной скорости  $\omega_1$  и угол  $\beta_1$  уменьшаются. При достижении рабочей лопаткой точки пограничного слоя, где угол  $\beta_1$  станет равным  $(90 + 1,2\alpha_{1\beta})$ , характер потока меняется. При дальнейшем перемещении лопатки относительная скорость начинает возрастать, а угол  $\beta_1$  продолжает убывать, достигая на некотором расстоянии от края потока номинального значения. При подходе рабочих лопаток к противоположному краю струи, вытекающей из сопел, наблюдается характер изменения скоростей и углов в потоке, обратный рассмотренному. Однако, в этом случае точка пограничного слоя, в которой меняется характер потока, характеризуется углом  $\beta_1 = (90 + 0,5\alpha_{1\beta})$  град.

Схема обтекания рабочих лопаток на дуге впуска приведена на рис. 1.

При рассмотренных условиях обтекания, при прохождении рабочими лопатками потока, вытекающего из сопел, на рабочие лопатки будут действовать силы трех категорий:

а) силы торможения, при обтекании рабочих лопаток со стороны спинки (при отрывном обтекании с большими отрицательными углами атаки);

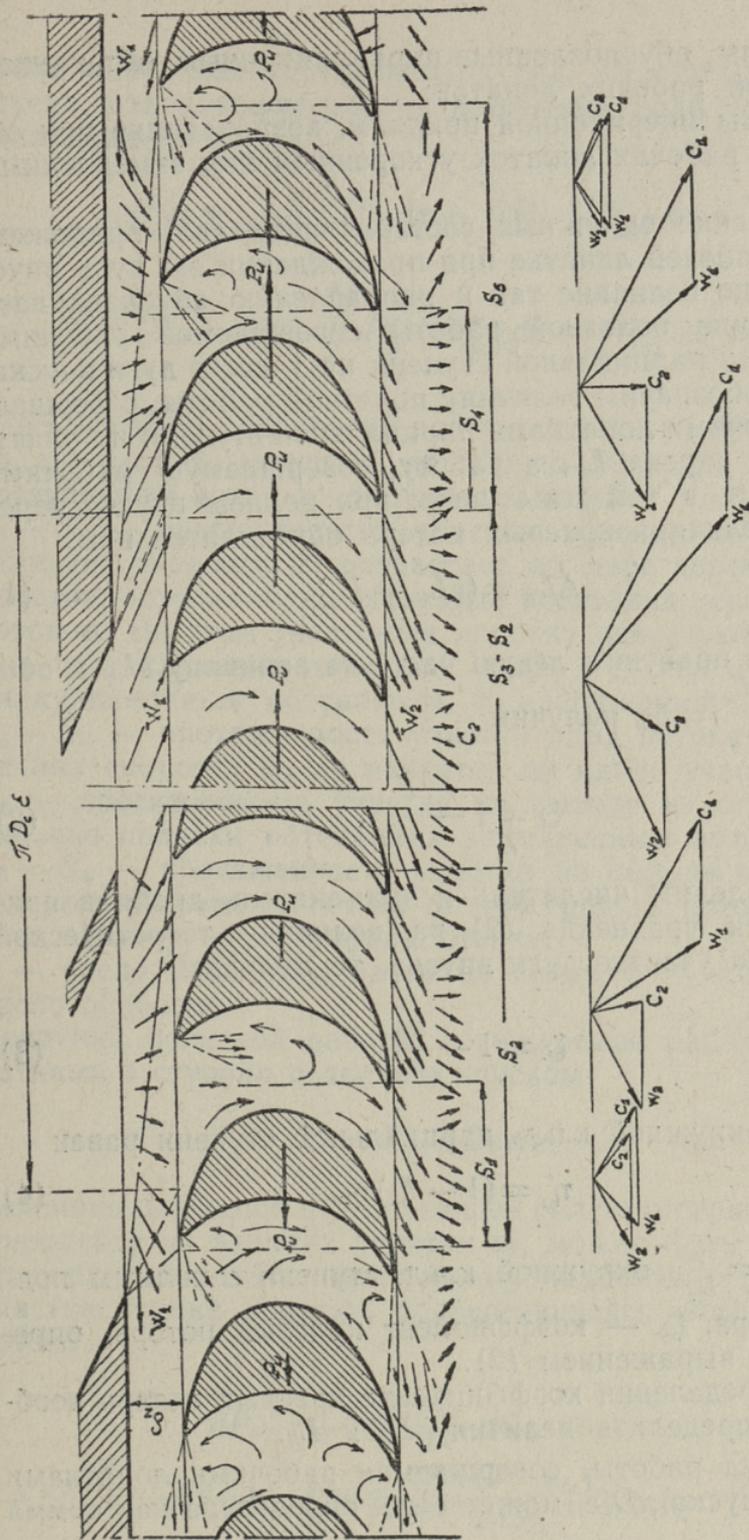


Рис. 1. Схема обтекания рабочих лопаток на дуге впуска.

б) силы, обусловленные циркуляционным обтеканием профилей рабочих лопаток;

в) силы инерционной природы, возникающие при обтекании рабочих лопаток ускоренным или замедленным потоком.

Изменение окружных составляющих сил, приложенных к рабочей лопатке при прохождении ею дуги впуска, как по величине так и направлению обуславливает уменьшение полезной работы, совершаемой рабочими лопатками парциальной ступени на участке дуги впуска.

Если обозначим величину полезной работы, совершаемой рабочими лопатками парциальной ступени на участке дуги впуска  $L'_u$ , а работу, совершаемую рабочими лопатками в той же ступени при полном впуске через  $L_u$ , то величина краевых потерь определится как:

$$\Delta L_k = (\varepsilon L_u - L'_u). \quad (1)$$

Разделив правую и левую часть на величину  $\varepsilon L_u$  и обозначив  $\frac{\Delta L_k}{\varepsilon L_u} = \zeta_k$ , получим

$$\zeta_k = 1 - \frac{L'_u}{\varepsilon L_u}. \quad (2)$$

Если разделим числитель и знаменатель дроби в правой части уравнения (2) на величину теоретической работы на участке дуги впуска, то получим

$$\zeta_k = 1 - \frac{\eta'_u}{\eta_u}. \quad (3)$$

Отсюда окружной к.п.д. парциальной ступени равен

$$\eta'_u = (1 - \zeta_k) \eta_u. \quad (4)$$

Здесь  $\eta_u = \frac{L_u}{L_a}$  окружной к.п.д. ступени с полным подводом пара,  $\zeta_k$  — коэффициент краевых потерь, определяемый выражением (2).

Для определения коэффициента краевых потерь необходимо определить величину  $L'_u$  и  $L_u$ .

Величина работы, совершаемая рабочими лопатками на дуге впуска  $\pi D_{св}$ , может быть определена как сумма

работ окружных составляющих сил на участках дуги впуска, где закономерности изменения поля скоростей одинаковы.

$$L'_u = \Sigma L = \left[ \int_0^{S_1} P'_{ut} ds + \int_{S_1}^{S_2} (P'_u + P'_{uj}) ds + \right. \\ \left. + P_u(S_3 - S_2) + \int_0^{S_4} (P''_u + P''_{uj}) ds + \int_{S_4}^{S_5} P''_{ut} ds \right] nz \quad (5)$$

Здесь через  $S_1$  обозначена протяженность участка потока, где угол  $\beta_1$  меняется от 180 до 90 град., а поток поступает на лопатки со стороны спинки.

$S_2 - S_1$  — протяженность участка потока, на котором величина скорости  $\omega_1$  возрастает по мере перемещения лопаток, обуславливая обтекание последних ускоренным потоком. На этом участке на лопатку действуют окружные составляющие двух сил: силы  $P$ , обусловленной циркуляционным обтеканием, и инерционной силы  $P_j$ .

$S_3 - S_2$  — протяженность участка ядра потока, где величина скорости  $\omega_1$  не меняется по длине участка.

$S_4$  — протяженность участка на выходе из струи, где рабочие лопатки обтекаются замедленным потоком.

$S_5 - S_4$  — протяженность участка на выходе из струи, где угол  $\beta_1$  меняется от 90 до 180 град., а поток поступает на лопатки со стороны спинки.

$z$  — число рабочих лопаток на венце,  $n$  — секундное число оборотов.

Величина полезной работы, совершаемой рабочими лопатками в ступени с полным впуском

$$L_u = P_{u0} \pi D_c n z. \quad (6)$$

Величина окружной составляющей сил торможения, проходящейся на элемент лопатки  $dl$ , может быть принята пропорциональной динамическому давлению и площади участка спинки лопатки, подвергающейся воздействию потока.

$$dP_{ut} = -\zeta \frac{\rho_1 \omega_{1u}^2}{2} dQ_u = - \\ -\zeta \frac{\rho_1 C_1^2}{2} t_p \varphi^2 \sin^3 \beta_{12} \cos \beta_{12} \left[ \frac{\sin(\alpha - \beta_{12})}{\sin \beta_{12}} + |\nu_1 \varphi^{-1}| \right]^2 dl \quad (7)$$

Здесь  $\zeta$  — коэффициент сопротивления,  
 $dQ_u = dQ \sin\beta_{1z}$  — проекция на осевое направление,  
 площади элементарного участка лопатки, подвергающегося воздействию потока,

$\varphi = \frac{C}{C_1}$  — величина переменной вдоль участка безразмерной абсолютной скорости.

Для входного участка величина угла выхода потока из сопел  $\alpha = 1,2\alpha_{1\varphi}$ , для выходного участка  $\alpha = 0,5\alpha_{1\varphi}$ .

Экспериментальное исследование поля скоростей за кольцевой решеткой сопловых профилей [1] показывает, что поток, выходящий из сопел, сохраняет направление, параллельное плоскости касательной цилиндрической поверхности. Вследствие этого рабочие лопатки при выходе из зоны струи не будут обтекаться по всей высоте. Величина активной длины лопаток, подвергающихся воздействию потока, будет равна

$$l_a \approx l \left[ 1 - \frac{360}{\arccos \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1}} \left( \frac{S}{\pi D_c} + \frac{\delta_z}{\pi D_c} \operatorname{Ctg} \vartheta_1'' \right) \right]. \quad (8)$$

Здесь  $\lambda = \frac{D_c}{l}$  величина  $\vartheta_1''$  — угловая координата пограничного слоя струи.

Величина приведенной силы к окружности на среднем диаметре будет равна:

для входного участка  $P'_{ut} = \int_0^l dP'_{uT}; \quad (9)$

для выходного участка  $P''_{ut} = \int_{l-l_a}^l \frac{D}{D_c} dP''_{uT}. \quad (10)$

Здесь  $D$  — диаметр окружности, проведенной через середину активной длины лопатки.

Величина окружной составляющей усилия, действующего на элементарный участок лопатки при циркуляционном обтекании, может быть определена по очевидной формуле:

$$dP_u = \frac{dG}{g} (\bar{w}_{1u} - \bar{w}_{2u}). \quad (11)$$

Учитывая, что циркуляция скорости по профилю рабочей лопатки, расход пара и осевая составляющая относительной скорости равны соответственно

$$\Gamma = t_p (\bar{w}_{1u} - \bar{w}_{2u}); \quad dG = g \rho_1 w_{1a} t_p dl;$$

$$w_{1a} = w_1 \sin \beta_1 = C_1 \varphi \sin \alpha.$$

Выражение элементарной силы принимает вид

$$dP_u = \rho_1 \Gamma \varphi C_1 \sin \alpha dl. \quad (12)$$

Аналогично изложенному, величина рассматриваемого окружного усилия будет равна:

для входного участка

$$P'_u = \rho_1 C_1 \sin 1,2\alpha_1 \int_0^e \varphi_{вх} \Gamma_{вх} dl; \quad (13)$$

для центрального участка  $P_u = \rho_1 C_1 \sin 0,8\alpha_1 \Gamma l;$  (14)  
для выходного участка

$$P''_u = \rho_1 C_1 \sin 0,5\alpha_1 \int_{l-1a}^l \frac{D}{D_c} \varphi_{вых} \Gamma_{вых} dl; \quad (15)$$

для условий полного впуска  $P_{uo} = \rho_1 C_1 \sin \alpha_1 \Gamma_o l.$  (16)

Величина окружной составляющей усилия, действующего на элементарный участок лопатки, возникающего при нестационарном обтекании (инерционная составляющая), может быть определена из теоремы о количестве движения для неустановившегося возмущенного движения среды [2].

Величина окружной составляющей силы инерционной природы, выраженная через коэффициенты присоединенных масс, будет равна

$$dP_{uf} = \left[ -\lambda_{au} \frac{dw_{1a}}{d\tau} - \lambda_u \frac{dw_{1u}}{d\tau} + \lambda_{u\omega} \frac{d\omega}{d\tau} + \right. \\ \left. + \omega (\lambda_a w_{1a} + \lambda_{au} w_{1u} - \lambda_a \omega) \right] dl. \quad (17)$$

Здесь  $\lambda_a, \lambda_u, \lambda_{au}, \lambda_{a\omega}, \lambda_{u\omega}$  коэффициенты присоединенных масс,

$\omega$  — угловая скорость потока.

Для определения величины этой силы заменим вращательное движение потока вокруг профиля со скоростью  $\omega_1$  (пренебрегаем потерями в канале) вращением профиля рабочей лопатки с переменной угловой скоростью  $\omega$  вокруг некоторого неподвижного центра  $O_1$  так, чтобы векторы относительных скоростей  $\omega_1$  и  $\omega_2$  были направлены по передней и задней касательной профиля. Такое вращательное движение может быть разложено на вращательное движение профиля вокруг центра тяжести с угловой скоростью  $\omega' = \frac{\omega_1 \cos \beta_{1z}}{0,5 B}$  и поступательное движение центра тяжести профиля со скоростью

$$\omega_{1a} = \omega_1 \sin \beta_{1z}.$$

Учитывая принятое разложение движения и считая  $d\tau = \frac{ds}{u}$  получим

$$dP_{uj} = \left[ \left( \lambda_a \sin \beta_{1z} - \lambda_{a\omega} \frac{2 \cos \beta_{1z}}{B} \right) \frac{2\omega_1^2}{B} \cos \beta_{1z} - \left( \lambda_{au} \sin \beta_{1z} - \lambda_{u\omega} \frac{2 \cos \beta_{1z}}{B} \right) \frac{d\omega_1}{ds} U \right] dl. \quad (18)$$

Величина коэффициентов присоединенных масс может быть легко вычислена, если профиль рабочей лопатки заменить эквивалентным профилем Н. Е. Жуковского [3]. Величина окружной составляющей этого усилия будет равна:

$$\text{для входного участка } P'_{uj} = \int_0^l dP'_{uj}; \quad (19)$$

$$\text{для выходного участка } P''_{uj} = \int_{l-la}^l \frac{D}{D_c} dP''_{uj}. \quad (20)$$

Для того, чтобы проинтегрировать выражения работ, необходимо установить зависимость изменения величин

ны безразмерной скорости  $\varphi$  и скорости  $\omega_1$  вдоль участков, на которых закономерности изменения скоростей одинаковы.

Величина относительной скорости  $\omega_1$  легко определяется через величину безразмерных скоростей  $\varphi = \frac{C}{C_1}$ ,  $v_1 = \frac{U}{C_1}$ ,

$$\omega_1 = C_1 \sqrt{\varphi^2 - 2\varphi v_1 \cos \alpha + v_1^2} \quad (21)$$

Величина относительной скорости  $\omega_1$  легко определяется из следующих соображений. Изменение поля скоростей на краевых участках потока на расстоянии осевого зазора с учетом изменения углов может быть принято подчиняющимся закону изменения скоростей в пограничном слое начального участка плоской свободной турбулентной струи, как это видно из рис. 2, 3, на которых приведено распределение скоростей на краевых участках, построенное по экспериментальным данным ЦКТИ и МЭИ. [4, 5].

Угловые координаты границ пограничного слоя, согласно имеющимся экспериментальным данным, могут быть приняты следующими.

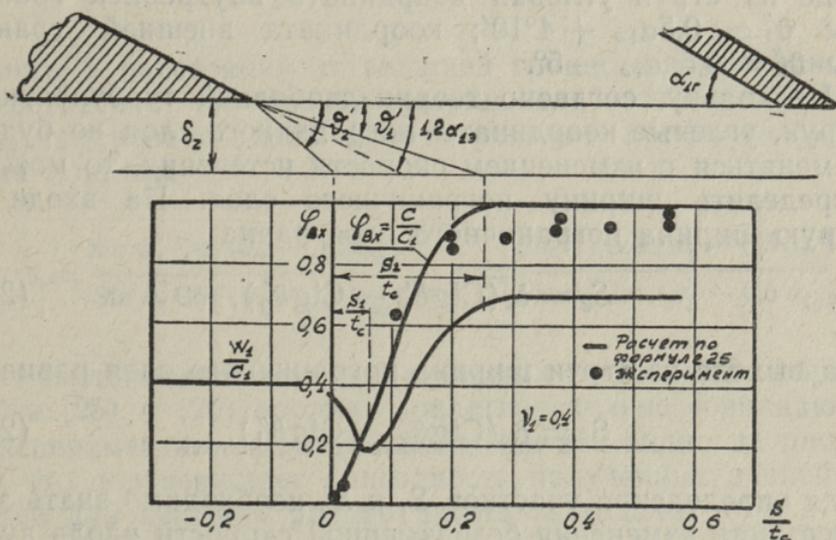


Рис. 2. Поле безразмерных абсолютных и относительных скоростей на входном участке струи за действующей группой сопел.

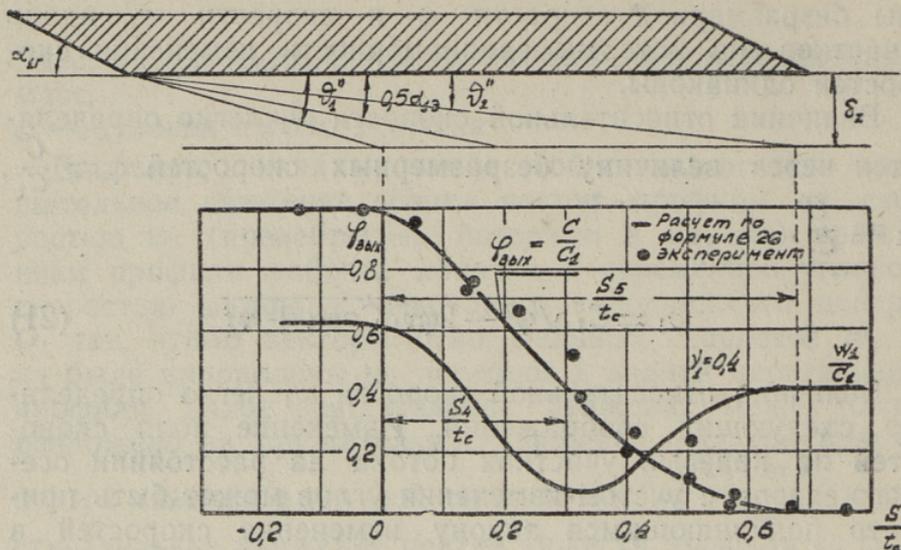


Рис. 3. Поле безразмерных абсолютных и относительных скоростей на выходном участке струи за действующей группой сопел.

На входе в струю угловая координата внешней границы  $\vartheta'_2 \approx 1,2\alpha_{1,2} + 9^\circ 30'$ ; координата внутренней границы пограничного слоя  $\vartheta'_1 \approx 1,2\alpha_{1,2} - 10^\circ 30'$ . На выходе из струи угловая координата внутренней границы  $\vartheta''_1 \approx 0,5\alpha_{1,2} + 4^\circ 10'$ ; координата внешней границы  $\vartheta''_2 = 0,5\alpha_{1,2} - 5^\circ$ .

Поскольку, согласно теории свободной турбулентной струи, угловые координаты пограничного слоя не будут изменяться с изменением скорости истечения, то можно определить ширину пограничного слоя. На входе в струю ширина пограничного слоя равна

$$S_2 = \delta_z (\text{Ctg} \vartheta'_1 - \text{Ctg} \vartheta'_2). \quad (22)$$

На выходе из струи ширина пограничного слоя равна

$$S_5 = \delta_z (\text{Ctg} \vartheta''_2 - \text{Ctg} \vartheta''_1). \quad (23)$$

Для определения участков  $S_1$  и  $S_4$  необходимо знать зависимость изменения безразмерной скорости вдоль дуги впуска. В качестве такой зависимости примем зависимость распределения скоростей в пограничном слое начального участка свободной турбулентной струи:

$$\varphi = \frac{C}{C_1} = \left[ 1 - \left( \frac{y}{R_{zp}} \right)^{3/2} \right]^2. \quad (24)$$

Здесь  $R_{zp}$  означает полную ширину пограничного слоя, замеренную в направлении, перпендикулярном вектору скорости.

$y$  — расстояние от рассматриваемой точки в потоке до стыка пограничного слоя с ядром постоянной скорости.

При помощи простейших тригонометрических преобразований формулы (24) можем получить формулы распределения безразмерных скоростей по сечению пограничного слоя вдоль оси решетки.

На входе в струю

$$\varphi_{вх} = \left[ 1 - \left( \frac{S_2 - S}{S_2 + \frac{1-a}{a} S} \right)^{3/2} \right]^2. \quad (25)$$

На выходе из струи

$$\varphi_{вых} = \left[ 1 - \left( \frac{1}{b \frac{S_5}{S} + 1 - b} \right)^{3/2} \right]^2. \quad (26)$$

Здесь  $S$  расстояние от внешней границы для входного участка и от внутренней границы для выходного участка, замеренное вдоль фронта решетки профилей рабочих лопаток.

$$a = \frac{\sin \vartheta_1' \cos (\vartheta_2' - 1,2 \alpha_{1g})}{\sin \vartheta_2' \cos (\vartheta_1' - 1,2 \alpha_{1g})}; \quad \vartheta = \frac{\sin \vartheta_2'' \cos (\vartheta_1'' - 0,5 \alpha_{1g})}{\sin \vartheta_1'' \cos (\vartheta_2'' - 0,5 \alpha_{1g})}.$$

Результаты расчета безразмерных скоростей по формулам (25) и (26) вполне удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными, как это видно на рис. 2, 3, что подтверждает пригодность полученных зависимостей для решения рассматриваемой задачи.

Величину участка  $S_1$  и  $S_4$  легко определить на основании простейших вычислений, если предположить, что лопатки пересекают границу участка в момент, когда

угол между вектором скорости  $\omega_1$  и осью решетки станет равным 90 градусам. Тогда

$$S_1 \simeq S_2 \frac{1 - \sqrt[3]{(1 - \sqrt{v_1 Sc 1,2 a_{1g}})^2}}{1 + \frac{1-a}{a} \sqrt[3]{(1 - \sqrt{v_1 Sc 1,2 a_{1g}})^2}}; \quad (27)$$

$$S_4 \simeq S_5 \frac{b \sqrt[3]{(1 - \sqrt{v_1 Sc 0,5 a_{1g}})^2}}{1 - (1-b) \sqrt[3]{(1 - \sqrt{v_1 Sc 0,5 a_{1g}})^2}}. \quad (28)$$

Величина центрального участка потока определяется выражением

$$S_3 - S_2 = \pi D_c \varepsilon \left[ 1 - \frac{\Delta_{kp}}{\pi D_c \varepsilon} - \frac{\delta_z}{\pi D_c \varepsilon} (\text{Ctg} \vartheta_1'' - \text{Ctg} \vartheta_1') \right]. \quad (29)$$

Производя интегрирование работ в выражении (5) и подставляя полученный результат в выражение (2), получим выражение искомого коэффициента краевых потерь в общем виде:

$$\zeta_k = X_1 + \frac{\delta_z}{D_c \varepsilon} \left( X_2 - \frac{F}{B t_p} X_3 - \frac{B}{\delta_z} \frac{F}{B t_p} X_4 \right) + \left( \frac{\delta_z}{D_c \varepsilon} \right)^2 \left( X_5 + \frac{F}{B t_p} X_6 - \frac{B}{\delta_z} \frac{F}{B t_p} X_7 \right) \frac{\varepsilon}{\text{arc Cos} \frac{\lambda-1}{\lambda+1}}. \quad (30)$$

Входящие в выражение (30) коэффициенты  $X$  являются функцией только критерия  $v_1 = \frac{U}{C_1}$  и величины угла выхода потока из сопел  $a_{1g}$ . Формула (30) учитывает все основные факторы, влияющие на величину краевых потерь, и практически пригодна для любого облопачивания одновенечных парциальных турбинных ступеней. Однако, структура формулы громоздка для практического использования. Значительное упрощение структуры формулы, без внесения сколько-нибудь существенной погрешности, достигается подстановкой в формулу (30) конструктивных соотношений, характерных пар-

циальным ступеням (одновенечной регулировочной ступени судовой турбины):  $\alpha_{1э} = 14^{\circ}30'$   $B = 0,03$  м,  $\frac{F}{Bt_p} = 0,45$  и введением соответствующих поправок на отклонение от принятых в действительности значений указанных конструктивных величин.

$$\text{Тогда } \zeta_k = \left[ Y_1 \left( 1 + \frac{0,123 + \delta_2 Y_2}{D_c \varepsilon} \right) + \frac{\delta_2 Y_3}{D_c^2 \varepsilon} \frac{\delta_2 + Y_4}{\arccos \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1}} \right] K_a K_F \cdot K_B \quad (31)$$

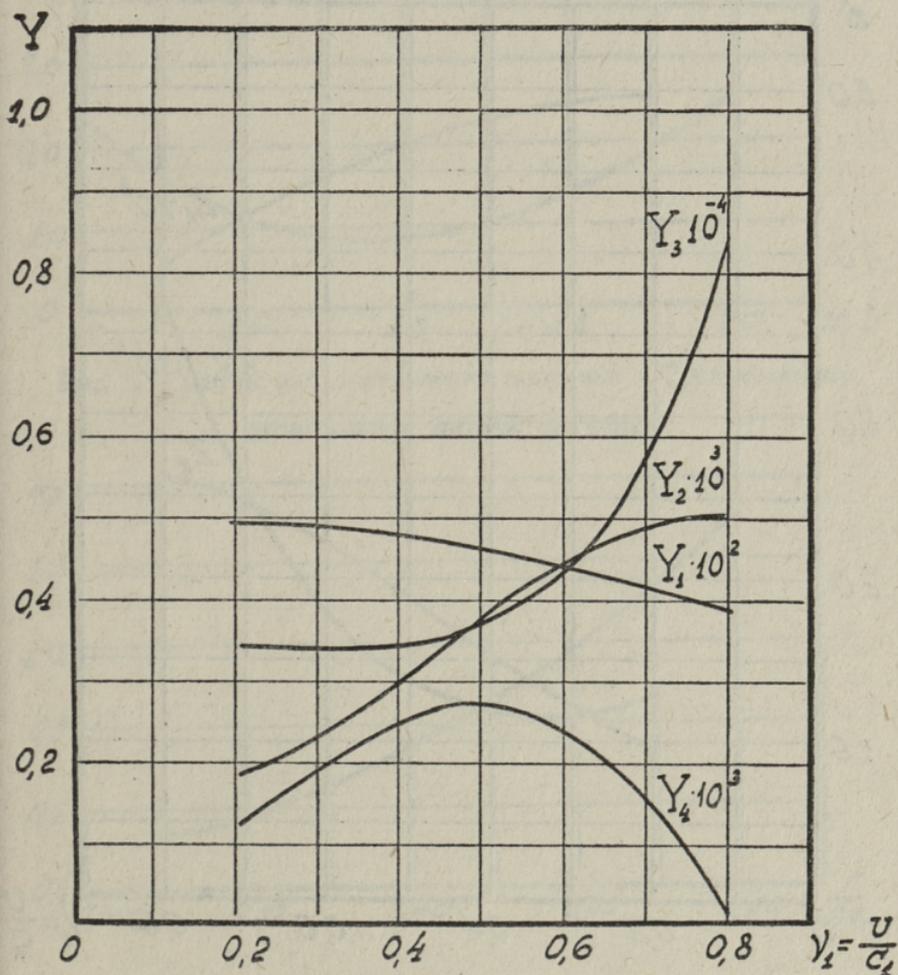


Рис. 4. График для определения коэффициентов  $Y = f(v_1)$  в формуле (31).

Здесь величина коэффициентов  $Y$  зависит только от величины критерия  $v_1 = \frac{U}{C_1}$ .

Значения коэффициентов  $Y$  определяются по графику, приведенному на рис. 4.

$K_\alpha$  — поправка на отклонение величины расчетного угла выхода потока от принятой при выводе формулы (30) и может быть определена по графику на рис. 6.  $K_F$  — поправка на отклонение расчетной величины коэффициента полноты от принятой при выводе формулы (30) и может быть определена по графику на рис. 7.

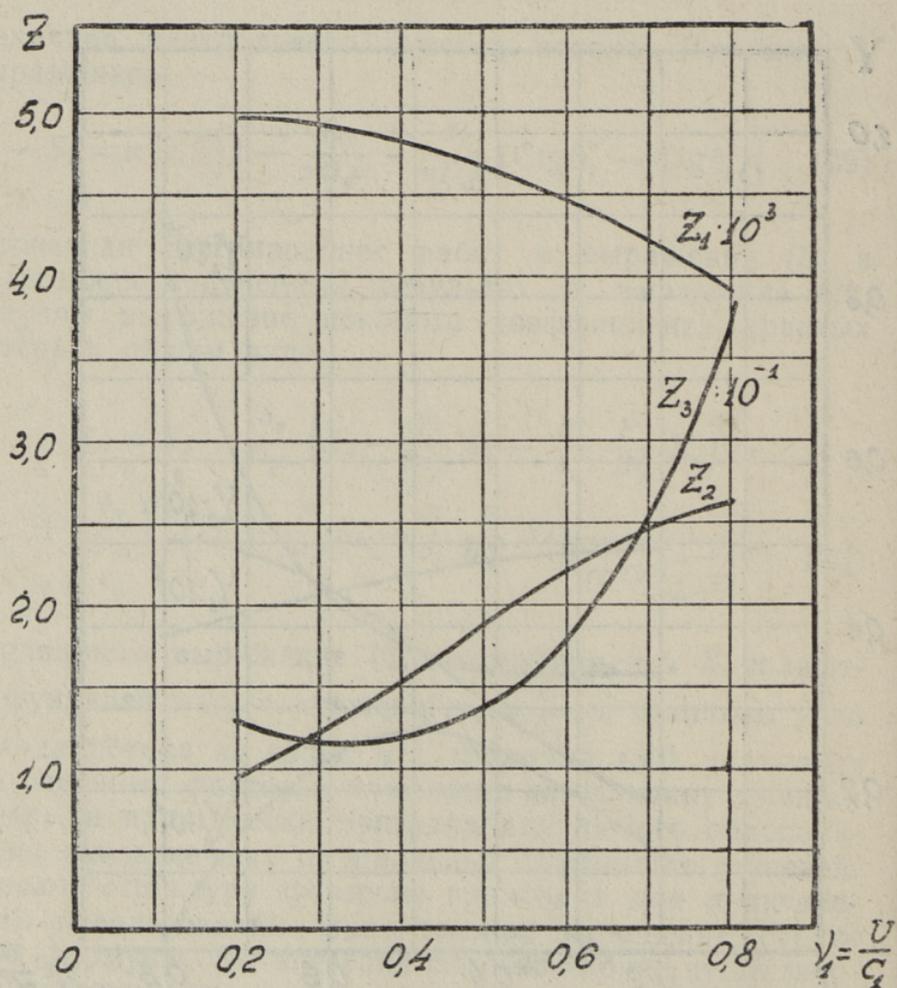


Рис. 5. График для определения коэффициентов  $Z = f(v_1)$  в формуле (32).

$K_B$  — поправка на отклонение расчетной величины хорды профиля от  $B = 0,03$  м. Практически может быть принята равной единице.

Формула (30) может быть еще более упрощена, если при принятых допущениях величину осевого зазора принять, в среднем, равной 4 мм. Тогда выражение краевых потерь с учетом поправок принимает вид:

$$\xi_k = Z_1 \left( 1 + \frac{Z_2}{D_{c\varepsilon}} + \frac{Z_3}{D_{c\varepsilon}^2} \frac{1}{\arccos \frac{\lambda-1}{\lambda+1}} \right) K_\alpha K_{\bar{F}} K_{\bar{\delta}} \quad (32)$$

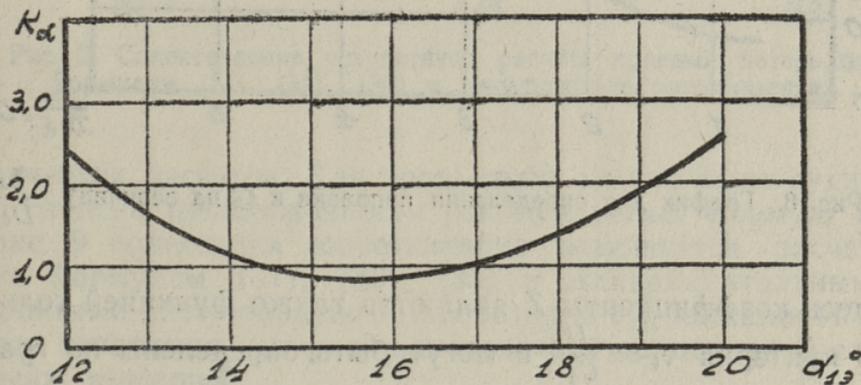


Рис. 6. График для определения поправки к  $\xi_k$  на величину угла выхода потока из сопел.

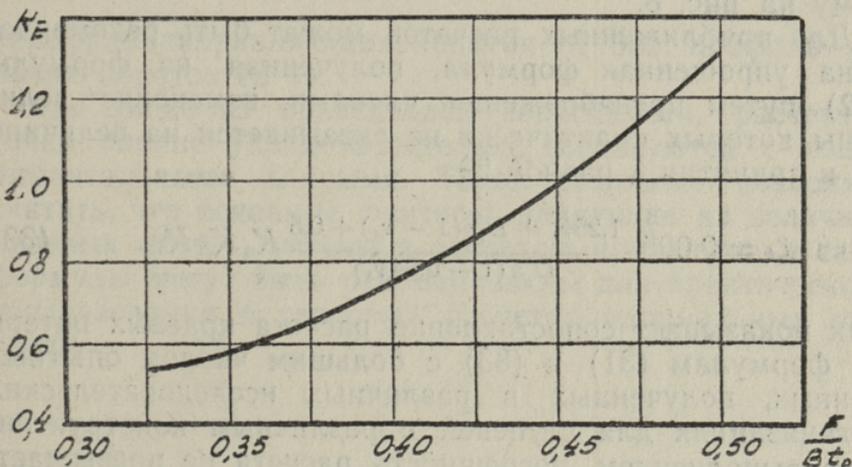


Рис. 7. График для определения поправки к  $\xi_k$  на величину  $\frac{F}{B_{ip}}$

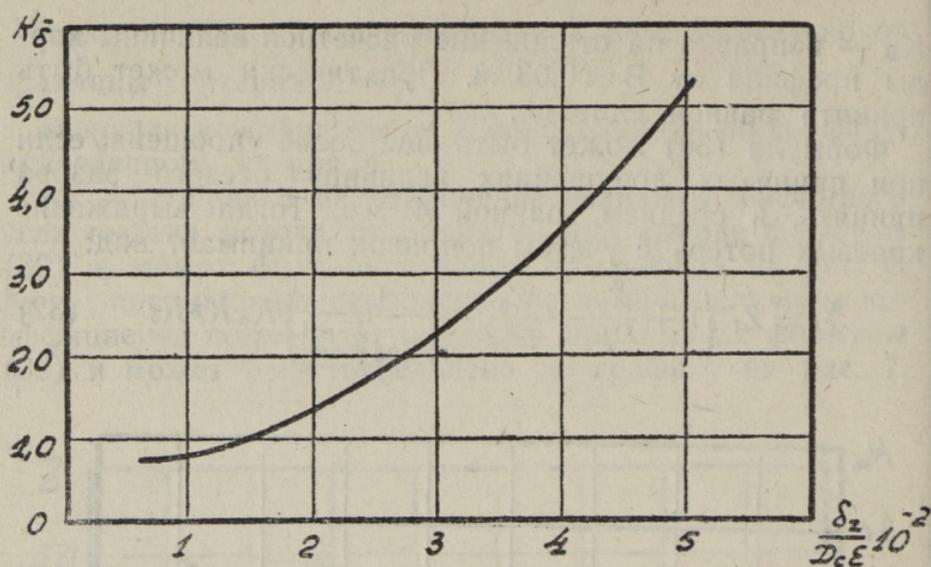


Рис. 8. График для определения поправки к  $\zeta_k$  на величину  $\frac{\delta_z}{D_c \epsilon}$

Здесь коэффициенты  $Z$  являются также функцией только критерия  $v_1 = \frac{U}{C_1}$  и могут быть определены по графику, приведенному на рис. 5.

$K_{\bar{z}}$  — поправка на величину зазора  $\delta_z$ , отличную от 4 мм, может быть определена по графику, приведенному на рис. 8.

Для приближенных расчетов может быть рекомендована упрощенная формула, полученная из формулы (32) путем пренебрежения членами, изменение величины которых практически не сказывается на величине  $\zeta_k$ , и принятия  $\lambda$  равной 29.

$$\zeta_k = 0,005 \frac{1,25v_1^2 + D_c \epsilon (1 - v_1) + 0,5}{D_c \epsilon (1 - 0,94v_1)} K_a K_{\bar{F}} K_{\bar{z}}. \quad (33)$$

Как показывает сопоставление расчета краевых потерь по формулам (31) и (33) с большим числом опытных данных, полученных в различных исследовательских организациях для ступеней с различным конструктивным выполнением, погрешность расчета не превышает, в основном, 0,5—2%. Учитывая, что погрешность опытных данных колеблется в пределах 1—2%, можно считать упрощенную формулу вполне пригодной для прак-

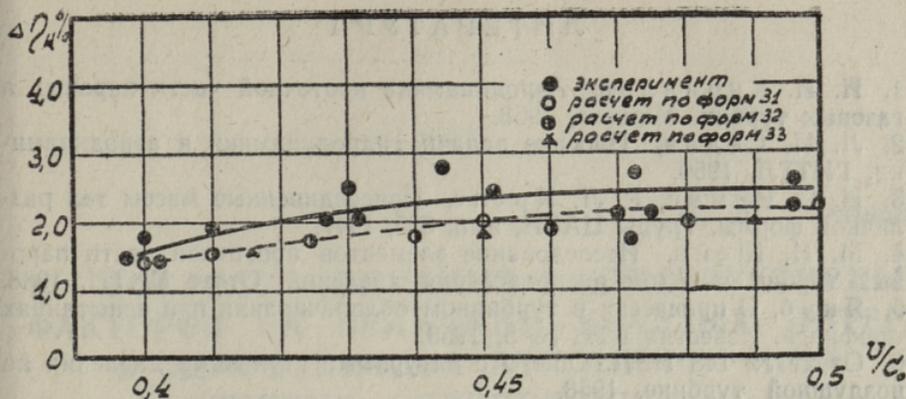


Рис. 9. Сопоставление результатов расчета краевых потерь по формулам (31), (32), (33) с результатами эксперимента.

тических расчетов. Для того, чтобы можно было судить о степени приближенности рекомендуемых формул, на рис. 9 приводится сопоставление результатов расчета по формулам (31), (32), (33) с экспериментальными данными, полученными в лаборатории турбомашин НЗЛ при испытании натурной одновенечной парциальной ступени, имеющей

$$D_c = 986,5 \text{ мм}; \lambda = 37,2; \varepsilon = 0,539; \bar{\delta}_z = \frac{\delta_z}{D_{e\varepsilon}} = 6,32 \cdot 10^{-3}$$

(профиль направляющих лопаток № 356, профиль рабочих лопаток № 1).

Как видно из приведенной зависимости, расчетные точки вполне удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Такой результат позволяет считать, что основные факторы, влияющие на величину краевых потерь, учтены в основном правильно, а сами формулы могут быть рекомендованы для практического использования в тепловых расчетах парциальных ступеней.

## ЛИТЕРАТУРА

1. И. И. Кириллов, Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин. Машгиз, 1958.
2. Л. И. Седов, Плоские задачи гидродинамики и аэродинамики. ГИТТЛ, 1950.
3. И. С. Римап, Р. Л. Крепс, Присоединенные массы тел различной формы. Труды ЦАГИ, вып. 635, 1947.
4. М. И. Шейн, Исследование элементов проточной части паровых турбин методом распределения давлений. Отчет ЦКТИ, 1938.
5. Якуб, О процессах в турбинном облопачивании при испытаниях профилей. Известия ВТИ № 5, 1950.
6. Отчет № 148 НЗЛ. Опыты с натурными ступенями давления на воздушной турбине, 1958.

*Н. К. Зиновьев*

## **К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ КРАЕВЫХ ПОТЕРЬ В ОДНОВЕНЕЧНОЙ РЕГУЛИРОВОЧНОЙ СТУПЕНИ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ**

Одной из основных задач транспортного турбостроения является повышение экономичности судовых паротурбинных установок. В судовых турбозубчатых агрегатах значительной мощности потери в регулировочной ступени оказывают существенное влияние на экономичность всего ТЗА. Результаты расчетов показывают, что при применении в качестве регулировочной ступени одновенечной активной ступени, к.п.д. ТЗА на режиме номинальной мощности получается выше, чем при двухвенечной регулировочной ступени.

Величина потерь в одновенечной регулировочной ступени в значительной мере зависит от выбранных конструктивных соотношений. До настоящего времени вопрос влияния конструктивных факторов на экономичность одновенечной регулировочной ступени не является полностью решенным. Недостатки существующих расчетных методик не дают возможности проектантам обоснованно решать вопросы выбора рациональных конструктивных параметров регулировочной ступени.

Анализ результатов экспериментальных исследований экономичности одновенечных парциальных ступеней, проведенных в различных научно-исследовательских организациях [1] показывает, что при различных соотношениях конструктивных элементов ступени, экспериментальные значения окружного к.п.д. сильно отличаются друг от друга.

Основной причиной изменения окружного к.п.д. является изменение величины краевых потерь.

Краевые потери, характеризующие снижение окружного к.п.д. турбинной ступени при введении парциаль-

ного впуска пара, определяются, в основном, нерасчетным обтеканием рабочих лопаток при входе и выходе последних из струи пара, вытекающего из соплового сегмента, а также необходимостью затраты энергии на подсос и ускорение неактивного пара на боковых границах потока пара, проходящего пространство осевого зазора. На основании проведенного автором теоретического исследования влияния парциального подвода пара на экономичность одновенечной турбинной ступени [2] величина снижения к.п.д. ступени при частичном подводе пара может быть определена по выражению:

$$\Delta\eta_k = \eta_u - \eta'_u = \zeta_k \eta_u. \quad (1)$$

Здесь  $\eta'_u = \frac{L'_u}{\varepsilon L_o}$  — окружной к.п.д. ступени с частичным впуском.

$\eta_u = \frac{L_u}{L_o}$  — окружной к.п.д. той же ступени при полном подводе пара и сохранении тех же начальных и конечных параметров пара.

$\Delta L_k = \frac{\Delta L_k}{\varepsilon L_o}$  — относительная величина краевых потерь.

$\zeta_k = \frac{\Delta L_k}{\varepsilon L_u}$  — коэффициент краевых потерь.

$\Delta L_k \left[ \frac{\text{кгм}}{\text{сек}} \right]$  — абсолютная величина краевых потерь.

$L'_u \left[ \frac{\text{кгм}}{\text{сек}} \right]$  — окружная работа, совершаемая рабочими лопатками в ступени с частичным впуском (при одной дуге впуска).

$L_u \left[ \frac{\text{кгм}}{\text{сек}} \right]$  — окружная работа, совершаемая рабочими лопатками той же ступени в условиях полного подвода пара и сохранении тех же начальных и конечных параметров пара.

$L_o \left[ \frac{\text{кгм}}{\text{сек}} \right]$  — теоретическая работа в ступени с полным впуском и при тех же условиях.

$\varepsilon$  — степень впуска.

Если представить работу, совершаемую рабочими лопатками в ступени при условии полного впуска как

$$L_u = \pi D_c P_{u0} n z = \frac{\pi^2 D_c^2 P_{u0}}{t_p} n, \quad (2)$$

а величину окружного к.п.д. как

$$\eta_u = \frac{2gUP_{u0}Z}{G_o C_o^2} = \frac{2\pi D_c P_{u0} n}{\varrho_1 t_p l \varphi_p C_o^3 \sin \alpha_{19}}, \quad (3)$$

то выражение относительной величины краевых потерь (1) примет вид:

$$\Delta \eta_k = \frac{0,638}{\varrho_1 l \varphi_p C_o^3 \sin \alpha_{19}} \frac{\Delta L_k}{\varepsilon D_c}. \quad (4)$$

Анализ зависимости (4) показывает, что изменение  $\Delta \eta_k$  одновенечной ступени при изменении степени впуска и неизменной величине изоэнтропического теплоперепада на ступень в основном пропорционально изменению абсолютной величины краевых потерь и обратно пропорционально величине  $D_c \varepsilon$ .

Проведенное теоретическое исследование [1], а также анализ результатов экспериментальных исследований [3, 5] показывают, что величина  $\Delta L_k$ , в общем случае, также зависит от протяженности дуги подвода  $\pi D_c \varepsilon$ , как представлено на рис. 1.

Это положение указывает прежде всего на то, что две сравниваемые ступени, работающие в одинаковых

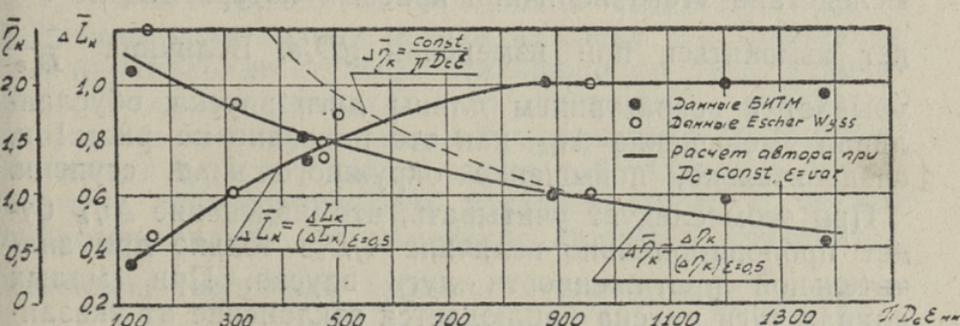


Рис. 1. Зависимость абсолютной и относительной величины краевых потерь от длины дуги впуска.

условиях и имеющие одинаковую степень впуска, но различный средний диаметр, в общем случае будут иметь различную величину краевых потерь  $\Delta L_k$ .

### Влияние величины степени впуска и величины среднего диаметра на величину краевых потерь

При проектировании одновенечных парциальных ступеней важно знать, как влияют величина степени впуска и величина среднего диаметра на окружной к.п.д. ступени. Этот вопрос может быть решен на основании анализа зависимостей (1), (3), (4).

Рассмотрим случай, когда при неизменном среднем диаметре ступени и неизменном изоэнтропическом теплоперепаде меняется степень впуска  $\varepsilon$ . Увеличение  $\varepsilon$  приводит к возрастанию длины дуги впуска  $\pi D_{c\varepsilon}$ .

Анализ зависимости изменения  $\Delta L_k$  от величины  $\pi D_{c\varepsilon}$ , представленный на рис. 1, показывает, что величина  $\Delta L_k$  возрастает с увеличением длины дуги впуска до значения  $\pi D_{c\varepsilon} = 800$  мм. Дальнейшее увеличение длины дуги впуска не приводит к сколько-нибудь заметному увеличению  $\Delta L_k$ . Это объясняется тем, что при значении длины дуги впуска свыше 800 мм, наличие боковых границ не оказывает существенного влияния на структуру потока в центральной части струи. Сами же краевые потери будут определяться нерасчетным обтеканием рабочих лопаток только на краевых участках струи, величина которых остается неизменной [1]. Вследствие этого величина краевых потерь  $\Delta L_k$  не будет изменяться при изменении  $\pi D_{c\varepsilon}$ . Величина  $\frac{\Delta L_k}{D_{c\varepsilon}}$

убывает с возрастанием длины дуги впуска, обуславливая уменьшение  $\Delta \eta_k$ , как это показано на рис. 1 и, следовательно, повышение окружного к.п.д. ступени.

При этом следует учитывать, что изменение  $\Delta \eta_k$  будет пропорционально величине  $1/D_{c\varepsilon}$  только при значительной протяженности дуги впуска. При малых длинах дуги впуска наблюдается отклонение от указанной пропорциональности, как это видно из рис. 1.

Из приведенного анализа следует вывод, что величина относительных краевых потерь зависит не от длины

дуги впуска, (степени впуска  $\varepsilon$ ), а от отношения  $\frac{\Delta L_k}{D_c \varepsilon}$ .

Величина  $\Delta L_k$  меняется при изменении режима работы и конструктивных характеристик парциальной ступени.

Влияние изменения величины среднего диаметра парциальной ступени на величину краевых потерь может быть выявлено на основании анализа выражения (1). Входящая в выражение краевых потерь величина скружного к.п.д. зависит от высот облопачивания, величины зазора и режима работы ступеней, характеризуемого отношением скоростей  $\frac{U}{C_0}$ .

Величина коэффициента краевых потерь  $\zeta_k$  на основании проведенного исследования [1] определяется выражением:

$$\zeta_k = X_1 + \frac{\delta_z}{D_c \varepsilon} \left( X_2 - \frac{F}{B t_p} X_3 - \frac{B}{\delta_z} \frac{F}{B t_p} X_4 \right) + \left( \frac{\delta_z}{D_c \varepsilon} \right)^2 \left( X_5 + \frac{F}{B t_p} X_6 - \frac{B}{\delta_z} \frac{F}{B t_p} X_7 \right) \frac{\varepsilon}{\arccos \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1}}. \quad (5)$$

Здесь  $\delta_z$  величина зазора между выходными кромками сопел и входными кромками лопаток за вычетом закрытого осевого зазора.

$F [m^2]$  — площадь профиля рабочих лопаток,

$B [m]$  — величина хорды профиля рабочих лопаток,

$$\lambda = \frac{D_c}{l}.$$

Величины коэффициентов  $X$ , входящих в выражение (5), зависят только от отношения скоростей  $U/C_1$  и величины угла выхода потока из сопел  $\alpha_{13}$ . Сравнивая две парциальные ступени, отличающиеся лишь величиной среднего диаметра, но имеющие одинаковые остальные конструктивные характеристики (в том числе длину дуги впуска), а также работающие с одинаковыми изоэнтропическим теплоперепадом и числом оборотов, видим, что изменение диаметра приводит к изменению величины характеристики  $v_1 = \frac{U}{C_1}$ , отношения  $\lambda = \frac{D_c}{l}$  и величины  $\varepsilon$ .

Увеличение среднего диаметра парциальной ступени приводит к увеличению отношения  $v_1$  и уменьшению

отношения  $\frac{\varepsilon}{\arccos \frac{\lambda-1}{\lambda+1}}$ . Совместное влияние указанных

факторов на величину  $\zeta_k$  обуславливает ее увеличение при увеличении среднего диаметра ступени.

Поскольку в рассматриваемом диапазоне изменения  $U/c_1$  величина  $\eta_u$  также возрастает с увеличением  $U/c_1$  (восходящая ветвь кривой к.п.д.), то следовательно, увеличение среднего диаметра приводит к увеличению величины  $\Delta\eta_k$ , как это показано на рис. 2, и уменьшению к.п.д. парциальной ступени.

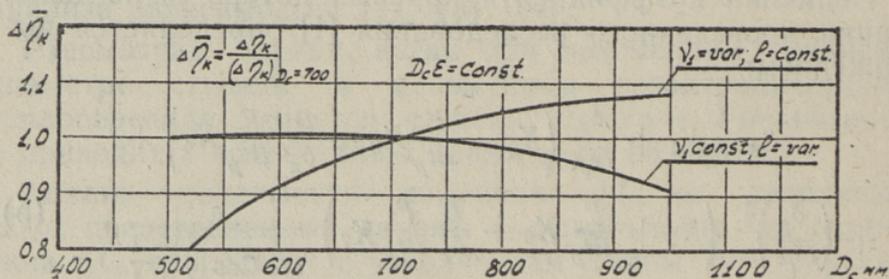


Рис. 2. Зависимость относительной величины краевых потерь от величины среднего диаметра ступени.

Следует отметить, что характер влияния величины среднего диаметра на величину краевых потерь несколько меняется, если одновременно с изменением среднего диаметра изменять величину изоэнтропического теплоперепада на ступень таким образом, чтобы величина  $\frac{U}{C}$  оставалась постоянной. При этих условиях должна изменяться высота рабочих лопаток, поскольку расход пара считаем неизменным.

При увеличении величины среднего диаметра и неизменной величине  $D_c \varepsilon$  и  $v_1$  величина  $\varepsilon$  убывает, а величина  $\lambda$  возрастает, обуславливая уменьшение величины

$\frac{\varepsilon}{\arccos \frac{\lambda-1}{\lambda+1}}$  и уменьшение коэффициента  $\zeta_k$ , что в свою

очередь приводит к уменьшению краевых потерь  $\Delta\eta_k$ , как показано на рис. 2, и следовательно, к некоторому повышению к.п.д. парциальной ступени.

## Влияние высоты рабочих лопаток

Рассмотренный выше случай доказывает зависимость величины краевых потерь от высоты рабочих лопаток. Анализ характера изменения относительных краевых потерь  $\Delta\eta_k$  от высоты рабочих лопаток показывает, что увеличение высот рабочих лопаток при неизменных остальных конструктивных характеристиках ступени приводит к снижению величины краевых потерь и повышению к.п.д. парциальной ступени. Такой результат объясняется тем, что с увеличением высоты рабочих лопаток возрастает полезная работа, совершаемая на участках дуги впуска, где направление окружного усилия совпадает с направлением перемещения лопаток, а отрицательная работа на участках дуги впуска, где усилие направлено против перемещения лопаток, уменьшается из-за уменьшения активной высоты лопаток при подходе их к крайним границам потока, вытекающего из сопловой группы. Характер изменения относительных краевых потерь от высоты рабочих лопаток приведен на рис. 3. Качественная сторона расчетной зависимости  $\Delta\eta_k = f(l)$  подтверждается результатами экспериментальных исследований. Так, например, при испытаниях в лаборатории фирмы Escher-Wyss [13] одновенечной парциальной ступени, имеющей:  $D_c = 610$  мм,  $l = 45$  мм,  $\varepsilon = 0,5$ ,  $\nu_1 = 0,4$ ,  $\frac{\delta_z}{D_c \varepsilon} = 11,48 \cdot 10^{-3}$ , снижение окружного к.п.д. ступени по сравнению с к.п.д. при полном подводе было 2,2%. При испытаниях одновенечной парциальной ступени, имеющей  $D_c = 534$  мм,  $l = 25$  мм,

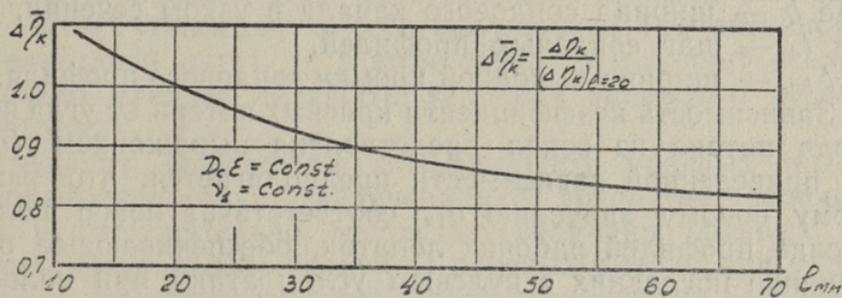


Рис. 3. Зависимость относительной величины краевых потерь от высоты рабочих лопаток.

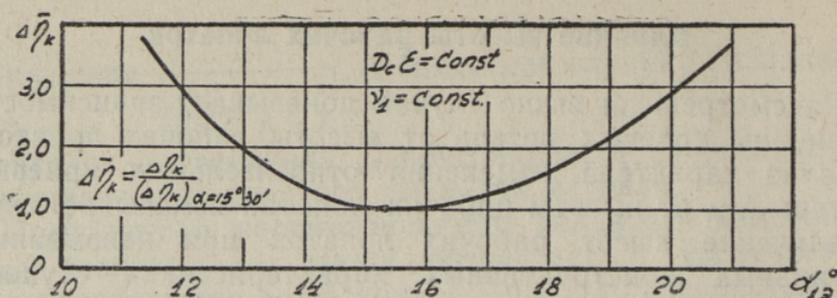


Рис. 4. Зависимость относительной величины краевых потерь от угла выхода потока из сопел.

$\varepsilon = 0,5$ ,  $v_1 = 0,4$ ,  $\frac{\delta z}{D_c \varepsilon} = 11,25 \cdot 10^{-3}$ , проведенных в Московском энергетическом институте [4], снижение окружающего к.п.д. было равно 6%. Более резкое изменение величины  $\Delta \eta_k$  по сравнению с приведенной на рис. 3 зависимостью объясняется тем, что в сравниваемых ступенях было применено различное облопачивание, а сам эксперимент проводился при различных изоэнтропических теплоперепадах.

### Влияние угла выхода потока

Величина угла выхода потока из сопел зависит от характеристик принятой решетки профилей сопловых лопаток. Угол выхода потока из сопел (на среднем диаметре) может быть определен как:

$$\alpha_{19} = \arcsin \frac{b}{t_c - \Delta_{кр}}, \quad (6)$$

где  $b$  — ширина соплового канала в узком сечении,

$t_c$  — шаг сопловых профилей,

$\Delta_{кр}$  — ширина выходной кромки соплового профиля.

Зависимость коэффициента краевых потерь от угла выхода потока из сопел представлена выражением (5). В приведенной зависимости предполагается, что каждому новому значению  $\alpha_{19}$  соответствует новое положение профилей рабочих лопаток, обеспечивающее обтекание последних с нулевым углом атаки при наивыгоднейшем отношении  $U/c_1$ .

Если считать, что за исключением углов остальные конструктивные характеристики парциальной ступени

остаются неизменными, и полагать, что величина  $v_1 = U/c_1$  остается одинаковой во всех рассматриваемых случаях, то получим зависимость  $\Delta\eta_k = f(\alpha_{1s})$ , представленную на рис. 4.

Анализ приведенной зависимости показывает, что величина угла выхода потока из сопел оказывает существенное влияние на величину краевых потерь. В области малых значений  $\alpha_{1s}$  увеличение  $\Delta\eta_k$  обусловлено увеличением участков пограничного слоя струи за соплами, где наблюдается резкое искажение поля скоростей и возникновение на рабочих лопатках отрицательного окружного усилия. В области больших значений  $\alpha_{1s}$  также наблюдается увеличение  $\Delta\eta_k$ . В этом случае увеличение  $\Delta\eta_k$  обусловлено тем, что при резком изменении скоростей по сечению пограничного слоя увеличивается отрицательная работа, совершаемая окружными составляющими сил инерционной природы, возникающих вследствие нестационарности потока на краевых участках. Характер изменения кривой  $\Delta\eta_k$  показывает, что при значении  $\alpha_{1s} = 15 - 16$  градусов величина  $\Delta\eta_k$  становится минимальной.

### Влияние величины осевого зазора

Наиболее сильное влияние на величину краевых потерь оказывает изменение величины осевого зазора. В данном случае под величиной осевого зазора  $\delta_z$  понимается расстояние между торцевой поверхностью соплового сегмента и входными кромками рабочих лопаток. При таком определении осевого зазора величина последнего включает в себя величину открытого осевого зазора и свес бандажа. Если кромки сопловых лопаток утоплены по всей окружности (на активной и неактивной дуге), то в этом случае в величину осевого зазора следует включать величину закрытого осевого зазора.

Анализ выражения коэффициента краевых потерь показывает, что с увеличением  $\delta_z$  возрастает величина  $\zeta_k$  и, следовательно, возрастает величина краевых потерь. Возрастание величины краевых потерь при увеличении величины осевого зазора объясняется тем, что с увеличением последнего возрастают зоны на краях потока за соплами, в которых наблюдается резкое иска-

жение поля углов и скоростей. Вследствие указанных явлений величина полезного окружного усилия на рабочих лопатках, при прохождении ими краевых участков, резко снижается, а у самых краев усилия направлены в сторону, противоположную движению лопаток, обуславливая торможение последних.

На основании выражений (1) и (5) с учетом того, что изменение  $\delta_z$  по сравнению с исходным значением вызывает изменение величины  $\frac{B}{\delta_z}$ , не оказывающее существенного влияния на  $\zeta_k$ , можно написать:

$$\Delta\eta_k = \left[ \mathfrak{R} + \frac{\delta_z}{D_{c\varepsilon}} \mathfrak{M} + \left( \frac{\delta_z}{D_{c\varepsilon}} \right)^2 \mathfrak{N} \right] \eta_u. \quad (7)$$

Из зависимости (7) видно, что величина относительных краевых потерь не столько зависит от величины осевого зазора  $\delta_z$ , сколько от отношения  $\frac{\delta_z}{D_{c\varepsilon}}$ .

При малых значениях среднего диаметра и малых степенях впуска даже незначительное изменение величины осевого зазора может привести к существенному изменению к.п.д. парциальной ступени.

Рассматривая структуру формулы, следует отметить еще большее влияние осевого зазора на величину относительных краевых потерь, поскольку, как показали экспериментальные исследования, проведенные в БИТМ [5], величина окружного к.п.д.  $\eta_u$  возрастает при увеличении свеса бандажа и, следовательно, осевого зазора  $\delta_z$ .

На рис. 5 представлена расчетная зависимость величины  $\Delta\eta_k$  от величины относительного осевого зазора

$$\bar{\delta}_z = \frac{\delta_z}{D_{c\varepsilon}}.$$

При построении зависимости предполагалось, что за исключением осевого зазора все остальные конструктивные характеристики ступени остаются неизменными. Величина осевого зазора меняется только за счет свеса бандажа, при неизменной величине открытого осевого зазора у корня и периферии.

Анализ зависимости (7) показывает, что увеличение осевого зазора при неизменном значении  $D_{c\varepsilon}$  приводит к резкому увеличению величины относительных потерь,

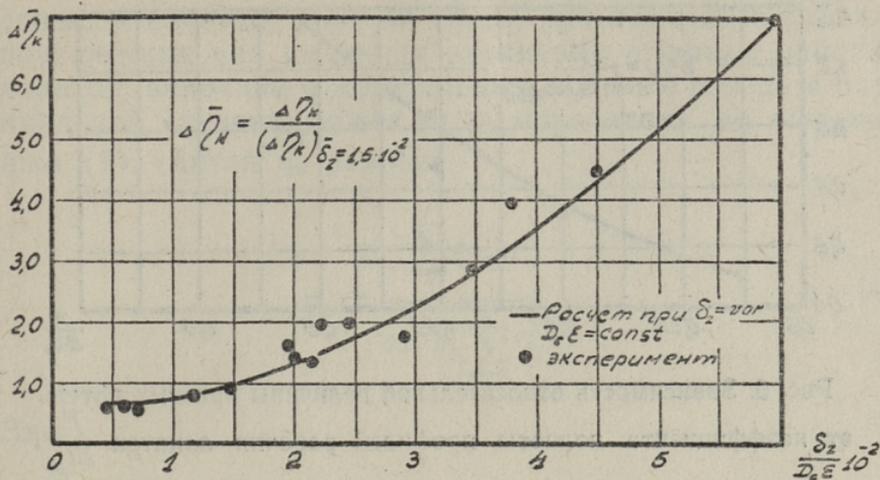


Рис. 5. Зависимость относительной величины краевых потерь от величины относительного осевого зазора  $\bar{\delta}_z$ .

и, следовательно, к снижению к.п.д. парциальной ступени, как показано на рис. 5.

Для проверки выдвигаемого положения, что величина относительных краевых потерь зависит только от отношения  $\frac{\delta_z}{D_c \varepsilon}$ , на расчетную кривую нанесены экспериментальные точки, полученные различными исследователями для различных одновенечных парциальных ступеней. Произведенное сопоставление показывает вполне удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных и подтверждает правильность сделанного вывода.

### Влияние конструктивных характеристик профилей рабочих лопаток

Анализ выражения коэффициента краевых потерь показывает, что характеристики профилей рабочих лопаток влияют на величину  $\Delta \eta_k$ .

Наиболее существенное влияние на величину  $\Delta \eta_k$  оказывает величина комплекса  $\frac{F}{Bt_p}$ . Введение комплекса  $\frac{F}{Bt_p}$  обусловлено учетом сил, возникающих на лопатках при обтекании ускоренным потоком.

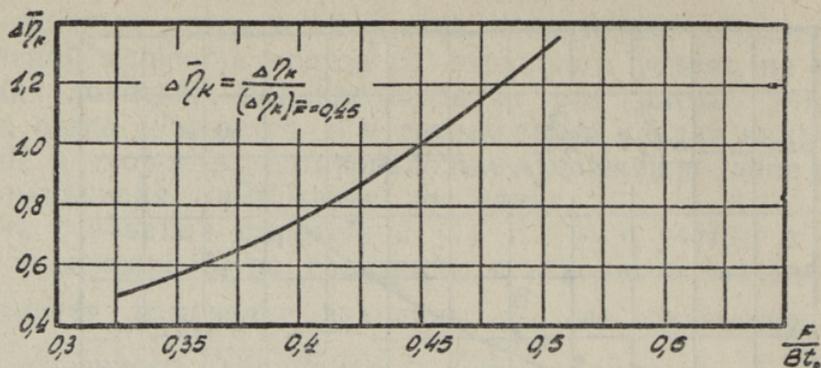


Рис. 6. Зависимость относительной величины краевых потерь  $\overline{\Delta\eta_k}$  от коэффициента полноты профилей рабочих лопаток  $\frac{F}{Bt_p}$ .

На рис. 6 приведена зависимость величины  $\Delta\eta_k$  от величины  $\frac{F}{Bt_p}$ , вычисленная для ступени, имеющей  $\alpha_{1s} = 14^\circ 30'$ ,  $D_{ce} = 0,25$ ,  $\lambda = 20$ ,  $\delta_z = 4$  мм,  $B = 30$  мм, и режима, соответствующего отношению  $v_1 = 0,4$ .

Через  $(\Delta\eta_k)_{\overline{F}=0,45}$  обозначена величина коэффициента краевых потерь, вычисленная для  $\frac{F}{Bt_p} = 0,45$ .

Как видно из приведенной зависимости, величина относительных краевых потерь уменьшается с уменьшением площади профиля рабочих лопаток (отношения  $\frac{F}{Bt_p}$ ).

Анализ влияния хорды профиля рабочих лопаток показал, что в рассматриваемом диапазоне изменения  $B$  (от 30 до 50 мм), величина хорды практически не оказывает влияния на величину краевых потерь.

### Влияние числа включенных групп сопел

Изменение мощности судового турбозубчатого агрегата осуществляется, как правило, за счет изменения числа включенных групп сопел регулировочной ступени. Однако конструкция ТЗА может быть выполнена таким образом, что маневровый клапан отсутствует, а сопловые клапаны являются одновременно и регулирующими. В этом случае включенные группы сопел могут работать в различном режиме за счет дросселирования пара в сопловых клапанах. При включении  $i$ -ого числа групп

сопел, удаленных друг от друга, работающих в различном режиме или имеющих различные профили рабочих лопаток, величина относительных краевых потерь в парциальной ступени может быть определена по выражению (1), считая  $\eta_u'$  равным

$$\eta_u' = \frac{\sum_1^i (L_u')_i}{427 h_o \sum_1^i G_i'} \quad (8)$$

Здесь

$$(L_u')_i = G_i' h_{oi} \eta_{ui}' \cdot 427,$$

$G_i'$  — расход пара  $i$ -ой группой сопел,

$h_o$  — изоэнтروпический теплоперепад регулировочной ступени при отсутствии дросселирования пара в клапанах,

$h_{oi}$  — изоэнтропический теплоперепад  $i$ -ой группы сопел,

$\eta_{ui}'$  — окружной к.п.д. условной парциальной ступени, работающей с одной группой и теми же параметрами, что и  $i$ -ая группа сопел.

Если через  $\eta_{ui}$  обозначить окружной к.п.д., а через  $G_{oi} = \frac{G_i'}{\varepsilon_i}$  расход пара в условной ступени при полном подводе и с теми же параметрами, то получим:

$$\eta_u' = \frac{\sum_1^i \varepsilon_i G_{oi} h_{oi} (1 - \xi_{ki}) \eta_{ui}}{h_o \sum_1^i \varepsilon_i G_{oi}} \quad (9)$$

Разделив числитель и знаменатель выражения (9) на величину расхода пара в рассматриваемой ступени при полном впуске и отсутствии дросселирования пара в сопловых клапанах  $G_o$  и обозначив  $\chi_i = \frac{G_{oi}}{G_o}$ ,  $\psi_i = \frac{h_{oi}}{h_o}$ , приведем выражение (9) к виду:

$$\eta_u' = \frac{\sum_1^i (1 - \zeta_{ki}) \eta_{ui} \chi_i \psi_i \varepsilon_i}{\sum_1^i \varepsilon_i \chi_i}. \quad (10)$$

Здесь  $\zeta_{ki}$  коэффициент краевых потерь, вычисленный для  $i$ -ой группы сопел.

Совершенно очевидно, что, если сопловые лопатки всех групп одинаковы и имеют одинаковый выходной угол, а сопловые клапаны всех групп полностью открыты, то  $\chi_i = 1$ ;  $\psi_i = 1$ ;  $\eta_{ui} = \eta_u$  и, следовательно

$$\eta_u' = \eta_u \frac{\sum_1^i (1 - \zeta_{ki}) \varepsilon_i}{\sum_1^i \varepsilon_i} \quad (11)$$

и относительная величина краевых потерь будет равна

$$\Delta \eta_k = \eta_u \left[ 1 - \frac{\sum_1^i (1 - \zeta_{ki}) \varepsilon_i}{\sum_1^i \varepsilon_i} \right] \quad (12)$$

Если степень впуска включенных групп сопел одинакова, то

$$\Delta \eta_k = \eta_u \zeta_{ki}. \quad (13)$$

Анализ выражения (13) с учетом зависимости (5) показывает, что величина относительных краевых потерь  $\Delta \eta_k$  не будет пропорциональна числу включенных групп сопел, как это принимается во всех существующих методиках расчета краевых потерь. На рис. 7 приводится сопоставление расчета с результатами экспериментальных исследований одновенечных парциальных ступеней, проведенных в Брянском институте транспортного машиностроения [5] и результатами опытов, проведенных фирмой Escher-Wyss [3]. Сопоставление показывает вполне удовлетворительное совпадение рас-

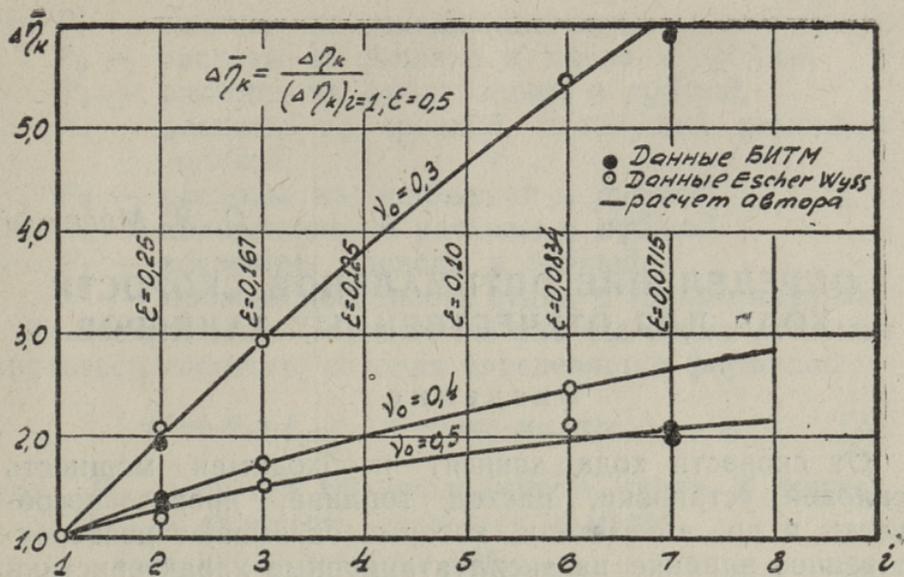


Рис. 7. Зависимость относительной величины краевых потерь от числа включенных групп сопел.

четных и экспериментальных данных, что позволяет рекомендовать формулы (10), (12) для практического применения в тепловых расчетах одновенечных регулировочных ступеней и одновенечных парциальных ступеней с переменной степенью впуска.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Н. К. Зиновьев, Исследование влияния числа включенных групп сопел на экономичность одновенечной регулировочной ступени судовой турбины. Отчет ТПИ, 1958.
2. Н. К. Зиновьев, К вопросу определения краевых потерь в одновенечной парциальной турбинной ступени. Труды ТПИ, серия А № 189, 1961.
3. Ackeret, «Die Verwendung von Luft als Untersuchungsmittel Probleme des Dampfturbinenbaues». Escher. Wyss Mitteilungen Nr. 6, 1934.
4. М. Е. Дейч, Основы аэродинамики осевых турбомашин. Машгиз, 1959.
5. И. И. Кириллов, Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин. Сборник статей сотрудников Брянского института транспортного машиностроения. Машгиз, 1958.
6. Н. М. Марков, Расчет аэродинамических характеристик лопаточного аппарата турбомашин. Машгиз, 1955.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ХОДА ДЛЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТАНКЕРОВ

### Введение

От скорости хода зависят необходимая мощность силовой установки, расход топлива, провозоспособность и др. показатели, которые оказывают непосредственное влияние на эксплуатационные характеристики данного судна. Поэтому выбору оптимальной скорости, при которой судно дает наибольший народнохозяйственный эффект, должно быть уделено особое внимание при проектировании судна.

Ниже будет рассматриваться вопрос о выборе скорости хода для отечественных танкеров водоизмещением от 20 000 до 60 000 т, при дальности перевозок от 2500 до 10 000 миль. Так как на крупнотоннажных танкерах в настоящее время в качестве главных двигателей применяются тихоходные ДВС, работающие на тяжелом топливе, и турбозубчатые агрегаты, работающие паром — 45 ата/470°С, то здесь ограничиваемся рассмотрением танкеров с указанными типами силовых установок.

В экономических расчетах принят масштаб цен, введенный в СССР с 1 января 1961 г.

### Определение оптимальной скорости хода танкеров

Результативным качественным показателем экономической эффективности работы транспортного судна является себестоимость перевозок, которая определяется формулой

$$C = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7}{\Pi} \cdot 10^2$$

коп/тонно-милю . . . . . (1),

где  $P_1$  — расходы на содержание экипажа в руб/год,  
 $P_2$  — расходы на топливо и масло в руб/год,  
 $P_3$  — расходы на амортизацию в руб/год,  
 $P_4$  — расходы на средний и текущий ремонт в руб/год,  
 $P_5$  — расходы на снабжение в руб/год,  
 $P_6$  — навигационные расходы в руб/год,  
 $P_7$  — косвенные расходы в руб/год,  
 $\Pi$  — провозоспособность судна в тонно-милях/год.

Количественным показателем работы судна является провозоспособность, которая определяется формулой

$$\Pi = P_2 \cdot L_{пер} \cdot z \text{ тонно-мили/год} \quad (2),$$

где  $P_2$  — чистая грузоподъемность судна в тоннах,  
 $L_{пер}$  — дальность перевозок в милях,  
 $z$  — число рейсов в год.

Так как величины, входящие в формулы (1) и (2), характеризуют все свойства судна и его силовой установки, то себестоимость перевозок и провозоспособность являются основными показателями транспортного судна.

По формулам (1) и (2) для 40 вариантов танкеров определена себестоимость перевозок и провозоспособность при скоростях хода от 14 до 20 узл. При этом расходы на содержание экипажа определялись исходя из комплектации команды и должностных окладов. Расход топлива и масла, зависящий от типа и мощности установки, определен по удельному расходу на силовую установку [2]. Расход топлива на подогрев груза и разгрузку танкера учитывался отдельно. В расчетах принята следующая стоимость топлива и масла: топочный мазут — 19,9 руб/т, тяжелое топливо для дизельной установки — 20,2 руб/т, дизельное топливо — 32,1 руб/т, масло — 62 руб/т.

Расходы на амортизацию танкеров с паротурбинными установками приняты 5,3%, а на средний и текущий ремонт — 3,0% в год от строительной стоимости судна. Соответствующие цифры для танкеров с дизельными установками 6,2% и 3,5% [3]. Так как предполагается работа главных двигателей дизельных танкеров на тяжелом топливе, то в расчетах отдельно учитывались дополнительные расходы на ремонт главных ДВС (пропорционально их мощности в размере 160 руб/год

на 1000 э.л.с.). Расходы на снабжение приняты 0,5% в год от строительной стоимости судна.

Строительная стоимость танкеров определена здесь по укрупненным нормативам как сумма первоначальной стоимости корпуса с оборудованием и силовой установки. Вес корпуса танкера с оборудованием принят по данным Бенфорда [6], а стоимость одной тонны веса — 500 руб. [4]. Для определения стоимости силовых установок использованы их весовые показатели [2] и приняты следующие цены на механическое оборудование: комплексная паротурбинная установка (45 ата/470°С) — 2200 руб/т [5], главный ДВС — 2120 руб/т и вспомогательное оборудование к дизельной установке — 1550—1800 руб/т [4].

Навигационные расходы приняты 600 руб/год на 1000 т водоизмещения, а косвенные расходы — 50% от зарплаты экипажа [1].

Чистая грузоподъемность судна и число рейсов в год определяются формулами

$$P_z = D - (G_k + G_{cy} + G_m) \tau \quad \dots \quad (3) \text{ и}$$

$$z = \frac{24 \cdot \tau_s}{\tau_c + \frac{L_p}{v \cdot n}} \quad \text{1/год} \quad \dots \quad (4).$$

В формулах (3) и (4) приняты следующие обозначения:

- $D$  — водоизмещение судна в полном грузу в тоннах,
- $G_k$  — вес корпуса с оборудованием в тоннах,
- $G_{cy}$  — вес силовой установки в рабочем состоянии в тоннах,
- $G_T$  — вес топлива и масла на рейс с учетом 15% морского запаса в тоннах,
- $\tau_s$  — продолжительность эксплуатации судна в сутках за год,
- $\tau_c$  — продолжительность стоянок судна в эксплуатации (грузовые операции и пр.) в часах за рейс,
- $L_p$  — двойное расстояние между портами погрузки и разгрузки в милях,
- $v$  — скорость хода судна в узлах,

$n$  — коэффициент, учитывающий снижение скорости за счет волнения и ветра.

Коэффициент  $n$ , зависящий от скорости хода судна, определен по данным ЦНИИМФ'а. Для танкеров с паротурбинными силовыми установками  $\tau_s = 320$  суток в год, а для танкеров с дизельными установками на 4 суток меньше (за счет большей продолжительности

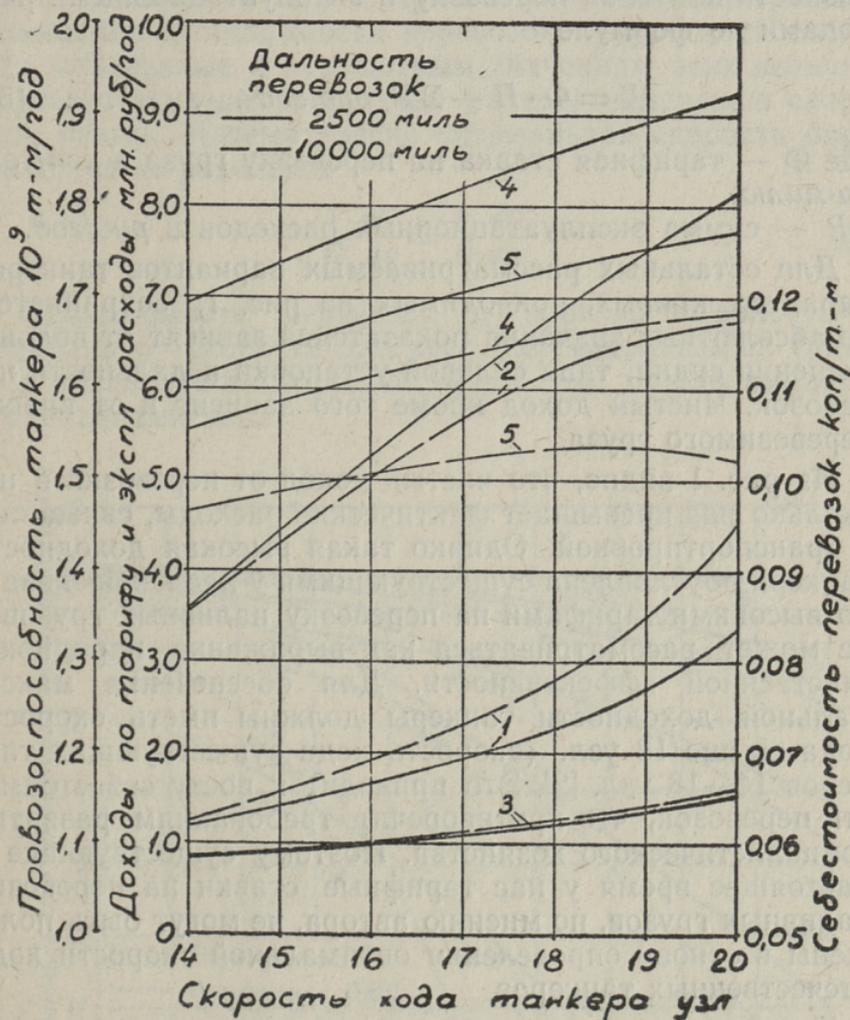


Рис. 1. Экономические показатели паротурбинного танкера водоизмещением 40 000 т.

1 — себестоимость перевозок, 2 — провозоспособность, 3 — эксплуатационные расходы, 4 — плата за перевозку груза 3-го класса, 5 — чистый доход.

ремонта ДВС) [7], т. е.  $\tau_s = 316$  суток в год. В расчетах принято  $\tau_c = 48$  часов на рейс.

На рис. 1 приводятся данные экономических расчетов для паротурбинного танкера водоизмещением 40 000 т при дальности перевозок 2500 и 10 000 миль. Зависимость чистого дохода от скорости хода относится к перевозкам в большом каботаже наливных грузов 3-го класса. При этом чистый доход рассчитан как разность платы за перевозку и эксплуатационными расходами по формуле

$$D = \Phi \cdot \Pi - \Sigma P \text{ руб/год} \dots \dots \dots (5),$$

где  $\Phi$  — тарифная ставка на перевозку груза в *коп/тонно-милю*,

$\Sigma P$  — сумма эксплуатационных расходов в *руб/год*.

Для остальных рассматриваемых вариантов танкеров характер кривых, приводимых на рис. 1, сохраняется, но абсолютные значения показателей зависят от водоизмещения судна, типа силовой установки и дальности перевозок. Чистый доход кроме того зависит и от класса перевозимого груза.

Из рис. 1 видно, что чистый доход от перевозки в несколько раз превышает фактические расходы, связанные с транспортировкой. Однако такая высокая доходность танкера обусловлена существующими у нас необоснованно высокими тарифами на перевозку наливных грузов и не может рассматриваться как выражение народнохозяйственной эффективности. Для обеспечения максимальной доходности танкеры должны иметь скорость хода свыше 18 узл. (скорость хода существующих танкеров 14—18 узл. [2]). Это приводит к росту себестоимости перевозок, что противоречит требованиям развития социалистического хозяйства. Поэтому существующие в настоящее время у нас тарифные ставки на перевозку наливных грузов, по мнению автора, не могут быть положены в основу определения оптимальной скорости хода отечественных танкеров.

При выборе скорости хода танкера нужно исходить из основных показателей — из себестоимости перевозок и провозоспособности. Так как оптимальные значения этих показателей (минимальная себестоимость перевозок и максимальная провозоспособность) для данного танкера

имеют место при неодинаковых скоростях, то скорость следует выбрать сопоставлением обоих показателей.

Кривые себестоимости перевозок и провозоспособности имеют неодинаковый характер — при увеличении скорости хода танкера рост себестоимости постепенно ускоряется, а рост провозоспособности замедляется. Оптимальной для данного танкера следует считать скорость, при которой рост себестоимости перевозок равен росту провозоспособности, т. е. при которой бесконечно малые изменения себестоимости перевозок и провозоспособности, отнесенные к абсолютным значениям этих величин, соответствующие бесконечно малому изменению скорости, равны. Математически оптимальная скорость определяется из равенства

$$\frac{1}{C} \frac{dC}{dv} = \frac{1}{\Pi} \frac{d\Pi}{dv} \quad \dots \dots \dots (6).$$

Себестоимость перевозок и провозоспособность в функции от скорости для всех рассматриваемых танкеров в диапазоне скоростей 14—18 узл. можно выразить уравнениями вида

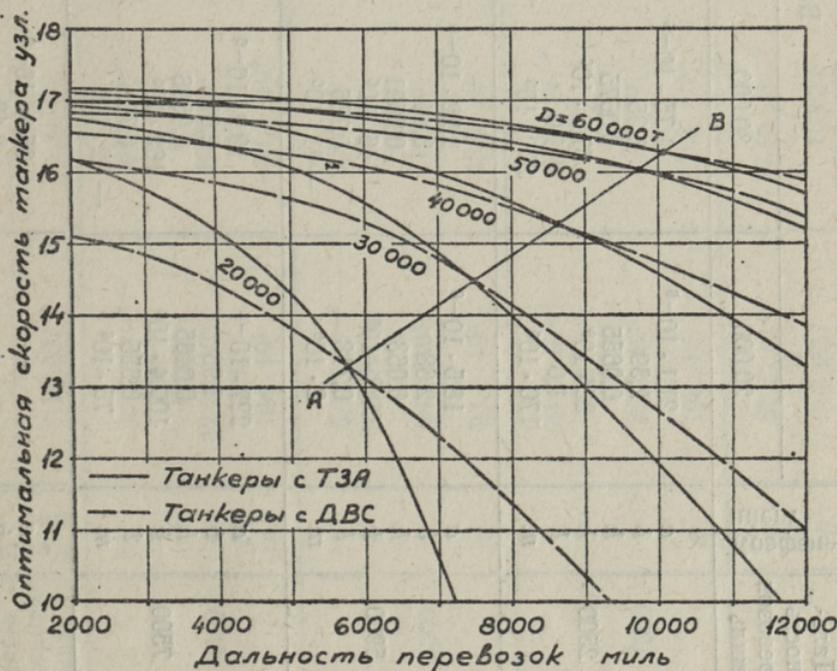


Рис. 2. Оптимальные скорости хода танкеров.

## Значения коэффициентов для танкеров с паротурбинными силовыми установками

Дальность перевозок миль	Коэфф-циент	Водоизмещение танкера т				
		20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
2500	<i>a</i>	$21,1 \cdot 10^{-6}$	$1,75 \cdot 10^{-6}$	$524 \cdot 10^{-9}$	$3,55 \cdot 10^{-9}$	$464 \cdot 10^{-12}$
	<i>b</i>	2,59	3,35	3,6	5,22	5,87
	<i>h</i>	0,0655	0,0575	0,0552	0,0529	0,0488
	<i>k</i>	$35 \cdot 10^6$	$57,5 \cdot 10^6$	$151 \cdot 10^6$	$102 \cdot 10^6$	$125 \cdot 10^6$
	<i>l</i>	1,0	1,0	0,834	1,0	1,0
5000	<i>m</i>	$170 \cdot 10^6$	$200 \cdot 10^6$	0,0	$285 \cdot 10^6$	$350 \cdot 10^6$
	<i>a</i>	$18,5 \cdot 10^{-6}$	$1,22 \cdot 10^{-6}$	$490 \cdot 10^{-9}$	$214 \cdot 10^{-12}$	$9,1 \cdot 10^{-12}$
	<i>b</i>	2,68	3,44	3,68	6,2	7,22
	<i>h</i>	0,063	0,0591	0,0523	0,0523	0,0482
	<i>k</i>	$100,3 \cdot 10^6$	$146 \cdot 10^6$	$158,5 \cdot 10^6$	$191 \cdot 10^6$	$204 \cdot 10^6$
7500	<i>l</i>	0,718	0,755	0,825	0,845	0,89
	<i>m</i>	$2 \cdot 10^6$	$-41 \cdot 10^6$	0,0	0,0	0,0
	<i>a</i>	$227 \cdot 10^{-6}$	$19,9 \cdot 10^{-6}$	$11,1 \cdot 10^{-6}$	$917 \cdot 10^{-12}$	$28,2 \cdot 10^{-15}$
	<i>b</i>	1,96	2,61	2,7	5,75	9,24
	<i>h</i>	0,0465	0,0506	0,0477	0,052	0,049
10 000	<i>k</i>	$100,4 \cdot 10^6$	$162 \cdot 10^6$	$74,3 \cdot 10^6$	$214 \cdot 10^6$	$212 \cdot 10^6$
	<i>l</i>	0,655	0,709	1,0	0,798	0,86
	<i>m</i>	$75 \cdot 10^6$	$-32 \cdot 10^6$	$343 \cdot 10^6$	0,0	$113 \cdot 10^6$
	<i>a</i>	—	$35,9 \cdot 10^{-6}$	$921 \cdot 10^{-9}$	$3,18 \cdot 10^{-9}$	$54 \cdot 10^{-12}$
	<i>b</i>	—	2,46	3,55	5,36	6,69
10 000	<i>h</i>	—	0,0492	0,0521	0,0519	0,0485
	<i>k</i>	—	$192 \cdot 10^6$	$93,4 \cdot 10^6$	$238 \cdot 10^6$	$265 \cdot 10^6$
	<i>l</i>	—	0,615	0,908	0,752	0,789
	<i>m</i>	—	—	—	—	—
	<i>l</i>	—	—	—	—	—

Дальность перевозок миль	Коэффициент	Водоизмещение танкера т				
		20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
2500	a	$2,37 \cdot 10^{-6}$	$309 \cdot 10^{-9}$	$23,9 \cdot 10^{-9}$	$798 \cdot 10^{-12}$	$1,25 \cdot 10^{-12}$
	b	3,34	3,9	4,7	5,76	7,9
	h	0,0739	0,0662	0,0605	0,0577	0,0546
	k	$32,25 \cdot 10^6$	$168 \cdot 10^6$	$202 \cdot 10^6$	$215 \cdot 10^6$	$233 \cdot 10^6$
	l	1,0	0,7	0,74	0,782	0,827
	m	$194 \cdot 10^6$	$-81,7 \cdot 10^6$	$-89 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$	0,0
5000	a	$5,78 \cdot 10^{-6}$	$2,38 \cdot 10^{-6}$	$111 \cdot 10^{-9}$	$2,58 \cdot 10^{-9}$	$5,4 \cdot 10^{-12}$
	b	3,08	3,25	4,2	5,38	7,4
	h	0,0677	0,0606	0,0563	0,055	0,0521
	k	$69,1 \cdot 10^6$	$116 \cdot 10^6$	$158,5 \cdot 10^6$	$192,5 \cdot 10^6$	$230 \cdot 10^6$
	l	0,8	0,805	0,818	0,836	0,845
	m	$93,1 \cdot 10^6$	$48,8 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$	$3,5 \cdot 10^6$	0,0
7500	a	$31,1 \cdot 10^{-6}$	$6,97 \cdot 10^{-6}$	$943 \cdot 10^{-9}$	$9,28 \cdot 10^{-9}$	$778 \cdot 10^{-12}$
	b	2,57	2,94	3,52	4,97	5,77
	h	0,0612	0,0569	0,0533	0,0538	0,0501
	k	$82,5 \cdot 10^6$	$138 \cdot 10^6$	$180 \cdot 10^6$	$224 \cdot 10^6$	$257 \cdot 10^6$
	l	0,72	0,74	0,773	0,782	0,81
	m	$108 \cdot 10^6$	$40,6 \cdot 10^6$	0,0	0,0	$-25 \cdot 10^6$
10 000	a	$68,2 \cdot 10^{-6}$	$16,75 \cdot 10^{-6}$	$2,02 \cdot 10^{-6}$	$407 \cdot 10^{-12}$	$144 \cdot 10^{-6}$
	b	2,37	2,7	3,3	6,05	6,35
	h	0,0537	0,0532	0,0523	0,0555	0,051
	k	$82,6 \cdot 10^6$	$148,5 \cdot 10^6$	$206 \cdot 10^6$	$238 \cdot 10^6$	$266 \cdot 10^6$
	l	0,673	0,69	0,72	0,755	0,79
	m	$162 \cdot 10^6$	$88,4 \cdot 10^6$	$-10 \cdot 10^6$	0,0	0,0

$$C = a \cdot v^b + h \text{ коп/т-м} \quad \dots \dots \dots (7) \text{ и}$$

$$\Pi = k \cdot v^l + m \text{ т-м/год} \quad \dots \dots \dots (8),$$

откуда получаем

$$\frac{dC}{dv} = a \cdot b \cdot v^{b-1} \text{ коп/т-м. узел} \quad \dots \dots \dots (9) \text{ и}$$

$$\frac{d\Pi}{dv} = k \cdot l \cdot v^{l-1} \text{ т-м/год} \cdot \text{узел} \quad \dots \dots \dots (10)$$

Значения коэффициентов, входящих в формулы (7—10) для танкеров с паротурбинными силовыми установками, приводятся в табл. 1, для танкеров с дизельными установками в табл. 2.

Значения оптимальных скоростей танкеров, вычисленных вышеуказанным способом, могут быть определены по графикам рис. 2.

Примененная методика определения оптимальной скорости танкеров может быть распространена и на другие типы транспортных судов. Так как эксплуатация танкера имеет специфические особенности (малая продолжительность грузовых операций, балластные пробеги в обратном направлении и др.), то выводы, которые можно делать по графикам рис. 2, а также полученные значения оптимальных скоростей, относятся только к крупнотоннажным танкерам.

## Выводы

1. Оптимальная скорость зависит от водоизмещения танкера. С увеличением водоизмещения увеличивается оптимальная скорость.

2. При данном водоизмещении танкера с увеличением дальности перевозок оптимальная скорость снижается, причем более резко для танкеров меньшего водоизмещения.

3. Оптимальная скорость зависит от типа силовой установки танкера.

При определенной дальности перевозок, которая на рис. 2 определяется линией А—В, паротурбинный и дизельный вариант танкера данного водоизмещения имеют одинаковую оптимальную скорость. При меньшей дальности перевозок оптимальная скорость дизельного тан-

кера меньше, а при большей дальности перевозок больше, чем паротурбинного.

4. Увеличение дальности перевозок приводит к более резкому снижению оптимальной скорости танкера с паротурбинной силовой установкой.

5. Оптимальные скорости танкеров водоизмещением 50 000—60 000 т почти одинаковые. С уменьшением водоизмещения разность между оптимальными скоростями танкеров различного водоизмещения увеличивается.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Я. Б. Канторович, Экономика морского судна. Морской транспорт, 1957.
2. О. Э. Мякюла, Некоторые технико-эксплуатационные показатели силовых установок современных крупнотоннажных танкеров. Труды ТПИ, серия А № 187, 1961.
3. Е. Привалов, К вопросу о выборе типа судового двигателя. Морской флот № 4, 1957.
4. Б. М. Смирнов, Приближенные методы определения строительной стоимости морских грузовых судов. Морской транспорт, 1956.
5. А. Д. Чернов, Строительная стоимость паротурбинных установок транспортных судов. Судостроение № 5, 1958.
6. Harry Benford, Engineering Economy in Tanker Design. The Society of Naval Architects and Marine Engineers. Transactions. Vol. 65, 1957.
7. Karl H. Schulthes, Wirtschaftliche und technische Erwägungen beim Antrieb großer Schiffe durch Dampfturbinen oder Dieselmotoren, Schiff und Hafen № 11, 1957.

Д. М. Ананьев

## ОБ УЧЕТЕ ДИФРАКЦИОННЫХ СИЛ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ НА ВОЛНЕНИИ

В условиях волнения к судну приложены возмущающие гидродинамические силы, которые являются причиной качки и влияют на управляемость судна. Заметное влияние этих сил на управляемость проявляется при больших относительно поперечных размеров судна длинах волн.

При обычном в теории управляемости допущении о постоянстве скорости хода судна для исследований управляемости на волнении необходимо определить поперечную силу и момент рысканья, вызванные действием волн.

Значительный интерес представляет случай равной нулю кажущейся частоты волны, когда положение судна относительно профиля волны не изменяется. Как показано в работе [7], при нулевой кажущейся частоте центр тяжести судна занимает определенное положение относительно профиля волны, зависящее от элементов судна и волны. Это вызвано наличием дополнительного сопротивления, которое является результатом действия волн на судно. При этом на судно действует момент рысканья постоянного знака и судно разворачивается в направлении, определяемом знаком момента. В той же статье [7] путем анализа экспериментальных данных показано, что в этом случае дополнительное сопротивление можно определить достаточно точно, применяя гипотезу А. Н. Крылова, согласно которой давление на корпусе судна равно давлению в соответствующей точке невозмущенной присутствием судна волны.

Исходя из сказанного выше, в дальнейшем дополнительное сопротивление (т. е. продольная возмущающая сила) не рассматривается.

Поперечную возмущающую силу  $Y$  и возмущающий момент рысканья  $M_z$  можно найти, пользуясь результатами работ М. Д. Хаскинда по гидродинамической теории качки [1], [2], [3], [4], [5].

В настоящей статье приводятся приближенные способы расчета этих сил на регулярном волнении при большой относительно поперечных размеров судна длине волны.  $Y$  и  $M_z$  разделяем на два компонента, из которых первый ( $Y^*$  и  $M_z^*$ ) определяется по гипотезе А. Н. Крылова, а второй ( $Y_0$  и  $M_{z0}$ ) представляет собой силу или момент дифракционной природы, определяемые по гидродинамической теории качки. Расчет  $Y^*$  и  $M_z^*$  не представляет затруднений.

Применим некоторые приближенные приемы к расчету искомых сил, действующих на судно, движущееся без угла дрейфа с постоянной скоростью по прямому курсу. Учитываем выводы теории качки цилиндрических судов [2]. При движении цилиндрического судна бесконечной длины вдоль образующей действующие на единицу длины такого судна возмущающие силы не зависят от скорости хода. Т. к. суда нормальных обводов имеют большие отношения длины к ширине и осадке, то можно приближенно полагать, что  $Y_0$  и  $M_{z0}$  не зависят от скорости хода. Тогда получаем два способа определения дифракционной поперечной силы и дифракционного момента рысканья. Первый способ заключается в распространении результатов расчета  $Y_0$  и  $M_{z0}$  для судна, лишенного хода, на движущееся судно. При расчетах по второму способу применяется гипотеза плоских сечений и интегрируется поперечная нагрузка, полученная из теории качки цилиндрических судов.

Система координат, связанная с судном, показана на рис. 1, где  $G$  — центр тяжести судна и  $MM_1$  — направление бега волн.

Потенциал скоростей набегающей системы волн возьмем в виде:

$$\Phi^* = i \frac{g}{\sigma_0} r e^{-i\sigma t} \varphi^*, \quad (1)$$

$$\varphi^* = e^{kz} + i(k_1 x + k_2 y), \quad (2)$$

где

$\sigma_0$  — частота волн,

$\sigma$  — кажущаяся частота волн,

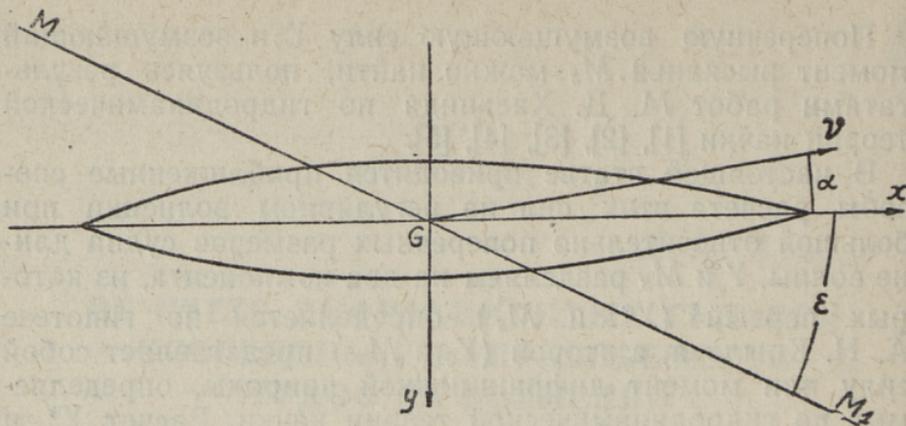


Рис. 1.

- $k$  — волновое число,  
 $k_1 = k \cos \epsilon$ ,  $k_2 = k \sin \epsilon$ ,  
 $\epsilon$  — угол курса судна относительно направления бега волн,  
 $2r$  — высота волны,  
 $v$  — скорость хода судна,  
 $\sigma = \sigma_0 - k_1 v$ ,  
 $i = \sqrt{-1}$ .

В выражениях, содержащих  $e^{-i\sigma t}$ , берется только действительная часть. Угол дрейфа  $\alpha = 0$ .

Применим первый метод расчета  $Y_0$  и  $M_{z0}$  к полупогруженному узкому эллипсоиду. Для тела, лишенного хода, имеем [1]:

$$\begin{aligned}
 Y_0 &= -\gamma r e^{-i\sigma_0 t} \iint_S \varphi_2 \frac{\partial \varphi}{\partial n}^* dS, \\
 M_{z0} &= -\gamma r e^{-i\sigma_0 t} \iint_S \varphi_6 \frac{\partial \varphi}{\partial n}^* dS,
 \end{aligned} \quad (3)$$

$\gamma$  — удельный вес жидкости,  
 $\varphi_2, \varphi_6$  — функции излучения, удовлетворяющие следующим граничным условиям:  
 на поверхности тела S

$$\frac{\partial \varphi_2}{\partial n} = \cos(n, y); \quad \frac{\partial \varphi_6}{\partial n} x \cos(n, y) - y \cos(n, x); \quad (4)$$

при  $z = 0$

$$\frac{\partial \varphi_m}{\partial z} - k \varphi_m = 0; \quad (5)$$

$$(m = 2, 6)$$

на бесконечности

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \sqrt{R} \frac{\partial \varphi_m}{\partial R} - i k \varphi_m, \quad (6)$$

где  $R^2 = x^2 + y^2$ .

Н. Е. Кочин с помощью формулы Остроградского показал, что для погруженного тела [6]:

$$\iint_s \varphi_m \frac{\partial \varphi^*}{\partial n} dS = -i \iint_s \varphi^* \left\{ \cos \varepsilon \left[ \frac{\partial \varphi_m}{\partial z} \cos(n, x) - \frac{\partial \varphi_m}{\partial x} \cos(n, z) \right] + \sin \varepsilon \left[ \frac{\partial \varphi_m}{\partial z} \cos(n, y) - \frac{\partial \varphi_m}{\partial y} \cos(n, z) \right] \right\} dS \quad (7)$$

В случае полупогруженного тела добавляются интегралы по площади ватерлинии  $S_0$ :

$$\begin{aligned} \iint_s \varphi_m \frac{\partial \varphi_m^*}{\partial z} dS = -i \iint_s \varphi^* \left\{ \cos \varepsilon \left[ \frac{\partial \varphi_m}{\partial z} \cos(n, x) - \frac{\partial \varphi_m}{\partial x} \cos(n, z) \right] + \sin \varepsilon \left[ \frac{\partial \varphi_m}{\partial z} \cos(n, y) - \frac{\partial \varphi_m}{\partial y} \cos(n, z) \right] \right\} dS - \iint_s \varphi^* \left[ k \varphi_m - \right. \\ \left. - i \left( \frac{\partial \varphi_m}{\partial x} \cos \varepsilon + \frac{\partial \varphi_m}{\partial y} \sin \varepsilon \right) \right] dS. \end{aligned} \quad (8)$$

Компоненты, определяемые по гипотезе А. Н. Крылова:

$$\begin{aligned} Y^* &= \gamma r e^{-i\sigma_0 t} \iint_s \varphi^* \frac{\partial \varphi_2}{\partial n} dS, \\ M_z^* &= \gamma r e^{-i\sigma_0 t} \iint_s \varphi^* \frac{\partial \varphi_6}{\partial n} dS. \end{aligned} \quad (9)$$

Для эллипсоида с полуосями  $a, b, c$  (где  $c$  — осадка) получим, выразив через функции Бесселя:

$$Y^* = \pi \gamma r a b \sin \varepsilon \left[ \frac{\lambda_1 \sqrt{2\pi} J_{3/2}(\sqrt{\mu^2 - \lambda_1^2})}{4 \sqrt{(\mu^2 - \lambda_1^2)^3}} - \frac{\lambda_1^2}{\mu^2} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\lambda_1^{2m} J_{m+2}(\mu)}{\mu^m \prod_{n=0}^m (2n+1)} \right] \sin \sigma_0 t. \quad (10)$$

$$M_z^* = -\frac{\pi}{2} \gamma r k^2 a b c (a^2 - b^2) \sin 2\varepsilon \left[ \frac{\sqrt{2\pi} J_{3/2}(\sqrt{\mu^2 - \lambda_1^2})}{4 \sqrt{(\mu^2 - \lambda_1^2)^5}} - \frac{2\lambda_1}{\mu^3} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\lambda_1^{2m} J_{m+3}(\mu)}{\mu^m \prod_{n=0}^m (2n+1)} \right] \cos \sigma_0 t,$$

$$\lambda_1 = kc, \quad \mu = \sqrt{k_1^2 a^2 + k_2^2 b^2}.$$

В первом приближении в качестве значений  $\varphi_2$  и  $\varphi_6$  берем соответствующие значения потенциалов при движении эллипсоида в безграничной жидкости:

$$\varphi_2 = -\bar{\mu}_{22} y, \quad \varphi_6 = -\bar{\mu}_{66} \frac{\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1}{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1} xy, \quad (11)$$

где  $\bar{\mu}_{22}$  и  $\bar{\mu}_{66}$  — коэффициенты присоединенных масс при движении эллипсоида в безграничной жидкости.

Рассмотрим один из интегралов, входящих в выражение (8):

$$\iint_S e^{i(k_1 x + k_2 y)} \varphi_2 dS = -\frac{2i \bar{\mu}_{22}}{k_{22}} \int_{-a}^a e^{ik_1 x} (\sin k_2 y_0 - k_2 y_0 \cos k_2 y_0) dx;$$

$y_0$  — ордината ватерлинии.

Очевидно, что при малых  $k_2 b$  этим интегралом можно пренебречь. Такой же результат получим, если примем

$$\varphi^* \approx e^{kz + ik_1 x}.$$

Аналогичный вывод можно привести для соответствующего интеграла, входящего в момент рысканья.

Тогда для эллипсоида имеем:

$$Y_0 = \bar{\mu}_{22} Y^*,$$

$$M_{z0} = \bar{\mu}_{66} \left[ \frac{\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1}{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1} \right]^2 M_z^*, \quad (12)$$

где  $Y^*$  и  $M_z^*$  берутся по формулам (10).

В соответствии со сказанным выше при наличии скорости хода частоту  $\sigma_0$  в формулах (10) и (12) заменяем кажущейся частотой  $\sigma$ . Формулы (12) пригодны также для расчета в первом приближении дифракционных сил, действующих на судно.

Теперь покажем приближенный метод определения  $Y_0$  и  $M_{z0}$  по гипотезе плоских сечений. В таком случае, принимая  $\cos(n_1 x) = 0$ ,  $\varphi^* = e^{kz + ik_1 x}$  и учитывая симметрию судна относительно диаметральной плоскости, получим:

$$\iint_s \varphi_2 \frac{\partial \varphi^*}{\partial n} dS = ik_2 \int_L e^{ik_1 x} \int_1 e^{kz} \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial n} dl dx, \quad (13)$$

$l$  — контур шпангоута.

В первом приближении берем  $\varphi_2 = -\bar{\mu}_2 y$ , где  $2\mu_2$  — присоединенная масса цилиндра, поперечное сечение которого представляет собой сдвоенный контур шпангоута, при движении в безграничной жидкости, а  $\bar{\mu}_2$  — коэффициент этой массы.

Тогда получим

$$Y_0 = grk \sin \varepsilon (\sin \sigma t \int_L \kappa \mu_2 \cos k_1 x dx -$$

$$- \cos \sigma t \int \kappa \mu_2 \sin k_1 x dx),$$

$$dM_{z0} = x dY_0. \quad (14)$$

$$\begin{aligned}
 M_{z0} = & grk \sin \varepsilon (\sin \sigma t \int_L \kappa \mu_2 x \cos k_1 x dx - \\
 & - \cos \sigma t \int_L \kappa \mu_2 x \sin k_1 x dx) . \\
 \kappa = & - \frac{e \int e^{kz} \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial n} dl}{\mu_2} \quad (15)
 \end{aligned}$$

Как показали расчеты для различных симметричных контуров по данным работы [9], коэффициент  $\kappa$  зависит преимущественно от  $kT$  ( $T$ -осадка судна). Поэтому можно брать  $\kappa$ , вычисленное для эллипса; соответств. график имеется в работе [8] (рис. 2, случай  $\frac{B}{\lambda} = 0$ ).

В изложенных решениях учтены только инерционные компоненты возмущающих сил.

Приведенные выше формулы для дифракционных сил получены применительно к судну, движущемуся без угла дрейфа с постоянной скоростью по прямому курсу. При наличии угла дрейфа усложняется граничное условие для потенциала скоростей  $\Phi$  дифрагированного волнового движения. Выведем это граничное условие, принимая скорость хода судна постоянной.

$$\Phi = \varphi e^{-i\sigma t}. \quad (16)$$

При  $z = 0$  для волн малой амплитуды имеем

$$\frac{\partial_a^2 \Phi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \Phi}{\partial z} = 0, \quad (17)$$

$\frac{\partial_a^2 \Phi}{\partial t^2}$  — производная потенциала, записанного в неподвижной системе координат.

Из выражения (17) получим:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \varphi}{\partial z} + 2i \frac{\sigma v}{g} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x} \cos \alpha - \frac{\partial \varphi}{\partial y} \sin \alpha \right) + \frac{v^2}{g} \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \cos^2 \alpha - \right. \\
 \left. - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \sin 2\alpha + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \sin^2 \alpha \right) - \frac{\sigma^2}{g} \varphi = 0. \quad (18)
 \end{aligned}$$

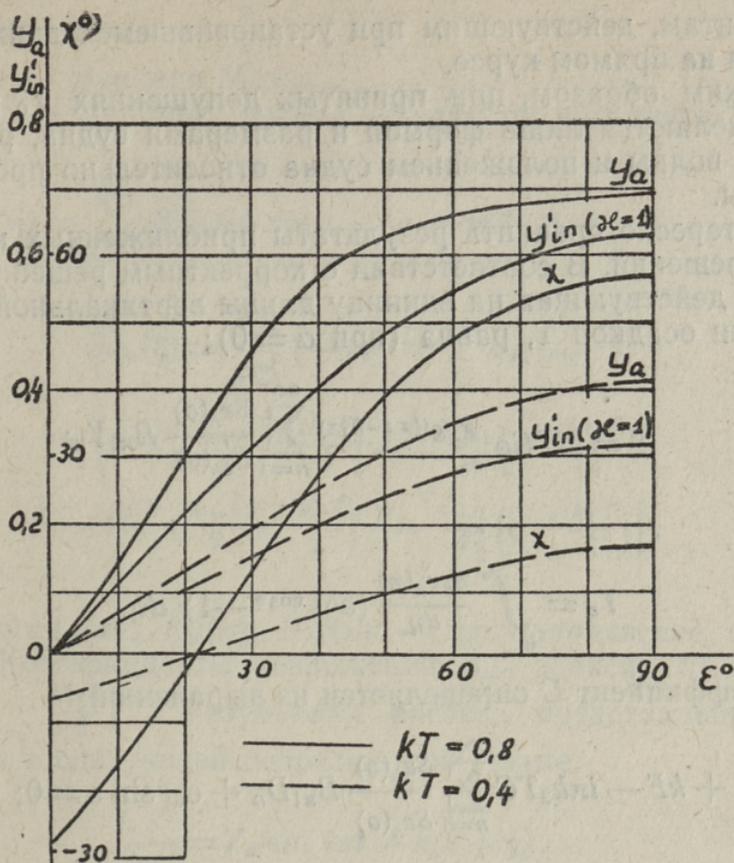


Рис. 2.

При этом  $\sigma = \sigma_0 - kv \cos(\epsilon + \alpha)$ .

При  $\alpha = 0$  в плоскости  $z = 0$  имеем граничное условие

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} + 2i \frac{\sigma v}{g} \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{v^2}{g} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{\sigma^2}{g} \varphi = 0. \quad (19)$$

Т. к. составляющие скорости волнового движения жидкости по осям  $x$  и  $y$  и их производные являются величинами одного порядка, исключая случай углов  $\epsilon$  близких к  $90^\circ$ , то при малых углах дрейфа можно применить решение, полученное при  $\alpha = 0$ .

Для расчета  $Y_0$  и  $M_{z0}$  при неустановившемся движении принимаем гипотезу стационарности, которую в данном случае можно сформулировать следующим образом: дифракционные силы и моменты, действующие на судно при неустановившемся движении, приравниваются силам и

моментам, действующим при установившемся движении судна на прямом курсе.

Таким образом, при принятых допущениях  $Y_0$  и  $M_{z0}$  определяются лишь формой и размерами судна, размерами волны и положением судна относительно профиля волны.

Интересно сравнить результаты приближенных и точных решений. В соответствии с корректным решением [4] сила, действующая на единицу длины вертикальной пластинки осадкой  $T$ , равна (при  $\alpha = 0$ );

$$Y = 2iT C_Q \frac{g}{\sigma_0} e^{i(\sigma t - k_1 x)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Se_n(o)}{Se_n(o)} B_{n1} Y_n; \quad (20)$$

$$Y_n = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{dse_n(\eta)}{d\eta} (e^{KT \cos \eta} - 1) d\eta.$$

Коэффициент  $C$  определяется из выражений:

$$Ce^{-KT} + kF - i\pi k_2 TC \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Se_n(o)}{Se_n(o)} B_{n1} D_n + \sigma_0 r \sin \varepsilon = 0; \quad (21)$$

$$F = k_1 e^{-KT} \int_{-T}^T q(s) K_1[k_1(T-s)] ds -$$

$$- k e^{-KT} \int_{-T}^T q(s) K_0[k_1(T-s)] ds - k_2^2 \int_{-T}^T q(s) P(s) ds;$$

$$q(s) = - \frac{TC}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Se_n(o)}{Se_n(o)} B_{n1} se_n(\eta); \quad (22)$$

$$P(s) = e^{ks} \int_0^{T-s} e^{-kt} K_0(k_1 t) dt;$$

$$D_n = \sum_{m=1}^{\infty} m B_{nm} I_m(kT).$$

Здесь  $\eta = \arcsin \frac{y}{r}$ ,

$se_n(\eta)$  — функция Матье,

$Se_n(0)$  — функция Матье-Ганкеля при аргументе  $\xi = 0$ .

$$se_n(\eta) = \sum_{m=1}^{\infty} B_{nm} \sin m\eta \quad (n_1 m = 1, 3, 5 \dots);$$

$$Se_n(\xi) = \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^{m+\frac{n+1}{2}} B_{n, 2m-1} \times \\ \times \left[ H_{m-\frac{n+1}{2}}^{(2)} \left( e^{\xi} \frac{ik_1 T}{2} \right) J_{m+\frac{n-1}{2}} \left( e^{-\xi} \frac{ik_1 T}{2} \right) - \right. \\ \left. - H_{m+\frac{n-1}{2}}^{(2)} \left( e^{\xi} \frac{ik_1 T}{2} \right) J_{m-\frac{n+1}{2}} \left( e^{-\xi} \frac{ik_1 T}{2} \right) \right].$$

$J_n(x)$ ,  $I_n(x)$ ,  $K_n(x)$ ,  $H_n^{(2)}(x)$  — цилиндрические функции. Коэффициенты разложений  $B_{nm}$  зависят от параметра  $\left(\frac{k_1 T}{2}\right)^2$ . Результаты расчета представлены на рис. 2 в следующей безразмерной форме:

$$\frac{Y}{2\gamma r T} = Y_a \sin(\sigma t - k_1 x + \chi). \quad (23)$$

На рис. 3 показаны результаты расчета для пластинки при  $\varepsilon = 90^\circ$  по работе [5], где  $Y_{in} = Y_a \cos \chi$ ;  $Y_d = Y_a \sin \chi$ . Из графиков рис. 2 и рис. 3 видно, что при небольших  $\varepsilon$  и малых  $kT$  демпфирующий компонент дифракционной силы  $Y_d$  невелик.

Приближенное решение для пластинки записывается следующим образом:

$$\frac{Y}{2\gamma r T} = Y'_{in} \sin(\sigma t - k_1 x), \quad (24)$$

где  $\kappa$  — поправочный коэффициент по формуле (15). Как видно из рис. 2 и 3, при малых  $kT$  при расчете по последней формуле получаются лучшие результаты, если положить  $\kappa = 1$ .

На рис. 3 построена также кривая безразмерной амплитуды приближенного значения демпфирующего

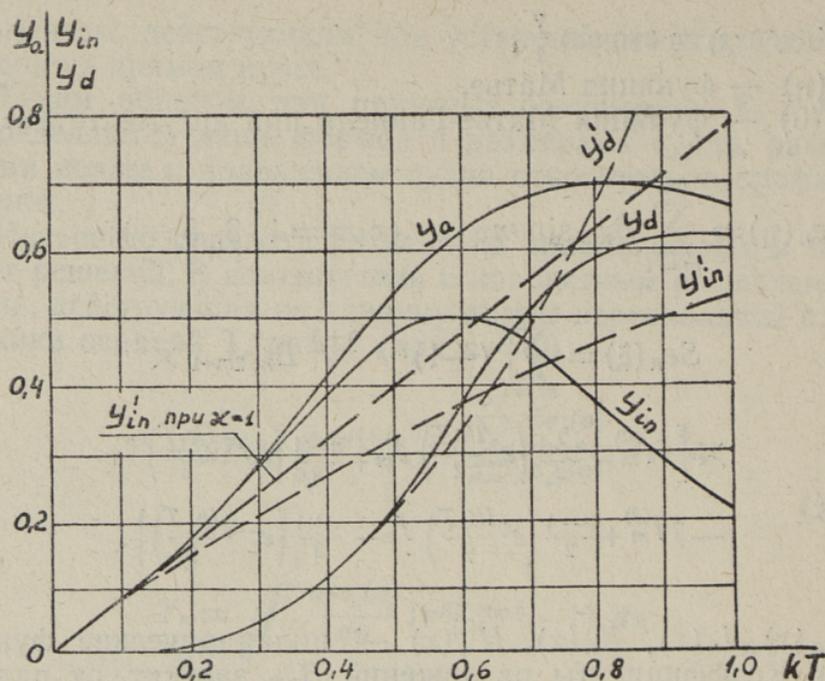


Рис. 3.

компонента дифракционной поперечной силы, которая при  $\epsilon = 90^\circ$  принимает вид [3]:

$$Y'_d = \frac{\pi^2 (kT)^3}{4} \kappa^2.$$

В заключение следует отметить, что при определении поперечной возмущающей силы и возмущающего момента рысканья, действующих на судно, учет дифракционных компонентов совершенно необходим, т. к. эти компоненты одного порядка с «крыловскими» силами. Например, для танкера с размерениями  $L = 60,4$  м,  $B = 10,0$  м,  $T = 3,5$  м и коэффициентом общей полноты  $\delta = 0,69$ , дифракционные компоненты поперечной силы и моменты рысканья, подсчитанные по формулам (14), (15), составляют при малых  $\epsilon$  и длине волны, равной длине судна, соответственно 47% и 92% от одноименных сил, определяемых по гипотезе А. Н. Крылова.

## ЛИТЕРАТУРА

1. М. Д. Хаскинд, Гидродинамическая теория качки корабля на волнении. ПММ, т. X, в. 1, 1946.
2. М. Д. Хаскинд, Приближенные методы определения гидродинамических характеристик качки. Известия АН СССР, ОТН, № 11, 1954.
3. М. Д. Хаскинд, Возмущающие силы и заливаемость судов на волнении. Известия АН СССР, ОТН, № 7, 1957.
4. М. Д. Хаскинд, Дифракция волн вокруг движущегося цилиндрического судна. ПММ, т. XVII, в. 4, 1953.
5. М. Д. Хаскинд, Колебания плавающего контура на поверхности тяжелой жидкости. ПММ, т. XVII, в. 2, 1953.
6. Н. Е. Кочин, О волновом сопротивлении и подъемной силе погруженных в жидкость тел. Собр. сочинений, т. II, 1949.
7. Д. М. Ананьев, Применение общей теории качки судов к определению продольной и поперечной сил и момента рысканья, действующих на судно на попутной волне. Труды ТПИ, серия А № 164, 1959.
8. Г. А. Фирсов, Редукционные коэффициенты к инерционной части возмущающих сил при бортовой качке. Труды ЦНИИ им. А. Н. Крылова, в. 126, 1958.
9. Н. А. Кудрявцева, Силы и моменты инерционной природы, действующие на сечения подводной части корпуса накренного корабля. Труды НТОСП, т. VII, в. 2, 1957.

## О РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ В ДНИЩЕВОМ ПЕРЕКРЫТИИ СУДНА

(В порядке обсуждения)

При выполнении расчетов продольной прочности судна в настоящее время учитываются только продольные напряжения, возникающие в обшивке от общего и местного изгибов. Между тем известно, что с увеличением расстояния между поперечными переборками податливость продольных балок возрастает, а разгрузка флоров перекрестными связями снижается. Увеличение длины трюма связано с ростом напряжений в обшивке от изгиба флоров, которые могут достигать значительной величины. Следовательно, фактически наружная обшивка находится в плоском напряженном состоянии.

Если относительная длина перекрытия увеличивается, поверхность его среднего участка приближается к цилиндрической, когда она приобретает вид примерно такой же как у пластины, опертой на удлиненный прямоугольный контур. С удлинением перекрытия килевая балка в средней части ее длины выпрямляется, а напряжения в обшивке от изгиба килевой балки в этом районе уменьшаются. Но нельзя сказать, что продольные напряжения в среднем сечении горизонтального киля при достаточной длине перекрытия исчезают, поскольку с увеличением длины перекрытия возрастают поперечные напряжения от изгиба флоров, оказывающие влияние на величину продольных напряжений.

Действительно, изгибающий момент в пластине вычисляется по двучленной формуле [2]:

$$M = D \left( \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} \right). \quad (1)$$

С учетом этой особенности напряжения в поясках перекрестных балок и флоров могут быть вычислены по приближенным формулам:

$$\begin{aligned}\sigma_2^{(2)} &= \sigma_2 + \mu \sigma_\phi; \\ \sigma_\phi^{(2)} &= \sigma_\phi + \mu \sigma_2,\end{aligned}\tag{2}$$

где  $\sigma_2$  и  $\sigma_\phi$  — напряжения в поясках килевой балки и флоров, вычисленные при расчете днища как системы перекрестных связей [2], [6]. Следовательно, при уменьшении продольных напряжений от изгиба килевой балки растет составляющая от изгиба флора.

Несомненно также, что появление продольных напряжений от общего изгиба судна будет сопровождаться возникновением напряжений в обшивке в поперечном направлении [3]. Последнее вызывается наличием поперечных переборок и флоров. Переборки и флоры препятствуют удлинению листов обшивки в поперечном направлении, к которому они имеют тенденцию при продольном сжатии обшивки от общего изгиба.

Так как напряженное состояние обшивки является плоским, то немаловажное значение в оценке прочности имеет также вопрос об использовании той или иной теории прочности. Гипотеза наибольших нормальных напряжений, которая часто называется первой теорией прочности, не учитывает влияния поперечных напряжений на продольную прочность. А между тем совершенно очевидно, что они должны оказывать соответствующее воздействие. Позже были предложены другие теории, которые лучше подтверждаются экспериментальной проверкой. К числу таких теорий можно отнести, в частности, теорию наибольших касательных напряжений (третья теория) [1]. Но третья теория также не учитывает влияния поперечных напряжений на продольную прочность, когда главные напряжения одного знака. Энергетическая теория прочности (четвертая теория) учитывает влияние поперечных напряжений независимо от их знака. Эта теория хорошо согласуется с результатами опытов и дальнейшее ее использование в судостроении представляется целесообразным.

Однако действующая методика расчета прочности [8] при оценке продольной прочности судна использует

первую теорию и, следовательно, пренебрегает влиянием поперечных напряжений на продольную прочность. Не учитывается также появление дополнительных продольных напряжений вследствие изгиба флоров. Такое пренебрежение в некоторых случаях приводит к парадоксальным результатам.

В частности известно, что для сухогрузных судов с машиной посередине максимальным является общий изгибающий момент на вершине волны, когда днище сжато. При проверке прочности таких судов в настоящее время производится суммирование напряжений в горизонтальном киле в среднем сечении от общего изгиба  $\sigma_1$ , от изгиба килевой балки  $\sigma_2$ , и от изгиба пластин давлением воды  $\sigma_3$ . Так как величины  $\sigma_1$  и  $\sigma_3$  при увеличении расстояния между переборками остаются неизменными, а напряжение от изгиба килевой балки  $\sigma_2$  существенно уменьшается, то следовательно будут уменьшаться и суммарные напряжения. Такое уменьшение напряжений при неизменной толщине обшивки создает впечатление о снижении напряженного состояния конструкции. При проектировании же равнопрочными одинаковых во всем судов, но с различными длинами трюмов, при большем расстоянии между поперечными переборками получается меньшая толщина наружной обшивки. Причем, как показали соответствующие исследования [7], это снижение может достигать 10%.

Надо сказать, что в случае преуменьшенной величины шпации, когда величина  $\sigma_3$  относительно мала, лимитировать общую прочность могут напряжения  $\sigma + \sigma_2$  [4]. Зависимость же между толщиной обшивки и этой суммой приблизительно линейная и в таком случае выше отмеченный процент снижения толщины обшивки может значительно повыситься.

Парадоксальность эта устраняется, если напряженное состояние горизонтального килея в середине пролета определять с учетом влияния поперечных связей на продольную прочность. Влияние учета поперечных напряжений на продольную прочность судна хорошо иллюстрируется численными примерами.

Ниже приводятся результаты расчетов серии днищевых перекрытий судна без килеватости, спроектированного по Правилам Регистра, имеющего длину 100 м.

Ширина перекрытий  $b$  принималась равной 13 м, а их длина  $l$  изменялась от 13 до 36,4 м. Ввиду многообразия удельных погрузочных объемов перевозимых грузов предполагалось, что в среднем перекрытия нагружены столбом воды равным осадке. Ширина присоединенных поясков сплошных флоров, поставленных на каждом шпангоуте, принималась согласно [4] равной шпации  $s = 650$  мм, а для перекрестных связей (киль и два стрингера)  $1/6$  их пролета или среднему арифметическому расстояний от рассматриваемой балки до смежных перекрестных связей, в зависимости от того, что меньше. Перекрестные связи считались жестко заделанными на поперечных переборках, а флоры свободно опертыми у бортов. Расчеты выполнялись методом членения нагрузки [5].

Выявление напряженного состояния горизонтального килля с применением четвертой теории прочности производилось для двух случаев нагрузки:

1) перекрытие нагружено только равномерно распределенной нагрузкой, соответствующей столбу воды равному осадке;

2) перекрытие нагружено вышеозначенной распределенной нагрузкой и подвержено сжимающим усилиям вследствие перегиба судна.

В первом случае напряженное состояние характеризуется приведенными напряжениями от изгиба балок перекрытия, которые определялись по выражению

$$\sigma_{r4} = \sqrt{\sigma_{01}^2 + \sigma_{02}^2 + \sigma_{03}^2 - \sigma_{01} \sigma_{02} - \sigma_{01} \sigma_{03} - \sigma_{02} \sigma_{03}}, \quad (3)$$

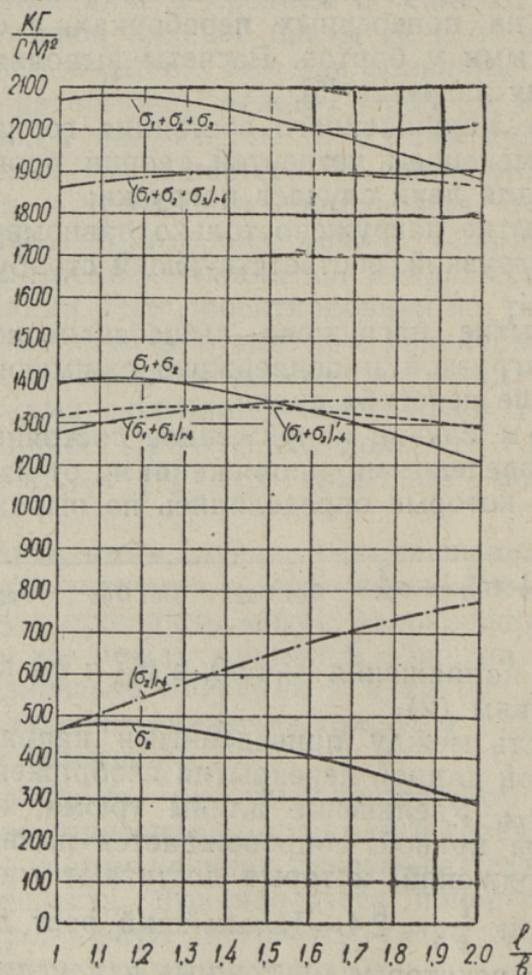
где главные напряжения  $\sigma_{01} = 0$ , а  $\sigma_{02}$  и  $\sigma_{03}$  вычислялись по выражениям (2).

Зависимость между приведенными напряжениями и относительной длиной перекрытия изображены на рис. 1 кривой  $(\sigma_2)_{r4}$ . Увеличение длины трюма, как следует из характера кривой, сопровождается плавным увеличением напряжений, которые достигают максимальной величины при  $\frac{l}{b} = 2,4$ . Дальнейший рост длины перекрытия дает некоторые ничтожные изменения напряжений, не имеющие практического значения.

Во втором случае для оценки напряженного состояния следует также использовать выражение (3). При

этом должно учитываться появление в результате общего продольного изгиба не только продольных, но и поперечных напряжений. Экспериментальные исследования клепаного нефтеналивного судна *Newcombia* [9] показали, в частности, что величина поперечных напряжений в палубе и днище составляла примерно одну шестую продольных. Однако, в общем случае величина их не является определенной и будет зависеть от расстояния между поперечными переборками и флорами, а также их размеров, конструкции и т. д.

Точный учет всех этих факторов представляет собой весьма сложную задачу. Вместе с тем выявление край-



них пределов всех возможных значений приведенных напряжений несложно. С этой целью достаточно провести анализ в предположениях:

а) переборки и флоры совершенно не допускают удлинения обшивки в поперечном направлении, когда днище подвергается продольному сжатию при общем изгибе судна;

б) при продольном сжатии днища, вследствие перегиба судна, переборки и флоры на удлинение обшивки в поперечном направлении стесняющего влияния не оказывают.

В случае а) при возникновении в наружной обшивке продольных сжимающих напряжений от общего изгиба  $\sigma_1$ , в поперечном направлении будут возникать сжимающие напряжения равные  $\mu\sigma_1$ , так как всякое удлинение обшивки в поперечном направлении исключается. При таких условиях, с учетом (2), главные напряжения будут равны:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{01} &= 0; \\ \sigma_{02} &= \mu\sigma_1 + \mu\sigma_2 + \sigma_\phi; \\ \sigma_{03} &= \sigma_1 + \sigma_2 + \mu\sigma_\phi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В случае б) благодаря возможности свободного удлинения обшивки в поперечном направлении, напряжения в этом направлении от общего продольного изгиба появляться не будут. Выражения для определения главных напряжений в таком случае принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{01} &= 0; \\ \sigma_{02} &= \mu\sigma_2 + \sigma_\phi; \\ \sigma_{03} &= \sigma_1 + \sigma_2 + \mu\sigma_\phi. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Численные значения главных напряжений в рассматриваемом примере для случаев а) и б) получены в предположении, что  $\sigma_1 = 830 \text{ кг/см}^2$ , которое не выходит из пределов для данного типа судов, а  $\mu = 0,3$ .

Значения остальных слагаемых выражений (4) и (5) взяты из предварительно выполненных расчетов перекрытий на изгиб равномерно распределенной нагрузкой.

Зависимость приведенных напряжений, вычисленных затем по выражению (3), изображена на рис. 1 для случая а) кривой  $(\sigma_1 + \sigma_2)_{r4}$ , а для случая б) кривой  $(\sigma_1 + \sigma_2)'_{r4}$ , в функции от относительной длины перекрытия. Справа от точки пересечения этих кривых значения приведенных напряжений при абсолютно жестких поперечных связях превышают напряжения, вычисленные для случая отсутствия у поперечных связей жесткости на растяжение. Вместе с тем из взаимного расположения кривых видно, что область изменения приведенных напряжений весьма ограничена. Поэтому, допуская небольшую погрешность и предпочитая иметь ее в сторону безопасности, можно с достаточной для практики точностью пользоваться верхней кривой  $(\sigma_1 + \sigma_2)_{r4}$ . Слева от точки пересечения — наоборот — значения приведенных напряжений при абсолютно жестких поперечных связях менее напряжений, полученных в предположении отсутствия жесткости у флоров и переборок. Но различие в напряжениях здесь весьма незначительно. Различия в приведенных напряжениях при абсолютно жестких поперечных связях и при наличии у переборок и флоров конечной жесткости, которой они фактически обладают, будут еще меньше. Тогда, следовательно, отдавая предпочтение единому правилу для вычисления приведенных напряжений, и без большого ущерба для продольной прочности, можно считать, что поперечные напряжения от общего продольного изгиба будут равны  $\mu\sigma_1$  при любых отношениях сторон перекрытия. Подставляя (4) в (3), после несложных преобразований получаем формулу для расчетных напряжений:

$$(\sigma_1 + \sigma_2)_{r4} = \sqrt{(1 - \mu + \mu^2) [(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + \sigma_{\Phi}^2] - (1 - 4\mu + \mu^2) (\sigma_1 + \sigma_2) \sigma_{\Phi}} \quad (6)$$

В частном случае, когда  $\mu = 0,27$ , эта формула принимает вид:

$$(\sigma_1 + \sigma_2)_{r4} = 0,896 \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + \sigma_{\Phi}^2} \quad (7)$$

Использование формулы (7) при значениях  $\mu = 0,25 \div 0,30$  дает погрешность не более 1% по срав-

нению с величинами напряжений, вычисляемыми по выражению (6).

Формулы (6) и (7) могут также использоваться для оценки местной прочности перекрытия, для чего достаточно полагать  $\sigma_1 = 0$ .

На рис. 1 также изображены кривые напряжений  $\sigma_2$  в среднем сечении горизонтального киля от изгиба килевой балки, а также  $\sigma_1 + \sigma_2$ , которые принимаются по действующей методике за критерий прочности.

Форма кривой  $\sigma_1 + \sigma_2$  не зависит от величины общих напряжений, так как изменения напряжений от общего изгиба приводят только к перемещениям кривой в вертикальном направлении. Следовательно, при любых значениях  $\sigma_1$  напряжения  $\sigma_1 + \sigma_2$  с увеличением длины трюма будут уменьшаться.

В зависимости от величины напряжений от общего изгиба изменяются однако характер и положение кривой  $(\sigma_1 + \sigma_2)_{r4}$  относительно координатных осей, что видно из рис. 1, где кривая  $(\sigma_2)_{r4}$  соответствует  $\sigma_1 = 0$ , а кривая  $(\sigma_1 + \sigma_2)_{r4}$  получена при  $\sigma_1 = 830 \text{ кг/см}^2$ . С увеличением  $\sigma_1$  кривая приведенных напряжений перемещается вверх и одновременно поворачивается в направлении часовой стрелки. Отсюда следует, что при небольших напряжениях от общего изгиба увеличение длины трюма будет сопровождаться ростом приведенных напряжений до определенного предела, после чего они остаются постоянными. При достаточно больших общих напряжениях изменение длины перекрытия в практических пределах на напряженное состояние существенного влияния не оказывает.

Для поперечной системы набора при возникновении в пластинах обшивки продольных напряжений  $\sigma_3$  вследствие изгиба их давлением воды, в поперечном направлении будут действовать напряжения  $\mu\sigma_3$ , т. е. взаимосвязь между этими напряжениями такая же, как и принятая нами для продольных и поперечных напряжений от общего изгиба. Это позволяет предложить формулу для определения приведенных напряжений с учетом изгиба пластин давлением воды:

$$(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{r4} = \sqrt{(1 - \mu + \mu^2)[(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 + \sigma_\phi^2]} - \frac{(1 - 4\mu + \mu^2)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)\sigma_\phi}{\dots} \quad (8)$$

или для  $\mu = 0,27$

$$(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{r_4} = 0,896 \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 + \sigma_{\phi}^2}. \quad (9)$$

Перенесение предлагаемого метода оценки прочности на продольную систему набора несложно. Следует заметить только, что фибровые напряжения необходимо определять в таком случае не только в центре пластины и посередине короткой стороны, но и посередине длинной стороны опорного контура.

Для сравнения результатов расчета на рис. 1 изображены кривая  $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ , показывающая изменение фибровых напряжений рассматриваемого судна по действующей методике, и кривая  $(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{r_4}$ , построенная по выражению (8) при  $\mu = 0,3$ . Из их расположения следует, что по действующей методике напряжения с увеличением длины перекрытия уменьшаются, в то время как приведенные фибровые напряжения при увеличении длины перекрытия практически остаются неизменными.

Результаты расчета с применением той или иной гипотезы прочности были бы более определенными при знании допускаемых напряжений, которые для разных гипотез должны быть различными. Но вопрос нормирования напряжений при переходе к использованию четвертой теории требует дополнительных исследований. Обычно все же всякое уточнение величины расчетных напряжений сопровождается соответствующим повышением их допускаемых величин. Поэтому с погрешностью в безопасную сторону можно первоначально считать, что допускаемые напряжения остаются без изменения, согласно [4]. В таком случае вследствие использования четвертой теории толщина обшивки при различных расстояниях между поперечными переборками практически остается неизменной. Величина ее будет находиться между минимальной и максимальной толщинами, даваемыми действующей методикой для различных длин трюма.

В заключение следует отметить, что идея суммирования напряжений в судостроении принадлежит проф. И. Г. Бубнову (1872—1919). Она базируется на первой теории прочности, предложенной еще Галилеем (1564—1642).

Идея суммирования с применением первой теории прочности оказалась для своего времени весьма прогрессивной и использование ее было оправданным до появления теорий, учитывающих влияние поперечных напряжений. Однако, в настоящее время повсеместного перехода к расчетному методу проектирования конструкций корпуса методике оценки общей продольной прочности представляется целесообразным подвергнуть всестороннему обсуждению и видоизменить.

### Выводы

1. При переходе на расчетный метод проектирования конструкций корпуса и расчете перекрытия как системы перекрестных связей, алгебраическое суммирование напряжений приводит к необоснованному уменьшению толщины обшивки с увеличением длины трюма.

2. Представляется целесообразным учитывать влияние флоров и поперечных переборок на продольную прочность судна. Продольная прочность с учетом влияния на нее поперечных связей может оцениваться приближенными формулами (7) и (9), если перекрытие рассчитано как система перекрестных связей.

3. По сравнению с результатами расчетов согласно действующей методике [8] предлагаемый способ может привести к уменьшению толщины обшивки для относительно коротких трюмов или увеличению ее для трюмов большой относительной длины.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Н. М. Беляев, Соппротивление материалов, Гостехиздат, 1956, стр. 144—150.
2. А. А. Курдюмов, Прочность корабля, Судпромгиз, 1956, стр. 99.
3. Н. Е. Путов, Конструкция корпуса судов, ОНТИ, 1937, стр. 118—119.
4. Регистр СССР, Нормы прочности морских стальных судов, изд. «Морской Транспорт», 1958, стр. 9—10.
5. А. И. Сегаль, Прочность и устойчивость судовых перекрытий, изд. «Речной Транспорт», 1955, стр. 81—96.
6. Н. П. Солдатов, Некоторые вопросы расчета общей продольной прочности корпуса судна, связанные с учетом взаимного влияния общего и местного изгибов, автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук, Ленинград, 1960.
7. «Судоостроение» № 1, 1957, стр. 6.
8. ЦНИИМФ. Труды, выпуск 17, 1958, стр. 46—52.
9. Report on Hogging and Sagging Tests on Riveted Tanker M. V. "Newcombia", 1948.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. П. Х. Мурель, Об эффективности промежуточного охлаждения воздуха в судовых дизелях . . . . .	3
2. Г. Л. Соскинд, Влияние числа оборотов двигателя на коррозионные повреждения топливной аппаратуры судовых двигателей . . . . .	15
3. П. Х. Мурель, Н. С. Розанов, Основные характеристики работы судовых двигателей ДФ 224 . . . . .	22
4. Г. Л. Соскинд, Влияние зазора между иглой распылителя и ее направляющей на утечки топлива в форсунке дизеля . . . . .	36
5. Н. К. Зиновьев, К вопросу определения краевых потерь в одновенечной парциальной турбинной ступени . . . . .	45
6. Н. К. Зиновьев, К вопросу влияния конструктивных факторов на величину краевых потерь в одновенечной регулировочной ступени судовой турбины . . . . .	63
7. О. Э. Мяекула, Определение оптимальной скорости хода для отечественных танкеров . . . . .	78
8. Д. М. Ананьев, Об учете дифракционных сил при исследовании управляемости судов на волнении . . . . .	88
9. В. М. Прейс, О расчетных напряжениях в днищевом перекрытии суда . . . . .	100

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И СУДОСТРОЕНИЕ

Сборник статей

Таллинский политехнический институт

Редактор П. Мурель

Технический редактор Я. Мыттус

Корректор Т. Сауль

Сдано в набор 19/VII 1961. Подписано к печати

27/XI 1961. Бумага 54×84. 1/16. Печатных листов 7.

По формату 60×92 печатных листов 5 1/4.

Учетно-издательских листов 5. Тираж 600 экз.

МВ-08148. Заказ № 6752.

Типография им. Х. Хейдеманна, г. Тарту,

ул. Юликооли 17/19. 1.

Цена 35 коп.



Цена 35 коп.