*ГЛАВА 7*

# ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

## ТИПЫ КОТЛОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

### Классификация котлов и их элементов

Таблица 7-1

**Классификация котлов**

| Признаки классификации | Котлы |
|---|---|
| Параметры пара | Низкого давления до 20 *ата*<br>Среднего давления — 20—45 *ата*<br>Высокого давления >45(60—80) *ата* |
| Движение газов и воды относительно поверхности нагрева | Огнетрубные, водотрубные, комбинированные |
| Источник тепловой энергии | Мазут (уголь), котлы утилизационные, комбинированные |
| Расположение трубок, образующих поверхность нагрева | Горизонтальные, вертикальные |
| Присоединение парообразующих трубок к коллекторам | Секционные, двух-, трехколлекторные |
| Поток газов | Одно- и трехходовые; одно- и двухпроточные |
| Циркуляция котловой воды | Естеств. или принудительная (многократная) |
| Контуры испарения | Одно- или двухконтурные |
| Способ подачи воздуха | Естеств. тяга, вентиляторное дутье, наддув |
| Управление котлом | Ручное, частично или полностью автоматизированное |

**Вспомогательные элементы котлов.** *Сепараторы пара:* пароводяной коллектор с распределительными щитами или без них, с заборными трубами, отбойными щитами или с внутренними циклонами; выносные — циклон и сепарационный коллектор.

*Пароперегреватели:* петлевые или змеевиковые, горизонтальные или вертикальные, одно- или двухколлекторные; размещены в середине испарительного пучка, за ним или внутри дымогарных трубок.

*Экономайзеры:* петлевые или змеевиковые, гладкотрубные, ошипованные или

оребренные, противоточные, прямоточные или смешанноточные.

*Воздухоподогреватели* (газовый и паровой подогрев воздуха): трубчатые и пластинчатые, вертикальные, горизонтальные, одно-, двух- или трехходовые, прямоточные, противоточные или смешанно-точные.

*Пароохладители:* внутрикотловые и выносные, с одной или двумя ступенями пароохлаждения.

*Устройства для продувки котлов:* верхней или нижней периодической, верхней непрерывной и нижней периодической; без снижения или со снижением давления пара.

*Обдувочные устройства:* стационарные с ручным или автоматическим (программным) управлением.

**Котельные стали.** Углеродистые трубы (бесшовные холоднотянутые, холоднокатаные, теплокатаные, горячекатаные) для судовых парогенераторов изготовляют по специальному ГОСТУ 1060—53.

Для низких параметров применяют низкоуглеродистые стали Ст. 2, Ст. 4 (ГОСТ 380—60); трубы из углеродистой стали 10,20 применяют для температур стенок до 450° С.

Для изготовления экранов используют ребристые трубы (ГОСТ 13667—68).

Трубы из низколегированных теплоустойчивых сталей марок 15ХМ и 12Х1МФ, поставляемые по специальным техническим условиям применяют для изготовления поверхностей нагрева, а также камер и коллекторов с рабочей температурой стенки 560—570° С.

Коллекторы изготовляют из качественной листовой углеродистой стали 15к, 20к (ГОСТ 5520—62), 15ХМ, 24Г2 и др.

## Главные судовые котлы

Таблица 7-2

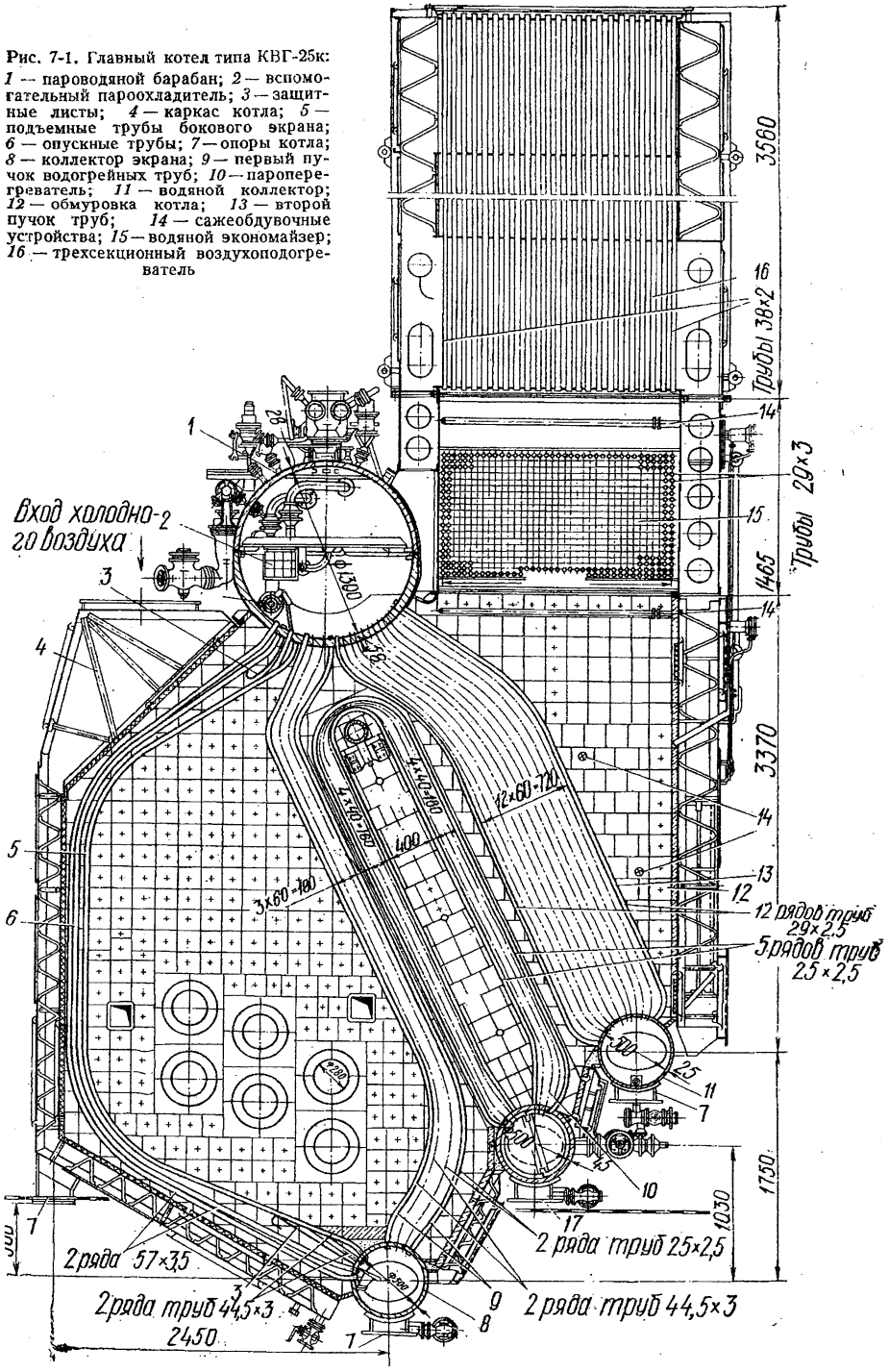
**Характеристики главных паровых котлов КВГ-25 и КВГ-34, установленных на судах типа «Ленинский комсомол» и «Прага» (рис. 7-1, 7-2 и 7-3)**

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Котлы | |
|---|---|---|---|---|
| | | | КВГ-25 | КВГ-34 |
| Паропроизводительность котла | $D$ | *кг/ч* | 25 000 | 34 000 |
| В т. ч. охлажденного пара | $D_{охл}$ | » | 2 000 | 2 000 |
| Давление пара: | | | | |
| в барабане котла | $p_к$ | *кгс/см²* | 44 | 44 |
| перегретого | $p_{п.п}$ | » | 41 | 41 |
| охлажденного | $p_{охл}$ | » | 41 | 41 |
| Температура: | | | | |
| перегретого пара | $t_{п.п}$ | °С | 470 | 470 |
| охлажденного пара | $t_{охл}$ | » | 280 | 280 |
| питательной воды | $t_{п.в}$ | » | 160 | 128 |
| воды за экономайзером | $t_{ээ}$ | » | 210 | — |
| Теплопроизводительность котла | $Q_1$ | *ккал/ч* | $15{,}8 \cdot 10^6$ | $22{,}5 \cdot 10^6$ |
| Коэф. полезного действия | $\eta_к$ | % | 93 | 94 |
| Расход топлива ($Q_н^р$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 1750 | 2500 |
| Коэф. избытка воздуха | $\alpha$ | — | 1,25 | 1,25 |
| Сопротивления по газовоздушному тракту | $h_к$ | *мм вод. ст* | 270 | 320 |
| Давл. топлива перед блоками форсунок | $p_т$ | *кгс/см²* | 20 | 20 |
| Поверхность нагрева: | | | | |
| котла (испарительная) | $H_к$ | *м²* | 408 | 610 |
| пароперегревателя | $H_{пе}$ | » | 191 | 234 |
| экономайзера | $H_{вэ}$ | » | 258 | 535 |
| воздухоподогревателя | $H_{вп}$ | » | 721 | 700 |
| Объем топочного пространства | $V_т$ | *м³* | 21,2 | 29,3 |
| Вес воды в котле до среднего уровня | $G_в$ | *кг* | 10 000 | 14 000 |

Примечание. Имеются модернизации этих котлов: КВГ-25к (шесть последних судов серии «Ленинский комсомол») и КВГ-34к (суда типа «София»).

**Конструктивные особенности котла типа КВГ-25к** (рис. 7-1). Котел имеет два независимых контура циркуляции — притопочный и внешний. Притопочный контур образуется: а) подъемным пучком из двух рядов труб (29×2,5), двух

Рис. 7-1. Главный котел типа КВГ-25к:
*1* — пароводяной барабан; *2* — вспомогательный пароохладитель; *3* — защитные листы; *4* — каркас котла; *5* — подъемные трубы бокового экрана; *6* — опускные трубы; *7* — опоры котла; *8* — коллектор экрана; *9* — первый пучок водогрейных труб; *10* — пароперегреватель; *11* — водяной коллектор; *12* — обмуровка котла; *13* — второй пучок труб; *14* — сажеобдувочные устройства; *15* — водяной экономайзер; *16* — трехсекционный воздухоподогреватель



рядов труб (44,5×3) и двух рядов экранных труб (44,5×3), образующих сплошную стенку; б) опускным пучком из двух рядов труб 57×3,5, образующих сплошную стенку.

Внешний контур образован конвективным пучком из 13 рядов подъемных труб 29×2,5 и 10 опускных труб 114×7. Расстояние между осями крайних труб пучка 2928 *мм*, шаг труб в ряду 61 *мм*.

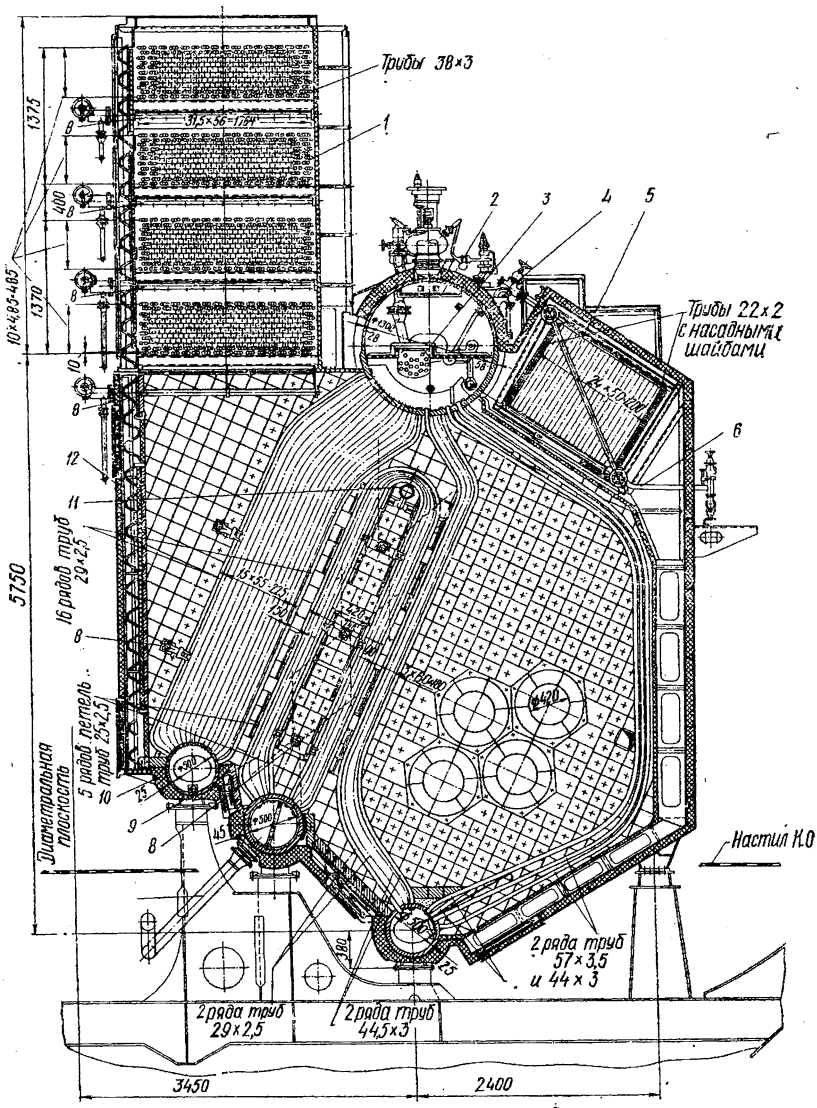



Рис. 7-2. Главный котел типа КВГ-34к:

*1* — водяной экономайзер; *2* — пароосепарирующий щит; *3* — пароохладитель: *4* — клапан подвода греющего пара к воздухоподогревателю; *5* — двухсекционный паровой воздухоподогреватель; *6* — отвод конденсата пара от воздухоподогревателя; *7* — пароперепускная труба; *8* — сажеобдувочные устройства; *9* — пароперегреватель; *10* — изоляция коллекторов; *11* — опора труб пароперегревателя; *12* — изоляция обшивки котла

*Воздухоподогреватель* трубчатого типа (819 трубок), вертикальный трехходовой, двухсекционный, с байпасированием на воздушной стороне. Воздух до поступления в верхний пакет нагревается в каналах двойной обшивки и нижнем пакете воздухонагревателя до 90° С.

*Пароперегреватель* гладкотрубный, змеевиковый вертикальный — 412 петель, трубки 29×3. Продольная перегородка вдоль коллектора разделяет поток на петли; одна поперечная перегородка разделяет пароперегреватель на две секции и две перегородки служат для повышения скорости пара.

Для обеспечения допустимой влажности (<0,3%) в водяном пространстве пароводяного коллектора установлен дырчатый щит, а в паровом пространстве — сепарирующее устройство (перфорированный отбойный щит). Температура пара для вспомогательных механизмов регулируется в пароохладителе, установленном под дырчатым листом в паровом коллекторе.

Температура пара, поступающего на ГТЗА, регулируется в главном паро-

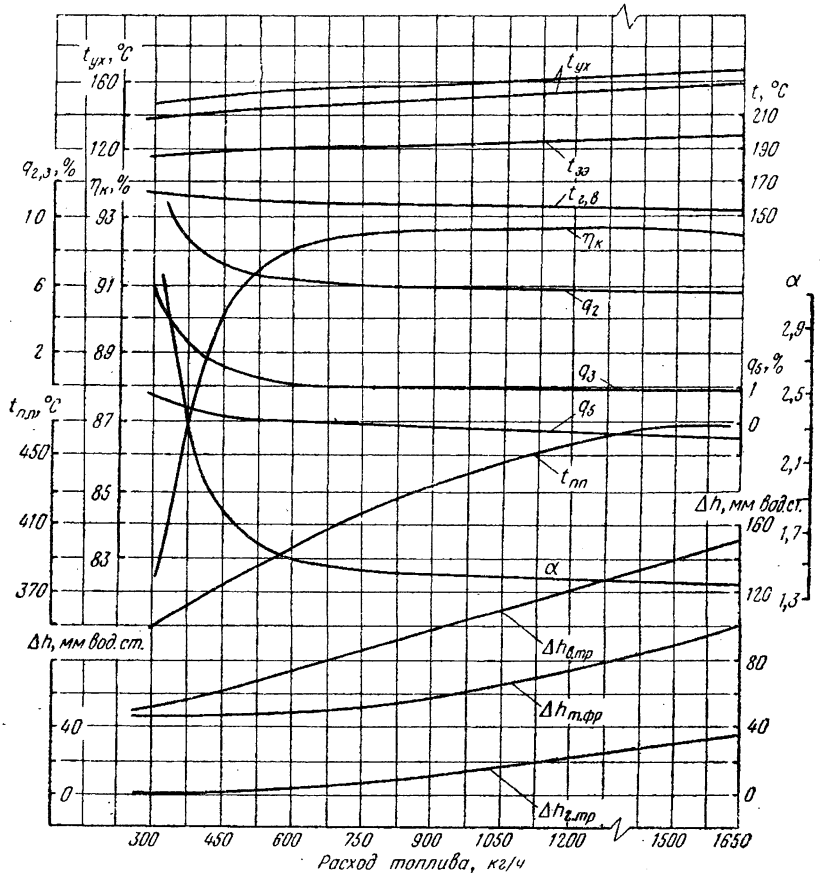



Рис. 7-3. Характеристики котлов КВГ-25к (по данным испытаний на паротурбоходе „Кремль"):

температуры: $t_{ух}$ — уходящих газов: $t_{ээ}$ — питательной воды за экономайзером; $t_{гв}$ — воздуха за воздухоподогревателем; $t_{п.п}$ — перегретого пара; $\eta_к$ — к. п. д. котла; $q_2$, $q_3$, $q_5$ — потери тепла с уходящими газами, от химического недожога и в окружающую среду соответственно; α — коэффициент избытка воздуха; $\Delta h_{в.тр}$, $\Delta h_{т.фр}$, $\Delta h_{т.тр}$ — аэродинамические сопротивления воздушного тракта, топочного фронта и газового тракта котла соответственно

охладителе, включенном между секциями пароперегревателя (котел КВГ-25).

В конструкцию КВГ-25к внесены следующие изменения: удален из пароводяного коллектора главный пароохладитель и дроссель регулирующих клапанов, скомпанованные в рассечку пароперегревателя (в коллекторе оставлен только вспомогательный пароохладитель); установлен выносной пароохладитель с впрыском воды; обеспечена возможность выкатки пароперегревателя (удалены две опускные трубы); увеличено количество сажеобдувочных устройств. Экономайзер котла гладкотрубный, змеевиковый из труб 29 × 3, с гнутоштампованным соединением. Предусмотрена возможность отключения воды в случае аварии экономайзера.

На переднем фронте — 6 топочных устройств с двумя регулируемыми и четырьмя нерегулируемыми механическими форсунками (см. рис. 7-21).

**Конструктивные особенности котла типа КВГ-34к** (рис. 7-2). По компоновке трубной части и конструкции основных элементов аналогичен котлу КВГ-25к. Вместо газового установлен двухсекционный паровой воздухоподогреватель — на переднем фронте котла. Экономайзер состоит из четырех пакетов, с гнутоштампованными соединениями из трубок 38×3; имеет две секции: первая включена в противоток, а вторая — прямоточная (с перепуском воды по трем трубам, соединяющим коллекторы секций экономайзера). В котле улучшена (по сравнению с КВГ-34) компоновка вертикального пароперегревателя и его опоры, обеспечена возможность его выкатки. Образован рецесс и увеличено количество сажеобдувочных устройств (см. «Сажеобдувочные устройства»). Установлены всего четыре паромеханические форсунки (см. рис. 7-25, *б*). Расстояние между осями крайних труб трубного пучка 3384 *мм*.

Таблица 7-3

**Характеристики однопроточных двухколлекторных котлов**

| Показатель | Обозначение | Размерность | Котлы судов типа | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | „Коломна" | „Сергей Боткин" (рис. 7-4) | „Джузеппе Гарибальди" | „Дружба" | „Труд" | „Мир" |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 6 500 | 13 000 | 26 000 | 32 000 | 29 000 | 29 500 |
| Давление пара: | | | | | | | | |
| в барабане котла | $p_к$ | *кгс/см²* | 16 | 36 | 47 | 45,5 | 45,5 | 45 |
| перегретого | $p_{п.п}$ | » | 15 | 32 | 42 | 42 | 45 | 42,2 |
| Температура: | | | | | | | | |
| перегретого пара | $t_{п.п}$ | °С | 330 | 400 | 450 | 455 | 470 | 455 |
| питательной воды | $t_{п.в}$ | » | 95 | 120 | 115 | 120 | 170 | 120 |
| Теплопроизводительность котла | $Q_1$ | *ккал/ч* | $4{,}1 \cdot 10^6$ | $8{,}3 \cdot 10^6$ | $17{,}5 \cdot 10^6$ | $20{,}8 \cdot 10^6$ | $15{,}7 \cdot 10^6$ | $19{,}2 \cdot 10^6$ |
| Коэффициент полезного действия | $\eta_k$ | % | 86 | 90,5 | 91 | 92,5 | 92 | 92,5 |
| Расход топлива ($Q^р_н$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 490 | 940 | 2070 | 2440 | 1850 | 2200 |
| Поверхность нагрева: | | | | | | | | |
| котла (испарительная) | $H_к$ | *м²* | 186 | 440 | 718 | 895 | 684 | 558 |
| пароперегревателя | $H_{пе}$ | » | 38,6 | 47,5 | 104 | 126 | 147 | 141 |
| экономайзера | $H_{вэ}$ | » | 110 | 116 | 749 | 486 | — | 823 |
| воздухоподогревателя | $H_{вп}$ | » | 107,5 | — | 29,4 | 200 | 851 | — |
| Тип воздухоподогревателя | | — | газ | газ | пар | пар | газ | газ |
| Объем топочного пространства | $V_т$ | *м³* | 15,6 | 11,3 | 25,6 | 30,8 | 22,4 | 41 |
| Вес воды в котле до среднего уровня | $G_в$ | *кг* | 6 130 | 7 900 | 12 300 | 13 400 | 10 250 | 11 200 |

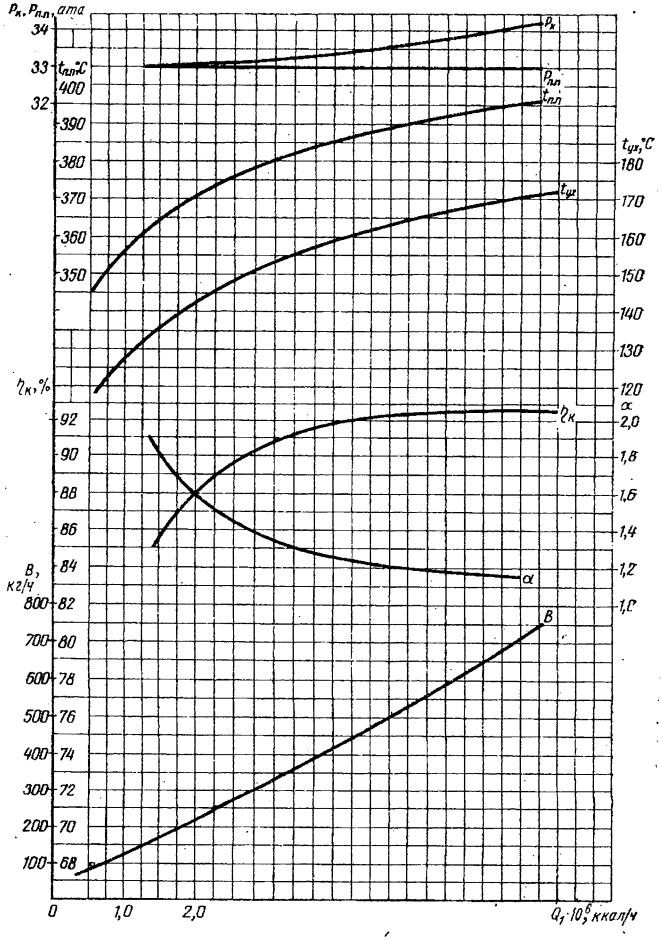



Рис. 7-4. Характеристики главного котла (суда типа „Сергей Боткин"): $p_к$ — давление в барабане котла; $p_{п.п}$ — давление перегретого пара; $t_{ух}$ — температура уходящих газов; $\eta_к$ — к. п. д. котла; $\alpha$ — коэффициент избытка воздуха; $B$ — расход топлива; $t_{п.п}$ — температура перегретого пара

Таблица 7-4

## Характеристики секционных и комбинированных котлов

| Показатель | Обозначение | Размерность | Тип котла | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | Одноходовой (п/х „Балтика“) | Трехходовой („п/х „Донбасс“) (рис. 7-5) | Комбинированный (суда типа „Первомайск“ |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 14 500 | 5 500 | 3 800 |
| Давление пара: | | | | | |
| в барабане котла | $p_к$ | *кгс/см²* | 32 | 16 | 15 |
| перегретого | $p_{п.п}$ | » | 30 | 15,5 | — |
| Температура: | | | | | |
| перегретого пара | $t_{п.п}$ | °С | 390 | 290 | 300 |
| питательной воды | $t_{п.в}$ | °С | 160 | 110 | 90 |
| Теплопроизводитель | $Q_1$ | *ккал/ч* | $8{,}4 \cdot 10^6$ | $3{,}4 \cdot 10^6$ | $2{,}3 \cdot 10^6$ |
| Коэф. полезного действия | $\eta_k$ | % | 92 | 88 | 83 |
| Расход топлива ($Q_н^р$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 950 | 400 | 285 |
| Поверхность нагрева: | | | | | |
| котла (испарительная) | $H_к$ | *м²* | 458 | 199,1 | 131,2 |
| пароперегревателя | $H_{пе}$ | » | 69 | 44,1 | 25,8 |
| воздухоподогревателя | $H_{вп}$ | » | 230 | 176,4 | 64 |
| Объем топочн. пространства | $V_т$ | *м³* | 14,1 | 17,5 | 3,2 |

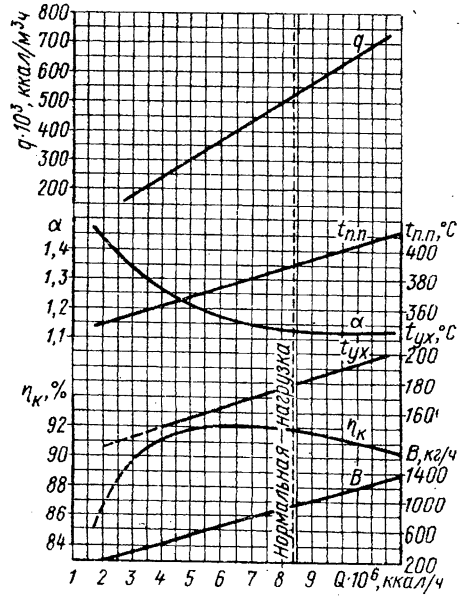



Рис. 7-5. Характеристики одноходового секционного котла (суда типа „Донбасс“):
$q$ — тепловое напряжение топочного объема $t_{п.п}$ — температура перегретого пара; $\alpha$ — коэффициент избытка воздуха; $t_{ух}$ — температура уходящих газов; $\eta_к$ — к. п. д. котла; $B$ — расход топлива

## Вспомогательные котлы

Таблица 7-5

### Типы вспомогательных котлов

| Признаки классификации | Типы котлов |
|---|---|
| Трехколлекторные, двухпроточные | КВС 68/1-А, КВ-5, КВ-3 |
| Двухколлекторные, однопроточные с боковым экраном | КВВА, КВВ, КВС 30/П—А; WK (ПНР) — рис. 7-6, 7-7, 7-8, 7-9; фирмы «Ансальдо» (Италия) — рис. 7-10 |
| Цилиндрические горизонтальные огнетрубные | Котлоагрегаты КВА; фирм: «Стимблок», «Спаннер», «Чифтейн», «Автономик» |
| Цилиндрические вертикальные огнетрубные | «Кохран», «Рапид», «Линдхольмен», КОВ (см. табл. 7-13) |
| Цилиндрические вертикальные огнетрубно-водотрубные котлы | «Флеминг», «Аальборг», «Кларксон» (рис. 7-12). «Хеншел», VX (рис. 7-11) |
| | «Кларксон» (ГДР) с добавочными водогрейными трубками: производительность 600—3000 *кг/ч*, давление 5—10 *кгс/см²* |
| | VXЗ (Гданьская судоверфь): производительность 1800—2400 *кг/ч*, давление 7 *кгс/см²*, к. п. д. 72—75% |
| Водотрубные с принудительной циркуляцией | «Ла Монт», котлоагрегаты «Клейтон» |

Примечание. Вспомогательные котлы имеют агрегатированные топочные устройства (вращающиеся форсунки фирмы «Сааке», механические форсунки фирмы «Монарх» и др.) и системы автоматического регулирования.

Рекомендованный СЭВ к производству ряд производительностей: 1000, 13 000, 1600, 2000, 2500 *кг/ч* с давлением пара 7 *кгс/см²*.

Таблица 7-6

### остроечные показатели водотрубных вспомогательных котлов типа VX (ПНР)

| Типоразмер котла | Поверхность нагрева котла, *м²* | Паропроизводительность котла, *кг/ч* | | Расход топлива, *кг/ч* | Вес воды в котле, *кг* | Сухой вес котла, *кг* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | норм. | макс. | | | |
| VX 10 | 11,5 | 300 | 400 | 40 | 1000 | 4 590 |
| VX 20 | 23,5 | 600 | 800 | 75 | 1600 | 6 290 |
| VX 30 | 31,0 | 900 | 1200 | 110 | 2000 | 6 800 |
| VX 40 | 42,5 | 1200 | 1600 | 150 | 2500 | 8 600 |
| VX 60 | 62,5 | 1800 | 2400 | 220 | 3900 | 11 200 |
| VX 80 | 80,0 | 2400 | 3200 | 290 | 4800 | 14 300 |
| VX 110 | 111,0 | 3300 | 4400 | 400 | 6000 | 17 900 |

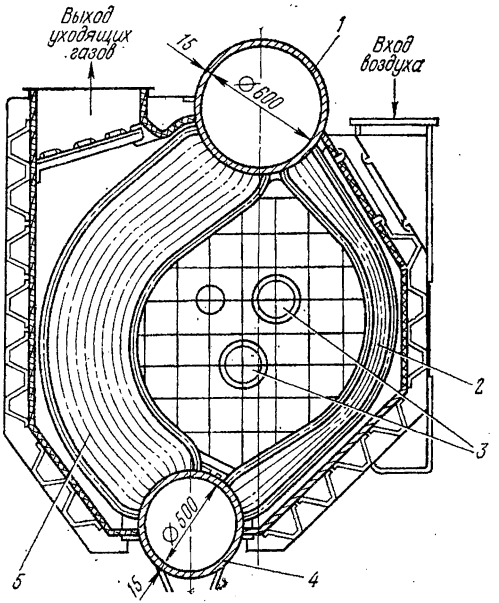



Рис. 7-6. Вспомогательный котел типа КВВА:
*1* — пароводяной барабан; *2* — боковые экранные и опускные трубы 29×2,5; *3* — топочное устройство с паромеханическими центробежными форсунками; *4* — водяной барабан; *5* — конвективный пучок труб 29×2,5

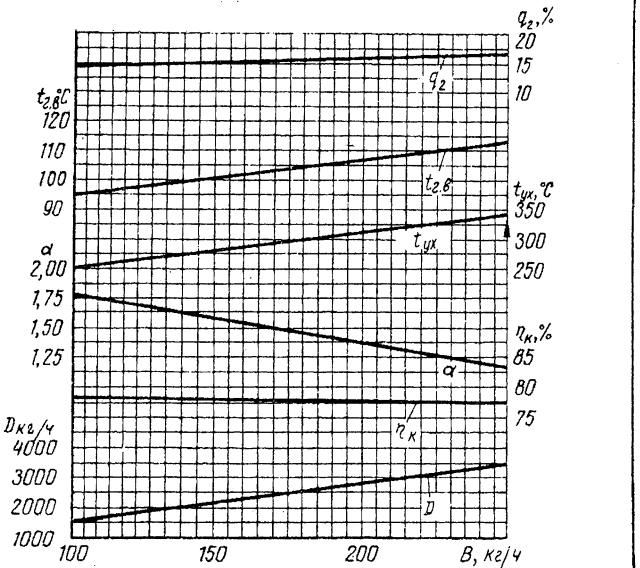



Рис. 7-7. Характеристики вспомогательного котла (судна типа „Михаил Калинин"):
$q_2$ — потеря тепла с уходящими газами; $t_{г.в}$ — температура воздуха за воздухоподогревателем; $t_{ух}$ — температура уходящих газов; $\alpha$ — коэффициент избытка воздуха; $\eta_к$ — к. п. д. котла; $D$ — паропроизводительность котла; $B$ — расход топлива

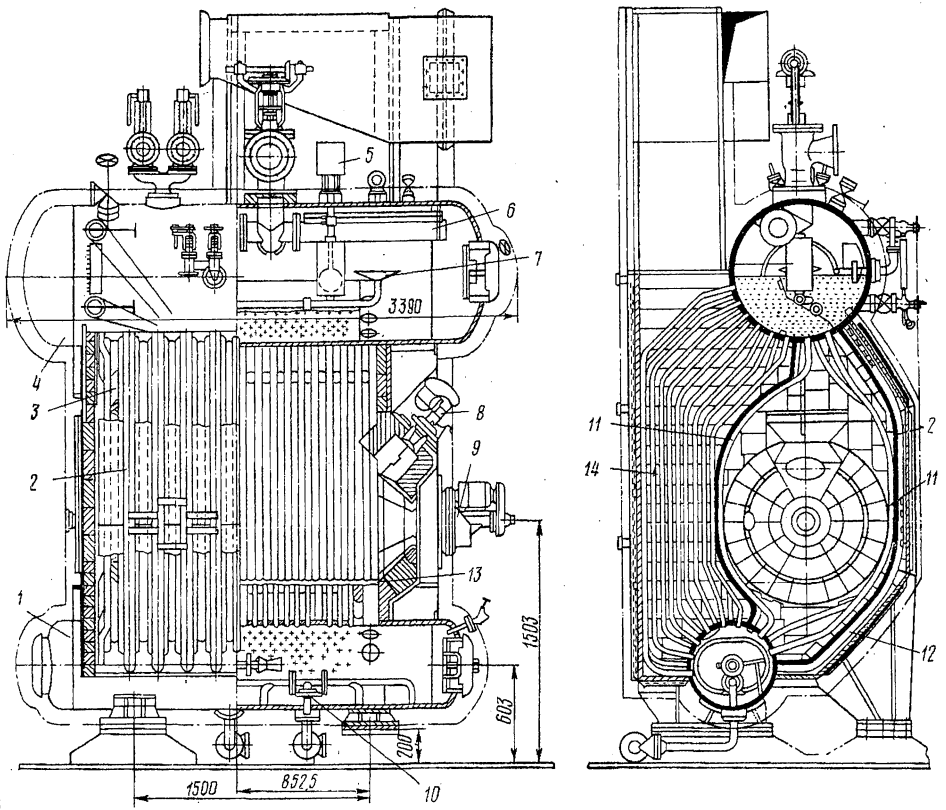



Рис. 7-8. Вспомогательный котел типа WK (суда типа „Михаил Калинин"):

*1* — коллектор; *2* — щит опускных труб; *3* — задний экран; *4* — барабан котла; *5* — магнитный датчик системы питания; *6* — пароосборная труба; *7* — воронка верхнего продувания; *8* — растопочная форсунка; *9* — основная форсунка; *10* — трубы и кран нижнего продувания; *11* — боковые экраны; *12* — опускные трубы; *13* — газонаправляющий щит; *14* — конвективный пучок труб

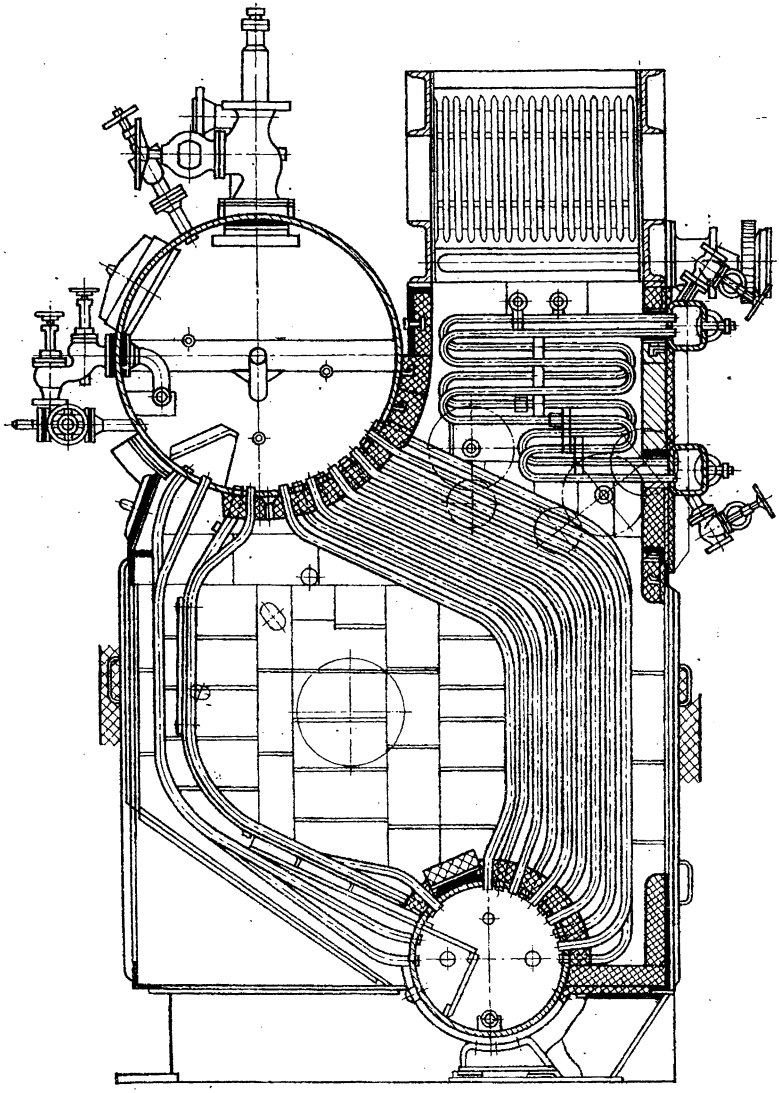


Рис. 7-9. Вспомогательный котел с экономайзером и воздухоподогревателем (суда типа „Углеуральск")

Таблица 7-7

**Построечные данные котлов типа «Кохран» со сферической топкой**

| Показатель | Величины | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Паропроизводительность при $t$ пит. воды 50° С, *кг/ч* | 995 | 1120 | 1270 | 1550 | 1900 | 2380 | 2840 | 3450 | 4000 | 4500 |
| Давление пара в котле (максимальное), *кгс/см²* | 17,6 | 17,6 | 15,8 | 15,8 | 14,0 | 12,7 | 12,7 | 11,2 | 10,5 | 10,5 |
| Поверхность нагрева, *м²* | 26,0 | 27,9 | 32,5 | 34,8 | 48,3 | 58,0 | 64,1 | 90,1 | 98,5 | 120,8 |
| Высота котла, *мм* | 3734 | 4039 | 4191 | 4420 | 4648 | 4877 | 5258 | 5791 | 6020 | 6325 |
| Диаметр котла, *мм* | 1448 | 1524 | 1600 | 1676 | 1829 | 1981 | 2134 | 9286 | 2438 | 2591 |

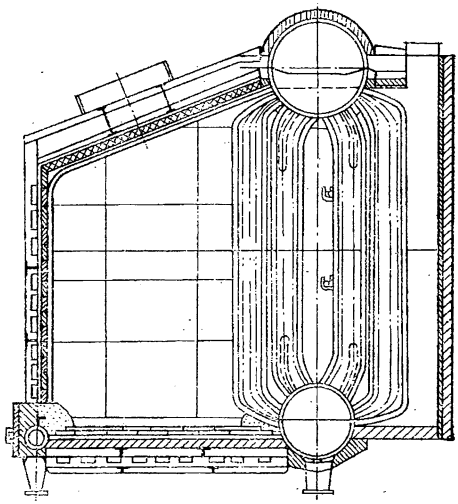
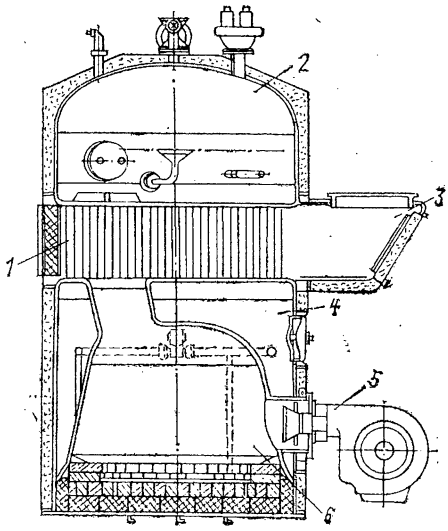


Рис. 7-10. Вспомогательный котел фирмы „Ансальдо" (суда типа „Федор Полетаев")




ис, 7-11. Вспомогательный котел типа VX (суда типа „Волголес" и др.):
— трубный пучок; *2* — пароводяная камера; — дымовая коробка; *4* — водяная камера; *5* — топочное устройство; *6* топочная камера

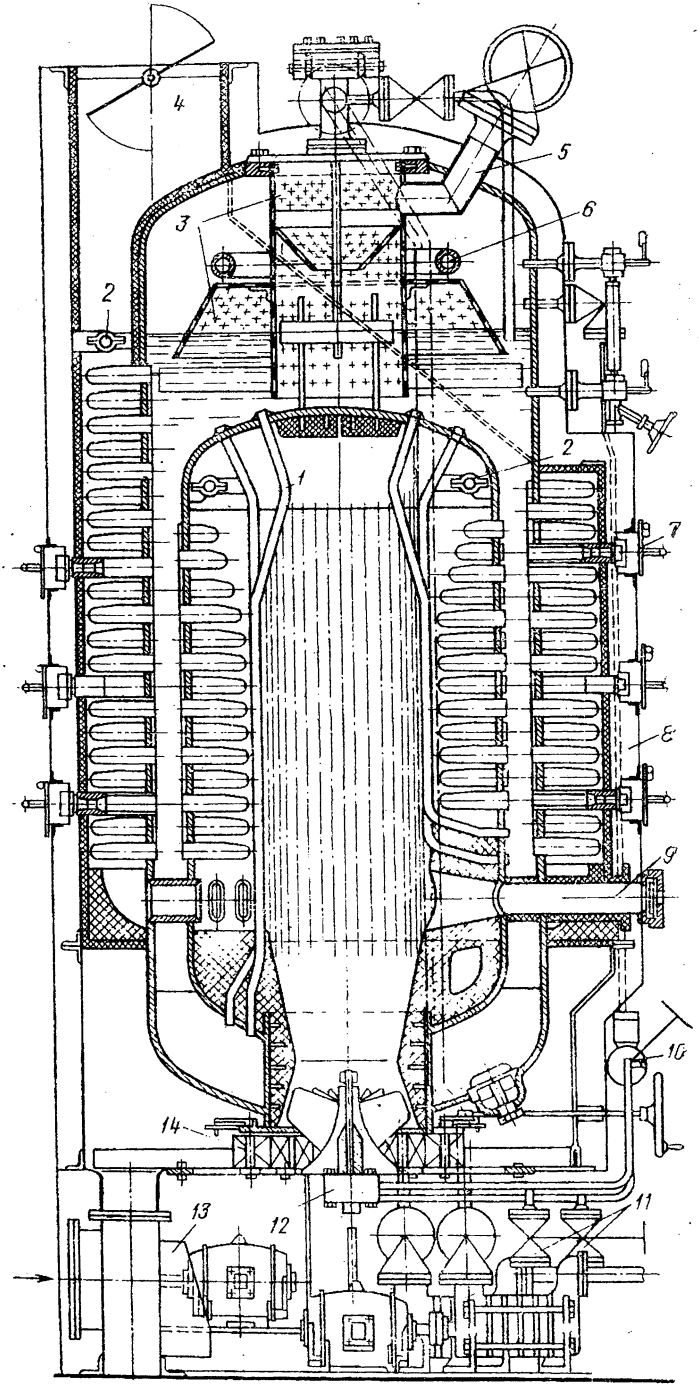



Рис. 7-12. Вспомогательный котел типа „Кларксон" (суда типа „Ленногорск"):

*1* — водогрейные трубы; *2* — сажеобдуватели; *3* — пароосепарирующее устройство; *4* — выходной газоход с шибером; *5* — паросборная трубка; *6* — питательная трубка; *7* — пробки для контроля состояния наперстко-образных труб внутреннего корпуса; *8* — изоляция; *9* — смотровое окно; *10* — паровой клапан на форсунку; *11* — топливные насосы; *12* — паромеханическая форсунка; *13* — вентилятор дутья; *14* — воздухонаправляющее устройство

Таблица 7-8

## Характеристики вспомогательных котлов отечественного производства

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | КВС68/1—А | КВВА7,5/28 | КВВА6/15 | КВВА6/6 | КВВА6/5 | КВВА4/5 | КВ-5 | КВ-3 | КВВА2,5/5 |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 10 500 | 7500 | 6 000 | 6 000 | 6 000 | 4000 | 4000 | 2250 | 2500 |
| Давление пара в барабане | $p_к$ | *кгс/см²* | 25 | 28 | 15 | 6 | 5 | 5 | 15 | 15 | 5 |
| Температура пит. воды | $t_{п.в}$ | °С | 80 | 100 | 80 | 80 | 80 | 80 | 60 | 60 | 60 |
| Теплопроизводительность | $Q_1$ | *М кал/ч* | 6 190 | 4810 | 3 520 | 3 480 | 3475 | 2320 | 2660[2] | 490 | 1495 |
| Коэф. полезн. действия | $\eta_к$ | % | 72 | 77 | 85 | 55 | 82 | 80 | 76 | 76 | 81 |
| Расход топлива ($Q^{р}_{н}$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 800 | 600 | 460 | 450 | 450 | 320 | 360 | 202 | 200 |
| Удельный паросъем | $D/H_к$ | *кг/м²·ч* | 40,2 | — | 50,4 | 50,4 | 50,4 | 44,5 | 25 | 26,5 | 32,5 |
| Напряжение парового объема | $D/V_п$ | *кг/м³·ч* | 14 500 | — | 11 250 | 11 250 | 11 250 | — | 5700 | 5000 | — |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ | *М кал/м³·ч* | 1 530 | — | 1 980 | 1 940 | 1 940 | 1480 | 430 | 593 | 1180 |
| Водосодержание | $G_в/D$ | *кг/кг·ч* | — | 0,213 | 0,294 | 0,285 | 0,294 | 0,255 | 0,93 | 1,08 | 0,328 |
| Топливо (марка) | — | — | — | М40 | М20 | М20 | М20 | М20 | М40 | М40 | М20 |
| Давление топлива перед форсункой | $p_т$ | *кгс/см²* | — | 12 | 20 | 20 | 20 | 20 | 16 | 16 | 16 |
| Температура топлива | $t_т$ | °С | — | 90 | 80 | 80 | 80 | 80 | 90 | 90 | 80 |
| Сопротивление газовоздушного тракта | $\Delta h_к$ | *кгс/м²* | — | — | 220 | 135 | 140 | 130 | — | — | — |
| Поверхность нагрева | $H_к$ | *м²* | 200 | — | 110,9 | 110.9 | 110,9 | 90 | 165 | 85 | 77 |

*Продолжение табл. 7-8*

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | КВС68/1—А | КВВА7,5/28 | КВВА6/15 | КВВА6/6 | КВВА6/5 | КВВА4/5 | КВ-5 | КВ-3 | КВВА2,5/5 |
| Объем парового пространства | $V_п$ | *м*³ | 0,726 | — | 0,533 | 0,533 | 0,533 | — | 0,7 | 0,45 | — |
| Высота парового пространства | $h$ | *мм* | 370 | 460 | 440 | 440 | 440 | — | 380 | 380 | — |
| Объем топочной камеры | $V_т$ | *м*³ | 5,1 | — | 2,24 | 2,24 | 2,24 | 2,10 | 8,3 | 3,3 | 1,64 |
| Вес воды до рабочего уровня | $G_в$ | *т* | 2,7 | 1,6 | 1,76 | 1,76 | 1,76 | 1,02 | 3,7 | 2,4 | 0,82 |
| Расположение топочных устройств | — | — | ОФ | ДФ | ДФ | ДФ | ДФ | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ |
| Тип топочного устройства | — | — | ПМЦФ | ПМЦФ | ПМЦФ | ПМЦФ | ПМЦФ | ПМЦФ | МЦФ | МЦФ | ПМЦФ |
| Количество форсунок | — | компл. | 2 | 4 | 4 | 4 | 4 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Устройство для розжига основной форсунки | — | — | ПМЦФ | ПМЦФ, эв | ПМЦФ, эв | ПМЦФ, эв | ПМЦФ, эв | ПМЦФ, эв | Ручное | Ручное | ПМЦФ эв |
| Тип САР: | | | | | | | | | | | |
| горения | — | — | — | ГНД | ГНД | ГНД | ГНД | ГНД, или ЭМНД | » | » | ГНД, или ЭМНД |
| питания | — | — | — | » | » | » | » | То же | ПРПД | ПРПД | То же |

Примечания: 1. У котла КВВА 7,5/28 и котлов КВ-3, КВ-5 темп-ра перегретого пара соответственно 345 и 300° С.
2. У котлов КВ-5 и КВ-3 площадь пароперегревателей соответственно 23 *м*² и 12,7 *м*².
3. Обозначения: ОФ — однофронтовое; ДФ — двухфронтовое; ПМЦФ — паромеханическая центробежная форсунка; МЦФ — механическая центробежная форсунка; эв — электровоспламенение; ГНД — гидравлическая непрерывного действия; ЭМНД — электромеханическая непрерывного действия; ПРПД — поплавковый регулятор прямого действия.

Таблица 7-9

## Характеристики вспомогательных котлов отечественного производства

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | КВС30/11-А | КВВА1,5/5 | КВВ-1,5А | КВА-1/5 | КВА-0,5/5 | КВЦАУ-15/5 * | КВА-0,25/3 * | КВА-0,1/3 * | КВВА1/5 |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 2000 | 1500 | 1000 | 1000 | 500 | 450 | 250 | 100 | 1000 |
| Давление пара в барабане котла | $p_к$ | *кгс/см²* | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 |
| Температура питательной воды | $t_{п.в}$ | °С | 40 | 50 | 40 | 85 | 85 | 60 | 85 | 85 | 85 |
| Теплопроизводительность | $Q_1$ | *Мкал/ч* | 1236 | 912 | 628 | 573 | 261 | 257 | 142 | 57 | 573 |
| К. п. д. | $\eta_к$ | % | 74 | 79 | 68 | 86 | 77 | 66 | 68 | 65 | 86 |
| Расход топлива ($Q^р_н$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 185 | 125 | 94 | 70 | 38 | 42 | 22 | 9.2 | 70 |
| Уд. паросъем | $D/H_к$ | *кг/м²·ч* | 25,4 | 37,7 | 35,5 | 70 | 68,5 | 28,7 | 62,5 | 57,2 | 70 |
| Напряжение парового объема | $D/V$ | *кг/м³·ч*<br>*м³/м³·ч* | 8270<br>2660 | —<br>— | 6250<br>1840 | —<br>— | —<br>— | —<br>— | —<br>— | —<br>— | —<br>— |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ | *Мкал/м³·ч* | 458 | 1370 | 1230 | 4070 | 4400 | — | 3370 | — | — |
| Водосодержание | $G_в/D$ | *кг/кг·ч* | 0,654 | 0,367 | 0,440 | 0,835 | 0,540 | 1,34 | 0,6 | 1,0 | 0,44 |
| Топливо (марка) | — | — | М40 | М20 | М20 | М20 | М20 | М20 | М20 | М20 | М20 |
| Давление топлива перед форсункой | $p_т$ | *кгс/см²* | 12 | 8 | 8 | 12 | 12 | — | 12 | 12 | 12 |
| Температура топлива | $t_т$ | °С | 90 | 80 | 80 | 80 | 80 | 20 | 80 | 80 | 80 |

*Продолжение табл. 7-9*

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | КВС30/П—А | КВВА1,5/5 | КВВ-1,5А | КВА-1/5 | КВА-0,5/5 | КВЦАУ-15/5* | КВА-0,25/3* | КВА-0,1/3* | КВВА1/5 |
| Сопротивление газовоздушного тракта | $\Delta h_к$ | *кгс/см²* | 120 | 120 | 100 | 300 | 220 | — | 170 | 170 | — |
| Поверхность нагрева | $H_к$ | *м²* | 78,7 | 39,8 | 28,2 | 14,8 | 7,3 | 15 | 4 | 1,75 | 14,8 |
| Объем парового пространства | $V_п$ | *м³* | 0,242 | — | 0,16 | — | — | — | — | — | — |
| Высота парового пространства | $h$ | *мм* | 270 | 380 | 270 | 380 | 210 | 430 | 270 | 150 | 380 |
| Объем топочной камеры | $V_т$ | *м³* | 3,9 | 0,88 | 0,7 | — | — | — | — | — | — |
| Вес воды до рабочего уровня | $G_в$ | *кг* | 1310 | 550 | 440 | 835 | 270 | 575 | 150 | 100 | 590 |
| Расположение топочных устройств на котле | — | — | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ | ОФ |
| Тип топочного устройства | — | — | ПМЦФ | ПМЦФ | ПМЦФ | МЦФ | МЦФ | МЦФ | МЦФ | МЦФ | МЦФ |
| Количество форсунок | — | — | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Устройство для розжига основной форсунки | — | — | — | — | — | — | — | эв | эв | эв | — |
| Тип САР: | | | | | | | | | | | |
| горения | — | — | ГНД или ЭМНД | ГНД или ЭМНД | ГНД или ЭМНД | ГНД или ЭМНД | ГНД или ЭМНД | ЭНД* | ЭНД* | ЭНД* | ГНД или ЭМНД |
| питания | — | — | То же | То же | То же | То же | То же | " | " | " | То же |

Примечание. Обозначения — см. табл. 7-8.
* Поставляется со вспомогательными механизмами и системой автоматического регулирования.

Таблица 7-10

## Характеристика вспомогательных котлов сухогрузных судов, построенных за рубежом

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла, тип судна | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | WK 85/5; „Михаил Калинин" | WK75/5; „Выборг" | WK56/4; „Джанкой", „Углеуральск" | WK43/5; „Повенец" | WK32/5; „Андижан" | „Ла Монт"; „Эльва" | VX3-3/II (VX60); „Муром", „Волголес", „Симферополь" | VX2/II (VX40); „Дивногорск" | VX (Дания); „Белорецк" | VX (Дания); „Тикси" | VX (ФРГ); „Ингур" |
| Паропроизводительность | $D$ | кг/ч | 3500 | 2500 | 2500 | 1600 | 1400 | 650 | 1800 | 1600 | 1900 | 2000 | 1200 |
| Давление пара в барабане | $p_к$ | кгс/см² | 6 | 8 | 4 | 5 | 5 | 5 | 7 | 7 | 8 | 7 | 7 |
| Температура питательной воды | $t_{п.в}$ | °С | 70 | 60 | 60 | 50 | 40 | 50 | 55 | 60 | 50 | 50 | 60 |
| Теплопроизводительность котла | $Q_1$ | Мкал/ч | 2060 | 1505 | 1490 | 975 | 865 | 395 | 1090 | 960 | 1160 | 1220 | 722 |
| К. п. д. | $\eta_к$ | % | 85,5 | 81 | 80,8 | 75 | 72,5 | 74 | 72 | 72 | 72 | 72 | 72 |
| Расход топлива ($Q^р_н$=9700 ккал/кг) | $B$ | кг/ч | 249 | 192 | 190 | 134 | 122 | 55 | 157 | 138 | 167 | 176 | 103 |
| Удельный паросъем | $D/H_к$ | кг/м²·ч | 41,2 | 33,3 | 44,7 | 37,2 | 43,8 | 36,1 | 28,7 | 37,7 | 42,2 | 28,5 | 30 |
| Напряжение парового объема | $D/V_п$ | кгс/м³·ч | 4030 | 2230 | 4170 | 3050 | 3300 | 5080 | 957 | — | 915 | — | 478 |
| | | м³/м³·ч | 1130 | 488 | 1600 | 986 | 1060 | 1680 | 234 | — | 200 | — | 115 |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ | Мкал/м³·ч | 1300 | 1000 | 1000 | 1220 | 1100 | 804 | 596 | — | 1000 | — | 483 |
| Водосодержание | $G_в/D$ | кг/кг·ч | 0,6 | — | 0,6 | 0,703 | 0,375 | — | 2,99 | — | — | — | 2,83 |
| Поверхность нагрева | $H_к$ | м² | 85 | 75 | 56 | 43 | 32 | 18 | 62,7 | 42,5 | 45 | 70 | 40 |
| Объем парового пространства | $V_п$ | м³ | 0,87 | 1,12 | 0,6 | 0,525 | 0,182 | 0,128 | 1,88 | — | 2,08 | — | 2,51 |
| Высота парового пространства | $h$ | мм | 390 | 480 | — | — | 500 | 580 | 970 | — | 900 | — | 1230 |
| Объем топочной камеры | $V_т$ | м³ | 2,4 | 1,87 | 1,87 | 1,08 | 1,08 | 0,66 | 2,6 | — | 1,64 | — | 2,05 |

*Продолжение табл. 7-10*

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла, тип судна | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | WK 85/5; „Михаил Калинин" | WK75/5; „Выборг" | WK56/4; „Джанкой", „Углеуральск" | WK43/5; „Повенец" | WK32/5; „Анджан" | „Ла Монт"; „Эльза" | VX3/II (VX60); „Муром", „Волгодес", „Симферополь" | VX2/II (VX40); „Дивногорск" | VX (Дания); „Белорецк" | VX (Дания); „Тикси" | VX (ФРГ); „Интур" |
| Вес воды до рабочего уровня | $G_в$ | *т* | 2,1 | — | 1,5 | 1,125 | 0,525 | — | 4,118 | — | — | — | 3,4 |
| Тип топочного устройства | — | — | SKV40 „Сааке" | G—150 | SKU20a „Сааке" | L8VZD „Монарх" | M8VZD „Монарх" | „Унитерм" | M8VZD „Монарх" | AVMD „Аальборг" | AVMD „Аальборг" | МЦФ | — |
| Устройство для розжига основной форсунки | — | — | SKV1/3 „Сааке" эв | „Этна" | „Сааке". эв | эв | МЦФ эв | эв | МЦФ эв | Ручн. | Ручн. | — | — |
| Тип САР: | | | | | | | | | | | | | |
| горения | — | — | ЭМПР „Сименс" | ПНР | ПКР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | — |
| питания | — | — | ЭМПР „Цгема" | ПКР | ПНР „Аскания" | ЭМПР „Мом-брей" | ЭМПР „Мом-брей" | ЭМПР „Каннэ-ман" | ЭМПР „Мом-брей" | ПРПД „Термо-фид" | ПРПД | ПРПД | — |

Примечания: 1. Котлы WK и VX построены в Польше, «Ла Монт» — в Венгрии.
2. На т/х «Углеуральск» установлена форсунка SKV4a, на т/х «Муром» — топочный агрегат фирмы «Вайстанг US» (ФРГ).
3. У котла WK 85/5 воздухоподогреватель 67 $м^2$, у котла WK 56/4 воздухоподогреватель 22 $м^2$, экономайзер 11 $м^2$.
4. Обозначения: МЦФ — механическая центробежная форсунка; эв — электровоспламенение; ЭМПР — электромеханическая позиционного регулирования; ПНР — пневматическая непрерывного регулирования; ПКР — пневматическая комбинированного регулирования; ПРПД — поплавковый регулятор прямого действия.

Таблица 7-11

## Характеристики вспомогательных котлов сухогрузных судов, построенных за рубежом

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла, тип судна | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | „Линдхольмен", „Игаркалес" | „Линдхольмен", „Красноград" | „Линдхольмен", „Краснодон" | „Линдхольмен", „Ладогалес" | „Линдхольмен", „Фрязино" | „Кохран", „Станиславский" | „Кохран", „Омск" | „Рапид", „Мичуринск" | „Шотландский", „Тисса" | „Кларксон", „Лениногорск" |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 2800 | 1800 | 1000 | 1200 | 700 | 1250 | 1200 | 650 | 500 | 1200 |
| Давление пара в барабане котла | $p_к$ | *кгс/см²* | 7 | 5 | 5 | 7 | 6 | 7 | 7 | 5 | 5 | 7 |
| Температура питательной воды | $t_{п.в}$ | °С | 50 | 65 | 50 | 60 | 50 | 60 | 60 | 50 | 50 | 50 |
| Теплопроизводительность котла | $Q_1$ | *Мкал/ч* | 1710 | 1070 | 608 | 720 | 427 | 750 | 720 | 395 | 304 | 733 |
| К. п. д. | $\eta_к$ | % | 73 | 74 | 73 | 73 | 72 | 66 | 65 | 68 | 67 | 67 |
| Расход топлива ($Q^р_н$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 242 | 151 | 86 | 102 | 61 | 116 | 115 | 60 | 47 | 113 |
| Удельный паросъем | $D/H_к$ | *кг/м²ч* | 30,4 | 20 | 20 | 14,3 | 18,9 | 29 | 19,7 | 18,6 | 25 | 19,7 |
| Напряжение парового объема | $D/V_п$ | *кг/м³·ч*<br>*м³/м³·ч* | 5300<br>1300 | 1170<br>376 | 775<br>250 | —<br>— | 795<br>221 | —<br>— | —<br>— | 546<br>176 | —<br>— | —<br>— |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ | *Мкал/м³·ч* | 1220 | 354 | 835 | — | 414 | 440 | — | 208 | — | — |
| Водосодержание | $G_в/D$ | *кг/кгч* | 2,23 | 7,10 | 7,10 | — | 5 | — | — | 6,65 | — | — |
| Поверхность нагрева | $H_к$ | *м²* | 92 | 90 | 50 | 84 | 37 | 43,2 | 60,9 | 35 | 20 | 61 |
| Объем парового пространства | $V_п$ | *м³* | 0,53 | 1,54 | 1,29 | — | 0,88 | — | — | 1,19 | — | — |
| Высота парового пространства | $h$ | *мм* | 324 | 640 | 700 | — | 380 | — | — | 850 | — | — |
| Объем топочной камеры | $V_т$ | *м³* | 1,95 | 4,20 | 2,34 | — | 1,43 | 2,61 | — | 2,77 | — | — |

*Продолжение табл. 7-11*

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Марка котла, тип судна | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | „Линдхольмен", „Игаркалес" | „Линдхольмен", „Красноград" | „Линдхольмен", „Краснодон" | „Линдхольмен", „Ладогалес" | „Линдхольмен", „Фрязино" | „Кохран", „Станиславский" | „Кохран", „Омск" | „Рапия", „Мичуринск" | „Шотландский", „Тисса" | „Кларксон", „Лениногорск" |
| Вес воды до рабочего уровня . . . . | $G_в$ | *т* | 6,3 | 12,81 | 7 | — | 5,5 | — | — | 4,3 | — | — |
| Тип топочного устройства . . . . . | — | — | NAFA-62 „Пегасус" | AR-141 „Рей" | M7VZD „Монарх" | M8VZD „Монарх" | ВФ „Жильбарко" | МЦФ | МЦФ с о.с. | ВФ „Жильбарко" | МЦФ с пл. | ПМЦФ |
| Устройство для розжига основной форсунки . . . . . | — | — | Ручное | — | МЦФ с эв | МЦФ с эв | эв | Ручное | Ручное | Ручное или эв | Ручное | Ручное с эв |
| Тип системы автоматического регулирования: | | | | | | | | | | | | |
| горения . . . . | — | — | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР | ГНР „Ленморниипроект" | ГНР „Аскания" | — | ЭМПР | ЭМПР |
| питания . . . . | — | — | ЭМПР „Мобрей" | ЭМПР | ЭМПР | ЭМПР „Мобрей" | ЭМПР | ЭМПР | ГНР „Аскания" | — | — | ЭМПР |

Примечания: 1. Котлы изготовлены: «Линдхольмен» и «Рапид» — в Финляндии; «Кохран» (т/х «Станиславский» и др.) — в Бельгии, «Кохран» (т/х «Омск») — в Японии; «Шотландский» — в Венгрии; «Кларксон» — в Польше.

2. Обозначения. ВФ — вращающаяся форсунка; МЦФ — механическая центробежная форсунка; МЦФ с о.с. — механическая форсунка с обратным сливом; МЦФ с пл. — механическая центробежная форсунка с плунжером; эв — электровоспламенение; ПМЦФ — паромеханическая центробежная форсунка; ЭМПР — электромеханическая позиционного регулирования; ГНР — гидравлическая непрерывного регулирования.

Таблица 7-12

**Характеристики вспомогательного котла фирмы «Ансальдо» (суда типа «Федор Полетаев»)**

| Характеристика котла | Обозначение | Размерность | Величина |
|---|---|---|---|
| Паропроизводительность: | | | |
| норм. | $D$ | *кг/ч* | 10 500 |
| макс. | | » | 12 000 |
| Давление пара (насыщ.) | $p_к$ | *кгс/см²* | 12 |
| Температура питательной воды | $t_{п.в}$ | °С | 90 |
| Коэффициент полезного действия | $\eta_к$ | % | 81,6 |
| Расход топлива: | | | |
| норм. | $B$ | *кг/ч* | 765 |
| макс. | | » | 869 |
| Поверхность нагрева | $H_к$ | *м²* | 385 |
| Объем топочного пространства | | *м³* | 13,1 |
| Вес воды в котле до среднего уровня | | *т* | 6,1 |

Примечание. Конвективный пучок выполнен из 24 рядов труб 36×3; экран — один ряд труб 33×3; четыре опускные трубы 102×4.
Сепарирующее внутрибанное устройство — циклоны.

Таблица 7-13

**Характеристики вертикальных огнетрубных судовых котлов (ГОСТ 6571—69)**

| Модель котла | Поверхность нагрева, *м²* | Рабочее давление, *кгс/см²* | Паропроизводительность, *кг/ч* ($Q_р^н = 9700$ *ккал/кг*) | Габариты, *мм* | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Высота | Диаметр |
| КОВ-2 | 2,7 | 2 | 50 | 1285 | 480 |
| КОВ-4 | 4,2 | 2 | 80 | 1410 | 600 |
| КОВ-8 | 8 | 5 | 150 | 1610 | 700 |
| КОВ-11 | 11,2 | 5 | 220 | 1750 | 880 |

Таблица 7-14

**Сравнительные характеристики судовых вспомогательных котлов**

| Основные показатели | Типы котлов | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | КВВА | WK | VX „Аальборг", „Флеминг" | КВА | „Кохран" | „Линдхольмен" | „Чифтэйн", „Стимблок", „Спаннер" |
| Паросъем с 1 *м²* занимаемой площади, *кг/м² · ч* | От 500 до 620 | От 345 до 590 | От 530—590 до 870—1020 | 600 | От 450 до 640 | От 310 до 480 | От 160—210 до 300—370 |
| Паросъем с 1 *м³* занимаемого объема, *кг/м³ · ч* | От 250 до 350 | — | От 120 до 170 | 320 | 95 | — | От 70 до 90 |
| К. п. д., % | 70—80 | 75—88 | 78—85 | 70 | 80 | 73 | 77—90 |
| Уд. вес, *кг/кг · ч*: | | | | | | | |
| сухого котла | 2,4—1,4 | 4,17—3,3 | 4,4—2,9 | 2,0 | 5,7—4,7 | — | — |
| с водой до рабочего уровня | 2,7—1,6 | 5,7—3,9 | 7,2—4,5 | 2,8 | 8,2—7,5 | — | — |

Примечания: 1. Позиционное регулирование и агрегатированный топливный блок применяются у всех котлов, кроме КВВА.
2. У всех котлов, кроме КВВА, в качестве сепаратора могут использоваться утилизационные котлы.

## Утилизационные и комбинированные котлы

Таблица 7-15

### Характеристики утилизационных паровых котлов отечественного производства

| Показатель | Обозначение | Размерность | Тип котла | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Газотрубный с естественной циркуляцией без сепаратора | Водотрубные с принудительной циркуляцией | | | | | | | |
| | | | КУП-18/3 | КУП-15/5 | КУП-17/5 | КУП-19/5 | КУП-45/5 | КУП-55/5 | КУП-95/5 | КУП-140/5,5 | КУП-300/5 |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 150 | 175 | 250 | 250 | 500 | 500 | 800 | 2500 | 3 000 |
| Давление пара в сепараторе | $p_к$ | *кгс/см²* | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5,5 | 5 |
| Давление воды на входе в котел | $p_{п.в}$ | » | 4,2 | 6,2 | 6,2 | 5,2 | 6,2 | 6,3 | 7 | 7,8 | 7 |
| Температура питательной воды | $t_{п.в}$ | °С | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 40 |
| Температура газов перед котлом | $t$ | » | 370 | 270 | 380 | 400 | 365 | 310 | 365 | 360 | 360 |
| Коэффициент полезного действия котла | $\eta_к$ | % | 10,9 | 7,3 | 9,3 | 8,3 | 10,3 | 7,3 | 14,5 | 12,7 | — |
| Поверхность нагрева котла | $H_к$ | *м²* | 19,7 | 19 | 19,1 | 19,35 | 48 | 53,2 | 95 | 146 | 305 |
| Предназначается для двигателей мощностью | $N_e$ | *л. с.* | 500 | 800 | 900 | 1100 | 1800 | 1800 | 1800 | 7500 | 8 750 |
| Вес сухого котла | $G_к$ | *кг* | 1730 | 1150 | 1550 | 1690 | 2850 | 2830 | 3860 | 7000 | 14 000 |
| Вес воды в котле (без сепаратора) | $G_в$ | » | 495 | 100 | 100 | 110 | 260 | 300 | 510 | 1150 | 2 250 |

Примечание. Котлы установлены: КУП-16/5 на судах типа «Актюбинск», КУП-55/5 на судах типа «Инженер Белов» (рис. 7-13).

Таблица 7-16

### Характеристика утилизационных паровых котлов зарубежной постройки

| Показатель | Обозначение | Размерность | Котлы судов типа | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | „Михаил Калинин" | „Волголес" | „Углеуральск" | „Федор Полетаев" |
| | | | „Ла Монт" | | | „Ансальдо" |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 1000 | 1200 | 1300 | 5300 |
| Давление пара в сепараторе | $p_к$ | *кгс/см²* | 6 | 7 | 4 | 9 |
| Давление воды на входе в котел | — | » | 8 | 8,2 | 5,2 | 11 |
| Температура: | | | | | | |
| перегретого пара | $t_{п.п}$ | °С | Нас. | Нас. | Нас. | 205 |
| питательной воды | $t_{п.в}$ | » | 60 | 60 | 60 | 60 |
| Температура газов перед котлом | $t_1$ | » | 330 | 315 | 270 | 270 |
| Сопротивление газового тракта | $\Delta h$ | *кгс/м²* | | | | 125 |

*Продолжение табл. 7-16*

| Показатель | Обозначение | Размерность | Котлы судов типа | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | „Михаил Калинин" | „Волголес" | „Углеуральск" | „Федор Полетаев" |
| | | | „Ла Монт" | | | „Ансальдо" |
| Поверхность нагрева: | | | | | | |
| испарительная | $H_к$ | $м^2$ | 80 | 130 | 120 | 884 |
| экономайзера | $H_{эк}$ | „ | — | — | — | 221 |
| Вес воды в котле (без сепаратора) | $G_в$ | *кг* | 450 | 650 | 700 | — |
| Вес сухого котла | $G_к$ | *т* | 3,3 | 5,4 | 5 | 62 |

Примечания: 1. Котлы с принудительной циркуляцией имеют специальные сепараторы или используются барабаны вспомогательных котлов (суда типа «Андижан», «Волголес» и др.).

2. Паропроизводительность котлов регулируется путем изменения положения газовых заслонок.

3. Поверхность нагрева котла фирмы «Ансальдо» (типа «Дизикон») выполнена из оребренных труб 33×4; на каждом прямом участке труб длиной 3,3 *м* установлено 380 ребер диаметром 90 *мм*, толщиной 2,6 *мм*, шаг ребер 8,6 *мм* (рис. 7-14, 7-15).

При параллельной работе котла «Ансальдо» со вспомогательным котлом (давление 12 *кгс/см²*) паропроизводительность снижается до ~4000 *кг/ч*.

Таблица 7-17

**Построечные данные выносных сепараторов пара утилизационных котлов**

| Показатель | Обозначение | Размерность | Тип сепаратора | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Вертикальный ∅ 500 | Вертикальный ∅ 750 | Горизонтальный ∅ 850 | Вертикальный ∅ 850 | Вертикальный ∅ 850 | Горизонтальный ∅ 1000 | Вертикальный ∅ 850 | Горизонтальный ∅ 1200 |
| Паропроизводительность | $D$ | *кг/ч* | 350 | 1000 | 1000 | 2000 | 2000 | 3000 | 3200 | 5000 |
| Давление пара | $p_к$ | *кгс/см²* | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5,7 | 5,5 |
| Объем парового пространства | $V_{п.о}$ | $м^3$ | 0,15 | 0,37 | 0,47 | 0,62 | 0,7 | 1,9 | 0,65 | 2,34 |
| Вес сухого сепаратора | $G_с$ | *кг* | 550 | 950 | 755 | 970 | 1000 | 1420 | 970 | 1920 |
| Вес воды в сепараторе при среднем уровне | $G_в$ | *кг* | 130 | 360 | 210 | 550 | 430 | 770 | 560 | 1050 |

Комбинированные вспомогательно - утилизационные котлы имеют отдельные поверхности нагрева — утилизационную и топливную (конвективный и экранный пучки), паромеханические форсунки.

Комбинированные котлы лесовозов типа «Павлин Виноградов» (рис. 7-16) имеют производительность: по утилизационной части — 1000 *кг/ч*, по топливной части — 1500 *кг/ч*; давление пара 5,5 *кгс/см²*.

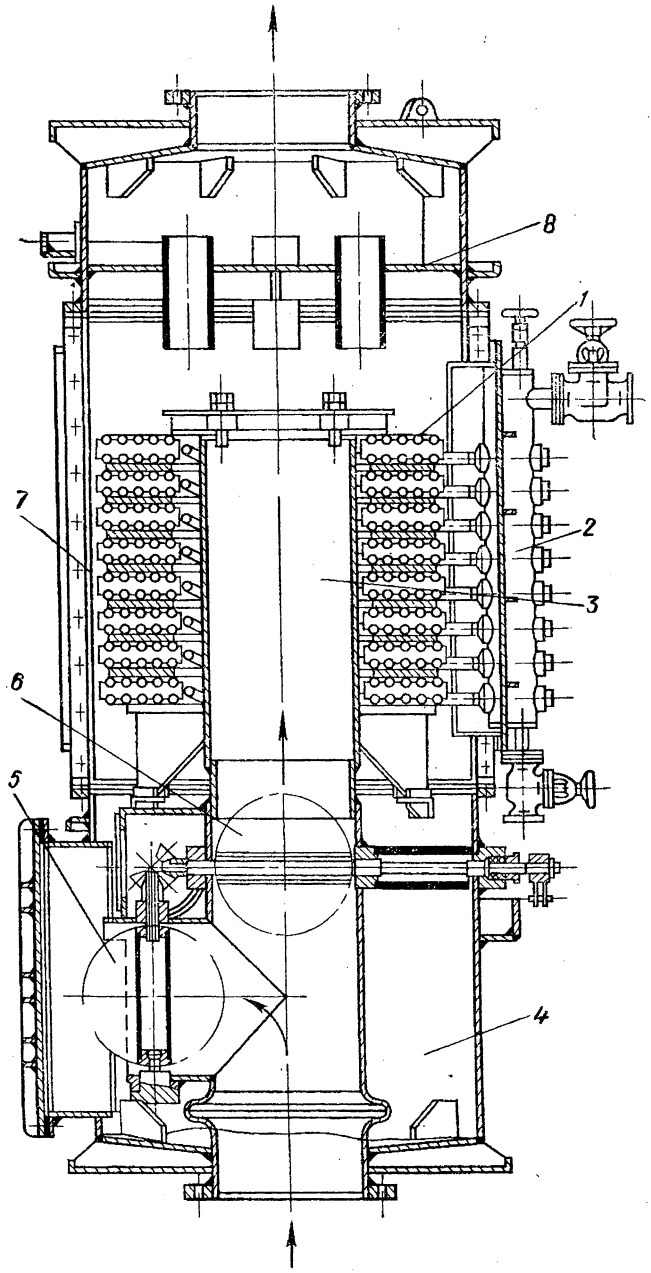
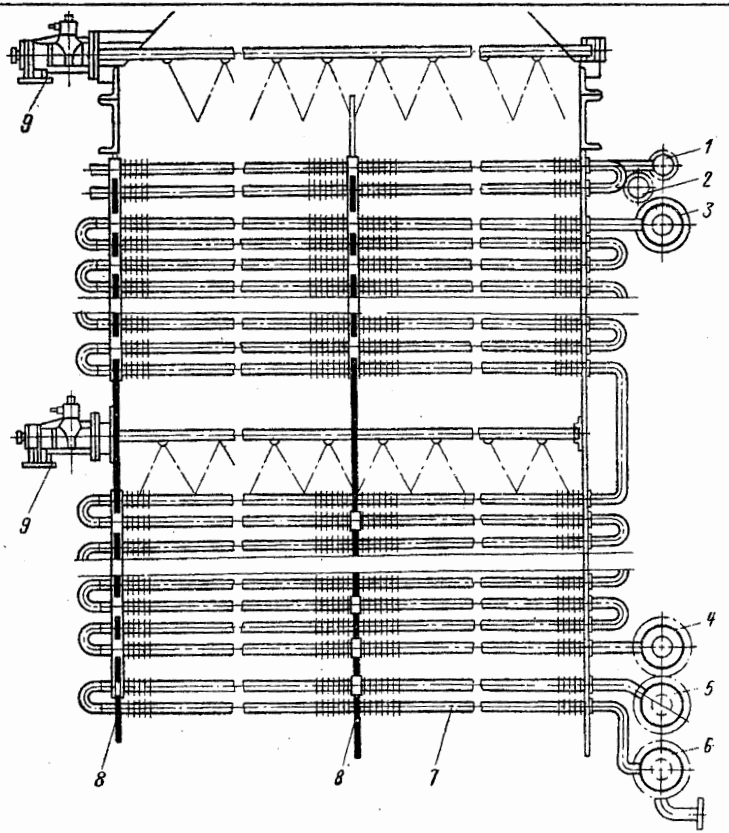



Рис. 7-13. Утилизационный котел КУП (типа „Ла Монт"):
*1* — спиральные змеевики; *2* — входной или выходной коллектор паровоздяной смеси; *3* — вставка для свободного прохода газов; *4* — газовая камера; *5* и *6* — блокированные заслонки; *7* — корпус; *8* — глушитель



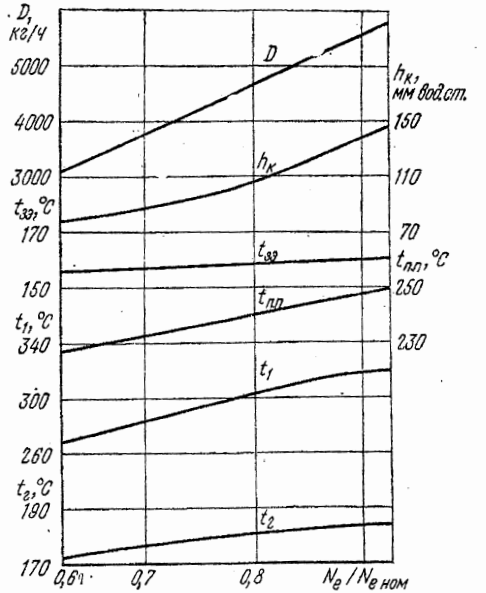




Рис. 7-15. Эксплуатационные характеристики утилизационного котла фирмы „Ансальдо" (суда типа „Федор Полетаев"):

$D$ — паропроизводительность; $h_к$ — газовое сопротивление; температуры: $t_{эз}$ — воды за экономайзером; $t_{п.\,п}$ — перегретого пара; $t_1$ — газа перед котлом; $t_2$ — газа за котлом

Рис. 7-14. Схема включения секции утилизационного котла фирмы «Ансальдо» (суда типа «Федор Полетаев»):

*1* — входной коллектор экономайзера; *2* — выходной коллектор экономайзера; *3* — выходной коллектор испарительной секции; *4* — входной коллектор испарительной секции; *5* — входной коллектор пароперегревателя; *6* — выходной коллектор пароперегревателя; *7* — оребренный нагревательный элемент (труба 33×4; длина 3,3 *м*; 380 ребер); *8* — поддерживающая перегородка; *9* — сажеобдувочное устройство

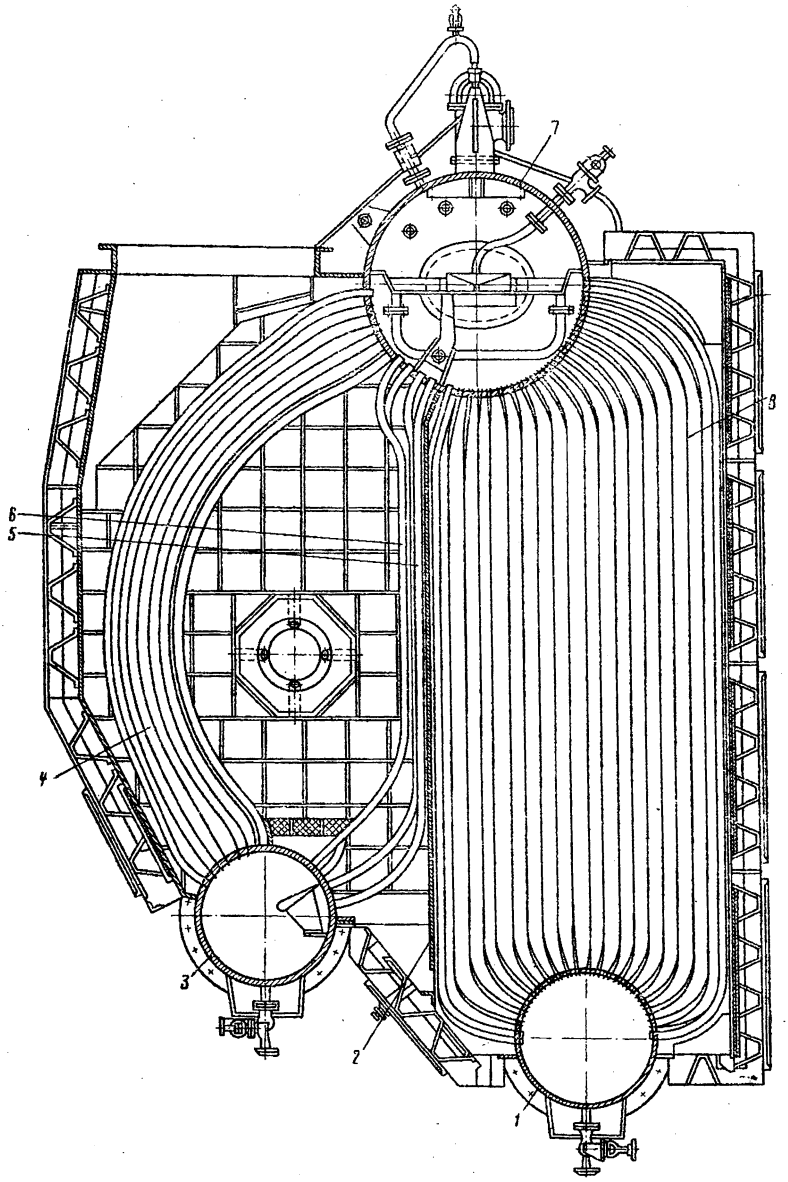



Рис. 7-16. Комбинированный водотрубный котел (суда типа „Павлин Виноградов"):
*1* — водяной барабан утилизатора; *2* — перегородка; *3* — водяной барабан котла; *4* — конвективный пучок; *5* — опускные трубы (сплошной ряд труб 44,5×3); *6* — экранный пучок из труб 29×2,5; *7* — пароводяной барабан; *8* — утилизационный пучок из труб 29×2,5

## ПАРОПРОВОДЫ И АРМАТУРА КОТЛОВ

**Общие положения** (по Правилам Регистра СССР). Каждый паровой котел отделяется от главного и вспомогательного паропровода разобщительными клапанами, установленными непосредственно на котле.

Главные разобщительные клапаны на котле для трубопроводов, подводящих пар к главному двигателю и к распределительным коробкам вспомогательных механизмов, должны иметь приводы для управления ими с верхней палубы.

Разобщительные клапаны на котлах невозвратно-запорного типа. На паропроводах, подводящих пар к потребителям, устанавливаются редукционные и предохранительные клапаны. Не разрешается прокладывать паровые трубы под настилом котельных и машинных отделений, кроме трубопроводов обогревания и продувания.

Паропроводы и распределительные коробки оборудуются дренажными устройствами (клапанами, кранами или конденсационными горшками с обводными трубами и клапанами). Арматура спускного и продувательного трубопровода должна быть стальной или бронзовой.

Разъемные соединения паропроводов — на фланцах. Трубопроводы парового отопления, обогревания и дренажные при давлении не более 5 *кгс/см*$^2$, с внутренним диаметром до 50 *мм* могут иметь муфтовые, а до 32 *мм* — штуцерные соединения.

Бронзовая и латунная арматура допускается для температуры пара не более 250° С, а из чугуна V и VI категорий — для температуры пара 225° С при соблюдении следующих условий:

диаметром до 50 *мм* для давления не выше 16 *кгс/см*$^2$;

диаметром до 100 *мм* для давления не выше 10 *кгс/см*$^2$;

диаметром до 175 *мм* для давления не выше 6 *кгс/см*$^2$.

Арматура из высокопрочного чугуна допускается при температуре пара не выше 300° С и давлении до 20 *кгс/см*$^2$, диаметр ее не должен превышать 80 *мм*.

Паровые трубопроводы, как правило, изготовляются из стальных бесшовных труб.

Паропроводы для рабочего давления до 16 *кгс/см*$^2$ и температуры пара до 200° С могут выполняться из стальных электросварных труб.

**Компенсация и проверка тепловых расширений.** Главный паропровод состоит из отдельных участков и раскреплен на пружинных подвесках различных типов (рис. 7-17).

Высокая температура перегретого пара вызывает значительные тепловые расширения труб паропровода и смещение патрубков главных котлов и турбин, что может создать недопустимые напряжения в материале стенок труб и нагрузки на фланцевые соединения. Для обеспечения прочности паропровода и плотности фланцевых соединений главный паропровод в котельном отделении монтируют, предварительно растягивая в направлении основных тепловых расширений.

В машинном отделении компенсация тепловых расширений достигается за счет конфигурации труб главного паропровода и подвесной (подвижной) конструкции крепления маневрового устройства.

Опыт эксплуатации паропроводов среднего и высокого давления показывает, что наиболее слабым местом у них являются фланцевые соединения. Это послужило причиной применения сварных соединений труб с арматурой.

За паропроводами, работающими при $t \geqslant 450°$ С, ведется систематическое наблюдение по изменению остаточных деформаций (ползучестью). Для этого на всех прямых участках главного паропровода между сварными или фланцевыми соединениями устанавливают реперы из нержавеющей стали в двух перпендикулярных направлениях (см. рис. 7-17). Измерения выполняются при помощи микрометрических скоб (рис. 7-18).

Таблица 7-18

**Периодичность замеров деформаций паропровода**

| Скорость ползучести $C$, *мм/мм·ч* | Периодичность замеров |
|---|---|
| $\leqslant 10^{-7}$ (нормальная) | Не реже одного раза в год; при ремонтах |
| $> 10^{-7}$ | При $2 \cdot 10^{-7} \leqslant C \leqslant 5 \cdot 10^{-7}$ два раза в год; при $6 \cdot 10^{-7} \leqslant C \leqslant 9 \cdot 10^{-7}$ — не реже чем один раз каждые три месяца |

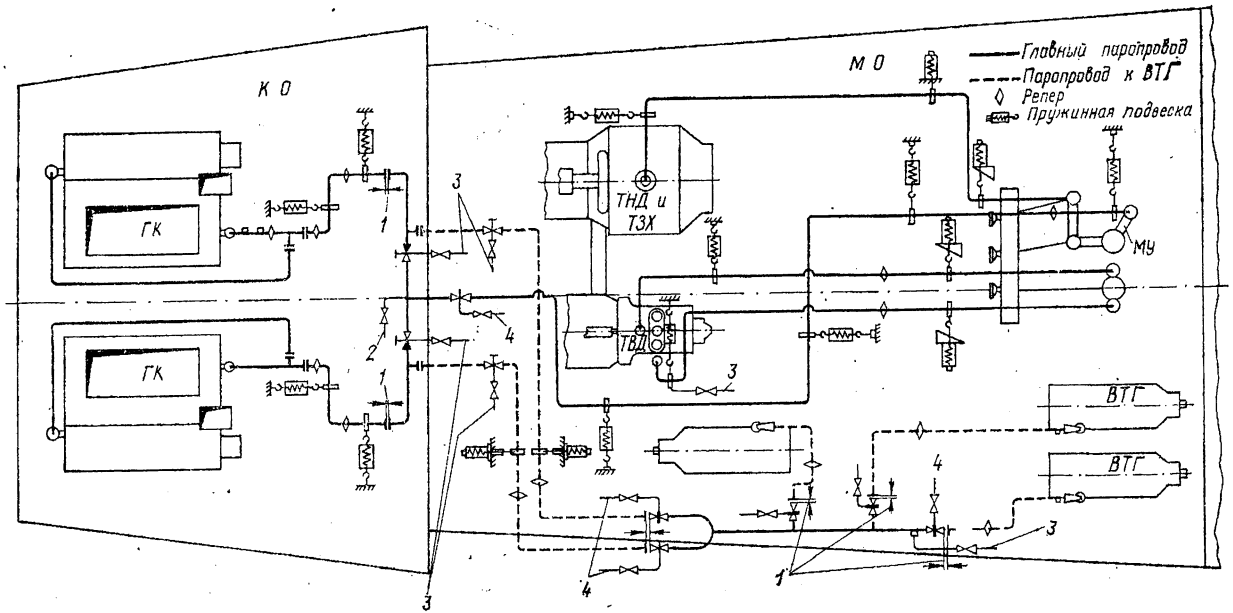



Рис. 7-17. Схема главного и вспомогательного паропроводов:

*ГК* — главный котел; *ВТГ* — вспомогательный турбогенератор; *МУ* — маневровое устройство; *1* — монтажный натяг труб; *2* — на пульт авт. регулирования; *3* — в магистраль продувания *ВД*; *4* — в трюм

Первые замеры должны быть произведены на заводе-строителе непосредственно по трубопроводу, а также по реперам (их высота); замеры в эксплуатации выполняются только по реперам.

Периодичность замеров в эксплуатации устанавливается в зависимости от скорости ползучести.

В случае повышенной ползучести (если остаточные деформации достигают 1% и скорость ползучести — $10^{-4}$ *мм/мм · ч*) необходимо провести механическое и металлографическое исследования металла этого участка паропровода.

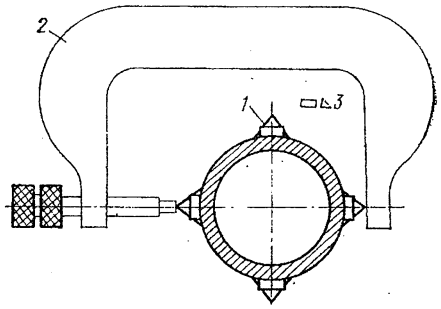



Рис. 7-18. Расположение реперов для замера деформации трубы:
*1* — репер; *2* — микрометрическая скоба

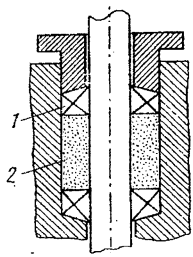
Таблица 7-19

**Классификация арматуры котла**

| Принцип действия | Наименование, применение |
|---|---|
| Принудительное открытие и закрытие | *Запорная.* Главный стопорный клапан, вспомогательный стопорный клапан, стопорный клапан насыщенного пара, питательный клапан, клапан верхнего продувания, клапан нижнего продувания, краны водоуказательных приборов, пробные краники, клапан для выпуска воздуха, клапан отбора пробы, манометровый клапан |
| Принудительное открытие и закрытие давлением среды | *Невозвратная.* Питательные клапаны |
| Принудительное открытие и закрытие давлением среды (возможно принудительное закрытие штоком) | *Невозвратно-запорная.* Питательные невозвратные клапаны с регулированием подачи воды в котел |
| Принудительное (штоком) изменение проходного сечения клапана | *Регулирующая.* Клапаны системы автоматического регулирования расхода пара или воды |
| Принудительное (штоком) изменение сечения клапана | *Дроссельная.* Редукционные клапаны, клапаны системы автоматического регулирования |
| Принудительное открытие давлением среды, а закрытие — пружиной | *Защитная.* Предохранительные клапаны с пружинной нагрузкой или с дополнительными клапанами |

Таблица 7-20

**Сальниковые уплотнения арматуры**

| Конструкция уплотнения | Описание конструкции |
|---|---|
|  | В верхней и нижней частях сальниковой коробки укладываются одно или два кольца *1* (плотно охватывающие шток) из сухой сальниковой набивки, предварительно натертые графитом. Между ними по всей высоте сальниковой камеры засыпается слой *2* чешуйчатого графита |

*Продолжение табл. 7-20*

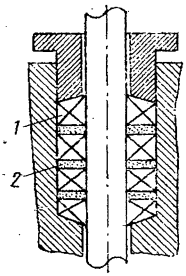
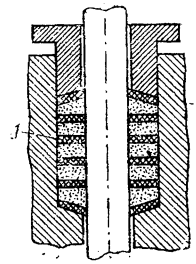
| Конструкция уплотнения | Описание конструкции |
|---|---|
|  | Равномерно по высоте сальниковой камеры укладываются кольца *1* сухой асбестовой набивки, натертые графитом, с засыпкой между ними слоев *2* чешуйчатого графита толщиной 4—5 *мм* |
|  | Равномерно по высоте сальниковой камеры укладываются кольца *1* паронита или клингерита, толщиной 3—4 *мм*. Наружный диаметр колец на 0,5 *мм* больше внутреннего диаметра сальниковой камеры, а внутренний — на 0,5 *мм* меньше наружного диаметра штока. Между кольцами засыпается слой чешуйчатого графита толщиной 3—4 *мм* |

Таблица 7-21

**Давление открытия (подрыва) предохранительных клапанов судовых паровых котлов**

| Рабочее давление $p$, *кгс/см²* | Давление открытия $p_{откр}$ |
|---|---|
| $\leqslant 10$ | 1,05 $p$ |
| $\geqslant 10$ | 1,03 $p$ |

Примечание. Максимально допустимое давление открытия $p_{макс}=1{,}1p$.

Таблица 7-22

**Типы водоуказательных стекол в приборах паровых судовых котлов**

| Рабочее давление котла, *кгс/см²* | Тип стекла |
|---|---|
| До 5 | Круглые |
| До 32 | Клингера — плоские, рифленые (углубление в стекле вдоль смотровой щели) |
| Выше 32 | Слюдяные прокладки или сочетание слюдяной прокладки (со стороны котловой воды) с гладкими стеклами |

Примечание. Стекла Клингера (ГОСТ 1663—42) изготовляются длиной от 45 до 340 *мм*, шириной от 30 до 34 *мм*, толщиной 17 и 22 *мм*.

**Сажеобдувочные устройства** (СУ) котлов. Сжигание высокозольных топочных мазутов требует эффективной сажеобдувки всех поверхностей нагрева котлов. На главных котлах типа КВГ-25/34 установлено по 9 паробанников: на боковой стенке — 2, на заднем фронте — 5, в газоходе — 2. На главных котлах типа КВГ-34к установлено 13 СУ; из них 3 расположены в пазухе пароперегревателя, 2 — за конвективным пучком, 2 — перед экономайзером и остальные 6 —

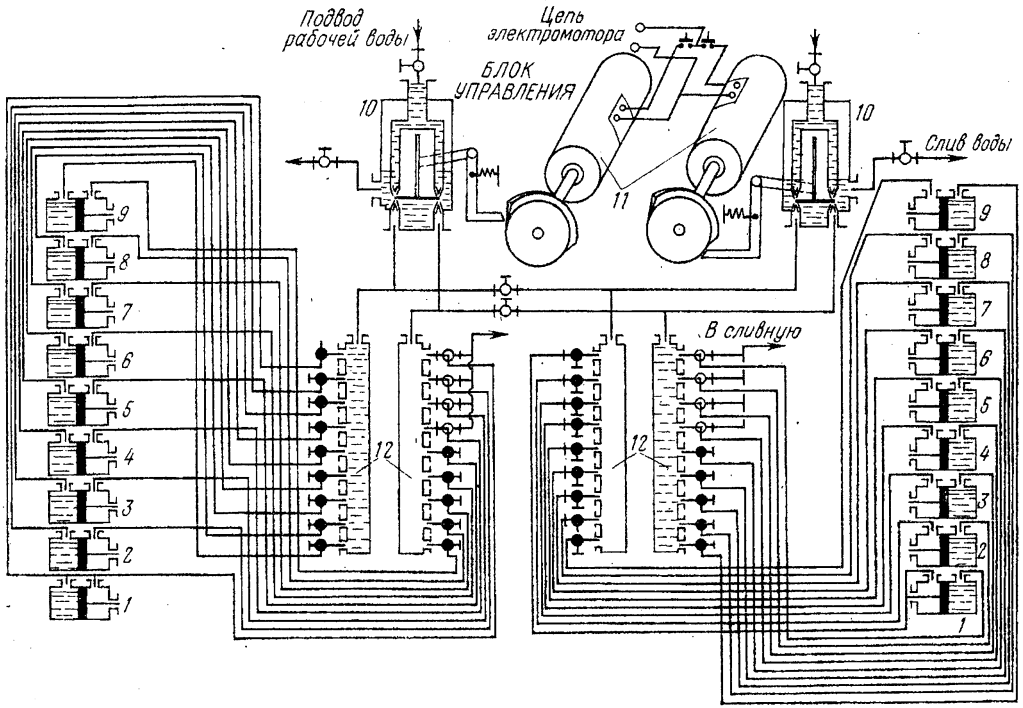



Рис. 7-19. Схема управления сажеобдувочными устройствами котла КВГ-25 к:
*1—9* — сервомоторы СУ; *10* — струйное реле; *11* — электромоторы СД-2; *12* — водяные распределительные коробки

попарно между секциями экономайзера; 5 СУ расположены на заднем фронте, а 8 (для обдувки экономайзера) — на боковой стенке со стороны газохода.

Для обдувки поверхностей нагрева пароперегревателя и конвективного пучка используются многосопловые СУ с возвратно-поступательным движением сопловых элементов (на котлах КВГ-25к и КВГ-34к заменены на вращающиеся сопловые элементы с приводом от сервомоторов, которые несут зубчатую рейку), а для обдувки хвостовых поверхностей нагрева — СУ с угловыми поворотными трубками. Пар на СУ подается из перепускной трубы пароперегревателя (давление $\approx 21$ *кгс/см*$^2$). Сопловые элементы имеют по 40(86) сопел с минимальным диаметром 4—5 *мм*.

Схема дистанционного управления работой СУ (КВГ-25) показана на рис. 7-19. Для включения в работу СУ открываются клапаны на водяной распределительной коробке и паровой клапан. В водяную распределительную коробку и полости сервомотора рабочая вода поступает через струйное реле. Заслонка реле механическая связана с однопозиционным кулачком, насаженным на вал электромотора (СД-2), вращающийся со скоростью 2 *об/мин*, что обеспечивает четыре односторонних хода работающего соплового элемента в минуту. Постановка отработавшего соплового элемента в исходное положение достигается путем сообщения соответствующих полостей сервомотора со сливной магистралью атмосферного давления (через трехходовой кран).

Автоматизация процесса сажеобдувки. На котлах типа КВГ-34к (танкера типа «София») СУ оборудована электрогидравлической системой автоматического управления. Автоматическое пневматическое применение на главных котлах танкеров «Мир», «Джузеппе Гарибальди», где сажеобдувка выполняется по заданной программе в течение 3—4 мин (давление пара $\sim$ 12 *кгс/см*$^2$); каждый сопловой клапан делает 2 оборота, при этом паровой клапан держится открытым в продолжении 8—10 *сек*.

## ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

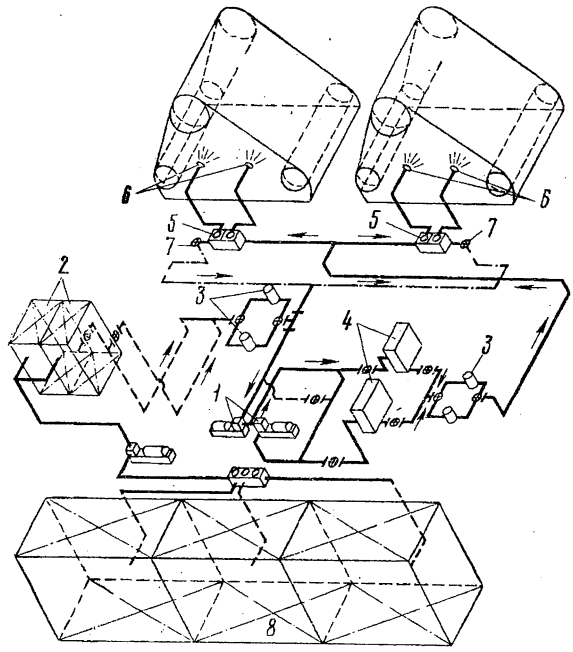



Рис. 7-20. Схема топливной системы котлов:
*1* — фильтр; *2* — подогреватель; *3* — топливный насос; *4* — расходная цистерна; *5* — форсунка; *6* — форсуночный блок; *7* — перепускной клапан; *8* — топливный бункер

Таблица 7-23

**Классификация топочных устройств**

| Тип форсунки | Способ подвода первичного и вторичного воздуха | Параметр, регулирующий качество распыла |
|---|---|---|
| Механическая (центробежная) | Совместный | Давление топлива |
| Паромеханическая | Совместный | Давление пара (при малых расходах топлива)<br>Давление топлива (при больших расходах топлива) |
| Воздушно-механическая | Раздельный | Давление воздуха |
| Паровая | Совместный | Давление пара |
| Вращающаяся (ротативная) | Раздельный | Число оборотов (постоянное для всех нагрузок) |

Примечание. Расход топлива регулируется изменением давления его подачи.

Таблица 7-24

**Основные характеристики топочных устройств котлов КВГ-25 и КВГ-34 (рис. 7-21)**

| Показатель | Обозначение | Размерность | Форсунка | |
|---|---|---|---|---|
| | | | нерегулируемая | регулируемая |
| Расход мазута (М-40 с $Q_н^р$=9500 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 310 | 390 |
| Топливо перед форсунками: | | | | |
| вязкость условная | ВУ | °УВ | 3 | 3 |
| температура | $t_т$ | °С | 108 | 108 |
| давление | $p_т$ | *кгс/см²* | 18,1 | 19,1 |
| Воздух перед воздухонапр. устройством: | | | | |
| температура | $t_в$ | °С | 170 | 178 |
| давление | $h_т$ | *мм вод. ст.* | 143 | 228 |
| Разрежение в топке | $h_к$ | " | 34 | 37 |
| Сопротивление воздухонапр. устройства | $\Delta h$ | " | 109 | 171 |
| Коэффициент избытка воздуха в топке | $\alpha$ | — | 1,12 | 1,12 |
| Скорость воздуха в узком сечении амбразуры | $w$ | *м/сек* | 27,4 | 35 |
| Коэф. местного сопротивления, отнесенный к полному сечению амбразуры | $\zeta$ | — | 3,5 | 3,5 |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ * | *Мкал/м³·ч* | 850 | 1070 |
| Потеря тепла от хим. неполноты горения | $q_3$ | % | ~0,3 | ~0,3 |
| Макс. производительность форсунки | $B_{max}$ | *кг/ч* | 500 | 500 |
| Предел регулирования | — | % | — | 75—100 |

* $q_v = \dfrac{BQ_н^р}{V_т}$.

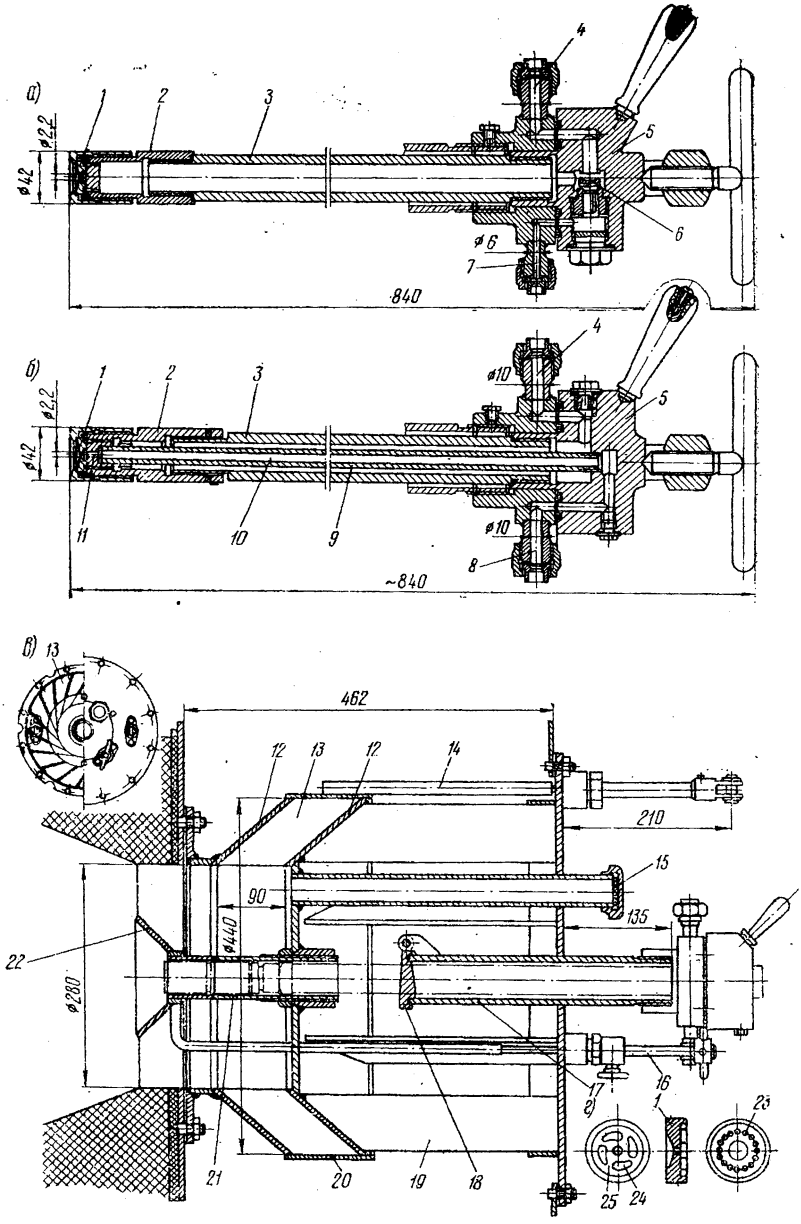



Рис. 7-21. Механические форсунки (котлы КВГ-25 и КВГ-34):

*а* — ствол нерегулируемой форсунки; *б* — ствол регулируемой форсунки; *в* — воздухонаправляющее устройство; *г* — торцовая часть головки и распыливающая шайба; *1* — распыливающая шайба; *2* — головка; *3* — ствол форсунки; *4* — канал для подвода мазута; *5* — корпус форсунки; *6* — невозвратный клапан; *7* — канал для подвода пара; *8* — канал обратного слива мазута; *9* — кольцевой канал подачи мазута; *10* — сливной канал; *11* — центральное сливное отверстие; *12* — конусообразные кольца; *13* — воздухонаправляющие лопасти; *14* — тяга; *15* — глазок; *16* — тяга; *17* — рубашка; *18* — захлопка; *19* — ребра; *20* — кольцевой шибер; *21* — рубашка; *22* — розетка; *23* — отверстие, через которое подводится мазут; *24* — профильные лопасти; *25* — тангенциальные канавки

Таблица 7-25

## Основные характеристики топочных устройств «Тодд» (стендовые испытания котла КВГ-25)

| Характеристика | Обозначение | Размерность | Величина |
|---|---|---|---|
| Расход мазута (М-20 с $Q_н^р$=9700 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 370—470 |
| Топливо перед форсунками: | | | |
| вязкость условная | ВУ | °ВУ | 3 |
| температура | $t_т$ | °С | 168 |
| давление | $p_т$ | *кгс/см²* | 10—17 |
| Воздух перед воздухонапр. устройством: | | | |
| температура | $t_в$ | °С | 170—183 |
| давление | $h_к$ | *мм вод. ст.* | 108—155 |
| Разрежение в топке | $h_т$ | » | 33—36 |
| Сопротивление воздухонапр. устройства | $\Delta h$ | » | 75—119 |
| Коэффициент избытка воздуха в топке | $\alpha$ | — | 1,18—1,12 |
| Скорость воздуха в узком сечении амбразуры | $w$ | *м/сек* | 23—29 |
| Коэф. местного сопротивления, отнесенный к полному сечению амбразуры | $\zeta$ | — | 3,5 |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ | *Мкал/м³·ч* | 830—1060 |
| Потеря тепла от хим. неполноты горения | $q_з$ | % | ~0,3 |
| Макс. производительность форсунки | $B_{max}$ | *кг/ч* | 500 |
| Предел регулирования | — | % | 75—100 |

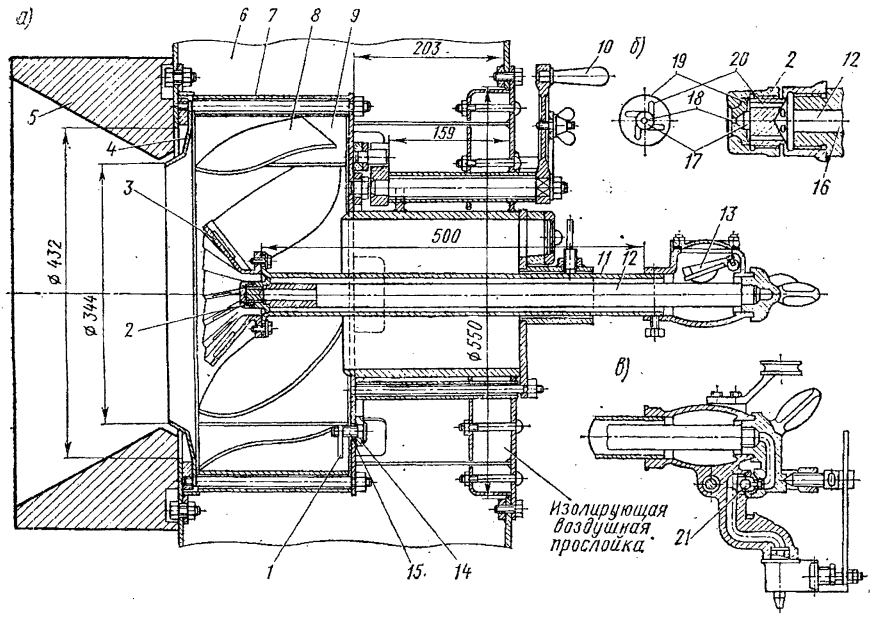



Рис. 7-22. Топочное устройство „Тодд":

*а* — поперечный разрез; *б* — распыливающая головка; *в* — передняя головка; *1* — треугольная пластинка; *2* — распыливающая головка; *3* — розетка; *4* — неподвижное кольцо; *5* — огнеупорное кольцо; *6* — короб; *7* — втулка; *8* — лопатка заслонки; *9* — заслонка; *10* — рукоятка; *11* — труба (защитный чехол ствола); *12* — ствол форсунки; *13* — захлопка; *14* — кольцо; *15* — палец; *16* — канал для мазута; *17* — вихревая камера; *18* — центральное отверстие; *19* — распыливающая шайба; *20* — втулка; *21* — шариковый клапан

Таблица 7-26

**Геометрические характеристики распыливающих шайб топочных устройств «Тодд»**

| Индекс распыливающих шайб | Диаметр сопла $d_с$, *мм* | Ширина тангенциальных каналов $b$, *мм* | Число тангенциальных каналов $n$ |
|---|---|---|---|
| 58. W 40 | 1,07 | 1,29 | 2 |
| 56. W 40 | 1,17 | 1,19 | 3 |
| 55. W 40 | 1,32 | 1,34 | 3 |
| 54. W 40 | 1,40 | 1,42 | 3 |
| 53. W 40 | 1,50 | 1,52 | 3 |
| 52. W 40 | 1,60 | 1,65 | 3 |
| 51. W 40 | 1,70 | 1,52 | 4 |
| 48. W 35 | 1,93 | 1,60 | 4 |
| 44. W 35 | 2,18 | 1,80 | 4 |
| 41. W 35 | 2,40 | 2,00 | 4 |

Расход топлива изменяется в зависимости от его параметров перед форсунками и типа распыливающих шайб (рис. 7-23).

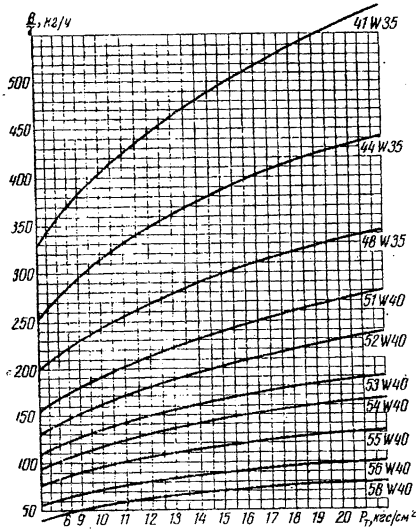



Рис. 7-23. Характеристика сменных распыливающих шайб форсунки „Тодд“:
$B$ — расход топлива; $p_т$ — давление топлива перед форсункой

Механические центробежные форсунки могут обеспечить высокоэкономическое сжигание топлива только при правильном сочетании конструктивных размеров: фурм из огнеупорных материалов (высокоогнеупорных и шлакостойких); воздухонаправляющих устройств (розетки); распыливающей головки форсунок; устройства розжига.

Воздухонаправляющее устройство (см. рис. 7-21) имеет плоские воздухонаправляющие лопатки, прямой участок у фурмы протяженностью 80—90 *мм* и розетку (сварной конус без отверстий). Аэродинамические характеристики изменяются в зависимости от соотношения диаметров фурмы и розетки, а также ее положения относительно оси воздухонаправляющего устройства.

Воздухонаправляющие устройства создают компактный и сомкнутый факел с углом раскрытия 35—40°. Обратный ток горячего воздуха и газов из зоны интенсивного горения к корню факела при углах наклона воздухонаправляющих лопаток менее 30° практически отсутствует. При углах наклона лопаток, близких к 30°, появляется сравнительно небольшая замкнутая зона обратного тока. Изменение диаметра розетки и передвижение ее вдоль оси устройства не вызывает существенных изменений в структуре факела.

Подогрев, испарение и воспламенение топлива у корня факела обеспечивается за счет подвода тепла сильно подогретым воздухом (от излучения раскаленных огнеупорных элементов топочной камеры).

*Воздухонаправляющее устройство «Тодд»* (рис. 7-22). Проточная часть образуется лопатками специального профиля, обеспечивающего завихривание потока и прикрытие входных каналов для воздуха. Розетка — литой чугунный конус с продольными отверстиями для прохода воздуха к корню факела. Аэродинамические характеристики регулируются изменением положения поворотных направляющих устройств и розетки вдоль оси воздухонаправляющего устройства.

Воздухонаправляющее устройство создает факел по форме, близкой к гиперболоиду, угол раскрытия составляет 65—70°. В центральной зоне факела образуется интенсивный обратный ток горячего воздуха и газов.

Подвод небольшого количества воздуха через отверстия в розетке обеспечивает более раннее воспламенение топлива и работу при низкой температуре воздуха.

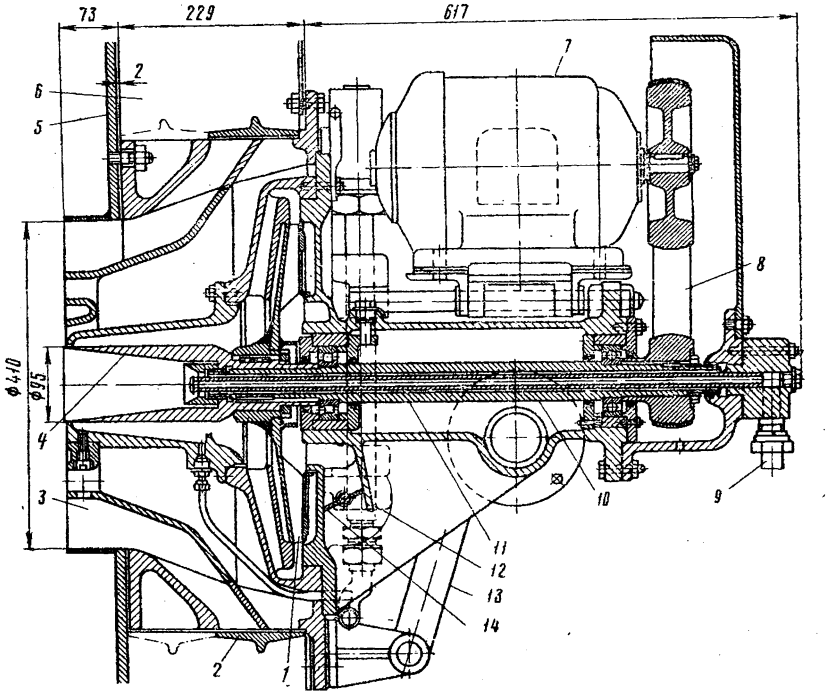



Рис. 7-24. Топочное устройство с вращающейся форсункой „Ваходаг":

*1* — рабочее колесо вентилятора; *2* — кольцевая регулирующая заслонка вторичного воздуха; *3* — воздухонаправляющие устройства вторичного воздуха; *4* — вращающийся стакан; *5* — фронтовой лист; *6* — воздушный короб; *7* — электродвигатель; *8* — ременная передача; *9* — штуцер для подвода топлива; *10* — вал распылителя и вентилятора; *11* — трубка для подвода топлива к распыливающему стакану; *12* — приемный патрубок вентилятора распыливающего воздуха; *13* — рычаг регулирования расхода топлива и воздуха; *14* — шибер для регулирования расхода распыливающего воздуха

Таблица 7-27

**Основные характеристики топочных устройств с вращающимися форсунками типа «Ваходаг» (рис. 7-24)**

| Характеристика | Обозначение | Размерность | Величины | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Расход топлива ($Q_н^р$=9720 *ккал/кг*) | $B$ | *кг/ч* | 400 | 485 | 600 |
| Параметры топлива перед форсунками: | | | | | |
| вязкость | ВУ | °ВУ | 3,4 | 3,0 | 2,9 |
| температура | $t_т$ | °С | 81 | 85 | 87 |
| давление | $p_т$ | *кгс/см²* | 1,1 | 1,3 | 1,5 |
| Параметры воздуха перед воздухонаправляющим устройством: | | | | | |
| температура | $t_в$ | °С | 213 | 236 | 200 |
| давление распыливающего воздуха * | $h_к'$ | *мм вод. ст.* | 448 | 438 | 436 |
| давление основного воздуха | $h_к''$ | „ | 8,4 | 38 | 45 |
| Разрежение в топке | $h_т$ | „ | 7 | 15 | 18 |

*Продолжение табл. 7-27*

| Характеристика | Обозначение | Размерность | Величины | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Сопротивление воздухонаправляющего устройства по: | | | | | |
| распыливающему воздуху | $\Delta h'$ | " | 455 | 398 | 454 |
| основному воздуху | $\Delta h''$ | " | 16 | 53 | 63 |
| Коэффициент избытка воздуха в топке | $\alpha$ | — | 1,27 | 1,45 | 1,54 |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_v$ | *М кал/м³·ч* | 277 | 343 | 424 |
| Максимальная производительность форсунки | $B_{max}$ | *кг/ч* | 3000 | | |
| Предел регулирования | | % | 10÷100 | | |

* Для распыла топлива расходуется 15% общего расхода воздуха.

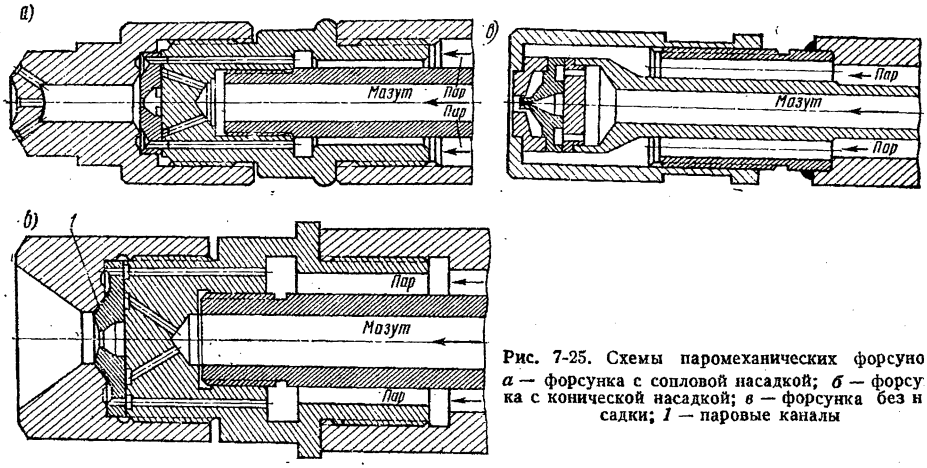



Рис. 7-25. Схемы паромеханических форсуно
*а* — форсунка с сопловой насадкой; *б* — форсу
ка с конической насадкой; *в* — форсунка без н
садки; *1* — паровые каналы

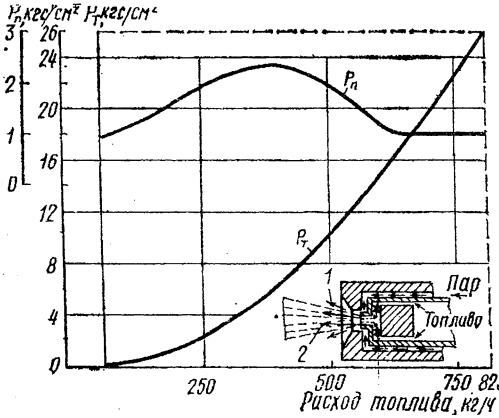



Рис. 7-26. Характеристика паромеханическо
форсунок танкера „София":
*1* — подача мазута; *2* — подача пара; $p_п$ —
давление пара; $p_т$ — давление топлива

Таблица 7-28

**Основные характеристики топочных устройств (рис. 7-25, 7-26)**

| Показатель | Обозначение | Размерность | Топочные устройства | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | комбинированных котлов судов типа „Первомайск“ | с паромеханическими форсунками (с конической насадкой) | с паромеханическими форсунками большой производительности |
| Расход топлива ($Q_н^р$ =9700 *ккал/кг*) . . | $B$ | *кг/ч* | 120—180 | 28—179 | 350 800 1125 |
| Параметры топлива перед форсункой: | | | | | |
| вязкость условная | ВУ | °ВУ | 3,3—3,1 | 4—2,6 | 4—2,6 |
| температура . . . | $t_т$ | °С | 105—107 | 93—109 | 90—110 |
| давление . . . . | $p_т$ | *кгс/см²* | 7,9—17,2 | 0,5—14 | 3 10,5 22,5 |
| Параметры воздуха перед воздухонаправляющим устройством: | | | | | |
| температура . . . | $t_в$ | °С | 153—162 | 48—52 | — |
| давление . . . . | $h_к$ | *мм вод. ст* | 16—21 | 1,4—15,3 | — |
| Давление распыливающего пара . . . | $p_п$ | *кгс/см²* | — | 1—0 | 6 6 0 |
| Расход распыливающего пара . . . . | $D_р$ | *кг/ч* | — | 7—0 | 20 0 0 |
| Разрежение в топке | $h_т$ | *мм вод. ст* | 2 | — | 1—2 |
| Сопротивление воздухонаправляющего устройства . . . . . | $\Delta h$ | „ | 18—23 | 1—13 | — |
| Коэффициент избытка воздуха в топке . . . . . | $\alpha$ | — | 1,25—1,23 | 2,1—1,15 | 2,1—1,1 |
| Скорость воздуха в узком сечении амбразуры . . . . . | $w$ | *м/сек* | 7,6—11,5 | — | — |
| Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к полному сечению амбразуры . . . . . | $\zeta$ | — | 6,6—5,5 | — | — |
| Тепловое напряжение топочного объема | $q_V$ | *М кал/м³·ч* | 750—1140 | 70—430 | — |
| Потеря тепла от химической неполноты горения . . . . . | $q_з$ | % | 0,5—1,3 | Менее 1 | Менее 1 |
| Максимальная производительность . . | $B_{max}$ | *кг/ч* | 300 | — | — |
| Предел регулирования . . . . . | | % | 75—100* | 15—100 | 30—100 |

* Набор шайб диаметром 0,8; 1; 1,2; 1,8 и 2 *мм*.

Таблица 7-29

**Типы топочных устройств вспомогательных котлов**

| Типы топочного устройства | Тип форсунки | Название топочного устройства (фирмы) | Место установки — суда типа |
|---|---|---|---|
| С механическими нерегулируемыми форсунками | Механическая нерегулируемая | «Монарх» (ФРГ) | «Повенец», «Андижан», «Волголес», «Ладогалес», «Симферополь» и др. |

*Продолжение табл. 7-29*

| Типы топочного устройства | Тип форсунки | Название топочного устройства (фирмы) | Место установки — суда типа |
|---|---|---|---|
| | С механическими нерегулируемыми форсунками | «Унитерм» (ФРГ) | «Эльва» и др. |
| | То же | «Дальборг» (ФРГ) | «Дивногорск», «Белорецк», «Лениногорск» и др. |
| | » | «Вайстаунг» (ФРГ) | «Муром» |
| С механическими регулируемыми форсунками | Механическая с обратным сливом | — | «Омск» и др. |
| | Плунжерная механическая | — | «Тисса» и др. |
| | Паромеханическая | — | Отечественные с котлами КВС, КВВА |
| С вращающимися форсунками | Вращающаяся (ротационная) | «Сааке» (ФРГ) | «Михаил Калинин», «Джанкой», «Углеуральск» |
| | То же | «Жильбарко» | «Мичуринск», «Фрязино» |
| | » | «Пегасус» (ФРГ) | «Ингур», «Игаркалес» |
| | » | «Рэй» | «Краснодон» |
| | » | G-150 (ГДР) | «Выборг» |
| | » | ЦНИИМФ (с паровым приводом) | «Донбасс» |

Таблица 7-30

## Характеристики топочного устройства «Монарх» (рис. 7-27)

| Тип топочного устройства | | Производительность форсунки, *кг/ч* | Допустимая вязкость топлива при *t* топл. 50°С, °Е | Мощность электродвигателя, *квт* | Миним. мощность эл. подогревателя топлива, *квт* | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| на переменном токе | на постоянном токе | | | | одно сопло | два сопла |
| LND | LNE | 0,84—4,7 | 2 | 0,185 | — | — |
| LOD | LOE | 1,75—3,5 | 2 | 0,185 | — | — |
| L1D | L1E | 3,5—8 | 2 | 0,185 | — | — |
| L2D | L2E | 8—15 | 2 | 0,185 | — | — |
| L3D | L3E | 15—29 | 2 | 0,185 | — | — |
| L4D | — | 29—43 | 2 | 0,37 | — | — |
| L5D | — | 43—58 | 2 | 0,37 | — | — |
| L6D | — | 58—82 | 2 | 0,5 | — | — |
| L7VZD | — | 82—117 | 2 | 1,6 | — | — |
| L8VZD | — | 117—135 | 2 | 2,5 | — | — |
| M2VD | M2VE | 8—15 | 10 | 0,37 | 0,4 | 0,6 |
| M3VD | M3VE | 15—29 | 10 | 0,37 | 0,8 | 1,2 |
| M4VD | — | 29—43 | 10 | 0,5 | 1,2 | 1,7 |
| M5VD | — | 43—58 | 10 | 0,5 | 1,8 | 2,4 |
| M6VD | — | 58—82 | 10 | 0,736 | 2,5 | 3,3 |
| M7VD | — | 82—117 | 10 | 1,6 | 3,4 | 4,7 |
| M8VD | — | 117—235 | 10 | 2,5 | 3,4 | 4,7 |

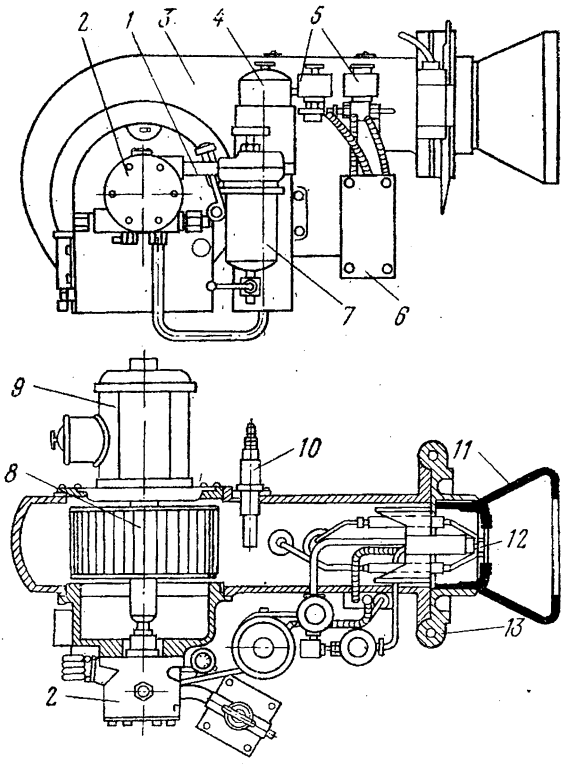



Рис. 7-27. Топочное устройство „Монарх":

*1* — всасывающий патрубок форсуночного насоса; *2* — винтовой форсуночный насос; *3* — корпус топочного устройства; *4* — электрический подогреватель мазута; *5* — электромагнитные клапаны; *6* — подсоединительная коробка; *7* — масляный фильтр; *8* — вентилятор; *9* — электромотор; *10* — фотоэлемент; *11* — диффузор; *12* — форсунки (сопла); *13* — фланец

Таблица 7-31

**Характеристики топочного агрегата «Унитерм»**

| Марка форсунки | Производительность форсунки ($Q_н^р$ = 9700 *ккал/кг*), *кг/ч* | Допустимая вязкость топлива при *t* топл. 50°С, °Е | Мощность электродвигателя, *квт* | Номинальная мощность эл. подогревателей топлива, *квт* |
|---|---|---|---|---|
| U8 | 8,3 | 10 | 0,2 | 0,8 |
| U14 | 14,5 | 20 | 0,3 | 0,8 |
| U20 | 20,5 | 20 | 0,3 | 1,5 |
| U30 | 31,0 | 40 | 0,4 | 1,5 |
| U35 | 36,0 | 40 | 0,37 | 2,4 |
| U50 | 51,5 | 40 | 0,65 | 4,5 |
| U60 | 62,0 | 45 | 0,65 | 4,5 |
| U100 | 103 | 45 | 1,6 | 4,5 |
| U35/50 | 51,5 | 45 | 0,65 | 2,4 |
| U60/100 | 103 | 45 | 1,6 | 4,5 |
| U75/150 | 155 | 45 | 1,6 | 4,5 |

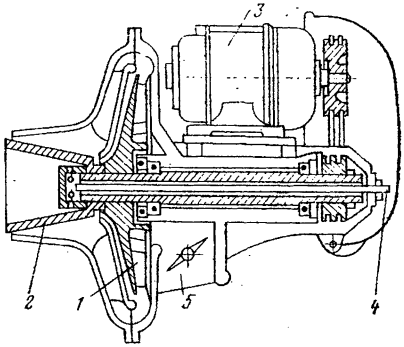



Рис. 7-28. Вращающаяся форсунка SKV („Сааке"):

*1* — крыльчатка вентилятора дутья; *2* — распыливающий стакан; *3* — электродвигатель привода стакана, крыльчатки и вентилятора; *4* — канал подачи мазута; *5* — воздушный шибер

Таблица 7-32

**Характеристики вращающихся форсунок «Сааке» (рис. 7-28)**

| Марка форсунки | Производительность по топливу, *кг/ч* | | Потребляемая мощность, *квт* |
|---|---|---|---|
| | номин. | миним. | |
| SKV2 | 15 | 2 | 0,13 |
| SKV3 | 30 | 5 | 0,13 |
| SKV10 | 100 | 15 | 0,60 |

*Продолжение табл. 7-32*

| Марка форсунки | Производительность по топливу, *кг/ч* | | Потребляемая мощность, *квт* |
|---|---|---|---|
| | номин. | миним. | |
| SKV20a | 200 | 35 | 1,1 |
| SKV40a | 400 | 50 | 2,2 |
| SKV60 | 600 | 80 | 4,5 |
| SKV200 | 1000 | 120 | 7 |
| SK60 | 600 | 70 | 1,5 |
| SK100 | 1000 | 120 | 2,2 |
| SK150 | 1500 | 150 | 3 |
| SK250 | 2500 | 150 | 4,5 |
| SK300 | 3000 | 150 | 4,5 |

Примечания: 1. Вращающиеся форсунки типа «Сааке» изготовляются в ФРГ и ГДР (табл. 7-29).

2. Отечественные конструкции вращающихся форсунок применяются на главных котлах судов типа «Донбасс» и др. (см. табл. 7-29).

3. Расход топлива и воздуха изменяется при помощи компаунд-регулятора (рис. 7-29), который управляется сервомотором, получающим импульс от дифференциального реле, включенного в электрическую схему. На топливном трубопроводе установлены соленоидные клапаны — открываются только после появления огня в топке (от запальной форсунки).

Таблица 7-33

**Характеристики топочного устройства типа «РЭЙ»**

| Марка форсунки | Производительность, *кг/ч* | | $N_{ном}$, *квт* | |
|---|---|---|---|---|
| | миним. | номин. | двигателя | подогревателя топлива |
| 0000 | 1,8 | 9,0 | 0,095 | — |
| 000 | 1,8 | 9,0 | 0,093 | — |
| 00 | 3,6 | 9,0 | 0,186 | — |
| 0 | 7,2 | 18 | 0,186 | — |
| 1 | 14,5 | 40 | 0,372 | 1,0 |
| 2 | 18 | 54 | 0,372 | 1,0 |
| 3 | 29 | 79 | 0,372 | 2,0 |
| 5 | 36 | 119 | 1,34 | 2,0 |
| 6 | 43 | 181 | 1,42 | 5,3 |
| 7 | 54 | 242 | 1,5 | 5,3 |
| 8 | 90 | 362 | 2,23 | 5,3 |
| 9 | 127 | 570 | 3,72 | 5,0 |
| 10 | 180 | 760 | 5,58 | 5,0 |
| 12 | 270 | 1160 | 5,58 | — |

**Испытание форсунок.** Производительность форсунок. Несимметричность струи, образование крупных капель, неправильный конус распыла, коксование каналов и амбразуры, утечки

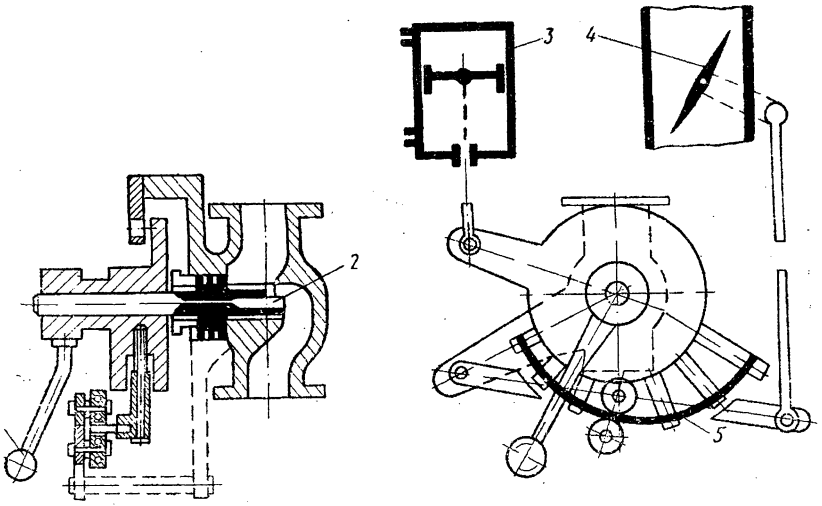



Рис. 7-29. Компаунд-регулятор к форсунке SKV:
*1* — рукоятка ручного управления; *2* — топливный клапан; *3* — сервомотор; *4* — воздушный шибер; *5* — управляющая регулируемая лента

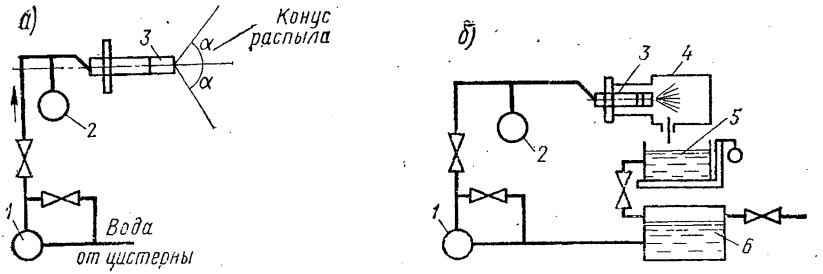



Рис. 7-30. Стенд для испытания форсунок:
*а* — конуса распыла; *б* — производительности;
*1* — насос; *2* — манометр; *3* — форсунка; *4* — камера; *5* — бак на весах (или мерный); *6* — цистерна

и др. ненормальности в распыле топлива происходят в результате износа распыливающих шайб, некачественной обработки и состояния деталей (некачественная шлифовка, царапины, риски, заусенцы и др. дефекты поверхностей, омываемых топливом) или загрязнения каналов. После устранения дефектов форсунки испытывают на стенде (рис. 7-30).

Производительность форсунки

$$B = \psi \frac{3600b}{t} \sqrt{\frac{p}{p_{\text{исп}}}} \quad кг/ч,$$

где $b$ — расход воды, определяемый по мерному баку за время ($t$ *сек*) испытания, *кг*;

$p$ и $p_{\text{исп}}$ — давление мазута перед форсункой соответственно спецификационное и во время испытания, *кгс/см*$^2$;

$\psi$ — поправочный коэф., определяемый по форсунке, производительность $B$ которой известна

$$\psi = \frac{B}{b} \sqrt{\frac{p}{p_{\text{исп}}}}.$$

Таблица 7-34

**Неполадки в работе мазутных топок и их причины**

| Признаки неисправности | Причины |
|---|---|
| Пульсация и хлопки пламени | Высокие температура подогрева топлива, скорость воздуха; колебание давления и обводнение мазута, неправильная установка диффузора и форсунки |
| Шипение и потухание факела | Вода в мазуте неравномерно распределена |
| Коксование форсунок | Недостаточный расход воздуха, неправильная установка диффузора и форсунки |
| Коксование входного футеровочного кольца топки | Неправильная установка диффузора и форсунки (отодвинута назад); неправильная форма и недостаточное сечение футеровочного кольца, неудовлетворительное состояние воздухонаправляющих устройств |
| Коксование стенок и пода топки и водогрейных трубок | Сжигание высоковязких мазутов, удар факела |
| Горение сажи в газоходах | Загрязнение газоходов, работа с высоким избытком воздуха, чрезмерная форсировка котла |
| Выбрасывание пламени и дыма из топки и неплотностей обшивки | Недостаточный расход воздуха, неправильный пуск топки |

## ВНУТРИКОТЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

### Сепарация пара

Таблица 7-35

**Нормы качества котловой воды**

| Показатель качества воды | Единица измерения | Типы котлов | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | огнетрубные | комбинированные | водотрубные | | |
| | | | | до 20 *ата* | от 20 до 40 *ата* | от 40 до 60 *ата* |
| Общее солесодержание | *мг/л* | 13 000 | 3000 | 3000 | 2600 | 300 |
| Хлориды | *мг/л* Cl, | 8 000 | 1200 | 1200 | 500 | 30 |
| | *мг·экв/л* | 224 | 34 | 34 | 14 | 0,85 |
| Щелочное число | *мг/л* | 150—200 | 150—200 | 150—200 | 100—150 | 50—100 |
| Щелочность | *мг·экв/л* | 3,7—5 | 3,7—5 | 3,7—5 | 2,5—3,7 | 1,2—2,5 |
| Фосфатное число | *мг/л* $PO_4^{3-}$, | 10—30 | 10—30 | 10—30 | 20—40 | 30—50 |
| | *мг·экв/л* | 0,3—0,9 | 0,3—0,9 | 0,3—0,9 | 0,6—1,3 | 0,9—1,6 |
| Нитратное число | *мг/л* | 75—100 | 75—100 | 75—100 | 50—75 | 25—50 |
| | *мг·экв/л* | 0,9—1,2 | 0,9—1,2 | 0,9—1,2 | 0,6—0,9 | 0,3—0,6 |
| Жесткость остаточная | *мг·экв/л* | 0,4 | 0,2 | 0,2 | 0,05 | 0,02 |

Примечание. Величины показателей в таблице максимальные.

Таблица 7-36

**Допустимое солесодержание пара**

| Давление пара в котле, *атм* | Общее солесодержание пара, *мг/кг* |
|---|---|
| 20—60 | До 0,3 |
| Выше 60 | „ 0,2 |

Таблица 7-37

## Унос солей котловой воды

| Причина загрязнения пара | Рекомендации по снижению уноса |
|---|---|
| *Капельный унос*: высокие местные скорости пара и фонтанирование пароводяной смеси из отдельных подъемных труб, малая высота парового объема | Проверить исправность дырчатых листов (верхнего и нижнего), отбойных листов, снижение уровня воды |
| *Вспенивание*: отклонение от норм по щелочности, установленных для котловой воды, увеличение примесей в котловой воде, особенно шлама, продуктов коррозии и масла | Следить, чтобы качество воды соответствовало нормам; следить за плотностью конденсатора по воде и воздуху |
| *Растворимость солей в паре*: повышенный унос при давлениях $\geqslant 45$ *ата* | Вести деаэрацию питательной воды<br>Поддерживать щелочное число в пределах нормы |

Примечание. Величина уноса солей с паром зависит от концентрации солей в котловой воде, уровня воды в паровом коллекторе и паропроизводительности.

Таблица 7-38

## Характеристики сепарационных устройств судовых котлов

| Тип котла и судна | Производит. котла, *т/ч* | Рабочее давление, *ата* | Размеры пароводяного коллектора | | Высота парового объема, *м* | Паровая нагрузка, | | Тип сепарирующего устройства | Критическое солесодержание, *мг/л* | Влажность пара, % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Длина, *м* | Диаметр, *м* | | зеркала испарения, *кг/м²·ч* | парового объема, *кг/м³·ч* | | | |
| Огнетрубный котел — п/х «Отто Шмидт» | 3,5 | 16 | 3,6 | 4,2 | 0,92 | 310 | 420 | Щелевая паросборная труба | 1800 | 0,5—1 |
| Комбинированный котел — суда типа «Первомайск» | 3,5 | 16 | 2,1 | 3,6 | 1,00 | 580 | 840 | То же | 5000 | 0,5—1 |
| Секционный котел — суда типа «Шкипер Гек» | 6,5 | 17 | 4,5 | 1,1 | 0,55 | — | 2 660 | » | 5000 | 1—2 |
| Однопроточные котлы — суда типа «Ленинский комсомол» | 25 | 45 | 4,9 | 1,3 | 0,52 | 3950 | 8 200 | Погруженный дырчатый щит | 500 | 0,3—0,5 |
| Танкеры типа: | | | | | | | | | | |
| «Прага» | 34 | 45 | 5,2 | 1,3 | 0,48 | 5050 | 10 300 | То же | 500 | 0,015 |
| «Джузеппе Гарибальди» | 26 | 48 | 4,6 | 1,3 | 0,60 | 4100 | 7 570 | » | 500 | ~0,015 |
| «Мир» | 29,5 | 49 | 4,8 | 1,3 | 0,58 | 5340 | 10 000 | » | 500 | 0,015 |
| «Труд» | 28,5 | 52 | 4,9 | 1,2 | 0,60 | — | 9 320 | Внутриколлекторные циклоны | 5000 | 0,004 |
| «Дружба» | 32 | 52 | 5 | 1,2 | 0,60 | — | 10 000 | То же | 5000 | 0,004 |
| Суда типа «Сергей Боткин» | 13 | 37 | 4,2 | 1,2 | 0,60 | — | 5 000 | » | 5000 | 0,004 |

# Накипеобразование

Таблица 7-39

## Накипе- и шламообразующие соли, виды отложений

| Анионы (в избытке) *мг-экв/л* | Катионы | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $Ca^{2+}$ | | $Mg^{2+}$ | | $Fe^{2+}$, $Fe^{3+}$ | |
| | Соль | Вид отложений | Соль | Вид отложений | Соль (или окисел) | Вид отложений |
| $HCO_3^-$ | $CaCO_3$ | Накипь, плотная, прочная | $MgCO_3$ | Накипь плотная, прочная | — | — |
| $SO_4^{2-}$ | $CaCO_4$ | Накипь плотная, более прочная | $MgSO_4$ | Хорошо растворим | — | — |
| $SiO_3^{2-}$ | $CaSiO_3$ | Накипь плотная, очень прочная | $MgSiO_3$ | Шлам прикипающий | $Na_2SiO_3 \cdot Fe_2(SiO_3)_3$ | Накипь плотная, прочная |
| $OH^-$ | $Ca(OH)_2$ | Шлам — накипь непрочная | $Mg(OH_2)$ | То же | $Fe(OH)_2$ $Fe(OH)_3$ $FeO_1 \times \times Fe_2O_3$ | То же |
| $SiO_3^{2-}$ и $OH^-$ | $CaSiO_3$ и $Ca(OH)_2$ | То же | $2Mg(SiO_3)_2$ $Mg(OH)_2$ | Шлам слабо прикипающий | — | — |
| $HPO_4^{2-} > SO_4^{2-} + SiO_3^{2-}$ | $CaHPO_4$ | Накипь плотная, прочная | $MgHPO_4$ | Шлам прикипающий | — | — |
| $PO_4^{3-}$ и $OH^-$ (в норме) | $3Ca_3(PO_4)_2$ $Ca(OH)_2$ | Шлам, очень слабо прикипающий | $Mg(OH)_2$ | См. выше | $FeFeO_3$ и $Fe(FeO_3)_2$ | Накипь — шлам |
| $PO_4^{3-} > 2{,}5\ OH^- <$ | То же | То же | То же | То же | $NaFePO_4$ | Накипь плотная, прочная |
| $< 0{,}06 PO_4^{3-}$ | | | | | | |

Примечания: 1. В кислой среде соли выделяются, главным образом в виде твердой плотной накипи, в щелочной — в виде шлама или неплотной накипи.

2. Если концентрация солей в воде превосходит их растворимость вследствие упаривания, то они откладываются на поверхности нагрева в виде плотной прочной накипи; если — вследствие избытка соответствующего аниона, то выпадают в виде шлама.

3. Во избежание накипеобразования при периодическом вводе реагентов, следует выдерживать нормы качества котловой воды (табл. 7-35), соблюдая при этом рекомендуемые соотношения между фосфатным и щелочным числами.

Таблица 7-40

**Растворимость накипеобразующих солей при различных температурах (давлениях) котловой воды (в *мг/л*)**

| Соли | Давление, *ата*/температура °С | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 1/100 | 10/179 | 20/211 | 40/249 | 60/274 |
| $Fe(FeO)_2$ | 0,965 | 0,515 | 0,345 | 0,242 | 0,221 |
| $Ca(OH)_2$ | 600 | 100 | 80 | — | — |
| $CaSO_4$ | 670 | 134 | 62 | 33 | 28 |
| $CaCO_3$ | 24 | 19,5 | 17,2 | 15,2 | 13,9 |
| $Mg(OH)_2$ | 4,35 | 3,5 | 2,7 | 0,73 | 0,7 |
| $3Ca_3(PO_4)_2\,Ca(OH)_2$ В среде | | | | | |
| pH-7 | $8\cdot10^{-3}$ | $7\cdot10^{-3}$ | $5{,}9\cdot10^{-3}$ | $4\cdot10^{-3}$ | $2{,}3\cdot10^{-3}$ |
| pH-9 | — | $0{,}21\cdot10^{-3}$ | $0{,}18\cdot10^{-3}$ | $0{,}15\cdot10^{-3}$ | $0{,}12\cdot10^{-3}$ |

## Циркуляция воды в котлах

Повреждения кипятильных трубок котлов, связанные с нарушением циркуляции, происходят из-за образования в них свободного уровня воды.

Таблица 7-41

**Характер повреждений слабонапряженных трубок при образовании свободного уровня**

| Области температур газов | Характер повреждений |
|---|---|
| Выше 400° С | Перегрев металла и разрыв трубок выше свободного уровня воды |
| Ниже 400° С | Кольцевые трещины трубок на границе пара |

Таблица 7-42

**Внешние признаки образования свободного уровня в трубах (до появления повреждения)**

| Участки кипятильных труб | Характер отложений |
|---|---|
| Входные участки | Твердая, бугристая накипь; вторичная накипь из шлама (при малых скоростях воды) |
| В районе свободного уровня | Солевые отложения повышенной толщины (растворимые соли) |

Таблица 7-43

## Причины нарушения нормальной циркуляции воды в кипятильных трубках

| Изменение условий циркуляции | Причины | Рекомендации |
|---|---|---|
| Уменьшение движущего напора в отдельных трубках вследствие: | | |
| неравномерного тепловосприятия трубками | 1) Неравномерная отдача тепла факелом; | 1) Проверить работу форсунок, следить за факелом в процессе эксплуатации; |
| | 2) задевание факелом отдельных трубок; местное шлакование или закрытие нижних участков трубок; | 2) следить за образованием шлаковых отложений; |
| | 3) снижение тепловосприятия из-за внутренних и наружных загрязнений | 3) предупредить образование загрязнений трубок (банение, нормальный внутрикотловой режим) |
| повышения экономайзерного участка подъемных труб | 1) Снижение температуры питательной воды; | 1) Поддерживать нормальную температуру питательной воды; |
| | 2) неравномерное распределение воды в верхнем коллекторе; | 2) перед закрытием котла проверить чистоту отверстий распределительной трубы; |
| | 3) охлаждение опускных труб вследствие повреждения изоляции | 3) перед пуском котла проверить состояние изоляции опускных труб |
| Увеличение гидравлического сопротивления: | | |
| опускных труб | 1) Парообразование вследствие нарушения изоляции труб, расположенных в газоходах; | 1) Проверить состояние изоляции опускных труб; |
| | 2) резкое снижение давления и вскипания воды в опускных трубах; | 2) избегать резких изменений нагрузок, проверять состояние перегородок между подъемными и опускными трубами; |
| | 3) захват пара из подъемных труб; кавитация при снижении уровня воды в котле | 3) проверить допустимое превышение уровня воды над опускными трубами |
| подъемных труб | 1) Различие в погиби отдельных труб; | 1) Не допускать изменений поверхности котла при ремонте без предварительного расчета циркуляции; |
| | 2) неравномерное отложение шлама по длине нижних коллекторов; | 2) проверять отложение шлама и в случае необходимости предусмотреть дополнительные продувочные устройства; |
| | 3) отложение накипи и уменьшение проходного сечения труб | 3) поддерживать внутрикотловой режим в пределах норм, очистка труб во время ремонта |

Примечание. Допустимую (минимальную) высоту на входе воды в опускные трубы определяют по формуле

$$h_{оп} > 1{,}5\frac{w_{оп}^2}{2g}\gamma,$$

где $h_{оп}$ — высота воды над опускными трубами (расчетная), *мм*;
$w_{оп}$ — скорость воды в опускных трубах, *м/сек*;
$\gamma$ — удельный вес воды, *кг/м*$^3$.

Скорость воды в опускных трубах можно определить по кратности циркуляции, предельно возможной для данного типа котла.

*Определение действительного уровня воды при набухании.* Величина повышения уровня воды в коллекторе над уровнем воды в водоуказательном стекле определяется из выражения

$$\Delta h = h_в \left( \frac{\gamma}{\gamma_{оп}} - 1 \right) \text{ см},$$

где $h_в$ — высота слоя котловой воды, через который барботирует пар, *см*;

$\gamma$ и $\gamma_{оп}$ — удельные веса котловой воды и пароводяной смеси, *кг/см*$^3$.

Удельный вес пароводяной смеси зависит от давления пара и объемного напряжения зеркала испарения $\left(q_в, \frac{м^3}{м^2 \cdot ч}\right)$ или приведенной скорости пара, т. е. $w = \frac{q_в}{3600}$ (рис. 7-31).

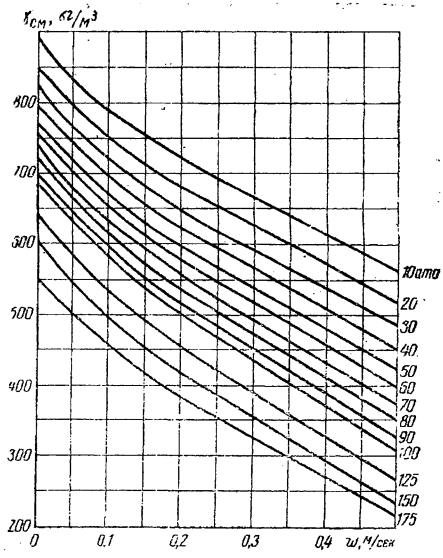



Рис. 7-31. Зависимость удельного веса пароводяной смеси от приведенной скорости пара

## Коррозия котлов и ее предупреждение

Таблица 7-44

**Виды и предупреждение коррозии котлов**

| Элементы котла и признаки коррозии | Причины и тип химических реакций | Меры предупреждения |
|---|---|---|
| | *Пароводяная* | |
| Пароперегреватели и экранные трубки. Присутствие в паре свободного водорода | $3Fe + 4H_2O \rightarrow Fe_3O_4 + 4H_2$; $Fe + H_2O \rightarrow FeO + H_2$. Скорость реакций возрастает с повышением температуры пара (>400° С) | Поддержание спецификационной величины перегрева пара, нормальная скорость подъема пара, высокие скорости пара (пароперегреватель) и циркуляции (экранные трубки), предупреждение коксования трубок экрана и притопочного пучка |
| | *Кислородная* | |
| Входные участки трубок экономайзера (язвы); при повышенном кислородосодержании (>0,3 *мг/л*) — все зоны нагревательной поверхности | Возрастает с увеличением тепловых нагрузок. Наличие хлоридов в воде увеличивает, а фосфатов и едкого натра снижает скорость коррозии | Деаэрация воды, устранение подсосов воздуха (конденсатор, насосы, ПНД и др.)<br>Ввод гидразина, сульфита натрия (с присадкой хлорида никеля ~ 0,01%) |

*Продолжение табл. 7-44*

| Элементы котла и признаки коррозии | Причины и тип химических реакций | Меры предупреждения |
|---|---|---|
| | *Углекислотная* | |
| Входные участки трубок экономайзера (язвы); при повышенном кислородосодержании ($> 0{,}3$ *мг/л*) — все зоны нагревательной поверхности | Разрушение защитных пленок, наличие свободной углекислоты и понижение pH<br>Ускорение процесса вызывается коррозионными парами медь — железо | Деаэрация, устранение переохлаждения конденсата, повышение воздушной и водяной плотности конденсатора<br>Удаление карбонатов из питательной воды (ионнообменные фильтры), применение реактивов, не содержащих карбонаты |
| | *Аммиачная* | |
| Коррозия медных сплавов (арматура, трубопроводы) | Продукты коррозии меди усиливают другие виды коррозии | Снижение присосов воздуха, применение присадок сульфита натрия |
| | *Кислотная* | |
| Разрушение защитных пленок и конструкционных материалов | Гидролитическое разложение солей и образование кислот | Низкие концентрации солей в конденсате, питательной и котловой воде |
| | *Щелочная* | |
| Заклепочные соединения, отбуртовки и т. п. | Электрохимическая коррозия при высоких местных концентрациях щелочности | Поддержание в котловой воде рекомендованных соотношений между избытком фосфатов и гидратов, низкой гидратной щелочности (до нуля при $PO_4^3 < 82$ *мг/л*) |
| | *Межкристаллитная* | |
| То же | Наличие в котловой воде гидратной щелочности. Хрупкость металла вызывается также образованием водорода в процессе коррозии | Поддержание чисто фосфатного режима, возможно низких значений гидратной щелочности, концентрации нитратов в котловой воде ~ 50% от гидратной щелочности |
| | *Подшламовая (язвенная, «ракушечная»)* | |
| Испарительные и экранные пучки трубок, нижние коллекторы | Развивается за счет окислов железа и меди | Очистка от накипи продуктов коррозии и шлама; предупреждение поступления в котел продуктов коррозии, щелочной коррозии |
| | *Коррозия в области высоких температур газа (ванадиевая)* | |
| Поверхности в области высоких температур | Окислы $V_2O_5$ являются сильными катализаторами. Образование на стенках трубок отложений сернистых соединений ($Na_2SO_4$ и др.), золы и несгоревшего топлива | Тонкий распыл топлива, низкий коэффициент избытка воздуха, исключение случаев работы топки с недостатком воздуха (низкие нагрузки); сепарация и отстаивание топлива, применение присадок, периодические банение и мойка |

*Продолжение табл. 7-44*

| Элементы котла и признаки коррозии | Причины и тип химических реакций | Меры предупреждения |
|---|---|---|
| | *Коррозия в области низких температур газа* | |
| Воздухоподогреватель, экономайзер | Электрохимическая коррозия и налипание летучей золы при температурах стенок ниже «точки росы». Наивысшая «кислотная точка росы», дымовых газов при $\alpha = 1{,}1 \div 1{,}2$ | Подогрев воздуха в воздухопроводах, малый коэффициент избытка воздуха ($\alpha = 1{,}01 \div 1{,}02$), присадки к топливу |

## Внутрикотловое корректирование состава воды

Таблица 7-45

### Реактивы и их назначение

| Режим | Реактивы и способы, применяемые для предупреждения | | | |
|---|---|---|---|---|
| | накипи | вспенивания | коррозии | щелочной хрупкости |
| Фосфатно-щелочной для котлов давлением 40 *атм* | Тринатрийфосфат, едкий натр, сода | Снижение солесодержания котловой воды, содержания солей, жесткости, масла и кислорода в питательной воде | Едкий натр и фосфаты для поддержания соотношения хлоридов и щелочного числа в пределах трех-четырех | Ограничение содержания щелочи (см. нормы на котловую воду) |
| Фосфатно-нитратный для котлов с давлением выше 40 *атм* | Тринатрийфосфат, едкий натр | То же | То же | Нитрат натрия для поддержания соотношения $\frac{NaOH}{NaNO_3} \approx 2$ |

Примечание. Фосфатно-нитратный режим следует применять также для котлов низкого давления, в воде которых не выдерживается нормированное соотношение щелочного числа и хлоридов.

Таблица 7-46

### Реактивы для корректирования состава котловой воды

| Реактив | ГОСТ или ТУ | Упаковка, вес | Содержание реактива, % | Показатель для реактива |
|---|---|---|---|---|
| Противонакипин (антидепон) | МРТУ 3196-0,85—64 | Фанерные бочки 50 *кг* | — | Осадочный эквивалент—140; щелочной —240 |
| Едкий натр технический | ГОСТ 201—58 сорт А | Стальные бочки 100—200 *кг* | 95 | 42,2 *мг/л* |
| » Б | | | 92 | 43,5 *мг/л* |
| Сода кальцинированная техническая | ГОСТ 5100—64 | Бумажные мешки до 50 *кг* | 95 | 56 *мг/л* |

*Продолжение табл. 7-46*

| Реактив | ГОСТ | Упаковка, вес | Содержание реактива, % | Показатель для реактива |
|---|---|---|---|---|
| Тринатрийфосфат | ГОСТ 201—58 | Бумажные мешки 35—45 *кг*; бочки 250 *кг* | 23,7 | 133 *мг/л* |
| Натрий азотнокислый (натриевая селитра) | ГОСТ 828—68 сорт I<br>» II | Бумажные мешки 40—50 *кг*, бочки 100—200 *кг* | 98—88 | 43 |

**Эквиваленты реактивов.** Осадительный эквивалент реактива — его количество в граммах, необходимое для осаждения солей некарбонатной жесткости с концентрацией 1 *мг·экв/л* из 1 *т* воды (или для осаждения солей в количестве 1 *г·экв*).

Щелочной эквивалент реактива — его количество в граммах, необходимое для повышения щелочности воды на 1 *мг-экв/л* в 1 *т* воды.

Таблица 7-47

**Осадительные и щелочные эквиваленты реактивов при корректировании состава котловой воды**

(*C* — концентрация химически чистого активного вещества в товарном реактиве, %, *m* — степень гидролиза соды, *доли*)

| Реактивы | Осадительный эквивалент $Э_о$, *г* для некарбонатной жесткости | | Щелочной эквивалент $Э_щ$, *г* |
|---|---|---|---|
| | кальциевой | магниевой | |
| Едкий натр технический | Не осаждает | $\frac{40}{0{,}01\,C}$ | $\frac{40}{0{,}01\,C}$ |
| Сода кальцинированная техническая | $\frac{53}{0{,}01\,C\,(1-m)}$ | $\frac{53}{0{,}01\,C\cdot m}$ | $\frac{53}{0{,}01\,Cm}$ |
| Тринатрийфосфат — при щелочности воды (в *мг-экв/л*) от концентрации фосфатов (в *мг-экв/л*): >42% | $\frac{29{,}5}{0{,}01\,C}$ | Не осаждает | $\frac{75}{0{,}01\,C}$ |
| То же, <42% | $\frac{31{,}7}{0{,}01\,C}$ | $\frac{31{,}7}{0{,}01\,C}$ | $\frac{75{,}5}{0{,}01\,C}$ |
| Натрий азотнокислый для поддержания его концентрации в 50% от NaOH | — | — | $\frac{42{,}5}{0{,}01\,C}$ (условно) |

Примечание. Степень гидролиза кальцинированной соды определяется в зависимости от давления пара по данным табл. 7-48.

Таблица 7-48

**Степень гидролиза кальцинированной соды**

| Давление в пароводяном коллекторе котла, *кгс/см²* | 5 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 20 | 30 | 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Степень гидролиза, *доли* . . . . . | 0,10 | 0,30 | 0,36 | 0,41 | 0,46 | 0,50 | 0,55 | 0,59 | 0,635 | 0,78 | 0,90 | 0,98 |

Таблица 7-49

## Расход реактивов для корректировки состава котловой воды в зависимости от ее режима

$G_в$ — вес воды в котле, *т*; $D_д$, $D_{п.в}$, $D_{пр}$, $D_к$, $D$ — соответственно расход добавочной, питательной и продувочной воды, конденсата и паропроизводительность котла, *т/ч*; $p$ — продувка котла в долях от паропроизводительности $D$; $Э_0$ и $Э_щ$ — осадительный и щелочной эквиваленты; жесткость, *мг · экв/л*: $Ж_0^{п.в}$ — общая питательной воды; $Ж_к$ — карбонатная; $Ж_н^д$ и $Ж_н^к$ — некарбонатная добавочной воды и конденсата; $Ж_н^{кв}$ — котловой воды; щелочность котловой воды, *мг · экв/л*: $Щ_к$ — заданная по нормам, $Щ_к'$ — фактическая; $PO_4^{3-}$ — заданный по нормам избыток фосфатов в котловой воде, *мг · экв/л*:

$$PO_4^{3-} = \left[PO_4^{3-}\right]^{кв}_{общ} - Ж_н^{кв},$$

здесь $\left[PO_4^{3-}\right]^{кв}_{общ}$ — замеренная концентрация фосфатов в котловой воде.

| Применяемый реактив | Период ввода реактива | Расход реактива, *кг/сутки* |
|---|---|---|
| | *Щелочно-фосфатный режим котловой воды* | |
| Антидепон | При заполнении котла | $G = 0{,}001G_в\,(Э_0Ж_н + Э_щЩ_к)$, |
| То же | При работе котла | $G = 0{,}024\left[Э_0\left(D_д Ж_н^д + D_к Ж_н^к\right) + Э_щ D_{пр} Щ_к\right]$ |
| | При корректировании щелочности котловой воды | $G = 0{,}001G_в \cdot Э_щ \cdot \left(Щ_к - Щ_к'\right)$ |
| | *Щелочно-фосфатный нитратный режим* | |
| Тринатрийфосфат | При заполнении котла | $G = 0{,}001G_в 0{,}16Э_0 Ж_0^{п.в}$ |
| Сода или едкий натр | То же | $G = 0{,}001G_в\left[0{,}84Э_щ Ж_0^{п.в} + Э_щЩ_к\right]$ |
| Натрий азотнокислый | » | $G = 0{,}001G_в Э_щ Щ_к$ |
| Тринатрийфосфат | При работе котла | $G = 0{,}024\left[0{,}16D_{п.в} Ж_0^{п.в} + D_{пр}PO_4^{3-}\right]Э_0$ или $G = 0{,}024DЭ_0\left[(1+p)\,0{,}16Ж_0^{кв} + pPO_4^{3-}\right]$ |
| Сода или едкий натр | То же | $G = 0{,}024\left[0{,}84D_{п.в}Э_0 + D_{пр}Щ_к Э_щ\right]$ или $G = 0{,}024D\left[(1+p)\,0{,}84Э_0 + pЩ_к Э_щ\right]$ |
| Натрий азотнокислый | » | $G = 0{,}024D_{пр}Щ_к Э_щ$ или $G = 0{,}024pDЩ_к Э_щ$ |

Таблица 7-50

## Дозирование противонакипина (антидепона) при заполнении котла водой после котлоочистки или смены воды (*кг/т* воды)

| Некарбонатная жесткость воды, *мг·экв/л* | Заданная щелочность котловой воды, *мг·экв/л* | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 2,5 | 3,5 | 5 | 7,5 |
| 0,2 | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,8 |
| 1 | 0,7 | 1,0 | 1,3 | 1,9 |
| 2 | 0,9 | 1,1 | 1,5 | 2,1 |
| 3 | 1,0 | 1,3 | 1,6 | 2,2 |
| 4 | 1,1 | 1,4 | 1,7 | 2,4 |
| 5 | 1,3 | 1,6 | 1,9 | 2,5 |
| 6 | 1,4 | 1,7 | 2,1 | 2,6 |
| 7 | 1,6 | 1,8 | 2,2 | 2,8 |
| 8 | 1,7 | 2,0 | 2,3 | 2,9 |
| 9 | 1,8 | 2,1 | 2,4 | 3,0 |
| 10 | 2,0 | 2,2 | 2,6 | 3,2 |

*Пример.* Котел с водосодержанием 20 *т* заполнен водой с некарбонатной жесткостью 10 *мг-экв/л*.

Щелочность котловой воды должна быть 5 *мг-экв/л* (щелочное число 200). Из табл. 7-50 находим, что на 1 *т* воды расход противонакипина составит 2,6 *кг*; для заполнения котла требуется 2,6×20, т. е. 52 *кг* противонакипина.

Таблица 7-51

## Дозирование противонакипина (антидепона) при работе котла, *кг*

| Некарбонатная жесткость, *мг·экв/л* | Расход добавочной воды, *т* | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1 | 0,1 | 0,3 | 0,4 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 1,0 | 1,1 | 1,3 | 1,4 |
| 2 | 0,3 | 0,6 | 0,8 | 1,1 | 1,4 | 1,7 | 2,0 | 2,2 | 2,5 | 2,8 |
| 3 | 0,4 | 0,8 | 1,3 | 1,7 | 2,1 | 2,5 | 2,9 | 3,4 | 3,8 | 4,2 |
| 4 | 0,6 | 1,1 | 1,7 | 2,2 | 2,8 | 3,4 | 3,9 | 4,5 | 5,0 | 5,6 |
| 5 | 0,7 | 1,4 | 2,1 | 2,8 | 3,5 | 4,2 | 4,9 | 5,6 | 6,3 | 7,0 |
| 6 | 0,8 | 1,7 | 2,5 | 3,4 | 4,2 | 5,0 | 5,9 | 6,7 | 7,6 | 8,4 |
| 7 | 1,1 | 2,0 | 3,0 | 3,9 | 4,9 | 5,9 | 6,9 | 7,8 | 8,8 | 9,8 |
| 8 | 1,1 | 2,2 | 3,4 | 4,5 | 5,6 | 6,7 | 7,8 | 9,0 | 10,1 | 11,2 |
| 9 | 1,3 | 2,5 | 3,8 | 5,0 | 6,3 | 7,6 | 8,8 | 10,1 | 11,3 | 12,6 |
| 10 | 1,4 | 2,8 | 4,2 | 5,6 | 7,0 | 8,4 | 9,8 | 11,2 | 12,6 | 14,0 |

Таблица 7-52

## Расход противонакипина (антидепона) на подщелачивание котловой воды, *кг*

| Щелочность котловой воды, *мг·экв/л* | Расход воды, *т* | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1 | 0,2 | 0,5 | 0,7 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,7 | 2,0 | 2,2 | 2,4 |
| 2 | 0,5 | 1,0 | 1,4 | 1,9 | 2,4 | 2,9 | 3,4 | 3,8 | 4,3 | 4,8 |
| 2,5 | 0,6 | 1,2 | 1,8 | 2,4 | 3,0 | 3,6 | 4,2 | 4,8 | 5,4 | 6,0 |
| 3,0 | 0,7 | 1,4 | 2,2 | 2,9 | 3,6 | 4,3 | 5,0 | 5,8 | 6,5 | 7,2 |
| 3,5 | 0,8 | 1,7 | 2,5 | 3,4 | 4,2 | 5,0 | 5,9 | 6,7 | 7,6 | 8,4 |
| 4,0 | 1,0 | 1,9 | 2,9 | 3,8 | 4,8 | 5,8 | 6,7 | 7,7 | 8,6 | 9,6 |
| 5,0 | 1,2 | 2,4 | 3,6 | 4,8 | 6,0 | 7,2 | 8,4 | 9,6 | 10,8 | 12,0 |
| 6,0 | 1,4 | 2,9 | 4,3 | 5,8 | 7,2 | 8,6 | 10,8 | 11,5 | 13,0 | 14,4 |
| 7,0 | 1,7 | 3,4 | 5,0 | 6,7 | 8,4 | 10,1 | 11,8 | 13,4 | 15,1 | 16,8 |
| 7,5 | 1,8 | 3,6 | 5,4 | 7,2 | 9,0 | 10,8 | 12,6 | 14,4 | 16,2 | 18,0 |

*Пример.* Суточный расход добавочной воды составляет 6 *т*, некарбонатная жесткость ее 2 *мг·экв/л*; размер продувки 5 *т/сутки*, щелочность котловой воды 5 *мг-экв/л*. По табл. 7-51 находят вес противонакипина для умягчения добавочной воды — 1,7 *кг*, по табл. 7-52 вес противонакипина для восполнения потерь щелочи с продувкой — 6 *кг*. Общий суточный расход противонакипина равен 1,7+6=7,7 *кг*.

## Продувка

Таблица 7-53

**Виды продувки в зависимости от способа отвода воды**

| Продувка | Отвод воды из котла | Контроль за количеством отводной воды | Соотношение концентрации солей между продувками | Рекомендуемый ввод реактивов в котел |
|---|---|---|---|---|
| Периодическая | Периодическая (1 раз в сутки) | По анализу котловой воды и водоуказательному стеклу | Переменное | Порциями в межпродувочный период |
| Непрерывная | Непрерывный (через дроссельную шайбу) | По анализу котловой воды | Постоянное в заданном соотношении (см. табл. 7-35) | Непрерывный, пропорционально подаче питательной воды |

Таблица 7-54

**Величина продувок котлов**

| Тип котла | Добавочная вода | Величина продувки |
|---|---|---|
| Огнетрубные, комбинированные, водотрубные | Пресная | Не более 5% |
| Водотрубные | Умягченная | Не более 2% |
| | Дистиллят | » » 0,5% |

**Определение величины продувки.** Относительная величина продувки

$$p = \frac{C_{\text{п. в}} - C_{\text{п}}}{C_{\text{р}} - C_{\text{п. в}}} \cdot 100\%,$$

где $C_{\text{п}}$, $C_{\text{п. в}}$, $C_{\text{р}}$ — соответственно фактические показатели пара, питательной и продувочной (котловой) воды (по нормам).

Показатели, по которым определяется величина продувки: хлориды, щелочность (или щелочное число), фосфаты, нитраты и концентрация шлама.

Количество выдуваемой из котла воды чаще всего определяется по содержанию в котловой воде хлоридов (см. табл. 7-35). Остальные показатели регулируются вводом необходимого количества реактивов (см. табл. 7-49).

При периодической продувке количество удаляемой воды устанавливается за промежуток времени, при котором показатели котловой воды не снижаются ниже допустимых при максимально возможном удалении воды (по указателю уровня воды в котле).

Если продувка производится один раз в сутки, то

$$D_{\text{пр}} = 240pD \ кг/сутки,$$

где $D$ — паропроизводительность котла, *т/ч*.

При определении величины продувки котла по показателям качества воды, увеличение количества солей в паре (унос) будет приводить к снижению величины продувки.

При значительном уносе примесей насыщенным паром последние будут откладываться в пароперегревателе, что может привести к его аварии или снижению перегрева пара.

При поступлении продуктов коррозии с питательной водой или образовании их

в самом котле обеспечение безнакипного режима возможно за счет повышенной продувки котла. Количество отводимой воды при продувке из котла типа КВГ-25 составляет 1000—1200 *кг*.

Количество примесей в воде или паре определяется методом титрования или электрическими солемерами.

При непрерывной продувке диаметр трубопроводов выбирают из расчета скорости воды примерно 2 *м/сек*. Диаметр игольчатого клапана обычно принимают 5—6 *мм*.

Диаметр шайбы определяют из уравнения

$$D_{пр} = 3600\alpha F\sqrt{19{,}62\Delta H\gamma},$$

где $D_{пр}$ — количество продувочной воды, *кг/ч*;

$\alpha$ — коэффициент расхода, равный 0,62;

$F$ — площадь сечения шайбы, равная $0{,}785\,d_ш^2$, *м²*;

$\Delta H$ — перепад давления на шайбе, *мм вод. ст.*;

$\gamma$ — удельный вес воды, *кг/м³*.

Диаметр шайбы $d_ш$ должен быть не менее 2 *мм*.

В тех случаях, когда сечение шайбы менее 2 *мм*, необходимо установить последовательно несколько шайб ($\Delta H$ распределится пропорционально числу шайб).

Шламоудаление. Для непрерывного удаления шлама в котлах с давлением не более 16 *ата* применяются шламоудалители. Снижение концентрации шлама, особенно в случаях, когда возможно попадание масла в котлы, предупреждает образование вторичной накипи.

*Термосифонное шламоудаление* основано на разности уд. весов в подъемных и опускных трубках контура. Потери тепла при этом способе составляют 0,5—1%.

*Импульсное шламоудаление* действует за счет падения давления в питательном трубопроводе при работе поршневого питательного насоса. Диаметры шламоудалителей принимают 200—300 *мм* (в зависимости от производительности котлов, качества питательной воды и частоты их периодической продувки).

## ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ КОТЛОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Таблица 7-55

**Внешние признаки неудовлетворительной эксплуатации котлов**

| Признаки | Причины | Дефекты и повреждения |
|---|---|---|
| Солевые отложения на наружных поверхностях котла и арматуры | Нарушение плотности соединений | Разрушение деталей соединений, возможно развитие межкристаллитной коррозии |
| Накипь на поверхностях нагрева | Нарушение водного режима | Перегрев металла в области высоких температур |
| Солевые отложения на внутренних поверхностях труб пароперегревателя | Нарушение водного режима, неудовлетворительная сепарация пара | Перегрев металла |
| Накипь на внутренних поверхностях экономайзера | Питательная вода низкого качества (высокие подсосы морской воды в конденсаторе и потери конденсата) | Уменьшение проходных сечений трубок экономайзера |
| Красно-бурый оттенок накипи на всей поверхности (в отличие от обычного желтого или светло-серого цвета) | Поступают продукты коррозии с питательной водой | Повышенная коррозия котла |
| Красно-бурый оттенок накипи в отдельных местах водяного объема коллекторов и труб; темно-бурый налет на стенках парового объема | Интенсивная коррозия из-за плохой деаэрации питательной воды | Коррозия стенок и уменьшение их толщины |
| Накипь светлого цвета, легко отделяемая | Упуск воды | Перегрев металла |

Таблица 7-56

## Оценка внутреннего состояния котла между котлоочистками в зависимости от толщины слоя накипи

| Тип котла и его элементы | Докотловая водоподготовка | | | Внутрикотловая водоподготовка | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Толщина слоя накипи, *мм*, и оценка состояния котла | | | | | |
| | Хорошее | Удовлетворительное | Неудовлетворительное | Хорошее | Удовлетворительное | Неудовлетворительное |
| *Огнетрубный и комбинированный* | | | | | | |
| Огневая камера, жаровые и водогрейные трубы . . . . . | До 0,1 | До 0,2 | Более 0,2 | До 0,2 | До 0,5 | Более 0,5 |
| Дымогарные трубы | До 0,2 | До 0,5 | Более 0,5 | До 0,2 | До 0,5 | Более 0,5 |
| *Водотрубный* | | | | | | |
| Водогрейные трубы | До 0,1 | До 0,2 | Более 0,2 | До 0,1 | До 0,2 | Более 0,2 |

Примечание. Толщину слоя накипи можно определять по весу: 200 *г* накипи на 1 $м^2$ соответствует толщине слоя в 0,1 *мм*.

Таблица 7-57

## Оценка состояния элементов котлов по коррозии

| Оценка состояния | Экономайзер | Котел | Пароперегреватель |
|---|---|---|---|
| Хорошее | Коррозионных раковин на входной части нет | Коррозионных раковин в коллекторах и трубах нет | Разъеданий и черного налета в выходной части нет |
| Удовлетворительное | Отдельные неглубокие раковины (1—2 на 100 $см^2$) на входном коллекторе и устье труб | Отдельные неглубокие раковины только в коллекторе и сухопарнике (не более 1 на 100 $см^2$) | Тонкий черный налет. Коррозионные раковины в коллекторах насыщенного и перегретого пара (не более 1 на 100 $см^2$) |
| Неудовлетворительное | Отдельные неглубокие коррозионные раковины (до 5 на 100 $см^2$) на поверхности входного коллектора и устье труб | Отдельные неглубокие коррозионные раковины на поверхности коллектора и в опускных трубах (не более 3 на 100 $см^2$) | Черный налет толщиной более 0,03 *мм*. Отдельные коррозионные раковины (до 3 на 100 $см^2$) |

Примечание. Коррозионные разъедания, если они не превышают 15% начальной толщины листа и занимают площадь на одном листе менее 20-кратной его толщины ($мм^2$), устраняются наплавкой. В остальных случаях, или при невозможности наплавки, поврежденные участки заменяются. При разъедании связей более чем на 10% расчетного диаметра они должны быть заменены.

При осмотре кромок листов необходимо обращать внимание на признаки расслоения металла и образование трещин.

Провисшие и погнутые, вследствие перегрева, трубы подлежат замене при стреле прогиба, превышающей два диаметра труб или при уменьшении расстояния между трубами меньше половины первоначального.

При осмотре вальцовочных соединений, гибок труб и листов, сварочных швов и штуцеров необходимо проверить состояние металла и в случае обнаружения трещин межкристаллитного характера вывести котел из эксплуатации для ремонта.

Таблица 7-58

**Нормы продолжительности подъема пара и охлаждения для судовых паровых котлов, *ч***

| Спецификационная паропроизводительность котла, *т/ч* | Огнетрубные и комбинированные котлы | | Водотрубные котлы | |
|---|---|---|---|---|
| | Подъем пара | Охлаждение | Подъем пара | Охлаждение |
| 0,5—1 | 4—5 | 9—12 | 1,5—2,5 | 4—5 |
| 1—2 | 5—7 | 12—16 | 1,5—2,5 | 5—7 |
| 2—3 | 7—9 | 16—20 | 1,5—2,5 | 7—9 |
| 3—4 | 9—11 | 20—25 | 2,5—6* | 9—11 |
| 4—5 | 11—13 | 25—27 | 2,5—6 | 11—12 |
| 5—6 | 13—14 | 27—28 | 2,5—6 | 12—13 |
| 6—7 | — | — | 2,5—6 | 13—14 |
| 7—10 | — | — | 2,5—6 | 14—15 |
| 10—15 | — | — | 2—2,5 | 16—17 |
| 15—20 | — | — | 1,5—2,5 | 17—18 |
| 20—30 | — | — | 1,5—2,5 | 18—20 |
| 30—40 | — | — | 1,5—2,5 | 20—21 |

Примечания: 1. Цифра со звездочкой — нижний предел соответствует вспомогательным вертикальным котлам, а верхний — главным секционным котлам.
2. Время отсчитывается после выключения форсунки и отключения котла от паровой магистрали после срабатывания пара на вспомогательных механизмах до 5 *кгс/см²*.
3. Если температура воздуха в КО выше 10° С, то время охлаждения следует умножить на поправочный коэффициент (табл. 7-59).
4. Внутренний осмотр котла допускается при $t \leqslant 50°$ С.

Таблица 7-59

**Поправочный коэффициент на температуру воздуха в котельном отделении (к табл. 7-58)**

| Тип котла | Поправочный коэф. при температуре воздуха | | |
|---|---|---|---|
| | 20° С | 30° С | 40° С |
| Огнетрубный и комбинированный . . . | 1,15 | 1,25 | 1,5 |
| Водотрубный . . . . . | 1,20 | 1,45 | 1,8 |

Таблица 7-60

## Основные виды и причины повреждений котлов

| Характер повреждений | Причина повреждений | Признаки и контрольные данные |
|---|---|---|
| | *А. Водотрубные котлы* | |
| Повреждения водогрейных трубок (деформации, провисание, трещины, выпучины и разрывы) | 1. Перегрев металла из-за упуска воды, нарушения циркуляции, отложений накипи, заноса масла и мазута, горения кокса на поверхности трубок, «лизания» трубок факелом, загрязнение по газовой стороне хвостовых поверхностей, форсировка котла | 1. Появление окалины, ярких пятен на поверхности, оплавления, деформации и провисания. Также — данные анализа металла аварийных трубок |
| | 2. Снижение прочности металла из-за коррозии (щелочной, кислородной, межкристаллитной и др.) | 2. Общее и местное утонение стенок, трещины. Также — данные анализа металла |
| | 3. Неудовлетворительное качество ремонта (установка дефектных трубок, нарушение прочности при отжиге концов и вальцовке трубок) | 3. Появление течи, трещин, коррозии |
| | 4. Чрезмерное повышение давления (неисправности предохранительных клапанов и манометров) | 4. Трещины не коррозионного характера и неплотности |
| Неплотности вальцовочных соединений | «Простуда» из-за резкого охлаждения элементов котла холодным воздухом; дефекты вальцевания | Появление течи |
| Повреждение пароперегревателей | Перегрев металла из-за пропуска пара перегородками коллектора, снижения или прекращения расхода пара через пароперегреватель, занос трубок коксом и его горение на них; неудовлетворительная сепарация и занос пароводяной эмульсии и солей, неправильный водный режим; форсировка котла, газовый перекос и повышение температуры перегрева; эрозионные разрушения концов трубок и дефекты вальцовочных соединений | Трещины, разрывы трубок; изменение температуры перегрева, контрольные показатели водного режима; также — данные металлографического анализа |
| Повреждения хвостовых поверхностей нагрева (экономайзеры) | Кислородная и кислотная коррозия, эрозионные и кавитационные разрушения; построечные дефекты деталей и электросварки (непровар, шлаковые включения, пороки литья), загрязнение котла, недостатки в системе и выполнении банения | Появление течи, быстрое снижение уровня в расходной цистерне дистиллята |
| Повреждения арматуры, систем регулирования, контроля и сигнализации | Некачественное изготовление арматуры (питательные, предохранительные и др. клапаны), перекосы и заедания штоков, повреждения резьбовых соединений, коррозионные повреждения и ографиченность корпусов, повреждение прокладок, износ набивок; повреждения мембран и сильфонов регуляторов питания, отключение звуковой сигнализации | Нарушение питания котлов, пропуски воды и пара, упуск воды |

*Продолжение табл. 7-60*

| Характер повреждений | Причина повреждений | Признаки и контрольные данные |
|---|---|---|
| *Б. Огнетрубные и комбинированные котлы* | | |
| Повреждения жаровых труб: проседание, отдулины, выпучины; нарушение цилиндрической формы, плотности и прочности заклепочных и сварных соединений | Загрязнение маслом, мазутом, шламом; дефекты металла и конструкций (расслоение металла, трещины, значительная разница в толщине стенок и др.), упуск воды | Контрольные измерения и металлографический анализ |
| Повреждения заклепочных и сварных швов бочек котла | Дефекты, допущенные при изготовлении или ремонте: значительные зазоры между склепываемыми листами; неправильные выбор заклепок, выполнение зенковки; непровары, несоответствие выбора электродов свариваемому металлу; коррозия межкристаллитная (щелочная) | Трещины, коррозионные повреждения и износ; показатели водного режима (по щелочности). Рекомендуется добавка в щелочную воду натриевой селитры (см. табл. 7-46) |
| Повреждения коротких и длинных связей | Коррозионные повреждения, обрыв связей (выпучины стенок огневой камеры), упуск воды | Пропуск воды по контрольным сверлениям связей |
| Повреждения тавровых и угловых соединений топочных устройств | Перегрев металла, вызванный конструктивными недостатками и дефектами обмуровки | Появление окалины, ярких пятен на металлических поверхностях |
| *В. Вспомогательные и утилизационные котлы теплоходов (см. также пункты «А» и «Б»)* | | |
| Взрывы в топках и газоходах | Образование взрывоопасной смеси (концентрация паров нефтепродуктов в воздухе 3,5—6%), неправильная растопка котлов, конструктивные недостатки и неисправности топочных устройств, средств котельной автоматики и защиты, газоходов, завышенная производительность вспомогательных котлов | |
| Повреждения водогрейных трубок | Упуск воды | См. пункт «А» в табл. 7-60 |

## ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ КОТЛОВ

### Виды, объем и условия испытаний

**Виды испытаний:** паспортные, наладочные, регулировочные, контрольные, специальные.

При испытаниях определяют характеристики и показатели котла.

Основные теплотехнические характеристики при полной, максимальной и частичных нагрузках (25, 50 и 75% от номинальной) котла при ручном и автоматическом управлении: расход топлива; паропроизводительность; параметры пара; солесодержание пара и котловой воды; коэффициент избытка воздуха и др. показатели горения; газовоздушные сопротивления тракта и коэффициент полезного действия. Основные зависимости строятся в виде графиков (см. рис. 7-3, 7-4 и др.).

Надежность работы котла в целом и его элементов: температурный режим элементов котла; прочность конструкции; плотность арматуры и обшивки; качество кирпичной кладки и изоляции; устойчивость процесса горения; устойчивость поддержания уровня воды в пароводяном коллекторе при ручном и автоматическом управлении (на переменных режимах).

Маневренные характеристики котла: продолжительность разводки, подъема и сброса нагрузки при ручном и автоматическом управлении; степень устойчивости на этих режимах давления, температуры пара, уровня воды в котле, соотношения «топливо-воздух».

Теплохимические характеристики котла (См. «Теплохимические испытания котла»).

Эксплуатационные особенности котла и трудоемкость обслуживания: удобство обслуживания; доступность и трудоемкость разборки и сборки его отдельных частей (горловин, лазов, внутренних частей парового коллектора, коллектора пароперегревателя, арматуры и др.); доступность для очистки и осмотров; глушения вышедших из строя трубок испарительной части (котла, пароперегревателя, экономайзера); удобство расположения и надежность средств контроля за работой котла; эффективность топочных и сажеобдувочных устройств и др.

**Объем и условия испытаний.** Испытаниям котла предшествуют детальные осмотры (при необходимости — обмеры) и наладка режимов.

**При осмотрах** проверяется соответствие элементов котла техническим условиям (ТУ) и чертежам. Выполняются (или используют данные стендовых испытаний) испытания форсунок и вспомогательных механизмов, обслуживающих котел.

Проверяются: обшивка котла, газоходы и воздуховоды — на плотность; величина деформации конструкций котла при нагреве; регулируются предохранительные клапаны и др. арматура, а также автоматические устройства.

Перед испытанием необходимо: получить характеристики топлива (отбор пробы, анализ); наладить работу топочных устройств на полное сгорание топлива при минимальном избытке воздуха (при различных нагрузках и переменных режимах котла), обеспечить равномерное горение без взрывов, хлопков и вибрации фронтов, а также отсутствие забрасывания топлива и его коксования на поверхностях нагрева, кирпичной кладке и топочных устройствах;

отрегулировать внутрикотловые процессы и водный режим котла;

поддерживать заданные нормы котловой воды (фосфатное, нитратное и щелочное числа котловой воды), определить критическое и предельно допустимое солесодержание котловой воды, проверить надежность циркуляции воды и пароводяной смеси в испарительном контуре котла.

Надежность работы котла в целом и его отдельных элементов в период наладочных испытаний оцениваются на основании осмотров поверхностей нагрева, обшивки, арматуры, топочных устройств, кирпичной кладки и др. элементов котла при нормальных его параметрах (паропроизводительность, расход топлива, давление, температура перегрева и др.).

Испытания котла проводят в режимах минимальной и максимальной нагрузок котла, а также на режимах с расходами топлива в 25, 50, 70 и 100% от номинального.

**Сдаточные испытания** начинаются после 50 *ч* работы котла (без очистки) с нормальной нагрузкой.

Продолжительность каждого установившегося режима должна быть не менее 2 *ч*. На каждом режиме через равные промежутки времени производится не менее 12 замеров всех параметров, подлежащих опытному определению. Одновременность замеров обеспечивается специальной сигнализацией. Для получения более точных и непрерывных данных об измеряемых величинах используют автоматические приборы.

Началом установившегося режима котлов на жидком топливе считается время, когда колебания параметра в трех последних замерах (взятых через 10—15 *мин*) не превышают (%):

| | |
|---|---|
| Расход топлива | ±2 |
| Производительность | ±3 |
| Давление пара в котле | ±2 |
| Температура: | |
| перегретого пара | ±2 |
| питательной воды | ±3 |
| уходящих газов | ±4 |
| Содержание $CO_2$ в дымовых газах | ±3 |
| Напор воздуха перед котлом | ±3 |

Уровень воды в котле в начале и конце каждого режима должен находиться у средней отметки водоуказательного стекла.

Надежность работы котла проверяется на длительном режиме (не менее 12 *ч*) при расходе топлива, соответствующем номинальному. По окончании этого периода производится замер температур стенки труб пароперегревателя на выходе пара, испарительных труб, обшивки и др. элементов, а также определяется устойчивость циркуляционного

контура. Производится тщательный осмотр котла: состояния кладки, изоляции, топочных устройств, поверхностей нагрева, коллекторов, газоходов и воздуховодов, опор котла, контрольно-измерительных приборов, арматуры, арматуры автоматического управления и т. д.

Периодически осматриваются поверхности нагрева и проверяется степень загрязненности водяной стороны (накипь, шлам) и газовой стороны (кокс, сажа, зола).

Особо тщательно проверяется наличие окалины, деформаций, коррозионных повреждений на поверхностях нагрева и в газоходах котла, деформации каркаса и фронта котла.

Надежность пароперегревателя оценивается по состоянию поверхностей (отсутствие деформации и окалины), по температуре стенки трубок, замеряемой с помощью термопар, а также по температуре перегретого пара, которая не должна превышать допустимые пределы.

Надежность работы экономайзера определяется по средней величине недогрева воды до кипения и по температуре стенок отдельных участков трубок (с помощью термопар).

О состоянии изоляции каркаса и обшивки котла судят по температуре наружной поверхности, величине деформации и окалине.

Надежность работы воздухоподогревателя оценивается по температуре стенок, измеряемой с помощью термопар и наблюдением за зольными и сажистыми отложениями.

Маневренные характеристики котла. *Разводка котла* — устанавливается продолжительность подъема давления до рабочего. Выявляются: особенности ее проведения по изменению давления, температуры и расхода топлива, давления воздуха и др.; скорости прогревания коллекторов, их удлинению, температуре трубок пароперегревателя, состоянию кирпичной кладки, дымности и состоянию поверхностей нагрева.

*Подъем и сброс нагрузки* — определяются колебания давления в котле, уровня воды в паровом коллекторе, солесодержание насыщенного пара, температура перегретого пара, воды за экономайзером, скорость входа воды в опускные и подъемные трубы; вибрация котла и наличие дыма.

**Основные величины, подлежащие опытному определению при испытаниях и измерительные приборы.** Перечень измеряемых величин устанавливается после составления материального и теплового балансов котла, его отдельных элементов, теплообменников и обслуживающих агрегатов — в зависимости от намечаемых задач и целей испытания.

Материальный баланс котла

$$D_{\text{п. в}} = D_{\text{пер}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{нас}} + D_{\text{пр}};$$

при регулировании температуры перегретого пара впрыском воды

$$D_{\text{п. в}} + D_{\text{пр}} = D_{\text{пер}} + D_{\text{нас}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{впр}}$$

здесь $D_{\text{п. в}}$ — расход питательной воды, *кг/ч*;

$D_{\text{пер}}$ — то же, перегретого пара, *кг/ч*;

$D_{\text{нас}}$ — то же, насыщенного пара, *кг/ч*;

$D_{\text{охл}}$ — то же, охлажденного пара, *кг/ч*;

$D_{\text{пр}}$ — то же, продувочной воды, *кг/ч*;

$D_{\text{впр}}$ — то же воды, подаваемой на впрыск, *кг/ч*.

При определении расхода топлива необходимо учитывать его сброс в отдельные емкости при регулируемых форсунках и отбор проб — для анализа.

Баланс по расходу воздуха (при отсутствии специальных замеров расхода воздуха и газов или рециркуляции газов) производится по коэффициентам избытка воздуха:

$$\alpha_{\text{ух}} = \alpha_{\text{т}} + \sum \Delta\alpha_i,$$

где $\alpha_{\text{ух}}$ — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;

$\alpha_{\text{т}}$ — то же, в топке;

$\Sigma\Delta\alpha_i$ — сумма присосов воздуха по газоходам.

Коэффициенты избытка воздуха определяются по данным газового анализа.

Особенно тщательному наблюдению следует подвергать плотности газоходов и воздухоподогревателя. Неизменность $\alpha_{\text{ух}}$, определяемого газоанализатором (при установившемся режиме), указывает на плотность газоходов.

Метод контроля полноты сгорания топлива зависит от точности анализа топлива и замеров состава газов.

Когда используется газоанализатор на $CO_2$ и $O_2$, а CO определяется по номограмме (см. рис. 4-58), необходимо

определять температуру газов на выходе из топки, что можно сделать по номограмме (см. рис. 4-55).

В соответствии с перечнем измеряемых величин и предполагаемым их изменением выбираются характеристики измерительных приборов (штатных и дополнительных). Точное определение границ изменений измеряемых величин позволяет выбрать прибор с меньшей ценой деления и обеспечить высокую точность измерения.

## Технический отчет и обработка данных

**Технический отчет по испытанию** содержит: описание котла и его устройств, контрольно-измерительных приборов; методику обработки опытных данных; условия проведения испытаний и характеристики режимов; основные показатели котла, определяющие теплотехнические, теплохимические, маневренные и др. характеристики котла; данные о надежности котла, его эксплуатационные особенности; выводы и предложения.

Обработка первичных опытных данных. Количество записей по каждому прибору должно быть не менее 12—15 на установившемся режиме. Замеры, выходящие за пределы допустимых отклонений от среднеарифметических значений, приведенных в табл. 7-61, исключаются; число их не должно превышать 25% всех замеров. Величины усередняются с учетом поправок приборов.

Таблица 7-61

**Допустимые расхождения между отдельными замерами и среднеарифметическим значением за режим, %**

| Измеряемая величина | Расхождение, % |
|---|---|
| Расходы: | |
| топлива на котел по мерным топливным бакам | ±2 |
| то же, по нефтемеру | ±2 |
| питательной воды на котел по мерным бакам | ±2 |
| перегретого пара (измеряется дроссельным прибором) | ±4 |
| Показания приборов: | |
| термометра на паропроводе перегретого пара за котлом | ±2 |
| манометров на котле и паропроводе перегретого пара за котлом | ±2 |
| термопар, измеряющих температуру уходящих газов | ±4 |
| дифманометра (разность уровней рабочей жидкости), показывающего давление воздуха перед котлом | ±3 |
| термометра на питательной магистрали | ±2 |

Примечание. Изменения величин не должны иметь видимой закономерности их монотонного возрастания или убывания. В противном случае режим нельзя считать установившимся. При замерах уровней следует учитывать возможные монотонные колебания корпуса судна.

Таблица 7-62

**Относительные погрешности при определении показателей величин, входящих в уравнение теплового баланса, %**

| Показатель | Ошибка, % |
|---|---|
| Паропроизводительность | 0,5 |
| Изменение теплосодержания ($i_{пе} - i_{п.в}$) | 0,8 |
| Расход топлива | 0,5 |
| Теплота сгорания топлива | 0,5 |
| Коэффициент полезного действия котла | 1,2 |
| Коэффициент избытка воздуха | 3 |
| Объем воздуха для сгорания 1 *кг* топлива | 1 |
| Объем продуктов сгорания 1 *кг* топлива (полный) | 3,2 |
| Температура уходящих газов | 3 |
| Потеря тепла с уходящими газами | 4,4 |
| Потеря тепла от хим. неполноты сгорания | 15 |
| Потеря тепла в окружающую среду | 10 |

Примечание. При к. п. д. котла < 80% более точные результаты к. п. д. можно получить, используя уравнение прямого теплового баланса; при к. п. д. котла > 80% определять к. п. д. следует с помощью уравнения обратного теплового баланса.

Обработка результатов испытаний проводится по выражениям, приведенным в гл. 4, 5 и 6.

Таблица 7-63

**Требования к точности вычисления величин основных показателей при испытаниях котлов**

| Показатель, размерность | Допустимая точность, % |
|---|---|
| Расход, *кг/ч*: | |
| топлива | 1 |
| питательной воды | 10 |
| перегретого пара | 10 |
| Давление пара или воды, *кгс/см²* | 0,1 |
| Температура, °С: | |
| перегретого пара | 0,5 |
| питательной воды | 0,5 |
| Содержание $RO_2$ и $RO_2+O_2$, % | 0,05 |
| Давление воздуха или газов, *мм вод. ст.* | 0,5 |

Удельный паросъем котла

$$d_к = \frac{D_к}{H_к} \quad кг/м^2 \cdot ч,$$

где $D_к$ — паропроизводительность котла, *кг/ч*;

$H_к$ — суммарная поверхность нагрева котла, $м^2$.

Удельное тепловое напряжение поверхности нагрева котла (или его отдельных элементов)

$$q_т = \frac{Q_{пол}}{H_к} = \frac{BQ_1}{H_к} \frac{ккал}{м^2 \cdot ч}.$$

Удельная тепловая нагрузка топочного объема

$$q_т = \frac{BQ_т}{V_т} \frac{ккал}{м^3 \cdot ч} \text{ или } q_т = \frac{BQ_н^р}{V_т} \frac{ккал}{м^3 ч},$$

где $Q_т$ — располагаемое тепло (в топке) на 1 *кг* топлива

$$Q_т = Q_н^р + Q_{ф.в} + Q_{ф.т} - Q_з - Q_5^т;$$

$B$ — расход топлива, *кг/ч*;

$Q_1$ — полезно используемое тепло топлива, *ккал/кг*;

$H_к$ — поверхность нагрева, $м^2$;

$Q_{ф.в}$ — физическое тепло воздуха, *ккал/кг*;

$Q_{ф.т}$ — то же, топлива, *ккал/кг*.

Напряжение парового объема и зеркала испарения

$$q_{п.о} = \frac{(D_{пер} + D_{охл} + D_н)\, v_н}{V_{п.о}} \frac{м^3 \cdot ч}{м^3};$$

$$q_{з.и} = \frac{(D_{пер} + D_{охл} + D_{нас})\, v_н}{F_{з.и}} \frac{м^3 \cdot ч}{м^2},$$

где $V_{п.о}$ — объем парового пространства, $м^3$;

$F_{з.и}$ — площадь зеркала испарения $м^2$;

$v_н$ — удельный объем насыщенного пара при котловом давлении, $м^3/кг$.

Определение сопротивлений газовоздушного тракта котла (*мм вод. ст.* или *кгс/м²*):

$$\Delta h_к = h_{в.п} - h_{д.т} + \Delta h_с = \Delta h_{в.т} + \Delta h_{г.т} = (h_{вп} - h_т) + (h_т - h_{д.т} + \Delta h_с),$$

где $h_{вп}$ — давление воздуха перед воздухоподогревателем;

$h_{д.т}$ — давление газов перед дымовой трубой;

$h_т$ — давление газов в топке;

$\Delta h_{в.т}$ — сопротивление воздушного тракта;

$\Delta h_{г.т}$ — сопротивление газового тракта;

$\Delta h_с = H(\gamma_{нв} - \gamma_г)$ «самотяга» газохода котла.

Здесь $H$ — высота газохода от среднего уровня форсунок до среза газохода котла (дымовой трубы), *м*;

$\gamma_{н.в}$ — удельный вес наружного воздуха, $кг/м^3$;

$\gamma_г$ — удельный вес газов, $кг/м^3$.

*Удельные веса газов и воздуха:*

$$\gamma_{н.в} = 1{,}293 \frac{273}{273 + t_{н.в}} \cdot \frac{p}{760};$$

$$\gamma_г = \gamma_{0г} \frac{273}{273 + t_{ср}} \cdot \frac{p}{760},$$

где $t_{н.в}$ — температура наружного воздуха, °С;

$t_{ср}$ — средняя температура газов в газоходе котла, °С;

$\gamma_{0г}$ — удельный вес газов (продуктов сгорания);

$p$ — барометрическое давление *мм рт. ст.*

Давление $h$ в каждой точке газовоздушного тракта состоит из статического и динамического давлений потока газов и давления газового столба. Определение их по газовоздушному тракту производится микроманометрами, U-образными манометрами, трубками динамического давления и др.

В судовых котлах иногда трудно выбрать участки для правильного определения динамического давления; сопротивления отдельных участков можно определить по формуле

$$\Delta h = \Delta h_{ст} + \Delta h_{д} + \Delta h_{с} =$$

$$= \left(h_{ст}^{вх} - h_{ст}^{вых}\right) + \left(\frac{w_{вх}^2}{2g}\gamma_{вх} - \right.$$

$$\left. - \frac{w_{вых}^2}{2g}\gamma_{вых}\right) + H\left(\gamma_{н.в} - \frac{\gamma_{вх}+\gamma_{вых}}{2}\right),$$

где $\Delta h_{ст}$ — изменение статического давления по газоходу;

$\Delta h_{д}$ — изменение динамического давления по газоходу;

$\Delta h_{с}$ — изменение давлений газового (воздушного) столба;

$H$ — высота газохода, *м*;

$w_{вх}$ и $w_{вых}$ — скорость газа (воздуха) на входе и на выходе участка (определяется расчетом), *м/сек*;

$\gamma_{вх}$ и $\gamma_{вых}$ — удельный вес газов (воздуха) на входе в участок и выходе из него.

## ТЕПЛОХИМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ КОТЛОВ

Задача теплохимического испытания — отработка водного режима парового котла, обеспечивающего надежную, экономичную и длительную работу его без очисток внутренних поверхностей нагрева.

Теплохимическому испытанию предшествует тщательный осмотр котла и химический анализ солевых и шламовых отложений. Наличие в отложениях солей $CaCO_3$, $CaSO_4$, $CaSiO_3$ указывает на малый избыток в котловой воде ионов $PO_4^{3-}$; солей $Ca_3(PO_4)_2$ — на недостаток ионов $OH$; солей $3Ca_3PO_4Ca(OH)_2$ — на высокую концентрацию шлама (при нормальных избытках ионов $PO_4^{3-}$ и $OH^-$).

**Основные показатели**, характеризующие нормальный водный режим: безнакипная работа поверхностей нагрева; допустимый унос солей с паром; допустимая скорость коррозии поверхностей.

*Снижение уноса солей насыщенным паром.* В связи с капельным уносом солей

$$C_{п} = 0{,}01\, x C_{к.в},$$

где $C_{п}$ и $C_{к.в}$ — контролируемые показатели соответственно пара и котловой воды: солесодержание *СС* (хлор-иона $Cl^-$, гидрат-иона $OH^-$, едкого натра $NaOH$, тринатрийфосфата $Na_3PO_4$ и т. д.);

$x$ — влажность пара, %.

Отложения на поверхностях могут быть легкорастворимые (шлам) и накипеобразные (см. табл. 7-39 и 7-40).

В зависимости от соотношения количества растворимых и нерастворимых солей можно оценить правильность выбранного водного режима. При подаче питательной воды возможен вынос в пароперегреватель накипеобразующих солей.

Влажность пара для сепарационных устройств котлов с нижним и верхним дырчатыми листами:

$$x = M\frac{w_0^{2,76}}{h^{2,3}}; \quad w_0 = \frac{Dv}{F},$$

где $M$ — параметр, зависящий от давления пара (табл. 7-64);

$w_0$ — приведенная скорость пара, *м/сек*;

$h$ — высота парового пространства (с учетом набухания), *м*;

$D$ — паропроизводительность котла (мгновенная), *кг/сек*;

$v$ — удельный объем пара (мгновенный), $м^3/кг$;

$F$ — площадь зеркала испарения, $м^2$.

Таблица 7-64

**Величина параметра $M$ для определения влажности пара**

| Давление пара, $кгс/см^2$ | Величина, $M \cdot 10^3$ |
|---|---|
| 10 | 2 |
| 20 | 4,5 |
| 30 | 7,5 |
| 50 | 17 |
| 60 | 22 |

При наличии сепарационных устройств величина уноса солей с паром зависит от: паропроизводительности котла, концентрации солей в котловой воде и уровня воды в паровом коллекторе котла.

При теплохимических испытаниях определяют концентрацию солей обычно по иону $Cl^-$ или др. показателей солесодержания.

**Критическое и допустимое общее солесодержание** определяется при установившейся производительности котла и среднем уровне воды в паровом коллекторе. Повышая общее солесодержание, определяют зависимость между солесодержанием пара и котловой воды. Концентрацию солей, при которой отмечается резкое увеличение солесодержания пара, принимают за критическое солесодержание котловой воды. Допустимое содержание котловой воды принимают равным 75% от критического. При допустимом солесодержании, нормальной производительности и среднем уровне воды в паровом коллекторе проводят испытание в течение 4 *ч* с замерами через каждые 5 *мин*. Скорость нарастания солесодержания не должна превышать 100 *мг/л·ч*.

**Предельно допустимый верхний уровень воды в паровом коллекторе** котла определяется при номинальной нагрузке котла и допустимом солесодержании котловой воды. В паровом коллекторе котла ступенчато повышают уровень воды (следя по водоуказательному стеклу) на 25—30 *мм*, начиная от средней отметки. При каждом положении уровня воды продолжительность режима не менее 1 *ч*, в течение которого через каждые 5 *мин* определяют солесодержание пара и котловой воды. За критический уровень принимают уровень в водоуказательном стекле, при котором имеет место резкое увеличение солесодержания пара. Затем снижают уровень до предела, при котором прекращаются «броски» солесодержания пара. При этом положении проводят замеры в течение 2 *ч* через каждые 5 *мин*.

**Предельно допустимая паропроизводительность** котла определяется при допустимом солесодержании котловой воды и среднем (или установившемся) уровне воды в паровом коллекторе. Паропроизводительность котла ступенчато повышают на 5%, начиная от номинальной. Замеры при каждой нагрузке котла производят в течение часа через каждые 5 *мин*. Повышение нагрузки производится до тех пор, пока не будут обнаружены «броски» солесодержания пара, т. е. до критической паропроизводительности котла. Затем нагрузку снижают до допустимой — пока не прекратятся броски; при новой нагрузке котел должен проработать не менее 2 *ч*.

*ГЛАВА 8*

# ТУРБИНЫ

## ГЛАВНЫЕ ТУРБОЗУБЧАТЫЕ АГРЕГАТЫ (ГТЗА)

Таблица 8-1

**ГТЗА судов типа «Ленинский комсомол» (ТС-1) и «Прага» — «София» (ТС-2)**

| Характеристика, размерность | ТС-1 | ТС-2 |
|---|---|---|
| Число и тип ступеней: | Активные | |
| ТВД | 10 | 9 |
| ТНД | 9 | 11 |
| ТЗХ | Двухвенечная и 2 активные | |
| Мощность, *л. с.*: | | |
| номинальная на фланце редуктора | 13 000 | 19 000 |
| максимальная | 14 300 | 20 900 |
| номинальная ТВД | 6 850 | 9 500 |
| » ТНД | 6 150 | 9 500 |
| Скорость вращения ТВД и ТНД на режиме номинальной мощности, *об/мин* | 5 340 / 3 580 | 4 780 / 2 900 |
| Скорость вращения гребного винта, *об/мин* | 100 | 110 |
| Мощность ТЗХ, *л. с.* | 5 200 | 7 600 |
| Мощность при работе на одной турбине (аварийный режим), *л. с.* | 4 000 | 6 500 |
| Максимальный упор гребного винта, *т* | 115 | — |
| Эффективный к. п. д., % | 75/76 | 78 |
| Параметры пара перед быстрозапорным клапаном (БЗК): | | |
| давление, *ата* | 40,5 | 40,5 |
| температура, °С | $450^{+20}$ | $465^{+15}$ |
| Вакуум при номинальной мощности и $t_1 = 23°$ С, % | 95 | 95 |
| Давление, *ата*: | | |
| I отбор | 7,5—8,5 | 8,3—8,9 |
| II » | 3,4—3,7 | 3,8—4,0 |
| III » | 0,80—0,87 | 0,77—0,80 |
| Количество пара отборов, *кг/ч*: | | |
| I | 4 600 | 1 300—1 600 |
| II | 950 | 4 400—4 700 |
| III | 3 300 | 4 000—4 200 |
| Всего | 8 850 | 9 700—10 500 |
| Параметры пара перед БЗК на режиме заднего хода: | | |
| давление, *ата* | 40 | 40 |
| температура, °С | До 410 | До 410 |
| Тип редуктора | Цепной | Цепной |
| Вес агрегата, *т* | 140 | 212 |

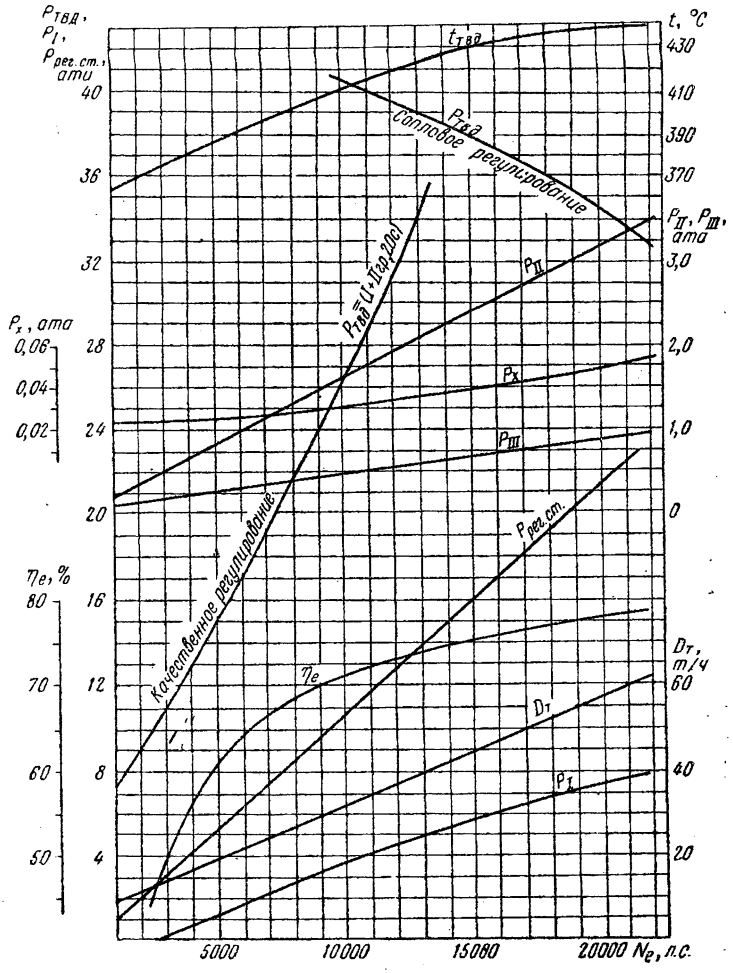



Рис. 8-1. Эксплуатационные характеристики ГТЗА типа ТС-2:
$D_т$ — расход пара на ГТЗА; $\eta_e$ — эффективный к. п. д.; $p_{ТВД}$ и $t_{ТВД}$ — давление и температура пара перед соплами ТВД; давления пара: $p_{р.ст}$ — за регулировочной ступенью ТВД; $p_I$, $p_{II}$ и $p_{III}$ — в камерах 1, 2 и 3-го отборов, $p_x$ — в главном конденсаторе

Таблица 8-2

## Технические данные ГТЗА типа ТС-1

| Технические данные и характеристика | | | Нагрузка | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | с отборами пара | | | без отборов пара | на задний ход | |
| | | | максимально-длительная | нормальная | сниженная | сниженная | полная | длительная |
| Число открытых | | групп сопел $z_{гр}$ | 4 | 3 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| | | сопел $z$ | 37 | 30 | 21 | 15 | 52 | 52 |
| Мощность ГТЗА на фланце редуктора $N_e$, *л. с.* | | | 14 300 | 13 000 | 8 200 | 5 400 | 5 200 | 1 600 |
| Частота вращения гребного вала, $n$, *об/мин* | | | 103 | 100 | 86 | 75 | 74 | 50 |
| Параметры пара | перед БЗК | давление $P_0$, *ата* . . | 40,5 | 40,5 | 40,5 | 40,5 | 40,5 | 40,5 |
| | | температура $t_0$, °С | 440 | 440 | 440 | 440 | 400 | 385 |
| | перед соплами ТВД (ТЗХ) | давление $P_1$, *ата* . . | 37,0 | 37,0 | 38, 0 | 39,0 | 36,0 | 14,8 |
| | | температура $t_1$, °С . . | 438 | 438 | 438 | 439 | 397 | 363 |
| | давление в камерах отбора, *ата* | высокого давления, $P_{в. д}$ . . . . . | 8,2 | 7,45 | 5,22 | 3,72 | — | — |
| | | среднего давления, $P_{с. д}$ . . . . . | 3,76 | 3,42 | 2,39 | 1,71 | — | — |
| | | низкого давления, $P_{н. д}$ . . . . . | 0,91 | 0,83 | 0,58 | 0,41 | — | — |
| Давление в горловине конденсатора $P_x$, *ата* | | | 0,055 | 0,052 | 0,046 | 0,041 | — | — |
| Эффективный к. п. д. ГТЗА $\eta_e$, % . . . . . | | | 75,4 | 75,0 | 65,3 | 60,1 | 38,2 | 27,0 |

Таблица 8-3

## Построечные данные ступеней ТВД ГТЗА типа ТС-1 (для режима 100%-ной мощности)

| Технические данные и характеристика | Ступени | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Диаметр ступени (по направляющим и рабочим лопаткам) $D_{ср}$, *мм* | 724,3<br>725,5 | 510,6<br>511,6 | 514,0<br>515,0 | 517,2<br>518,2 | 521,0<br>522,0 | 526,0<br>527,0 | 528<br>529 | 532<br>533 | 539<br>540 | 548<br>549 |
| Высота направляющих и рабочих лопаток $l_н$, $l_р$, *мм* | 17,3<br>20,3 | 20,6<br>23,6 | 24,0<br>27,0 | 27,2<br>30,2 | 31,0<br>34,0 | 36,0<br>39,0 | 38,0<br>41,0 | 42,0<br>45,0 | 49,0<br>52,0 | 58,0<br>61,0 |
| Отношение $D_{ср}/l_р$ | 35,7 | 21,6 | 19,7 | 17,2 | 15,3 | 13,5 | 12,9 | 11,8 | 10,4 | 9,0 |
| То же, $D_{ср}/D_z$ | 1,32 | 0,93 | 0,94 | 0,945 | 0,955 | 0,96 | 0,964 | 0,97 | 0,98 | 1,0 |
| Число лопаток: | | | | | | | | | | |
| направляющих $z_н$ | 30 | 84 | 84 | 84 | 84 | 84 | 84 | 62 | 62 | 62 |
| рабочих $z_р$ | 150 | 128 | 128 | 128 | 128 | 128 | 128 | 128 | 128 | 116 |
| Угол выхода $\alpha_1$ | 12°13′ | 11°50′ | 11°53′ | 11°57′ | 12° | 12°07′ | 12°11′ | 12°43′ | 12°50′ | 13°0′ |
| Угол выхода $\beta_2$ | 18°29′ | 18°07′ | 18°07′ | 18°15′ | 18°18′ | 18°18′ | 18°26′ | 19°10′ | 19°14′ | 19°14′ |
| Характеристика ступени $u/c_0$ | 0,338 | 0,48 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,51 | 0,54 | 0,54 | 0,55 | 0,58 |
| Окружная скорость $u$, *м/сек* | 203 | 143 | 144 | 145 | 146 | 147 | 148 | 149 | 151 | 154 |
| Степень реактивности $\rho$, % | 2,0 | 10,1 | 14,0 | 13,9 | 14,7 | 16,4 | 18,3 | 19,9 | 21,3 | 23,6 |

Примечание. $D_z$ — средний диаметр последней ступени; $c_0$ — теоретическая скорость потока.

Таблица 8-4

## Построечные данные ступеней ТНД ГТЗА типа ТС-1 (для режима 100%-ной мощности)

| Технические данные и характеристика | Ступени | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Диаметр ступени (по направляющим и рабочим лопаткам) $D_{ср}$, *мм* | 942,6<br>943,0 | 952,0<br>952,5 | 967,5<br>968,0 | 989,0<br>989,5 | 1014,5<br>1015 | 1041,5<br>1042 | 1072,5<br>1073 | 1119,4<br>1120 | 1199<br>1200 |
| Высота направляющих и рабочих лопаток, $l_н$, $l_р$, *мм* | 39,4/43 | 49/52,2 | 64,5/68 | 86/89,5 | 111,5/115 | 137,5/142 | 167,5/173 | 214,5/220 | 293/300 |
| Отношение $D_{ср}/l_р$ | 21,9 | 18,1 | 14,2 | 11,0 | 8,8 | 7,6 | 6,2 | 5,1 | 4,0 |
| То же, $D_{ср}/D_z$ | 0,796 | 0,792 | 0,805 | 0,825 | 0,847 | 0,870 | 0,895 | 0,935 | 1,0 |
| Число лопаток: | | | | | | | | | |
| направляющих $z_н$ | 126 | 128 | 74 | 60 | 90 | 76 | 62 | 60 | 48 |
| рабочих $z_р$ | 227 | 227 | 227 | 185 | 185 | 165 | 200 | 146 | 108 |

*Продолжение табл. 8-4*

| Технические данные и характеристика | Ступени | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Угол выхода $\alpha_1$ | 11°43′ | 11°40′ | 11°29′ | 12°07′ | 12°14′ | 14°36° | 18°22′ | 21°06′ | 24°12′ |
| Угол выхода $\beta_2$ | 18°54′ | 19°01′ | 19°13′ | 19°30′ | 19°34′ | 19°43′ | 26°06′ | 29°40′ | 34°20′ |
| Характеристика ступени $u/c_0$ | 0,534 | 0,529 | 0,532 | 0,557 | 0,592 | 0,580 | 0,638 | 0,651 | 0,649 |
| Окружная скорость $u$, *м/сек* | 176,3 | 178,3 | 181,3 | 184,9 | 190,0 | 195,5 | 201,0 | 209,5 | 224,5 |
| Степень реактивности $\rho$, % | 13,3 | 15,5 | 15,8 | 20,1 | 24,1 | 29,4 | 36,3 | 43,5 | 55,2 |

Таблица 8-5

## Построечные данные ТЗХ ГТЗА типа ТС-1

| Характеристика | Ступени | | | Характеристика | Ступени | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 (РС-2) | 2 | 3 | | 1 (РС-2) | 2 | 3 |
| Диаметр ступени $D_{ср}$, *мм* | 965 | 965 | 965 | Число лопаток: | | | |
| Высота лопаток, *мм*: | | | | направляющих $z_н$ | 52/252 | 118 | 96 |
| направляющих $l_н$ | 13,9/24 | 50 | 105,5 | рабочих $z_р$ | 216/202 | 240 | 144 |
| рабочих $l_р$ | 19/30 | 58 | 122 | Примечание. См. табл. 8-50. | | | |

Таблица 8-6

## Построечные данные ТВД ГТЗА типа ТС-2 ($n = 4780$ *об/мин*)

| Характеристика | Ступени | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Диаметр ступени (по рабочим лопаткам), *мм* | 775 | 643 | 646 | 649,5 | 653,5 | 658,5 | 664,0 | 671,5 | 680,5 |
| Высота рабочих лопаток, *мм* | 28,4 | 21,0 | 24,0 | 27,5 | 31,5 | 36,5 | 42,0 | 49,5 | 58,5 |

*Продолжение табл. 8-6*

| Характеристика | Ступени | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Число сопел | 36 | 50 | 50 | 50 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| Число рабочих лопаток | 107 | 155 | 155 | 155 | 155 | 155 | 155 | 155 | 155 |
| Отношение $D_{ср}/l_р$ | 27,3 | 30,6 | 26,9 | 23,6 | 20,7 | 18,0 | 15,8 | 13,6 | 11,6 |
| Характеристика ступени $u/c_1$ | 0,385 | 0,484 | 0,492 | 0,493 | 0,483 | 0,480 | 0,481 | 0,483 | 0,477 |
| Реактивность ступеней, % | 12,0 | 13,0 | 14,1 | 16,4 | 15,4 | 17,5 | 18,0 | 20,1 | 23,1 |

Таблица 8-7

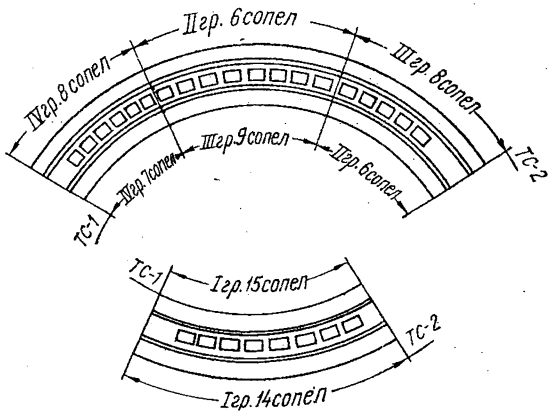
**Построечные данные ТНД ГТЗА типа ТС-2 ($n = 2900$ *об/мин*)**

| Характеристика | Ступени | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Диаметр ступени (по рабочим лопаткам), *мм* | 1104,5 | 1113,5 | 1127,0 | 1143,0 | 1161,0 | 1185,5 | 1217,5 | 1253,0 | 1295 | 1348,0 | 1420 |
| Высота рабочих лопаток, *мм* | 48,5 | 57,5 | 71,0 | 87,0 | 105,0 | 129,5 | 161,5 | 197,0 | 239,0 | 292,0 | 364,0 |
| Число рабочих лопаток | 236 | 236 | 236 | 274 | 190 | 190 | 182 | 178 | 156 | 124 | 96 |
| Отношение $D_{ср}/l_р$ | 22,8 | 19,4 | 15,9 | 13,1 | 11,0 | 9,2 | 7,5 | 6,4 | 5,4 | 4,6 | 3,9 |
| Характеристика ступени $u/c_1$ | 0,482 | 0,480 | 0,481 | 0,492 | 0,503 | 0,497 | 0,519 | 0,534 | 0,534 | 0,543 | 0,503 |
| Реактивность ступеней, % | 10,7 | 13,1 | 14,8 | 20,8 | 22,7 | 25,9 | 33,8 | 38,6 | 44,8 | 51,1 | 61,8 |

Примечание. Рабочие лопатки при $D_{ср}/l_р < 10$ закручены (винтовые).

Таблица 8-8

**Площади сопел турбин высокого давления ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2, *см²***




| Площадь | ТС-1 | | | | | ТС-2 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Группа сопел переднего хода | | | | ТЗХ | Группа сопел переднего хода | | | | ТЗХ |
| | I | II | III | IV | | I | II | III | IV | |
| Суммарная номинальная по чертежу | 13,86 | 5,54 | 8,32 | 6,46 | 25,5 | 19,56 | 8,38 | 11,18 | 11,18 | 41,38 |
| Допустимая суммарная: | | | | | | | | | | |
| наибольшая . . . | 14,07 | 5,63 | 8,42 | 6,56 | 26,1 | 19,81 | 8,48 | 11,31 | 11,31 | 42,22 |
| наименьшая . . . | 13,65 | 5,44 | 8,18 | 6,36 | 25,5 | 19,31 | 8,28 | 11,05 | 11,05 | 41,38 |

Таблица 8-9

**Расход пара через сопловые группы ГТЗА типа ТС-1 (% номинального)**

| Группы сопел | Количество сопел | Расход пара, % | Группы сопел | Количество сопел | Расход пара, % |
|---|---|---|---|---|---|
| I | 15 | 50 | I+II+IV | 28 | 93 |
| I+II | 21 | 70 | I+II+III | 30 | 100 |
| I+IV | 22 | 75 | I+III+IV | 31 | 103 |
| I+III | 24 | 80 | I+II+III+IV | 37 | 123 |

Таблица 8-10

**Пропускная способность сопловых групп ГТЗА типа ТС-1**

| Характеристика сопловых групп | Группа сопел | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | I | I+II | I+II+III | I+II+IV | I+II+III+IV |
| Число сопел . . . . . | 15 | 21 | 30 | 28 | 37 |
| Площадь проходных сечений, *см²* | 13,74 | 19,25 | 27,66 | 25,54 | 33,95 |
| Давление перед соплами, *ата* . . | 19,5/40,5 | 39,2 | 37,0 | 37,5 | 35,0 |
| Расход пара, *т/ч* . . . . . | 11,2/22,9 | 30,6 | 41,9 | 41,0 | 47,9 |

Примечание. Площадь проходных сечений — по построечному формуляру.

Таблица 8-11

## Пропускная способность сопловых групп ГТЗА типа ТС-2

| Характеристика сопловых групп | Группа сопел | | | |
|---|---|---|---|---|
| | I | I+II | I+II+III | I+II+III+IV |
| Число включенных сопел | 14 | 20 | 28 | 36 |
| Параметры пара перед соплами: | | | | |
| давление, *ата* | 41,0 | 39,5 | 37,0 | 36,5 |
| температура, °С | 464 | 464 | 463 | 461 |
| Давление в камере регулировочной ступени, *ата* | 14,5 (14,0) | 19,5 (18,5) | 24,5 (23,5) | 27,5 (26,0) |
| Отношение давлений в соплах | 0,35 | 0,49 | 0,66 | 0,97 |
| Расход пара, *кг/сек* | 9,36 | 12,68 | 16,0 | 17,85 |

Примечание. В скобках приведены эксплуатационные данные.

Таблица 8-12

## Вес узлов и деталей ГТЗА типа ТС-1

| Узлы и детали | Вес, *кг* | Узлы и детали | Вес, *кг* |
|---|---|---|---|
| Верхняя половина корпуса: | | Шестерня II ступени: | |
| ТВД | 3200 | ТВД | 2 107 |
| ТНД | 5000 | ТНД | 2 524 |
| ТЗХ | 920 | Колесо II ступени | 20 465 |
| Ротор: | | Часть корпуса редуктора: | |
| ТВД | 1184 | верхняя (сторона ВД) | 1 135 |
| ТНД | 4250 | » (сторона НД) | 1 130 |
| Маневровое устройство | 2670 | средняя | 13 800 |
| Шестерня I ступени: | | Конденсатор | 33 500 |
| ТВД | 317 | Главный пароструйный эжектор | 1 336 |
| ТНД | 556 | Эжектор отсоса пара от уплотнений | 1 050 |
| Колесо I ступени | 2642 | | |

Таблица 8-13

## Вес узлов и деталей ГТЗА типа ТС-2

| Узлы и детали | Вес, *кг* | Узлы и детали | Вес, *кг* |
|---|---|---|---|
| Верхняя половина корпуса: | | Кожух над шестерней II ступени | 350 |
| ТВД | 2530 | Шестерня II ступени в сборе с торсионным валом и муфтами | 3 721 |
| ТНД | 9880 | Колесо II ступени | 26 637 |
| ТЗХ | 1470 | Вкладыш колеса II ступени | 407 |
| Ротор: | | Шестерня ТНД в сборе с торсионным валом и муфтами | 1 305 |
| ТВД | 1217 | Шестерня ТВД | 561 |
| ТНД | 7190 | Колесо I ступени | 4 926 |
| Маневровое устройство | 2875 | Конденсатор (с водой) | 62 000 |
| Валоповоротный механизм | 500 | Эжектор отсоса пара от уплотнений | 975 |
| Главный упорный подшипник: | | | |
| крышка | 2400 | | |
| корпус | 3255 | | |
| Корпус ТНД | 2148 | | |
| Корпус ТВД | 2070 | | |
| Крышки подшипников колеса II ступени: | | | |
| кормового | 390 | | |
| носового | 995 | | |

Таблица 8-14

**Характеристики ГТЗА крупнотоннажных танкеров**

| Характеристика | Тип танкера | | | |
|---|---|---|---|---|
| | „Мир" | „Дружба" | „Труд" | „Джузеппе Гарибальди" |
| Параметры пара перед соплами: | | | | |
| давление, *ата* | 42 | 41,7 | 41,5 | 41,5 |
| температура, °С | 450 | 444 | 460 | 440 |
| Мощность, *л. с.*: | | | | |
| нормальная | 16 000 | 16 000 | 12 500 | 14 500 |
| максимальная | 17 600 | 17 500 | 13 750 | 16 000 |
| заднего хода | 7 700 | 6 400 | 7 500 | 7 250 |
| Частота вращения, *об/мин*: | | | | |
| ТВД | 4 880 | 5 815 | 4 518/4 664 | 5 050/5 230 |
| ТНД | 4 140 | 3 000 | 3 460/3 575 | 3 330/3 450 |
| вала п. х. | 102/105 | 102 | 109/112 | 110/114 |
| вала з. х. | 77 | 71 | 88 | 88 |
| Число и тип ступеней: | | | | |
| ТВД | Двухвенечная и 9 активных | 8 активных | 9 активных | 1 активная, 24 реактивные ступени |
| ТНД | Двухпроточная, 14 реактивных ступеней | 8 активных | 8 активных | Двухпроточная, 16 реактивных ступеней |
| ТЗХ | Двухвенечная и 1 активная | Двухвенечная и 1 активная | Двухвенечная и 1 активная | — |
| Число сопловых групп и сопел в группе | 4 (3, 8, 2, 4) | 4 (2, 4, 5, 8) | 3 (15, 5, 3) | 4 (5, 11, 9, 6) |
| Количество отборов | 3 | 3 | 2 | 3 |

**Техническая характеристика ГТЗА серийных судов типа «Сергей Боткин»**

| | |
|---|---|
| Мощность, *э. л. с.*: | |
| номинальная | 3800 |
| максимальная | 4500 |
| Частота вращения при максимальной мощности, *об/мин*: | |
| ТВД | 6900 |
| ТНД | 5180 |
| Параметры пара: | |
| давление, *ата* | 32 |
| температура, °С | 390—400 |
| Вакуум (спецификационный), % | 95 |
| Число и тип ступеней: | |
| ТВД | 5, активные |
| ТНД | 5, активные |
| ТЗХ | Двухвенечная и 1 активная |
| Вес, *т*: | |
| ТВД | 5,0 |
| ТНД | 9,5 |
| конденсатора (сухого) | 14 |
| редуктора | 44 |

*Система регулирования* имеет две группы сопел (табл. 8-15), клапаны которых открываются последовательно; *система защиты* — предельные регуляторы, вакуум-реле, по снижению уровня масла в напорной цистерне и давлению в масляном коллекторе. На рис. 8-2 приведены графики расхода пара и к. п. д. ГТЗА в зависимости от развиваемой мощности и соответствующее им изменение давлений в сопловых коробках и камере отбора.

Таблица 8-15

**Пропускная способность сопел ГТЗА судов типа «Сергей Боткин»**

| Группа сопел | Число сопел | Площадь сопел, $см^2$ | Предельный расход, *т/ч* | Параметры пара |
|---|---|---|---|---|
| I | 29 | 7,54 | 10,2 | $p_0 = 32$ *ата*, $t_0 = 390°$ С |
| II | 28 | 7,28 | 9,86 | |

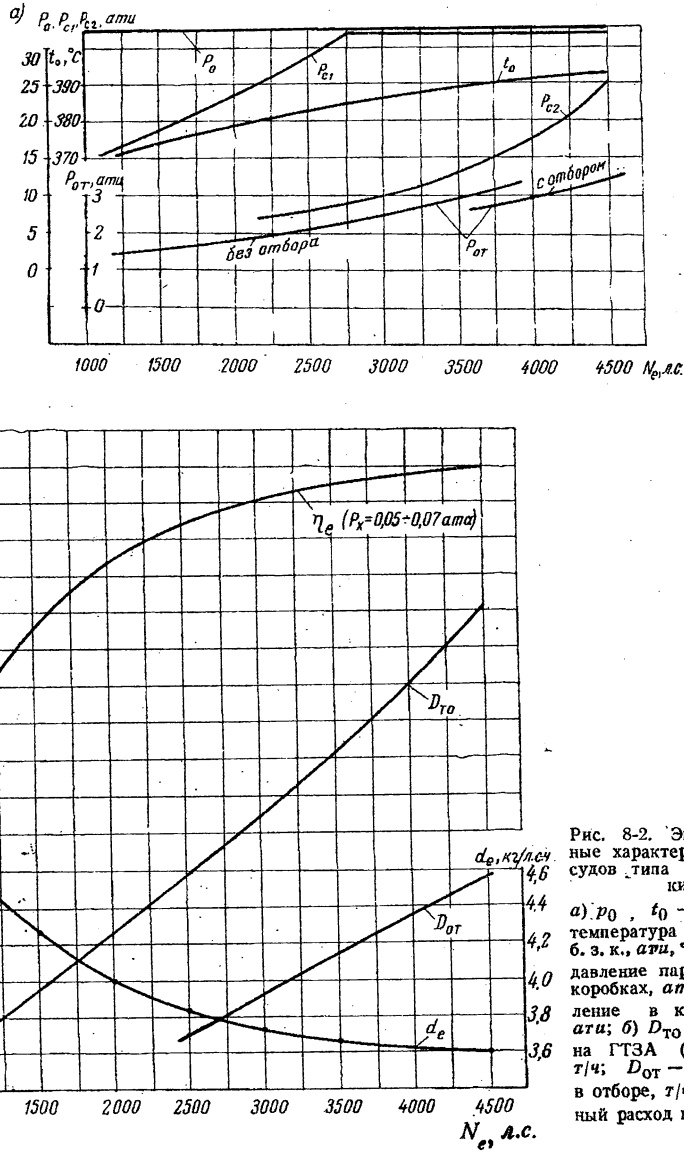



Рис. 8-2. Эксплуатационные характеристики ГТЗА судов типа „Сергей Боткин":

*а*) $p_0$, $t_0$ — давление и температура пара перед б. з. к., *ата*, °С; $p_{c1}$ $p_{c2}$ — давление пара в сопловых коробках, *ата*; $p_{от}$ — давление в камере отбора, *ата*; *б*) $D_{то}$ — расход пара на ГТЗА (без отборов), *т/ч*; $D_{от}$ — расход пара в отборе, *т/ч*; $d_e$ — удельный расход пара, *кг/л. с.-ч*

## ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

### Турбогенераторы судовых электростанций

Электростанции паротурбинных судов оборудованы вспомогательными турбогенераторами (и дизель-генераторами: стояночным, аварийным); на теплоходах устанавливаются утилизационные турбогенераторы. Основные характеристики турбогенераторов приведены в табл. 8-16, 8-17.

Таблица 8-16

## Основные характеристики вспомогательных турбогенераторов

| Показатель, характеристика | Название судна, тип турбогенератора | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | „София", ТД-750-1 | „Ленинский комсомол", „Прага", ТД-600 | „Капитан Кушниренко", „Великий Октябрь", ТД-400 | „Сергей Боткин" | „Мир" | „Дружба" | „Труд" | „Джузеппе Гарибальди" | „Леонардо да Винчи" | „Лисичанск" | „Сплит" |
| Число турбогенераторов | 2 | 2 (3) | 1 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| Мощность номинальная длительная, *квт* | 750 | 600 | 450 | 300 | 600 | 850/680 | 450 | 550 | 400 | 280 | 400 |
| Ср. нагрузка на ходу, *квт* | 500—700 | 300—400 | — | 210—250 | 350—470 | — | — | 350—450 | 280—320 | 225—275 | — |
| Род тока (частота, *гц*) | 50 | 50 | 50 | Пост. | 60 | 60 | 60 | Пост. | 50 | 50 | 50 |
| Напряжение, *в* | 400 | 400 | 400 | 230 | 450 | 450 | 450 | 220 | 400 | 400 | 400 |
| Скорость вращения, *об/мин*: | | | | | | | | | | | |
| турбины | 8500 | 8500 | 8500 | 13 000 | 9800 | 8950 | 12 995 | 8000 | 9930 | 10 220 | 9000 |
| генераторы | 1500 | 1000 | 1500 | 1 500 | 1800 | 1200 | 1 200 | 1200 | 1500 | 1 500 | 1500 |
| Тип турбины | Актив. | Актив. | Актив. | Актив. | Актив. | Актив. | Актив. | Реакт. | Реакт. | Актив. | Актив. |
| Проточная часть турбин | 1С2+6А | 1С2+6А | 5А | 1С2+5А | 1С2+5А | 1С2+5А | 5А | 1С2+22Р | 1А+15Р | 2А | 1С2+4А |
| Давление пара перед турбиной, *кгс/см²* | 39,5 | 39,5 | 4,5—9 | 32 | 40 | 40 | 42,2 | 40 | 8 | 9 | 11,5 |
| Температура пара перед турбиной, °С | 465 | 465 | Не ниже 160 | 395 | 430 | 445 | 460 | 435 | 205 | 179 | X=0,95 |
| Давление отработанного пара, *ата* | 0,055 | 0,055 | 0,08 | 0,10 | 0,065 | 0,08 | 2,0 | 0,06 | 0,09 | 0,11 | 0,31 |
| Расход пара при ном. мощности, *кг/ч* | 4090 | 3410 | — | 1960 | 3530 | — | 3550 | — | 3550 | 2900 | 4840 |
| Уд. расход пара (при ном. мощности), *кг/квт · ч* | 5,45 | 5,68 | — | 6,5 | 5,9 | — | 8,5 | — | 8,88 | 10,4 | 12,1 |
| Эффективный к. п. д., % | 57,5 | 55,1 | — | 53 | 54 | — | — | — | 56 | 46 | — |
| Завод и страна-изготовитель | СССР | СССР | СССР | „Рато-Бретань", Франция | „Исикавояма", Япония | „Мицубиси Кобе Вестингауз", Япония | „Лаваль", Швеция | „Ансальдо", Италия | „Ансальдо", Италия | „Мицубиси Эшер Висс", Япония | „Юготурбина", Югославия |

Таблица 8-17

## Характеристики турбогенераторов типа ТД-600 и ТД-750 (рис. 8-3)

| Характеристика | ТД-600 по ВТУ | ТД-750-1 | |
|---|---|---|---|
| | | По ВТУ | Данные испытаний |
| Номинальная мощность, *квт* | 600 | 750 | 700 |
| Мощность при температурах охлаждающей воды 20° С, окружающего воздуха 40° С, *квт* | 600 | 750 | 750 |
| Давление пара перед БЗК, *ата* | 40,5 | 40,5 | 40,5 |
| Температура пара перед БЗК, °С | 465±10 | 465±15 | 465 |
| Давление в конденсаторе, *ата* | 0,055 | 0,055 | 0,055 |
| Удельный расход пара (*кг/квт·ч*) при мощности: | | | |
| 750 *квт* | — | 5,47 | 5,45 |
| 600 » | 5,69 | — | 5,60 |
| 450 » | 5,92 | — | 5,90 |
| Скорость вращения, *об/мин*: | | | |
| турбины (при 50% нагрузки) | 8500 | 8500 | 8500 |
| генераторы | 1000 | 1500 | 1500 |
| Вес сухой, *кг* | 12 000±3% | 10 800±8% | — |
| Вес в рабочем состоянии, *кг* | 13 200 | 11 700 | — |
| Габариты, *мм*: | | | |
| длина | 5525 | 4520 | — |
| ширина | 2135 | 1900 | — |
| высота | 2290 | 2150 | — |

Примечание. Турбогенераторы способны выдерживать перегрузку сверх ном. мощности на 10% — 2 *ч*, на 25% — 30 *мин* и на 50% — 5 *мин*.

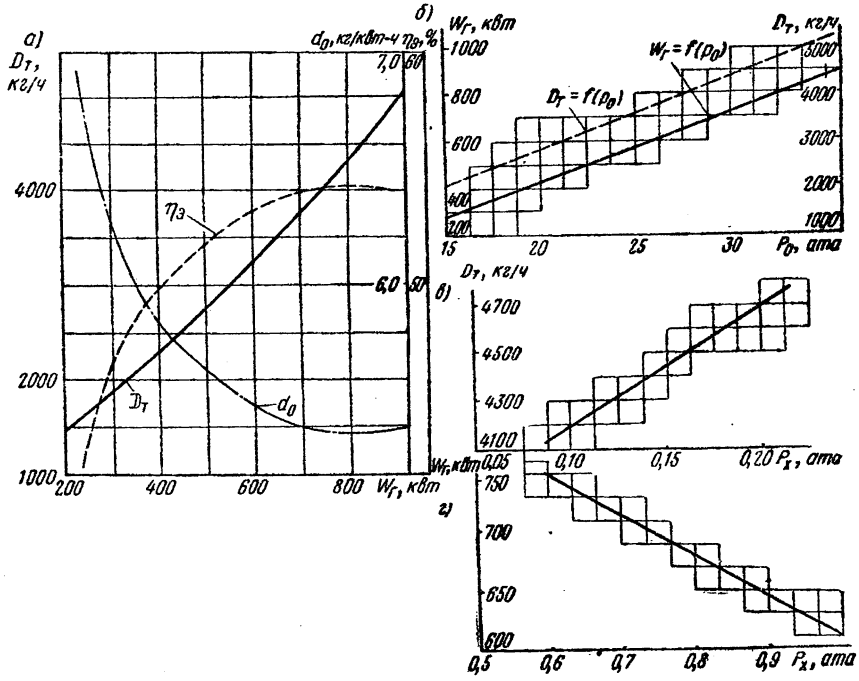



Рис. 8-3. Характеристики турбогенератора ТД-750-1 (танкера типа „София"); зависимости: *а* — расхода пара $D_т$, эффективного к. п. д. $\eta_э$ и удельного расхода пара $d_0$ от мощности турбогенератора $W_т$ при $p_0 = 40{,}5$ *ата*, $t_0 = 465°$ С, $p_к = 0{,}055$ *ата*; *б* — максимальной мощности и расхода пара от давления пара перед турбиной; *в* — приведенного расхода пара от давления в конденсаторе; *г* — максимальной мощности от давления пара за турбиной

*Проточная часть турбин:* двухвенечная регулировочная ступень и шесть активных ступеней (первые две с парциальным впуском). Редуктор одноступенчатый с шевронным зацеплением (нормальный модуль 2,5 *мм*), передаточное отношение $i=8{,}5$. Регулирование — гидродинамическое с синхронизатором; блок защиты — по предельному числу оборотов и давлению масла (меньше 0,3 *кгс/см²*). Система смазки циркуляционная. Автономные конденсационные установки, конденсаторы двухпроточные, 120 *м²*.

**Основные технические данные вспомогательных турбогенераторов судов типа «Сергей Боткин»**

(табл. 8-18)

| | |
|---|---|
| Давление пара перед стопорным клапаном, *ата* | 32 |
| Температура пара, °С | 395 |
| Давление в конденсаторе, *ата* | 0,10 |
| Мощность генератора, *квт*: | |
| номинальная | 300 |
| средняя эксплуатационная | 220 |
| Мощность на валу турбины (при 220 *квт*), *л. с.* | 465 |
| Скорость вращения, *об/мин*: | |
| турбины | 13 000 |
| на холостом ходу | 14 300 |
| генератора | 1 500 |
| Расход пара на турбогенератор: | |
| при мощности 300 *квт* и $p=0{,}063$ *ата* в конденсаторе | 1960 *кг/ч* (6,5 *кг/квт·ч*) |
| при экспл. мощности 220 *квт* и $p=0{,}056$ *ата* в конденсаторе | 1560 *кг/ч* (7,10 *кг/квт·ч*) |
| Допустимая перегрузка в течение 1 *ч* | 10% |

*Проточная часть турбины:* двухвенечная ступень и пять ступеней давления с цельнокованым ротором.

Регулирование — гидродинамическое, два сопловых сегмента и клапаны с приводом от масл. сервомотора; при ср. экспл. нагрузке работает один клапан. Защита по предельному числу оборотов гидравлическая; установлены реле миним. давления масла и ручной выключатель. Система смазки циркуляционная, с приводом насоса от вала редуктора.

Редуктор одноступенчатый с передаточным отношением $i=8{,}7$; зацепление геликоидальное, передача торсионная.

Турбогенераторы имеют автономные конденсационные установки. Конденсатор двухпроточный, регенеративный, поверхность охлаждения 27,5 *м²*; регулятор уровня поплавкового типа с воздушным сервомотором.

Таблица 8-18

**Экономические показатели турбогенератора**

| Показатель | Мощность | |
|---|---|---|
| | Номинальная 300 *квт* | Ср. экспл. 220 *квт* |
| Уд. расход пара: | | |
| на турбогенератор, *кг/квт·ч* | 6,5 | 7,2 |
| на турбину, *кг/л. с.-ч* | 4,2 | 4,4 |
| Общий к. п. д. турбогенератора | 0,53 | 0,485 |
| Внутренний к. п. д. турбины | 0,67 | 0,63 |

## Турбопитательные насосы

*Проточная часть турбины:* регулировочное двухвенечное колесо и четыре ступени давления; везде парциальный впуск; ротор цельнокованый, жесткий ($n_{кр}=1600$ *об/мин*) — табл. 8-19, 8-20.

Расширение ротора и статора — в сторону впуска. Лабиринтовые уплотнения елочного типа, система уплотняющего пара связана с системой отсоса главных турбин.

В модифицированных турбопитательных насосах завода «Экономайзер» (ПТ-40-80М и ПТ-40-110М) применены турбины с одним насаженным двухвенечным диском. Турбонасосы разных индексов различаются сегментами сопел — у турбин, направляющим аппаратом — у насосов; сопловой аппарат размещен в крышке корпуса. Уплотнения лабиринтового типа (утечки $\approx$ 70 *кг/ч*). Система смазки автономная, емкость бака 160 *л*. Расход воды на охлаждение агрегата 10 *т/ч*, конденсата в систему впрыска 1 *т/ч*.

Система регулирования работает на воде при давлении 6—8 *кгс/см²* и оборудована: астатическим регулятором перепада давлений (нечувствительность 0,03 *кгс/см²*), предельным регулятором числа оборотов; реле давления масла (0,8 *кгс/см²*); предохранительным клапаном (3,5—4 *ата*).

Таблица 8-19

## Основные характеристики турбопитательных насосов (см. главу 11)

| Характеристика | Название судна, тип насоса | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | „Ленинский комсомол", ПТ-40-80 | „Прага", ПТ-40-110 | „Ленинский комсомол", „Прага", ПТ-40-20 | „Ленинский комсомол", ПТ-40-80М | „София", „Мир", „Дружба", „Джузеппе Гарибальди", ПТ-40-110М | „Лебедин" | „Труд" |
| Число насосов | 2 | 2 | 1 | 2 | „София" — 3 шт., остальные по 2 | 2 | 2 |
| Производительность, *м³/ч* | 80,5/53,7 | 102/72 | 21,5/10,7 | 75/50 | 95/67 | 38 | — |
| Давление, *кгс/см²*: | | | | | | | |
| нагнетания | 55/50 | 58/53 | 50/47,5 | 55 | 58/53 | 21 | — |
| всасывания | 2,8 | 2,96 | 3,0 | 3 | — | 0,4 | — |
| Скорость вращения, *об/мин* | 6150/5580 | 6500/5850 | 7950/7700 | 6150/5500 | 6500/5850 | 6000 | 4800 |
| Температура питат. воды, °С | 133 | 132 | 133 | 133 | 132 | 80 | — |
| Проточная часть турбины | 1С2+4А | 1С2+4А | 1С2 | 1С2 | 1С2 | | |
| Давление пара, *ата*: | | | | | | | |
| перед турбиной | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 14,5 | 42 |
| отработавшего | 3 | 3 | 2/2,1 | 3 | 3 | 1,4 | 1 |
| Температура пара перед турбиной, °С | 290 | 280 | 290 | 290 | 280 | — | 260 |
| Расход пара на турбину, *кг/ч* | 3350/2500 | 4150/3250 | 1360/1180 | 3400/2500 | 4400/3300 | 1380 | |
| Число ступеней насоса | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 1 | 6 |
| Завод-изготовитель | „Экономайзер" | | | | | „Мицубиси" | „Лаваль" |

Таблица 8-20

## Основные данные турбопривода питательных насосов ПТ-40-80, ПТ-40-110

| Техническая характеристика | Режимы | |
|---|---|---|
| | спецификационный | нормальный |
| Давление пара перед клапаном, *ата* | 40 | 40 |
| Температура пара, °С | 280 | 280 |
| Давление отработавшего пара, *ата* | 3,0 | 3,0 |
| Скорость вращения, *об/мин* | 6350/6500 | 5750/5450 |
| Мощность, *л. с.* | 365 | 230 |
| Эффективный к. п. д. | 0,44 | 0,39 |
| Расход пара, *кг/ч* | 3450 | 3100/2550 |
| Вес, *кг* | 1350 | — |

Примечание. Величины в числителе — к насосу ПТ-40-110 (танкера типа «Прага»), в знаменателе — к насосу ПТ-40-80 (суда типа «Ленинский комсомол»).

Стояночный питательный турбонасос с одной двухвенечной ступенью скорости работает при тех же параметрах пара, что и главные насосы. Характеристики насоса ПТ40-110 приведены на рис. 11-37.

## Турбоприводы грузовых насосов

Основные характеристики турбоприводов грузовых насосов (см. также гл. 11), установленных на отечественных судах, приведены в табл. 8-21.

Зависимость расхода пара от мощности на выходном валу турбопривода ТП-500 показана на рис. 8-4; расход холостого хода $G_{х.х} \approx 1500$ *кг/ч*.

*Турбопривод ТП-320* вертикального типа. Защита (трехимпульсный блок) по: а) повышению числа оборотов на 18% от номинального; б) падению давления в линии смазки ниже 0,3 *кгс/см²*;

Таблица 8-21

**Основные данные турбоприводов грузовых насосов**

| Показатель | Типовое судно | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | „Прага", „София" (ТП-500) | „Ленино" | „Великий Октябрь" (ТП-320) | „Дружба" | „Труд" | „Джузеппе Гарибальди" |
| Число турбонасосов | 3/4 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 |
| Производительность, *м³/ч* | 750 | 1100 | | 1250 | 1100 | 1000 |
| Давление нагнетания, *м вод ст.* | 100,6 | 80 | | 88 | 100 | 120 |
| Мощность турбопривода, *л. с.* | 500 | 570 | 320 | 600 | — | 650 |
| Частота вращения, *об/мин*: | | | | | | |
| турбины | 8500 | 6460 | 9000 | 3660 | — | 4000 |
| насоса | 1500 | 1800 | 1350 | — | — | 1800 |
| Проточная часть турбины | 1С2+2А | 1С2 | 1С2 | 1С2 | 1С2 | 1С2 |
| Параметры пара перед турбиной: | | | | | | |
| давление, *кгс/см²* | 31 | 14,5 | 14 | 40 | 40 | 30 |
| температура, °С | 320 | 199 | 194 | 310 | 280 | 315 |
| Давление отработавшего пара, *ата* | 1,3 | 1,5 | 1,2 | 0,33 | 0,2 | 1 |
| Расход пара на турбину, *кг/ч* | 4700 | 2440 | 4400 | — | — | — |
| Изготовитель | СССР | „Исикавадзима Харима", Япония | СССР | Япония | „Лаваль" | „Вартингтон", Италия |

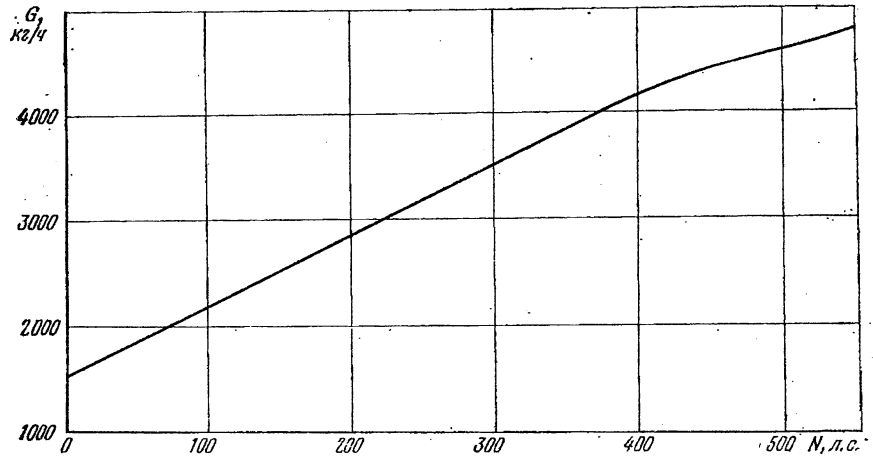



Рис. 8-4. Расход пара на турбопривод ТП-500

в) повышению давления на выхлопе из турбины до 1,5—2 *ата*; количество пара, отсасываемого из концевых уплотнений 55—60 *кг/ч*.

## Турбины отработавшего пара

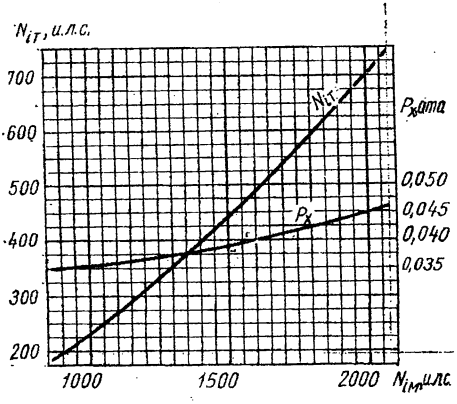



Рис. 8-5. Зависимости мощности турбины отработавшего пара от мощности главной паровой машины $N_{iM}$, *и. л. с.*, и давления в конденсаторе $p_x$

### Технические данные турбины отработавшего пара (рис. 8-5) комбинированных турбопоршневых установок (суда типа «Коломна»)

| | |
|---|---|
| Мощность, *и. л. с.*: | |
| номинальная | 740/600 |
| максимальная | 840 |
| Эффективный к. п. д. | 0,65—0,75 |
| Частота вращения ротора, *об/мин*: | |
| нормальная | 5400 |
| максимальная | 5650 |
| предельная | 6600 |
| Давление пара перед турбиной, *ата*: | |
| нормальное | 0,45/0,385 |
| максимальное | 0,55 |
| Давление в конденсаторе, *ата* | 0,05 |
| Диаметр ротора (у корня лопаток), *мм* | 422 |
| Вес турбины с гидромуфтой и передачей, *т* | 24 |
| Передаточное отношение редуктора | 60 |

Примечание. В числителе — спецификационные данные, в знаменателе — данные испытаний.

Турбина реактивная, с семью ступенями, барабанным или составным ротором. Агрегат имеет двухступенчатый редуктор с гидромуфтой, гидравлическую систему управления и защиты, автономную масляную систему с приводным шестеренчатым насосом, фильтрами и маслоохладителями.

## Газотурбинные установки

**ГТУ с открытыми камерами сгорания** (с постоянным давлением сгорания). ГТУ-10 (20) на теплоходе «Парижская коммуна» построена по схеме, показанной на рис. 8-6 с параметрами ее элементов в режиме номинальной мощности.

### Основные построечные данные ГТУ-10(20)

| | |
|---|---|
| Макс. мощность, *л. с.* | 6500/(13 000) |
| Макс. темп-ра газа перед ТВД, °С | 750 |
| Общая степень повышения давления | 9,0 |
| Расход воздуха, *кг/сек* | 34,2 |
| Степень регенерации | 0,78 |
| Тип турбин | Прямоточные с разрезным валом, двухступенчатые, реактивные с консольными роторами |
| Мощность (внутренняя): | |
| ТВД | 7 675 *л. с.* |
| ТНД | 10 905 „ |
| суммарная | 18 580 „ |
| Мощность компрессоров: | |
| ТВД | 7 675 *л. с.* |
| ТНД | 4 100 „ |
| суммарная | 11 775 „ |
| полезная ТНД | 6 800 „ |
| Коэф. полезной мощности | 36% |
| К. п. д.: | |
| турбин | 0,87—0,88 |
| компрессоров | 0,88—0,89 |
| Частота вращения компрессоров: | |
| ВД | 7100 *об/мин* |
| НД | 5860 „ |
| Тип компрессоров | Осевые |
| Число ступеней компрессоров: | |
| ВД | 12 |
| НД | 6 |
| Тип камеры сгорания | Блочно-кольцевая, 6 жаровых труб |
| Тип регенератора | Пластинчатый с волнистыми каналами; одноходовой по газу и трехходовой по воздуху |
| Тип воздухоохладителя | С перекрестным током; одноходовой по воздуху и воде |
| Тип редуктора | Двухступенчатый с раздвоением мощности |
| Тип гребного винта | ВРШ |

| | |
|---|---|
| Вид топлива . . . . | ДТ-1; газотурбинное |
| Уд. расход топлива при ном. мощности, темп-ре воздуха и воды 20° С . . . . | 225 *г./л.с.-ч* |
| Моторесурс: | |
| полный . . . . . | 80 000 *ч* |
| камер сгорания | 5 000 „ |
| дисков и рабочих лопаток . . . . | 20 000 „ |
| Вес ГТУ . . . . | 250 *т* |
| Уд. вес ГТУ . . . . | 20 *кг/л. с.* |
| Мощность пускового устройства . . . . | 100—120 *квт* |

Примечание. По данным испытаний уд. расход топлива на все нужды, приведенный к спецификационным условиям, составил 236 *г/л. с.-ч.*

**Управление ГТУ** централизованное через командотопливный агрегат (КТА), который осуществляет программную подачу топлива на всех режимах: пуска, рабочем, разгона, предельных чисел оборотов и температуры. В состав КТА входят регулятор расхода топлива, задатчик газа, а также ограничители оборотов, составляющие единую дистанционную пневмосистему. Одновременно с настройкой системы на заданный режим производится воздействие на механизм управления ВРШ через его дистанционную следящую электросистему.

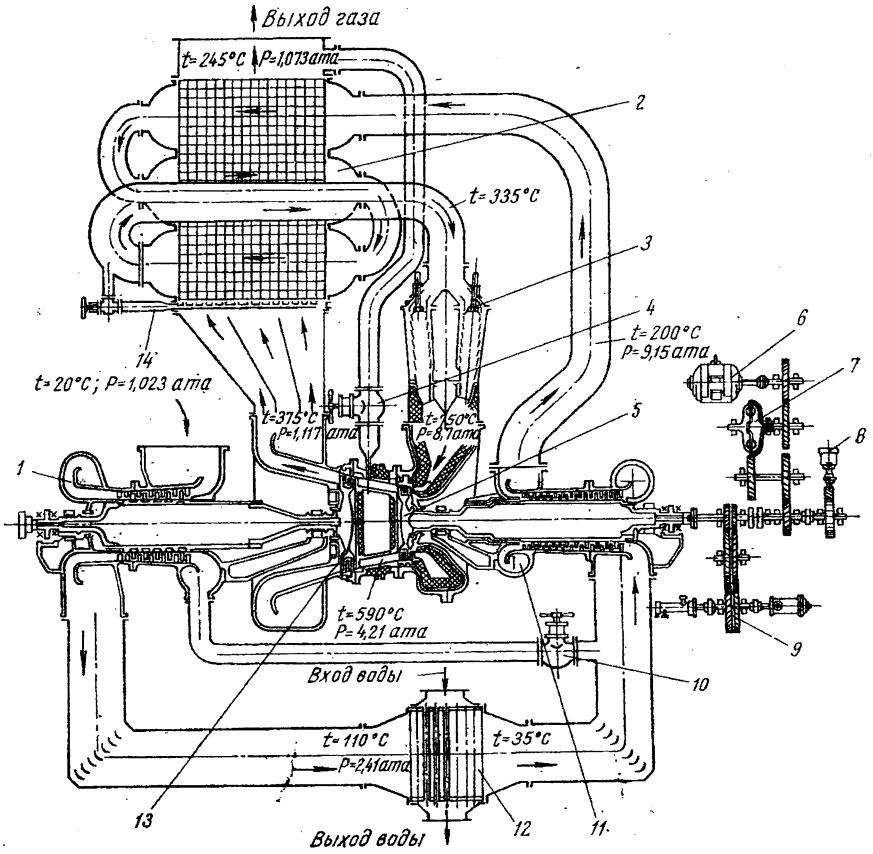



Рис. 8-6. Принципиально-конструктивная схема ГТУ 10 (20);
*1* — КНД; *2* — регенератор; *3* — камера сгорания; *4* — газоперепускной клапан; *5* — ТВД; *6* — пусковой электродвигатель; *7* — гидротрансформатор; *8* — валоповоротное устройство; *9* — коробка привода всп. механизмов; *10* — противопомпажный клапан; *11* — КВД; *12* — воздухоохладитель; *13* — ТНД; *14* — обдувочное устройство регенератора

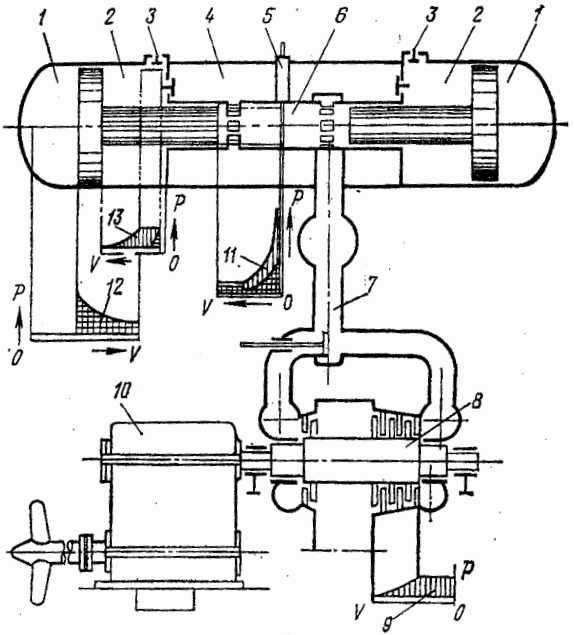



Рис. 8-7. Схема судовой ГТУ с СПГГ:

*1* — буферные цилиндры; *2* — цилиндры компрессора; *3* — всасывающие клапаны; *4* — ресивер; *5* — форсунка; *6* — цилиндр двигателя; *7* — газопровод; *8* — газовая турбина; *9* — диаграмма расширения газа в турбине; *10* — редуктор; *11* — индикаторная диаграмма двигателя; *12* — индикаторная диаграмма буферного цилиндра; *13* — индикаторная диаграмма компрессора

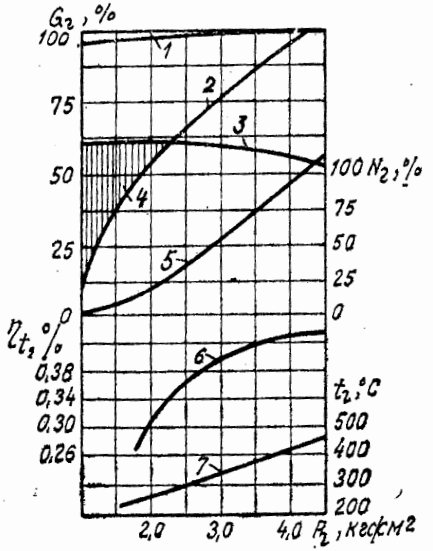



Рис. 8-8. Типовые характеристики СПГГ типа GS-34 и GS-35:

производительность СПГГ: *1* — максимальная, *2* — расход газа на турбину; *3* — минимальная; *4* — перепускаемый избыток газа; *5* — мощность по газу; *6* — к. п. д. СПГГ (по газу); *7* — температура газа

На пульте управления имеются корректоры оборотов ТКВД и шага ВРШ, которые позволяют вручную дистанционно корректировать настройку регуляторов.

Предусмотрено аварийное ручное управление. Рабочей средой системы регулирования, управления и защиты является сжатый воздух — от компрессоров ГТУ; при пуске — от судовой пневмосистемы.

Предусмотрена система защиты и сигнализации по температуре газа, числу оборотов турбокомпрессора НД, уровню масла в напорной цистерне, осевому сдвигу роторов.

**Газотурбинные установки со свободнопоршневыми генераторами газа (ГТУ с СПГГ).** Комбинированная установка состоит из генератора газа типа свободно-поршневого двигателя и газовой турбины (рис. 8-7).

СПГГ представляет собой симметричный агрегат, состоящий из одноцилиндрового двухтактного дизеля с расходящимися поршнями, одноступенчатого двухцилиндрового компрессора простого действия и двух буферных цилиндров. Турбина имеет ступени переднего и заднего хода и соединена с гребным валом через редуктор.

Характеристика СПГГ (рис. 8-8) определяет область возможных режимов его работы и устанавливает взаимосвязь основных параметров, строится в функции от давления газа.

К регулирующим и защитным устройствам СПГГ относятся регуляторы: степени сжатия (стабилизатор), ограничения подачи топлива, предельный давления газа и ограничитель макс. хода поршней.

**Основные данные СПГГ типа GS-34**

| | |
|---|---|
| Диаметр цилиндра: | |
| двигателя . . . | 340 *мм* |
| компрессора . . | 900 „ |
| буферного . . . | 900 „ |
| Ход поршней (от центра до упора в крышки) . . . . . | 400—500 *мм* |
| Мощность номинальная по газу . . . | 1250 *и. л. с.* |
| Давление газа . . . | 4,0 *кгс/см²* |
| Температура газа . . | 437° С |
| Мощность максимальная (при *p* газа 4,5 *кгс/см²*) . . . | 1350 *и. л. с.* |
| Число циклов в минуту . . . . . | 400—600 |
| Средняя скорость поршня . . . . . | 9 *м/сек* |
| Вес . . . . . | 8,5 *т* |

Таблица 8-22

**Основные (спецификационные) данные энергетической установки лесовозов типа «Павлин Виноградов», оборудованных четырьмя СПГГ (типа GS-34)**

| Параметры | Передний ход | |
|---|---|---|
| | полный | максимальный |
| Мощность, *л. с.* . . | 4000 | 4400 |
| Частота вращения винта, *об/мин* . . . | 115 | 119 |
| Расход газа, *кг/сек* | 3,85 | — |
| Давл. газа за СПГГ, *ати* . . . . . | 3,1 | 3,4 |
| Темп-ра газа за СПГГ, °С . . . . . | 450 | 480 |
| Уд. расход топлива ($Q^{р}_{н}$=10 100 *ккал/кг*), *г/э. л. с.* . . . . . | 190+5% | — |
| Мощность ТЗХ, *л. с.* | 1000 | 1400 |

*Газовая турбина* — однокорпусная с шестью ступенями переднего хода и двумя заднего хода. Количество газа регулируется маневровыми клапанами с масляными сервомоторами.

Мощность ТЗХ: 1400 *э. л. с.* при 3820 *об/мин* в течение 15 *мин* и 1000 *л. с.* при 3340 *об/мин* в течение 1 *ч*. Редуктор двухступенчатый с разделением мощности на второй и третьей ступенях; общее передаточное число 47,8.

## ДЕТАЛИ И СИСТЕМЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

### Корпуса турбин

Корпуса турбин — литые или сварные (обычно ТНД), а также сварно-литые. На корпус действуют нагрузки от избыточного давления, веса ротора, опорных реакций диафрагм, усилий, передаваемых присоединенными трубами, и тепловые напряжения.

Толщина стенок корпуса $s=10\div50$ *мм*; у корпусов ТВД ТС-1 и ТС-2 $s=37$ *мм*. Для корпусов применяются следующие материалы: при $t_0 \leqslant 300°$ С — чугуны СЧ 15-32, СЧ 28-44, МСЧ 32-52; при $t_0=320\div450°$ С — стальное литье 20Л, 25Л; при $t_0=450\div500°$ С — 15ХМЛ, 20ХМЛ, корпуса ТВД ЛКЗ — Л25ХМ, ТНД верхняя половина — 30ЛП, ниж-

няя половина — 30ХНДФТ (ТУ), ТЗХ — 20ХМЛ; при $t_0 \geqslant 500°$ С — 20ХМФЛ и др.

Болты и шпильки фланцевых разъемов: при $t_0 \leqslant 350°$ С — из сталей 25, 30, 35, 40; при $t_0 = 350 \div 450°$ С — из сталей 30ХМ, 35ХМ, 30ХМА; при $t_0 = 450 \div 500°$ С — из сталей 38ХМЮА, 25Х2МФА. Гайки: при $t_0 < 420°$ С — из сталей 35, 40, 45; при $t_0 = 425 \div 525°$ С — из сталей 38ХА, 40Х, 30ХМ, 30ХМА, 35ХМА и др.

Для уплотнения фланцевых разъемов применяются мастики (табл. 8-23); иногда — тщательная шабровка и небольшой завал кромок фланцев (0,04—0,05 *мм*), при котором затяжка создает повышенное удельное давление на внутренней части фланцевого контура.

системы шпонок, расположенных в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что обеспечивает тепловые расширения корпусов при сохранении соосности подшипника и турбины. Лапы цилиндра турбины опираются на стул подшипника, связь с которым устанавливается при помощи поперечной, продольной, вертикальной шпонок. Зазоры в вертикальных шпонках — боковой 0,05—0,07 *мм*, торцовой $\geqslant$ 1,5 *мм*; зазоры в продольных шпонках 0,04—0,06 *мм*; зазоры в поперечных шпонках 0,05—0,07 *мм*.

Для шпонок ТВД и ТНД ГТЗА типа ТС-1 и ТС-2 установочные зазоры: горизонтальные шпонки ТВД и ТНД — 0,05—0,08 *мм*; вертикальная шпонка ТВД — 0,05—0,08 *мм*; нижняя шпонка

Таблица 8-2

**Состав мастик (в весовых процентах) для уплотнения фланцев при $p = 15 \div 60$ *кгс/см²* и $t = 300 \div 450°$ С**

| Свинцовый глет | Свинцовые белила | Свинцовый сурик | Железная пудра | Железный сурик | Охра золотистая | Графит серебристый | Мел | Олифа натуральная | Льняное масло |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| — | 20 | 40 | — | — | — | 40 | — | — | До вязкости сгущенного молока |
| 45 | — | — | 21 | — | 17 | 17 | — | — | — |
| — | 20 | 10 | 20 | — | — | 50 | — | — | — |
| — | 45 | 27 | — | — | — | 3 | — | 25 | — |
| 45 | — | — | 21 | 17 | — | 5 | 12 | — | — |

Примечания: 1. Толщина слоя мастики 1,5—2 *мм*. Для главных паровых турбин предложена мастика на основе окиси меди: окись меди 97,5—98%, железная пудра 0,2—0,4. Одна весовая часть компонентов мастики соединяется с одной весовой частью 85%-ной ортофосфорной кислоты ($H_3PO_4$).

2. На судоремонтных заводах применяется мастика «Герметик» (в % по весу): спирт-ректификат — 44, шеллак сухой — 42, графит коллоидный — 10, касторовое масло — 3, охра сухая — 1.

Затяжка болтов — кувалдами или пневмогидравлическим гайковертом; применяется предварительный нагрев болтов.

Связь стульев с корпусом турбины осуществляется при помощи

ТНД — зазоры теплового расширения: «а» — 4,0—6,0 *мм*, «б» — 2,0—4,0 *мм*.

У турбин типа ТС-1 и ТС-2 (ТВД) носовой стул установлен на гибких опорах и связан с корпусом подвижно (вертикальная шпонка), что обеспечи-

вает соосность расточек корпуса и стула при температурных деформациях корпуса. Гибкая опора устанавливается с предварительным натягом в сторону кормы. Кормовой стул закреплен жестко на продольной раме.

У ГТЗА судов типа «Сергей Боткин», танкеров «Мир», «Дружба» и др. кормовой стул закреплен жестко на редукторе, а носовой имеет скользящую опору.

Тепловое состояние корпуса турбины. Каждому режиму турбин свойственно свое распределение температур по длине и поперечным сечениям корпусов. Температура фланцев и болтов может быть на 40—100° С ниже температуры корпуса ТВД в данном месте. Максимальная разность температур по ширине горизонтального фланца ТВД при пусковых режимах достигает 105—110° С. При пусках турбин имеет место значительная (50—60° С) разница в температурах фланцев и болтов. Различие в их температурных удлинениях может вызвать ослабление затяжки и неплотности фланцевого соединения, обрыв болтов.

Допускаемая разность температур внутренней и наружной поверхностей фланцевого соединения составляет 110—140° С. Термические напряжения (сжатия)

$$\sigma_t = -\frac{2}{3}\frac{\beta E}{1-\nu}(t_в - t_н),$$

где (для стали 25ХМ — корпус ТВД):
$E = 2{,}01 \cdot 10^4$ *кгс/мм²* — модуль упругости;
$\beta = 12{,}5 \cdot 10^{-6}$ 1/°С — коэф. линейного расширения;
$\nu = 0{,}3$ — коэф. Пуассона;
$t_в$ и $t_н$ — темп-ра внутр. и наруж. стенок, °С.

Величина термических напряжений не должна превышать предела текучести ($\approx 26$ *кгс/мм²*; для стали 25ХМ — 36 *кгс/мм²*). У болтов при высокой температуре проявляется ползучесть металла и релаксация напряжений. При этом уменьшается затяжка, что может сопровождаться появлением неплотностей. Поэтому необходима периодическая (через 2—4 года) подтяжка болтов горизонтального разъема.

Для правильного подъема верхней половины корпуса в калиброванные отверстия устанавливают направляющие колонки, которые заменяются нормальными болтами; предусмотрены отжимные болты фланцевого соединения.

## Сопловой и направляющий аппараты. Диафрагмы

Сопловой аппарат регулировочных ступеней — литые или сварные сегменты, сегменты с залитыми сопловыми лопатками, сборные сопловые сегменты из цельнофрезерованных сопел.

Сопловые коробки ТС-1 и ТС-2 — литые, верхняя — трехкамерная, нижняя — однокамерная (бесклапанная) приварена на входном конце по контуру и поддерживается вставным пальцем. Сопла: наборные, приваренные; в ТНД — фрезерованные, наборные; в ТЗХ — диск из двух половин с просверленными сопловыми каналами (ТС-1 и ТС-2) или кованые и обработанные сегменты (ГТЗА судов типа «Сергей Боткин» и др.). В ТД-600 (750) кованый сегмент из 8 сопел, разделенных на четыре группы (на каждые два сопла — по сопловому клапану). В ТП-500 сегмент из трех сопел и концевых вставок, заведенных в Т-образную расточку паровой коробки.

Направляющий аппарат двухвенечных колес (ТД-750, ТП-500, ТЗХ) состоит из лопаток, набранных в пакеты с ленточным бандажом, и концевых вставок, заведенных в обойму. Зазор между торцами бандажей 0,6—0,8 *мм*. В нижней половине корпуса ТД-600 и ТД-750, ТП-500 устанавливается паровой щит (для снижения вентиляционных потерь). Центровка — радиальными штифтами. Суммарная площадь каналов (на выходе) может отклоняться на 2—3% от спецификационной (табл. 8-24÷8-27).

*Материалы соплового аппарата:* для залитых лопаток, $t_0 \leqslant 200°$ С — СЧ 21-40; сегменты со сверленными каналами, $t_0 \leqslant 480°$С — 1Х13; сегменты наборные — 1Х13, 2Х13; сегменты цельнолитые — Бр. АМц9—2Л (турбопривод вспомогательных механизмов, $t_0 \leqslant 250°$ С).

Обоймы сопловых сегментов и направляющих аппаратов при: $t_0 \leqslant 350°$С — Ст. 20; $t_0 \leqslant 480°$ С — 15ХМ, 20ХМ; $t_0 = 480 \div 560°$ С — 15Х1М1Ф (по ТУ).

**Диафрагмы.** Типы: литые (чугунные, стальные), наборно-сварные и кованые. Чугунные диафрагмы (СЧ 18-36, СЧ 21-40, СЧ 24-44, СЧ 28-48) с залитыми лопатками применяются при $t_0 \leqslant 250°$ С.

Модифицированные чугуны СЧ 32-52, СЧ 28-48Д (по ТУ) и др. более устойчивы и менее склонны к росту, чем серые чугуны.

Для наборных и сварных диафрагм применяются лопатки из сталей 1Х13, 2Х13; обод и полотно — из углеродистых и низколегированных сталей: при $t_0 \leqslant 480°$ С — 15ХМ, 20ХМ; при $t_0 = 480 \div 560°$ С — 15Х1М1Ф (по ТУ). Направляющие лопатки газовых турбин — из сталей ЭИ 417, ЭИ 418, ЭИ 435 и кобальтохромомолибденового сплава ЛК4.

*Сварные диафрагмы* ТВД ТС-1 и -2 имеют узкий профиль лопаток (2—7 ступени) и выфрезерованные перемычки для жесткости; в ТНД и ТЗХ диафрагмы литые чугунные (СЧ 28-48Д по ТУ, СЧ 24-44); у ГТЗА судов типа «Сергей Боткин» — наборные фрезерованные лопатки; диафрагмы ТД-600 (750) и ТП-500 — сварные, внутренний и наружный бандажи с набранными и приваренными направляющими лопатками сварены с ободом и полотном.

Таблица 8-24

**Площадь выходных сечений направляющих аппаратов диафрагм ГТЗА типа ТС-1, *см²***

| № ступени | ТВД | | ТНД | |
|---|---|---|---|---|
| | по чертежу | допускаемые в эксплуатации | по чертежу | допускаемые в эксплуатации |
| 1 | — | — | 230—245 | 255 |
| 2 | 66—69 | 71 | 292—303 | 320 |
| 3 | 78—82 | 84 | 375—398 | 420 |
| 4 | 90—93 | 96 | 546—579 | 610 |
| 5 | 104—108 | 111 | 730—775 | 815 |
| 6 | 123—128 | 132 | 1103—1170 | 1230 |
| 7 | 128—134 | 138 | 1723—1830 | 1920 |
| 8 | 151—157 | 160 | 2637—2800 | 2940 |
| 9 | 180—188 | 193 | 4387—4660 | 4890 |
| 10 | 220—229 | 236 | — | — |

Таблица 8-25

**Площадь выходных сечений соплового и направляющего аппаратов ТЗХ (ТС-1), *см²***

| № ступени | По чертежу | Допускаемые в эксплуатации |
|---|---|---|
| 1 | 25,5 | 27 |
| 2 | 287—299 | 315 |
| 3 | 1072—1138 | 1195 |

Таблица 8-26

**Площадь выходных (горловых) сечений направляющего аппарата диафрагм ГТЗА типа ТС-2, *см²***

| № ступени | ТВД | | ТНД | |
|---|---|---|---|---|
| | по чертежу | допускаемые в эксплуатации | по чертежу | допускаемые в эксплуатации |
| 1 | — | — | 309—315 | 330 |
| 2 | 75—78 | 80,5 | 372—387 | 405 |
| 3 | 88—91 | 93,5 | 473—502 | 525 |
| 4 | 103—108 | 111 | 628—667 | 700 |
| 5 | 119—123 | 127 | 868—922 | 970 |
| 6 | 141—147 | 151 | 1126—1177 | 1240 |
| 7 | 167—174 | 179 | 1669—1772 | 1860 |
| 8 | 204—212 | 212 | 2396—2544 | 2680 |
| 9 | 247—260 | 268 | 3488—3704 | 3930 |
| 10 | — | — | 5169—5499 | 5780 |
| 11 | — | — | 7776—8257 | 8660 |

Таблица 8-27

**Площадь выходных сечений соплового и направляющего аппаратов ТЗХ (ТС-2), *см²***

| № ступени | По чертежу | Допускаемые в эксплуатации |
|---|---|---|
| 1 | 41,4 | 44 |
| 2 | 395—419 | 440 |
| 3 | 1324—1406 | 1475 |

Нагрузка диафрагм — разностью давлений пара и опорными реакциями. (Например, диафрагма с наружным диаметром 1000 *мм* и диаметром центрального отверстия 250 *мм* при разности давлений в 1 *кгс/см²* испытывает суммарную нагрузку около 7,5 *т*.)

Наибольший прогиб диафрагмы не должен превышать $^1/_3$ осевого зазора. Остаточный прогиб, определяемый индикатором относительно базовой поверхности (со стороны выхода пара), не должен превышать 0,2—0,3 *мм*.

Центровка диафрагм в корпусе при помощи радиальных штифтов ($d = 5 \div 10$ *мм*), осевая установка — штифты с подгонкой их по ширине паза; в турбинах ТС-1 и ТС-2 диафрагмы в радиальном и осевом направлениях могут получать перемещения на установленных в проточках корпуса сухарях; осевой штифт в диафрагмах

ТВД заменен наплавкой по ободу. В ТНД турбин ЛКЗ (постройки с 1959 г.) изменена конструкция крепления диафрагм в корпусе, где исключены направляющие сухари и оставлены только осевые штифты. Крепление верхней полудиафрагмы — стопорными планками и штифтами.

*Центровка половин* диафрагмы — при помощи шпонок на разъеме нижней половины и на срезах обода. Норма центровки диафрагмы: смещение оси внутренней расточки относительно расточки корпуса 0,05—0,10 *мм* (проверка по контрольному валу).

Радиальные зазоры (между ободом и расточкой в цилиндре) — 1—2 *мм*; осевой зазор между ободом диафрагмы и стенкой паза:

для стальных диафрагм — 0,05—0,15 *мм*,

для чугунных диафрагм — 0,10—0,20 *мм*.

Осевой зазор между штифтами и стенкой паза $\geqslant$ 0,10 *мм*.

По разъему собранной диафрагмы в отдельных местах допускается прохождение пластины щупа не более 0,05 *мм*.

Возможные дефекты диафрагм, соплового и направляющего аппаратов. *Диафрагмы:* прикипание в расточках корпуса, разрушение промывом пара по опорному торцу или по плоскости разъема, коррозионные повреждения и трещины на полотне и ободе, отставание приваренных или залитых лопаток, остаточный прогиб полотна, осевое смещение полотна относительно обода, задиры в результате задеваний.

Повреждения диафрагм возможны в результате обрыва бандажа или вылета лопаток, задевания их дисками: тепловые деформации, недостаточный осевой зазор, осевой сдвиг ротора, коробление чугунных диафрагм или прогиб недостаточно жестких диафрагм, отставание залитых лопаток в местах стыка диафрагмы и др.

*Сопла и лопатки диафрагм*: погнутость кромок в результате задеваний или попадания посторонних тел, трещины на выходных кромках лопаток, разрушение кромок лопаток вследствие коррозии и эрозии.

*Направляющий аппарат двухвенечных колес*: поломки лопаток, повреждение или обрывы шипов, эрозионное разъедание и подрыв бандажа, износ уплотнительных усиков бандажей.

## Роторы

Роторы — дисковые, барабанные (цельнокованые, составные, сварные) и смешанной конструкции. По отношению рабочего числа оборотов к критическому различают жесткие и гибкие роторы.

*Способы крепления дисков:* непосредственная посадка с натягом на ступенчатый вал, посадка на пружинящие кольца или конические втулки, разрезные распорные кольца, при помощи кольцевых втулок (диски ступеней регулировочной и заднего хода).

Турбинные диски изготовляют из легированных конструкционных сталей 40, 45, 43Н (для $t_0 \leqslant 420°$ С); сталей 35ХМ, 35ХНМ (при $t_0 = 425 \div 470°$ С), 35ХНМ (при $t_0 = 480 \div 510°$ С).

Цельнокованые роторы турбин ТС-1 и ТС-2 изготовлены из сталей: ТВД-34ХМА1А, ТНД — 34ХН1А.

Для дисков и барабанов газовых турбин применяются жаропрочные стали ЭИ 395, ЭИ 405, ЭИ 415 и др.

Для посадки с натягом внутренний диаметр ступицы диска меньше наружного диаметра шейки вала на величину: для малонапряженных дисков $(0{,}0008 \div 0{,}001)\, d_в$, для дисков обычной напряженности $(0{,}001 \div 0{,}0013)\, d_в$, для высоконапряженных дисков $(0{,}0014 \div 0{,}0016)\, d_в$. Зазоры между втулками дисков 0,10—0,20 *мм*. Число оборотов, при котором натяг становится равным нулю («освобождающее» число оборотов), должно быть больше предельного числа оборотов турбины.

Ротор подвергается воздействию:

а) веса дисков и вала, вызывающих деформацию изгиба; допустимые пределы стрелки прогиба для роторов барабанного типа — от 0,025 до 0,125 *мм*, для роторов дискового типа с жесткими вкладышами подшипников — от 0,060 до 0,375 *мм*; для дисковых роторов с самоустанавливающимися вкладышами подшипников — от 0,125 до 0,750 *мм*;

б) крутящего момента

$$M_{кр} = 716{,}2\, \frac{N_e}{n},$$

где $N_e$ — передаваемая мощность, *л. с.*;

$n$ — частота вращения ротора, *об/мин*;

в) осевых составляющих сил, действующих на рабочие лопатки;

г) центробежных сил от неуравновешенных масс.

Напряжения от центробежных сил в роторах достигают $\approx$ 2500 *кгс/см²* (при 5000—7000 *об/мин*). Суммарные напряжения, с учетом термических, достигают значительно больших значений, особенно при пусках, остановках и реверсах.

При пуске судовых турбин из холодного или достаточно остывшего состояния (п. х. или з. х.) прогиб ротора не ограничивает скорость пуска и изменение нагрузки. При пуске неостывшей турбины необходимо учитывать термический прогиб ротора; о наличии прогиба ротора обычно судят по вибрации опорных подшипников.

Величина статического прогиба ротора зависит от веса дисков и вала, его расположения относительно опор и их конструкции, расстояния между опорами, изгибной жесткости вала — $E \cdot I$ ($E$ — модуль нормальной упругости материала вала, $I$ — экваториальный момент инерции сечения вала).

Критическое число оборотов ротора соответствует частоте его собственных колебаний. Частота возмущающих усилий кратна числу оборотов ротора (см. гл. 1).

Для дискового многоступенчатого ротора

$$n_{кр} = (7{,}5 \div 8{,}1)\frac{(d_0/L)^2}{\sqrt{G_р/L}} \quad об/мин,$$

где $d_0$ — наибольший диаметр вала, *мм*;

$L$ — расстояние между опорами, *мм*;

$G_р$ — вес ротора в сборе, *кг* (коэффициент 8,1 принимается в случае, когда диаметр вала мало изменяется по длине).

При стендовых испытаниях роторы проверяют на превышение оборотов в 1,5 раза больше нормального. Хотя опасная зона характеризуется числами оборотов, отличающимися на $\pm 5\%$ от критического числа оборотов, обычно требуется, чтобы $n_{кр}$ для жесткого вала была не менее чем на 20—30%, а для гибкого (вспомогательные турбины) на 30—40% выше рабочего числа оборотов.

Турбина представляет собой сложную упругую систему (ротор — статор), состоящую из ротора, упругого масляного слоя подшипников и статора на упругих опорах. По требованию Правил Регистра СССР главные судовые турбины должны иметь жесткую систему ротор — статор.

Действительные критические скорости значительно отличаются от расчетных на абсолютно жестких опорах. Исследованиями установлено, что для ТВД типа ТС-1 первая (и вторая) критическая скорость находится в диапазоне рабочих чисел оборотов; в ТНД ТС-2 действительная критическая скорость примерно на 28% ниже собственной частоты вращения ротора.

Отмечается также значительное отличие действительной критической скорости от расчетной (на абсолютно жестких опорах) для ТД-750, где первая из них также находится в зоне рабочих чисел оборотов.

В однотипных турбоагрегатах может иметь место существенное различие значений критических скоростей системы вследствие различной жесткости опорных конструкций статора.

Наиболее часто встречающиеся дефекты роторов: эллиптичность, конусность, бочкообразность и коррозия шеек (максимальные допуски — 0,01—0,05 *мм*); дефекты упорного гребня (риски, забоины и т. п.) и мест уплотнения (натир, канавки и т. п.); трещины в дисках (у разгрузочных отверстий, галтелей, в местах постановки замков и т. д.).

Нормы биений роторов по ТУ (при проверке в подшипниках): по поверхностям 0,04—0,08, по торцам гребня 0,02—0,04 *мм*.

Центровка ротора относительно корпуса турбины определяется взаимным расположением осей ротора, уложенного в подшипниках, и расточек корпуса под концевые уплотнения:

вертикальное смещение ротора (вниз) до 0,15 *мм*,

горизонтальное смещение ротора (вниз) до 0,08 *мм*.

Осевое положение ротора, обусловленное положением упорного подшипника, определяется по контрольной скобе (при роторе, отжатом в корму) — см. табл. 8-38.

## Рабочие лопатки

Лопатка, изогнутая потоком пара, находится одновременно под действием центробежной силы собственной массы, которая создает момент, обратный моменту от динамического давления пара.

Напряжения у корня лопатки определяют по приближенным формулам:
для цилиндрических лопаток

$$\sigma_z \approx 0{,}16 \frac{u^2}{\lambda} \text{ кгс/см}^2;$$

для закрученных

$$\sigma_z \approx 0{,}08 \frac{u^2}{\lambda} \text{ кгс/см}^2,$$

где $\lambda = \frac{D_{ср}}{l_л}$.

Поломки деталей лопаточного аппарата происходят обычно вследствие действия переменных напряжений.

Наибольшие изгибающие усилия возникают в лопатках регулировочной ступени при работе на одном полностью открытом сопловом клапане, при быстрых реверсах и высоких давлениях контрпара.

Материалы лопаточного аппарата: лопатки рабочие при $t_0 \leqslant 540°$ С — 15Х11МФ (ТУ), при $t_0 < 440°$ С — 1Х13, 2Х13; антикоррозионные свойства лопаточных сталей ухудшаются с увеличением в них содержания углерода, например, сталь 2Х13 более подвержена коррозии, чем сталь 1Х13.

Промежуточные и замковые вставки — ст. 15, 35, 1Х13; бандажная лента и скрепляющая проволока — 1Х13, или из тех же материалов, что и лопатки; лопаточные заклепки — 1Х13 (для $t_0 < 350°$ С), 25Х2МФА, 30ХМА (для $t_0 > 350°$ С).

Для рабочих лопаток газовых турбин используют жаропрочные стали ЭИ405, ЭИ434, а также жаропрочные сплавы ЭИ437, ЭИ437А, ЭИ617.

Крепление лопаток. У рабочих лопаток турбин типа ТС-1 и ТС-2 Т-образный хвост с защемленными щечками с подклинкой снизу проволокой и натягом 0,02—0,05 *мм*. Лопатки первых ступеней иногда ставят с промежуточными вставками из светлокатаной профильной стали. Крепления с верховой посадкой лопаток следующее: хвосты типа обратный молот, обратная елка, одно- и двухвильчатые (установка на заклепках).

У лопаток реактивных турбин часто применяют зубчиковый хвост и односторонние боковые вставки из мягкой стали. У ГТЗА и вспомогательных турбогенераторов судов типа «Сергей Боткин» применены хвосты рабочих лопаток вильчатого типа на заклепках. В последнее время рабочие лопатки крепят при помощи сварки.

В качестве связей рабочих лопаток применяют бандажную ленту (толщина 1—4 *мм*) или связующую проволоку. Бандажные полки лопаток ставят также впритык, причем иногда смежные полки соединяют пайкой твердым припоем, так что они образуют пакеты лопаток. Бандажную ленту и связующую проволоку ставят отдельными секциями, объединяя пакеты из 6—12 лопаток. Между концами смежных секций оставляют зазор, равный 0,2 шага лопаток. Соседние пакеты соединяют проволочными связями — мостиками, которые припаивают к лопаткам только одного из пакетов (припои ПСр-45, ПСр-65).

Для уплотнения и перекрытия зазоров применяют: тонкие кромки ленточного бандажа и заостренные выступы; утонение концевого сечения самой рабочей лопатки (реактивные ступени); перекрытие зазоров уплотнительными полосами, зачеканенными в корпусе или в диске.

**Нормы (установочные, эксплуатационные) осевых и радиальных зазоров ТВД и ТНД** (ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2) приведены в ТУ на ремонт ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2 (ЧЦПКБ ММФ, ЛМЗ).

Осевые зазоры увеличиваются по мере удаления от упорного подшипника. Со стороны входа пара на рабочие лопатки они примерно вдвое меньше, чем со стороны выхода, но не должны быть меньше 1,5 *мм* и приближенно могут быть определены по формуле

$$\delta_a = 0{,}01 l_л + (3 \div 4) \text{ мм}.$$

Осевые зазоры $\delta_a$ при наличии специального уплотнения принимаются в пределах 0,6—1 *мм* или $0{,}5 + 0{,}01\, l_л$.

Для реактивных ступеней осевые зазоры в лопатках равны 1—2,5 *мм*, радиальные $\delta_r = 0{,}7 + (0{,}005 \div 0{,}007)\, l_л$,
где $\delta_r$ — радиальный зазор, *мм*;
$l_л$ — высота рабочей лопатки, *мм*.

При проверке зазоров ротор должен быть сдвинут по ходу пара (табл. 8-28).

**Общие положения по набору лопаток.** Лопатки набираются с плотным прилеганием (натягом) их хвостов, что контролируется ленточным щупом толщиной 0,04—0,05 *мм*. Хвосты соседних лопаток должны быть пригнаны на краску по плоскостям их плотного прилегания. Допуски для верховой посадки лопаток по боковым плоскостям 0—0,03 *мм*, по торцам лопатки и диска 0,05—0,2 *мм*.

Таблица 8-28

**Осевые разбеги роторов и осевые зазоры в проточной части турбин судовых турбомеханизмов, *мм***

| Тип (фирма-изготовитель) турбин | Осевой разбег ротора | | Минимальный зазор при сдвиге ротора | |
|---|---|---|---|---|
| | установочный | предельно-допустимый | по ходу пара | против хода пара |
| *Турбогенераторы* | | | | |
| ТД-600, ТД-750 * | 0,3—0,4 | 0,5 | 0,7 | 0,3 |
| ТД-400 | 0,3—0,4 | 0,55 | | |
| „Рато" | 0,3 | 0,5 | | |
| „Ансальдо" | 0,3 | 0,5 | | |
| „Мицубиси" | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 0,8 |
| *Питательные турбонасосы* | | | | |
| ПТ-40-80 | 0,3—0,45 | 0,65 | 1,8 | 0,65 |
| ПТ-40-110 | | | | |
| ПТ-40-80М | 0,3—0,45 | 0,6 | 1,0 | 0,3 |
| ПТ-40-110М | 0,3—0,45 | 0,6 | 1,0 | 1,0 |
| ПТ-40-20 | | | | |
| *Турбоприводы* | | | | |
| ТП-500 | 0,3—0,4 | 0,55 | 0,7 | 0,3 |
| „Мицубиси" | 0,2 | 0,4 | 1,0 | 1,0 |

* Ступени турбины показаны на рис. 8-9.

Длинные лопатки обычно устанавливаются с радиальным навалом. После набора каждых 10—15 лопаток необходимо по специальному шаблону и линейке проверить их радиальную и аксиальную установку по выходным кромкам у вершины (табл. 8-29). Уплотнение лопаток по окончании их набора и установки призамковых лопаток производится при помощи замков с расклинкой или др. специальных типов.

Таблица 8-29

**Допуски на установку лопаток, *мм***

| Радиальная установка | | Аксиальная установка | |
|---|---|---|---|
| Длина лопатки | Допуск | Длина лопатки | Допуск |
| До 50 | 0,3 | До 100 | 0,3 |
| 51—200 | 0,5 | 101—200 | 0,4 |
| 201—300 | 0,6 | 201—300 | 0,5 |
| 301—400 | 0,7 | 301—400 | 0,6 |

Примечание. Допуски на аксиальную установку даны как на угловое, так и на параллельное смещение осей лопаток и диска.

Допускаемое отклонение количества лопаток на диске не должно превышать 2% от их проектного числа (по чертежу).

**Надежность лопаточного аппарата.** Виды колебаний лопаток. Пакеты и одиночные лопатки совершают колебания различного вида и разной формы.

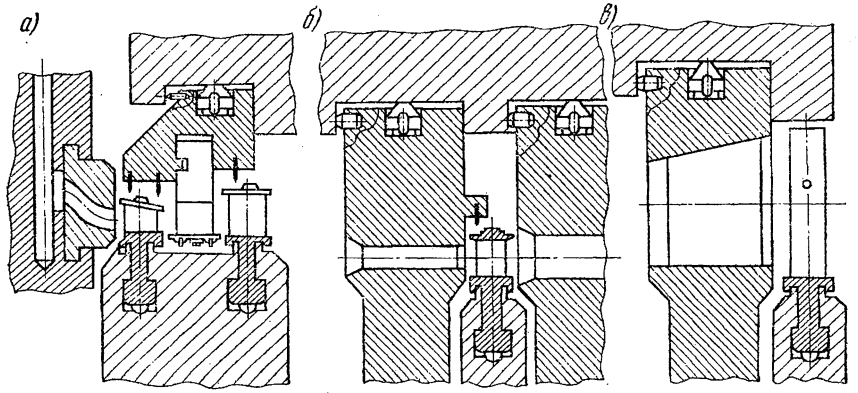



Рис. 8-9. Ступени проточной части ТД-750:
*а* — регулировочная; *б* — промежуточные 2—6; *в* — последняя

1. В плоскости вращения диска (тангенциальная вибрация). Формы колебаний лопаток различаются по частоте и числу неподвижных зон («узлов»), расположенных по длине лопатки. Различают колебания лопаток с подвижной и неподвижной (опертой) вершиной, а также по тонам и зависимости от наличия узловых точек между хвостовиками и вершинами лопаток.

2. В плоскости, перпендикулярной плоскости вращения диска (осевая вибрация).

3. Крутильные колебания вершин лопаток, крайних в пакете (последние ступени) или не связанных в пакеты.

Амплитуда колебаний зависит от величины и частоты возмущающей силы, а также от частоты собственных колебаний лопаток. Резонанс, сопровождающийся резким возрастанием амплитуды колебаний и часто поломкой лопаток, имеет место при совпадении или кратности частот собственных колебаний и возмущающих импульсов.

Колебания пакетов лопаток, набранных на диске, различают:

а) первого тона (обозначаемых $A_0$) — лопатки пакета колеблются в одной фазе с максимальной амплитудой на их концах. В резонанс с низкочастотными импульсами могут попадать пакеты лопаток последних ступеней ТНД, имеющих относительно невысокие частоты (от $\sim$200 до $\sim$600 *гц*); в резонанс с высокочастотными импульсами — лопатки парциальных ступеней;

б) внутрипакетных первого тона ($B_0$) — лопатки пакета колеблются с разными амплитудами и их колебания сдвинуты по фазе. Резонанс встречается у лопаток последних ступеней ТВД и первых ступеней ТНД, имеющих частоты основного (первого) тона $f_{A_0} = 500 \div 1500$ *гц*;

в) второго тона ($A_1$) — наличие узла, расположенного на расстоянии $0{,}7\,l_л$ от корня.

Повышение вибрационной надежности облопачивания заключается в отстройке лопаток от резонансов и снижении динамических напряжений в элементах облопачивания.

Лопатки судовых турбин в большинстве случаев не могут быть отстроены от резонансов во всем диапазоне оборотов. Их вибрационная надежность повышается путем снижения динамических напряжений и повышения предела выносливости деталей лопаточного аппарата; пакетированием лопаток и применением демпферов (межпакетных связей).

Логарифмический декремент колебаний (мера, или степень демпфирования) — измеряется натуральным логарифмом отношения двух амплитуд, отстоящих на величину периода $T$, непосредственно влияет на величину динамических напряжений в лопатках и определяет требования к выбору материала лопаточного аппарата (сталь 1Х13 обладает высоким декрементом колебаний).

Таблица 8-30

**Напряжения (относительные) в хвостовом сечении лопатки в зависимости от формы кривой прогиба**

| Тон (форма) колебаний | Относительное напряжение |
|---|---|
| Тон колебаний с подвижной вершиной: | |
| первый | 1,0000 |
| второй | 0,0890 |
| третий | 0,0186 |
| Тон колебаний с неподвижной вершиной: | |
| первый | 0,2520 |
| второй | 0,0750 |
| третий | 0,0144 |

Примечание. Величина возмущающей силы, вызывающей прогибы, принята постоянной.

Резонансные числа оборотов ротора определяют, пользуясь диаграммой частот колебаний (см. гл. 1).

Вибрация дисков. Основные формы аксиальных колебаний дисков: с узловыми (неподвижными) диаметрами (два, три и больше), «зонтичные», вокруг узлового кольца.

Резонансное (критическое) число оборотов диска для главной критической частоты вращения (образование стоячих волн)

$$n_{кр} = \frac{f_{ст}}{\sqrt{m^2 - B}} \; об/сек,$$

где $f_{ст}$ — статическая частота определенной формы колебаний диска;

$B = 2 \div 4$ — скоростной коэффициент, определяющий влияние центробежных сил;

$m$ — количество узловых диаметров.

«Засоление» проточной части — оседание на рабочих и направляющих лопатках, бандажах и проволочных связях накипи, а на первых

ступенях котельного камня — может вызвать разбалансировку ротора, повреждение лопаточного аппарата отлетевшими кусками котельного камня, увеличение возмущающих сил из-за неравномерного отложения накипи на направляющих лопатках.

Эрозия лопаток — разрушение поверхности лопаток ударами капель воды, содержащейся во влажном насыщенном паре; наиболее интенсивно развивается в начальный период работы лопаток, а с течением времени этот процесс затухает.

Повреждение лопаток от вибрации вызывается напряжениями, превышающими предел усталости материала, зависящий от его свойств и состояния. Резонансные числа оборотов (частота колебаний) и соответствующие им повышенные амплитуды колебаний лопаток обусловливают значительное увеличение напряжений в опасных сечениях лопаток. Если циклические напряжения превышают предел усталости материала, наступает усталостный излом лопаток.

Поверхность вибрационного излома характеризуется наличием двух зон: одна (большая) имеет мелкозернистую структуру с уступами, характеризующими постепенное развитие и углубление трещин, другая (меньшая) имеет крупнокристаллическую структуру (как при статическом разрыве).

Предел усталости снижается в результате коррозии лопаток и местной концентрации напряжений (риски, подрезы и т. п.), чем объясняются вибрационные разрушения лопаток после длительной их работы (50—80 тыс. *ч*).

Механические повреждения лопаток возможны в результате аварий: подплавления опорных вкладышей и сегментов упорного подшипника, прогиба и вибрации ротора, прогиба диафрагм, гидравлического удара при забросе в турбину котловой воды, вылета лопаток, бандажной ленты и др.

Коррозионно - эрозионные повреждения обнаруживаются в виде равномерной коррозии, значительных местных повреждений на выпуклой стороне и кромках, послойного повреждения поверхности лопаток. Кромки лопаток сильно утончаются, появляются раковины размером до 1—2 *мм*, сквозные отверстия. Допускаемые величины эрозионного и коррозионного износа кромок — не более 1—2 *мм* по ширине лопатки.

*Проволочные связи* разрушаются, как правило, по сечению около места пайки. Может нарушаться прочность пайки проволок к лопаткам, что свидетельствует о неудовлетворительных вибрационных характеристиках.

## Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства турбин подразделяются:

по типу: на металлические — лабиринтовые, полулабиринтовые или щелевые (уплотнения с гладким валом) и угольные;

в зависимости от расположения наименьших зазоров между ножами уплотнений и ротором: на осевые, радиальные и комбинированные;

по подвижности (в радиальном направлении): на жесткие и эластичные;

по разновидностям конструкции лабиринта: на ножевые (одинарные и двойные), елочные, гребенчатые. Елочные сегменты (у турбогенераторов) бывают двух- и одностороннего профилей: первые (пять горизонтальных ножей) устанавливаются со стороны впуска, вблизи упорного подшипника, вторые (три горизонтальных ножа) — на уплотняющем кольце. В других типах в неподвижных обоймах выточены гребни, а ножи зачеканены в канавки ротора.

В системе парового уплотнения применяются каминные уплотнительные коробки с вестовой трубой, уплотнительные коробки с паровыми камерами, разделяющими группы лабиринтов и соединенными с уравнительным коллектором и эжектором отсоса.

**Система уплотняющего пара** (рис. 8-10). Трубопроводы уплотняющего пара сообщаются с уравнительным коллектором, в котором автоматически поддерживается избыточное давление (1,04—1,30 *ата*). Из камер уплотнительных коробок турбин, штоков клапанов и маневрового устройства пар отсасывается эжектором на конденсатор отсоса. Величина отсоса может регулироваться клапаном на линии отсоса и изменением давления пара на эжектор.

**Конструктивные особенности уплотняющих устройств ГТЗА.** В турбинах типа ТС-1 и ТС-2 в качестве уплотнительных устройств применены сегментные обоймы с гребешками из нейзильбера, образующими с выточенными на роторе канавками прямоугольного профиля системы лабиринта радиального

типа. Уплотнительные сегменты такого уплотнительного устройства прижимаются к посадочным плоскостям плоскими (рессорными) пружинами.

Уплотнения ГТЗА судов типа «Сергей Боткин» — лабиринтовые, жесткие, с камерами уплотнительного пара и отсоса; ножи из нейзильбера зачеканены в пазы.

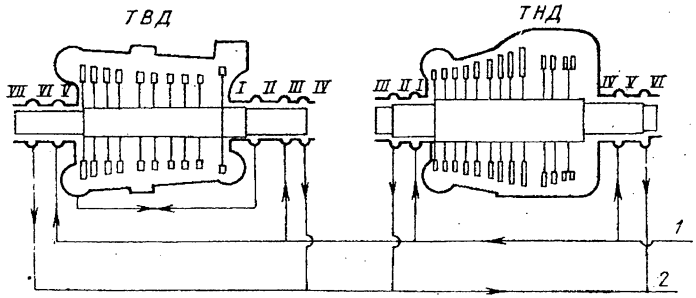



Рис. 8-10. Схема концевых уплотнений турбин типа ТС-1:
*1* — в уравнительный коллектор; *2* — в эжектор отсоса

Таблица 8-31

**Коэффициенты теплового расширения, $\times 10^{-6}$**

| Материал | $\alpha$ | | Материал | $\alpha$ | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 200° С | 300° С | | 200° С | 300° С |
| Сталь 35 . . . . . | 11,9 | 12,8 | Латунь Л62 . . . | — | 20,6 |
| Сталь 2Х13 . . . . | 10,4 | 10,9 | Нейзильбер МНЦ15-20 . . . . . | 16,6 | — |

Размеры зазоров в уплотнениях зависят от конструктивного типа последних. Радиальные зазоры уплотнений диафрагм для высокого давления — с пружинным уплотнением 0,25—0,30 *мм*, с неподвижным уплотнением 0,30—0,50 *мм*; для низкого давления — с пружинным уплотнением 0,35—0,60 *мм*, с неподвижным уплотнением — 0,40—0,60 *мм*. Зазоры в концевых уплотнениях (высокого и низкого давления) — радиальные 0,25—0,40 *мм*, осевые — 2—3 *мм*.

Суммарный тепловой зазор полного кольца упругого (на пружинах) уплотнения рассчитывают по формуле

$$\delta = \pi d_{ср} (\alpha_1 - \alpha_2) t_п,$$

где $d_{ср}$ — средний диаметр по сегментам уплотнения, *мм*;

$\alpha_1$ и $\alpha_2$ — коэффициенты линейного теплового расширения (табл. 8-31) соответственно материала сегментов и диафрагм (обойм);

$t_п$ — средняя температура пара в уплотнении, °С.

Монтажные (установочные) и предельно допустимые зазоры в уплотнениях диафрагм, концевых уплотнениях и маслозащитных кольцах ГТЗА типа ТС-1 и ТС-2 приведены в «Технических условиях на ремонт» (ЧЦПКБ ММФ).

Угольные уплотнения при окружных скоростях шеек вала $\leqslant$ 40 *м/сек* (турбины вспомогательных механизмов, иногда главные) состоят из 3—8 колец из прессованного мелкоразмолотого графита. Каждое кольцо из 3—4 стянутых пружиной сегментов. Кольца удерживаются от вращения стопорными пластинами, входящими встык сегмента. Стыки припиливаются друг к другу; кольца пригоняются по шейке

Таблица 8-32

**Материалы деталей уплотнения**

| Корпус концевых уплотнений | Обойма | Плоские пружины | Гребенчатые втулки | Сегменты | Лабиринтовые кольца | Зачеканиваемые гребни |
|---|---|---|---|---|---|---|
| СЧ 21-40<br>СЧ 28-48<br>Стальное литье 15-4024 | Стали 4; 5; 35; СЧ 21-40 | Стали 3Х13, 60Х16М2А | Стали 3, 5; 35<br>2Х13 (при $t \leqslant 400°$ С); 20ХМ, 25Н3 (при $t = 420 \div 480°$ С); 25Х2МФА (при $t > 480°$ С) | Стали 3; 4; 25 | Сплавы Бр.АЖ9-4, нейзильбер ЛН65-5 (при $t \leqslant 300°$ С), стали, 2Х13, 25Н3, 25Н5 (при $t < 400°$ С) | Латунь Л62 или Л68 при $t \leqslant 300°$ С, а в диафрагменных уплотнениях при более высокой температуре—сплав НМц. 65-20 или железо Армко (при $t$=300—400° С), технический никель Н2 (при $t$=400—500° С) |

(шабрят) с установкой радиального зазора 0,001—0,002 диаметра шейки (0,05—0,25 *мм*). Зазоры угольного уплотнения выбирают по графикам (рис. 8-11) в зависимости от диаметра вала и места кольца. К недостаткам этого типа уплотнений относятся корродирование шеек под кольцами вследствие застоя конденсата, а также ослабление и поломка пружин, что может вызвать аварию.

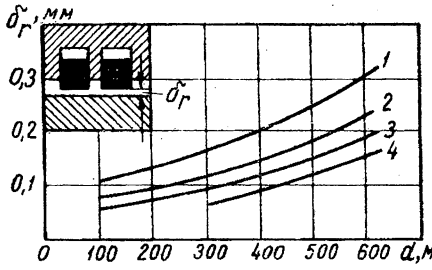



Рис. 8-11. Зазоры в угольных уплотнениях (цифры у кривых — порядковый номер кольца по ходу пара)

Повреждения уплотнений. Возможные причины повреждения концевых уплотнений: осевой сдвиг ротора, вибрация турбины, недостаточность и неправильное распределение зазоров в уплотнениях, мелкие посторонние тела (металлическая стружка и т. д.), оставленные в камерах или трубопроводах уплотнительного пара, неправильная сборка уплотнений, неудовлетворительная запрессовка гребней в пазы обоймы и др., коробление или смещение коробок уплотнений.

## Подшипники турбин

**Опорные подшипники.** По способу установки вкладыша в стуле опорного подшипника скольжения применяются: вкладыши с жесткой (неподвижной) опорой и самоустанавливающиеся.

Опорная поверхность нижнего вкладыша ограничивается углом обхвата примерно ~ 120—150° по всей длине вкладыша. На крайних кромках заливки вкладышей имеются скосы для стока масла. Заливка вкладышей баббитом Б83 (ГОСТ 1320—55), с масляными холодильниками, без смазочных канавок. Нормальная толщина заливки $0{,}05d+2$ *мм* ($d$ — диаметр шейки вала). Во вкладышах новых конструкций толщина заливки достигает 1—2 *мм*. Предложена конструкция трехслойного тонкостенного вкладыша (баббит, медь, сталь) повышенной долговечности (увеличена усталостная прочность).

Опорные подшипники турбин типа ТС-1 и ТС-2 самоустанавливающиеся, со сферическими поверхностями обойм, стальными вкладышами, залитыми баббитом. Нижний вкладыш опирается на три сухаря, верхний имеет один сухарь; между сухарем и вкладышем заложены прокладки. Подвод масла — через отверстие в нижней половине корпуса и сверления в сухаре и вкладыше. В средней части вкладыша применена развалка белого металла, по ширине несколько превышающая масло подводящую щель. В середине верхнего вкладыша сделан глубокий канал для подвода масла на обе стороны шейки.

От толщины и устойчивости масляной пленки зависит надежность подшипника и турбины.

Условия работы подшипника характеризуются жидкостным трением; при проворачивании ротора валоповоротным устройством и на маневрах может иметь место режим полусухого трения. Наиболее опасными для работы подшипников турбины являются периоды работы на низких оборотах или во время развития оборотов.

При пуске турбины центр вала изменяет свое положение, минимальная толщина масляного слоя и место ее расположения значительно изменяются (всплытие вала).

Неустойчивость масляной пленки может вызвать вибрацию ротора.

*Несущая способность подшипника* (допустимое удельное давление) определяется толщиной масляного слоя в его наиболее тонком месте (см. гл. 3) при пониженных оборотах вала. Допускаемая минимальная толщина слоя смазки (около 0,01 *мм*) зависит от тщательности обработки поверхностей шейки и вкладыша, а также от величины прогиба шейки по длине вкладыша.

В судовых турбинах удельная нагрузка на площадь проекции вкладыша в опорных подшипниках составляет 12—15 *кгс/см*$^2$.

Рекомендуемые при входе в подшипник: давление масла — 0,5—1 *кгс/см*$^2$ (чем больше вязкость, тем выше должно быть давление), температура масла $t_1 \approx 45°$ С (температура при выходе из подшипников допускается до 65—70° С).

Таблица 8-33

**Относительные масляные зазоры $\psi = \frac{\delta}{d_в}$, *мм*, в подшипниках ($d_в > 125$ *мм*)**

| *n*, *об/мин* | $\psi$ | *n*, *об/мин* | $\psi$ |
|---|---|---|---|
| 200 | 0,00090 | 2400 | 0,00173 |
| 400 | 0,00098 | 2600 | 0,00179 |
| 600 | 0,00107 | 2800 | 0,00183 |
| 800 | 0,00116 | 3000 | 0,00187 |
| 1000 | 0,00125 | 3500 | 0,00197 |
| 1200 | 0,00133 | 4000 | 0,00205 |
| 1400 | 0,00141 | 4500 | 0,00211 |
| 1600 | 0,00149 | 5000 | 0,00216 |
| 1800 | 0,00156 | 5500 | 0,00218 |
| 2000 | 0,00163 | 6000 | 0,00220 |
| 2200 | 0,00168 | 7000 | 0,00221 |

Таблица 8-34

**Масляные зазоры в опорных подшипниках ($d_в < 125$ *мм*)**

| Диаметр шеек вала, *мм* | Установочный масляный зазор $\delta$, *мм* |
|---|---|
| 25 | 0,10—0,15 |
| 50 | 0,13—0,17 |
| 75 | 0,15—0,18 |
| 100 | 0,17—0,20 |
| 125 | 0,18—0,22 |

Примечание. Допуск на зазор ±0,03 *мм*.

Таблица 8-35

**Зазоры в подшипниках ТВД и ТНД ГТЗА типа ТС-1 и ТС-2**

| Величина | Размер по чертежу, *мм* | Зазоры, *мм* | |
|---|---|---|---|
| | | установочный по чертежу | предельно допустимый |
| **ТВД** | | | |
| Диаметр шейки вала | $140_{-0,027}$ | 0,26—0,36 | 0,50 |
| » расточки вкладыша | $140^{+0,32}_{+0,28}$ | 0,26—0,36 | 0,50 |
| Толщина упорного гребня | $35_{-0,05}$ | | |
| Расстояние между упорными подушками (равно толщине упорного гребня плюс суммарный зазор) | $35,4^{+0,10}$ | Суммарный 0,4—0,5 | Суммарный 0,60 |

*Продолжение табл. 8-35*

| Величина | Размер по чертежу, *мм* | Зазоры, *мм* | |
|---|---|---|---|
| | | установочный по чертежу | предельно допустимый |
| **ТНД** | | | |
| Диаметр шейки вала | $200_{-0,03}$ | 0,4—0,5 | 0,65 |
| » расточки вкладыша | $200^{+0,45}_{+0,40}$ | 0,4 — 0,5 | 0,65 |
| Толщина упорного гребня | $50_{-0,05}$ | | |
| Расстояние между упорными подушками (равно толщине упорного гребня плюс суммарный зазор) | $50,5^{+0,10}$ | Суммарный 0,5—0,7 | Суммарный 0,8 |

Примечание. Перезаливка вкладыша при толщине баббита менее 2 *мм*. Зазоры между обоймой и сухарями вкладыша: верхним до 0,10, нижним 0,02—0,05 *мм*. Контакт по рабочим натирам и на краску по длине вкладыша ≥ 80%; для сухарей ≥60÷70%.

Таблица 8-36

## Масляные зазоры в опорных подшипниках серийных турбомеханизмов

| Тип турбомеханизма (фирма, завод) | Место установки подшипников | Диаметр шейки, *мм* | *n*, *об/мин* | Масляный зазор, *мм* | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | установочный | предельно допустимый |
| | | *Турбогенераторы* | | | |
| ТД-750 | Ротор, шестерня | 90 | 8 500 | 0,22—0,25 | 0,32 |
| | Колесо | 120 | 1 500 | 0,25—0,28 | 0,35 |
| ТД-400 | Ротор, шестерня | — | 8 500 | 0,2 —0,27 | 0,4 |
| | Колесо | — | 1 500 | 0,25—0,32 | — |
| «Рато» | Ротор | 45/50 | 13 000 | 0,12—0,16 | 0,25 |
| | Шестерня | 50 | — | 0,11—0,13 | 0,22 |
| | Колесо | — | 1 500 | 0,12—0,14 | 0,25 |
| «Мицубиси» | Ротор | — | 10 220 | 0,10—0,14 | 0,25 |
| | Шестерня | — | — | 0,14—0,18 | — |
| | Колесо | — | 1 500 | 0,15—0,23 | 0,32 |
| «Ансальдо» | Ротор, шестерня | 60 | 9 930 | 0,12—0,15 | 0,3 |
| | Колесо | 100 | 1 500 | 0,22—0,25 | 0,4 |
| | | *Питательные турбонасосы* | | | |
| ПТ-40-80 | Турбина | 70 | 5 700 | 0,12—0,17 | 0,25 |
| ПТ-40-110 | Насос | 50 | | 0,10—0,15 | |
| ПТ-40-80М | Турбина | 50/42 | 5 700 | 0,08—0,15 | 0,25 |
| ПТ-40-110М | Насос | 50 | | | |
| ПТ-40-20 Завода «Экономайзер» | Турбина | 50/42 | 7 700 | 0,08—0,15 | 0,25 |
| | Насос | 42 | | | |
| | | *Турбоприводы* | | | |
| ТП-500 | Ротор | 90 | 8 500 | 0,25—0,28 | 0,32 |
| | Колесо | 110 | 1 500 | 0,25—0,3 | 0,35 |
| «Мицубиси» | Ротор | 60—80 | 6 500 | 0,15—0,18 | 0,27 |
| | Колесо | 90 | 1 800 | 0,15—0,20 | 0,3 |

Наиболее часто встречающиеся повреждения опорных подшипников вызываются подплавлением, выкрашиванием или отставанием баббитовой заливки. Эти дефекты возникают в результате: прекращения или уменьшения подачи масла на подшипник, загрязнения или неудовлетворительного качества масла, вибрации, неудовлетворительного качества баббита или его заливки (газовые раковины, пористость, посторонние включения, забоины и др.), неудовлетворительного состояния шеек ротора, плохой пригонки вкладыша к шейке ротора и натяга баббита в районе холодильника, неправильных зазоров и положения ротора во вкладыше (неполное прилегание) во время работы из-за тепловой деформации корпуса.

*Внешние признаки повреждений* — увеличение разности температур масла на входе в подшипник и выходе из него, вибрация подшипников и турбин. Быстрое нарастание температуры (например, с 60—70° до 120° С в течение 1—2 *мин*), даже при последующем ее восстановлении до нормального значения, указывает на выплавление заливки вкладыша.

**Упорные подшипники.** Главный упорный подшипник воспринимает упор гребного винта

$$T = 145{,}8\frac{N_e\eta_p}{v_s}\ кг,$$

где $N_e$ — эффективная (торсиометрическая) мощность ТЗА, *л. с.*;
$v_s$ — скорость судна, узлы;
$\eta_p$ — пропульсивный к. п. д.

Упорные подшипники одногребенчатые сегментные, с поворотными подушками (типа Митчела) применяются двух типов: жесткие, у которых обойма с подушками установлена жестко в корпусе, и самоустанавливающиеся. Самоустанавливающиеся подшипники бывают с поворотными обоймами, с уравнительными (цепными) устройствами для автоматического выравнивания давления на подушки (в турбинах ТС-1 и ТС-2 и др.), с комбинацией поворотных обойм и уравнительных устройств. Кроме того, имеются комбинированные конструкции, в которых упорный подшипник выполнен вместе с опорным, имеющим вкладыши с внешней сферической поверхностью.

В турбогенераторах Таганрогского и Калужского заводов упорный гребень совмещен с крылаткой масляного насоса (импеллера).

Допускаемое удельное давление: для самоустанавливающихся подшипников $\leqslant$ 20 *кгс/см²*, для подшипников с неподвижными подушками $\leqslant$ 8 *кгс/см²*.

Толщина слоя баббита принимается меньше допускаемого осевого смещения ротора — 1,5—3 *мм*. Для вспомогательных упорных подшипников ТС-1 и ТС-2 построечная толщина заливки баббита 1,4—1,6 *мм* (контроль по толщине сегмента).

Заливка должна иметь фаску 45° на входной кромке. Величина осевого разбега ротора (см. табл. 8-38) в подшипнике регулируется прокладками под установочное кольцо, сменными шайбами упорных штифтов, шабровкой или перезаливкой колодок. Масло поступает в центральный зазор между валом и подушками, а отводится сверху, чтобы подшипник всегда был заполнен маслом.

Таблица 8-37

**Масляные зазоры (*мм*) в упорных подшипниках турбин, редукторов и валопроводов**

| Мощность турбины, *л. с.* | Подшипники | Зазоры | |
|---|---|---|---|
| | | установочный | предельно допустимый |
| До 2000 | Турбины | 0,22 | 0,45 |
| | Шестерни II ступени, колеса I ступени | 0,30 | 0,60 |
| | Колеса II ступени | 0,55 | 1,50 |
| 2000—10 000 | Турбины | 0,28 | 0,50 |
| | Колеса I ступени | 0,35 | 1,0 |
| | » II » | 0,65 | 1,60 |
| 10 000—20 000 | Турбины | 0,45 | 0,60 |
| | Колеса I ступени | 0,50 | 2,0 |
| | » II » | 1,25 | 3,0 |

Таблица 8-38

**Осевые зазоры (*мм*) в главных и вспомогательных упорных подшипниках ГТЗА**

| Тип ГТЗА | Подшипник | Место замера | Зазоры | |
|---|---|---|---|---|
| | | | установочный | предельно допустимый |
| ТС-1 | Главный упорный | Толщина упорного гребня | 180−0,26 | — |
| | | Осевой зазор | 1—1,5 | 3,0 |
| | Вспомогательный упорный | Толщина упорного гребня | 45—0,17 | — |
| | | Осевой зазор | 0,4—0,5<br>0,5—0,7 | 0,6 (ТВД)<br>0,8 (ТНД) |
| ТС-2 | Главный упорный | Толщина упорного гребня | — | — |
| | | Осевой зазор | 1,3—1,7 | 3,0 |
| | Вспомогательный упорный | Толщина упорного гребня | 120+0,07 | — |
| | | Осевой зазор | 0,4—0,5<br>0,5—0,7 | 0,6 (ТВД)<br>0,8 (ТНД) |

*Разбег ротора* определяется как разность показаний штатного микрометра при роторе, сдвинутом в «нос» и «корму». Во время замеров ползун механизма для осевого перемещения ротора устанавливается в среднее положение.

Возможные дефекты — подплавление, отставание, риски, трещины и выкрашивание баббита упорных сегментов; трещины на поверхности опоры сегмента и уравнивающих подушек, деформация установочных колец и штифтов, ослабление посадки штифта и др.

О неисправности подшипников свидетельствует повышение температуры самого подшипника и масла на сливе, изменение осевого положения ротора, вибрация подшипника, изменение характера шума.

Повышение температуры подшипника и его повреждения могут быть вызваны: перегрузками вследствие увеличения осевого усилия или ухудшения смазки, работой маслоохладителей, неправильной работой подшипника из-за конструктивных или монтажных дефектов, тепловых деформаций, неудовлетворительностью материала — дисков, упорных сегментов, заливки; резким изменением режима работы.

Для обеспечения надежности упорного подшипника его действительная удельная нагрузка не должна превышать 40—50% предельной несущей способности.

## Соединительные муфты

*Основные технические условия на сборку соединительных муфт* (твердость пластин 45—50 HRC) — рис. 8-12:

Суммарный боковой зазор в зацеплении, *мм*: зубчатые муфты 0,25—0,45, кулачковые 0,2—0,4, пластинчатая муфта 0,05—0,25.

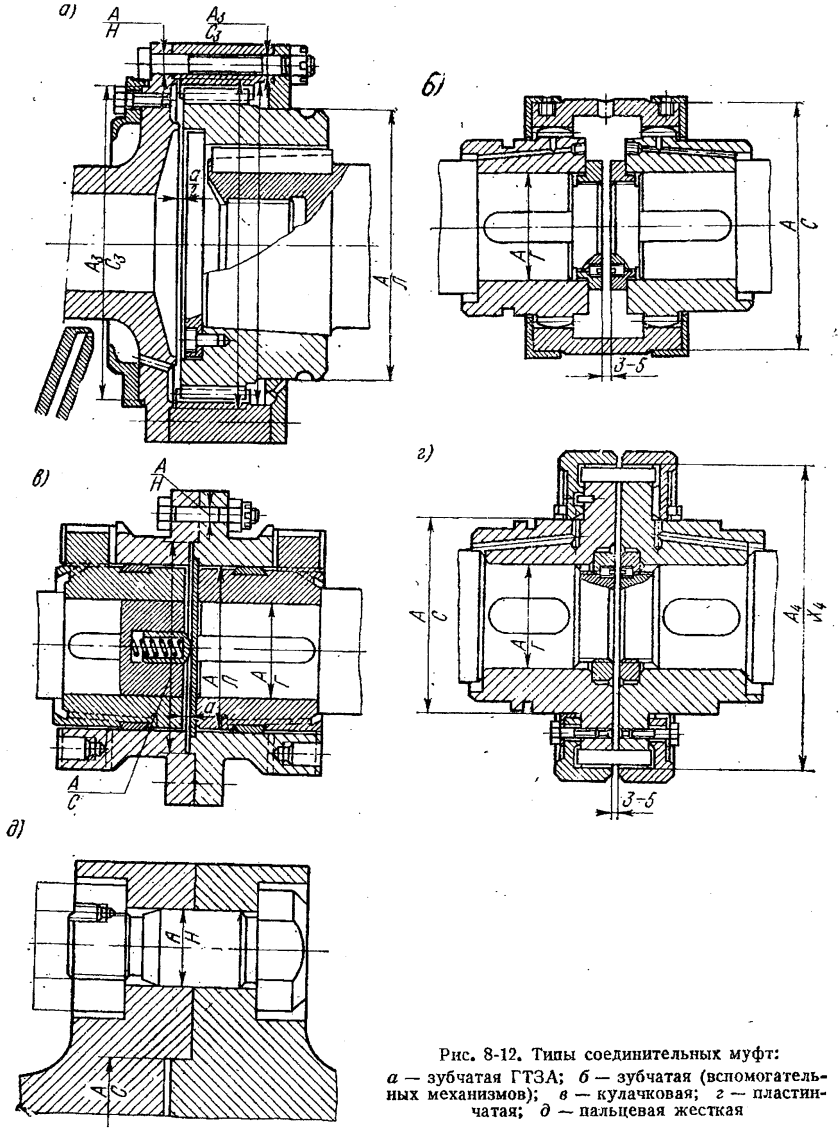



Рис. 8-12. Типы соединительных муфт:
*а* — зубчатая ГТЗА; *б* — зубчатая (вспомогательных механизмов); *в* — кулачковая; *г* — пластинчатая; *д* — пальцевая жесткая

Нормы контакта в зубьях зубчатой муфты, %: по длине зуба — не менее 90; по высоте зуба — не менее 40; по количеству зубьев — не менее 80.

Одновременность прилеганий кулачков (кулачковая муфта) на площади — не менее 80% на передний ход и не менее 60% — на задний ход (каждого кулачка).

Радиальное биение зубчатого венца звездочек после насадки на вал — не более 0,03 *мм*.

Осевой разбег коронок: $a=4\div6$ *мм* — для вспомогательных и $a=8\div10$ *мм* — для главных турбоагрегатов.

Конус полумуфты пригоняют по конусу вала на краску с прилеганием поверхностей не менее 80%.

Посадка полумуфты на конус вала — с натягом $H=0{,}0003 \div 0{,}0006D$, где $D$ — максимальный диаметр конуса. Насадку производят с нагревом полумуфты в масле до 150—200° С. Величина осевого сдвига при насадке от положения полумуфты на валу в холодном состоянии $\Delta l = \frac{H}{K}$, где $K$ — конусность вала.

У жестких муфт (с центрирующим выступом) плотная посадка иногда применяется только на одном фланце, в отверстия другого фланца болты проходят с зазором примерно 0,10 *мм*.

Соединительные муфты в сборе подвергаются статической и динамической балансировке.

## Центровка турбин

**Центровка турбин** (ротора): 1) по полумуфтам; 2) в цилиндре относительно расточек концевых уплотнений (при значительной расцентровке по полумуфтам; задевании концевых уплотнений и их замене; перезаливке вкладышей подшипников; перецентровке диафрагм и смене их уплотнений); 3) по уровню, устанавливаемому на шейках вала (производится одновременно с центровкой по полумуфтам); 4) по скобам; 5) по струне (проверка соосности цилиндров и корпусов подшипников).

При центровке турбины необходимо учитывать изменение взаимного расположения ее частей в процессе работы вследствие образования масляного клина в подшипниках (учитывается несимметричность горизонтальных зазоров с разницей в 0,05—0,08 *мм*), термических расширений, упругих деформаций корпуса ТНД и т. п.

Метод центровки ротора зависит от типа опорных подшипников и крепления их корпусов (перемещение установочных колодок, шабровка баббитовой заливки, как исключение — перемещение корпуса подшипников при помощи прокладок). Максимальная просадка роторов $\leqslant 0{,}20$ *мм*, валов колес редуктора $\leqslant 0{,}50$.

## Масляная система

**Типы масляных систем:** циркуляционная; гравитационная с напорными цистернами (рис. 8-13); смешанная.

**Оборудование масляных систем.** Суда типа «Сергей Боткин». Система смазки — гравитационная; установлены два электрических винтовых насоса, каждый производительностью 40 *м*³/*ч* при напоре 35 *м вод. ст.* и 1150 *об/мин*; объем напорной масляной цистерны — 10,8 *м*³, поверхность маслоохладителей (один резервный) — 40 *м*². Установлен масляный сепаратор (типа «Шарплес») с насосом и подогревателем масла. Система смазки вспомогательных турбогенераторов — циркуляционная, с шестеренчатым насосом, приводимым от вала редуктора. Давление масла $\sim 5$ *ата*. Агрегат запускается с предварительной прокачкой масла ручным насосом.

Суда типа «Ленинский комсомол». Система смазки — гравитационная. Главные масляные насосы (два) электроприводные трехвинтовые каждый производительностью 80—100 *м*³/*ч* при напоре 46 *м вод. ст.* 1460 *об/мин*; производительность масляного электроприводного шестеренчатог

Таблица 8-3

**Нормы установки валов по полумуфтам (допускаемые отклонения), *мм***

| Тип муфты | При монтаже. | | В эксплуатации | |
|---|---|---|---|---|
| | Смещение | Излом на 1 *м* | Смещение | Излом на 1 *м* |
| Жесткая | 0,02 | 0,05 | 0,05 | 0,10 |
| Пальцевая | 0,03 | 0,10 | 0,10 | 0,20 |
| Упругая кольцевая | 0,05 | 0,10 | 0,15 | 0,20 |
| Кулачковая, зубчатая | 0,06 | 0,15 | 0,15 | 0,20 |

Примечание. В нормах не учтено влияние тепловых расширений и деформаций опор.

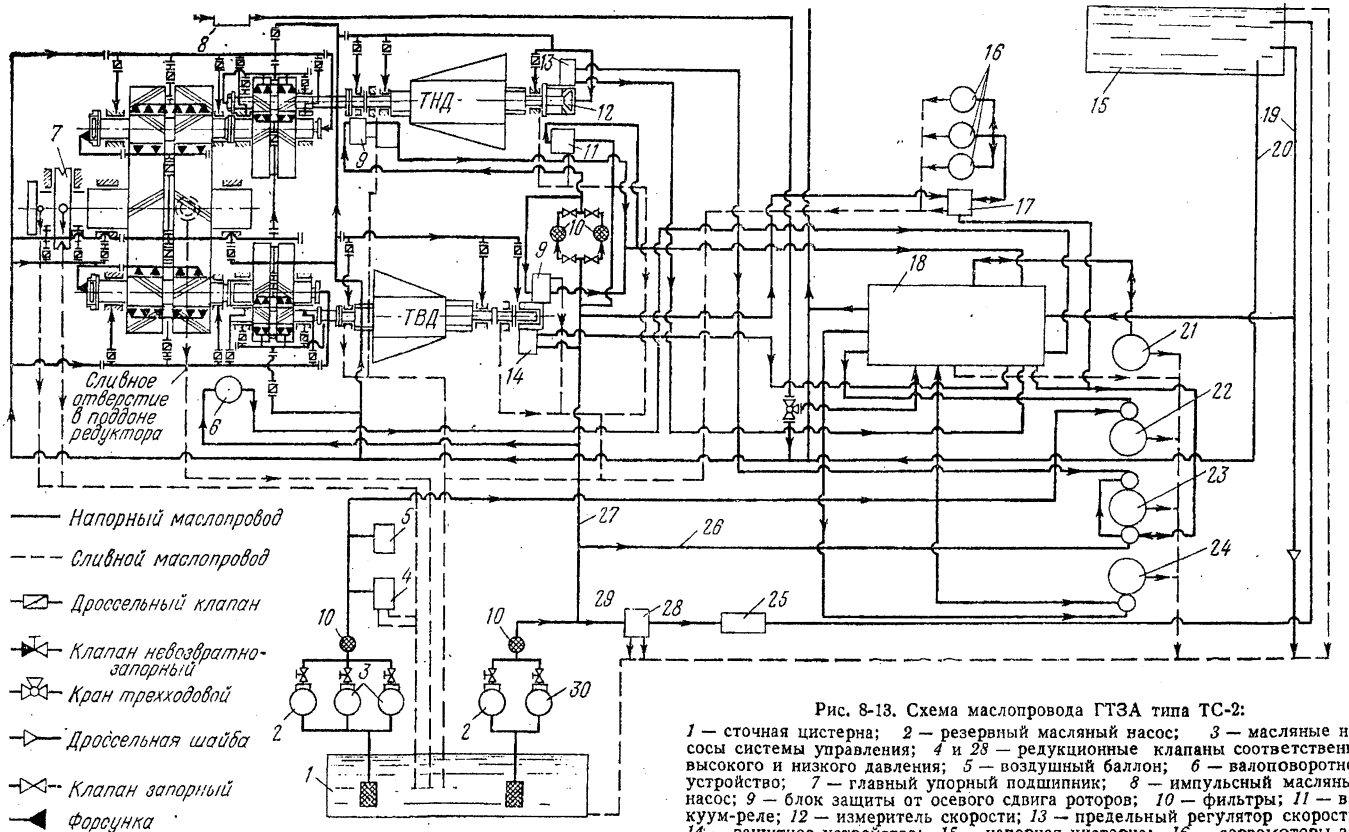



Рис. 8-13. Схема маслопровода ГТЗА типа ТС-2:

*1* — сточная цистерна; *2* — резервный масляный насос; *3* — масляные насосы системы управления; *4* и *28* — редукционные клапаны соответственно высокого и низкого давления; *5* — воздушный баллон; *6* — валоповоротное устройство; *7* — главный упорный подшипник; *8* — импульсный масляный насос; *9* — блок защиты от осевого сдвига роторов; *10* — фильтры; *11* — вакуум-реле; *12* — измеритель скорости; *13* — предельный регулятор скорости; *14* — защитное устройство; *15* — напорная цистерна; *16* — сервомоторы захлопок отборов; *17* — ускорительный золотник захлопок отборов; *18* — блок регулирования; *19, 20, 26, 27* и *29* — маслопроводы; *21* — разобщительный клапан; *22* и *24* — маневровые клапаны заднего и переднего хода; *23* — быстрозапорный клапан; *25* — маслоохладитель; *30* — масляный насос систем смазки и защиты ГТЗА

насоса 15,5 *м*³/*ч* при напоре 46 *м вод. ст.* и 1000 *об/мин*; маслоперекачивающий насос — шестеренчатый, производительностью 3,3 *м*³/*ч* при напоре 33 *м вод. ст.*; маслоохладители — трубчатые (2) по 223 *м*²; масляный сепаратор производительностью 3000 *л/ч* с подогревателем масла.

Насос сепаратора может осуществлять: прием масла из цистерны основного запаса и подачу в сточную цистерну; «буферную» сепарацию (прием и подачу масла в сточную цистерну); прием из цистерны отработавшего масла и подачу в нее сепарированного масла. Прием масла из сточной цистерны осуществляется через магнитный фильтр, подача — через сдвоенный сетчатый фильтр в систему регулирования и защиты (давление масла 4—4,3 *кгс/см*²); к регулятору давления концевых уплотнений и через маслоохладитель и редукционный клапан в напорные цистерны емкостью 19 *м*³. Перелив масла из гравитационной цистерны составляет ~ 20% расхода на ГТЗА. Из напорной цистерны часть масла переливается в сточную, а остальное самотеком поступает в распределительный коллектор (~ 0,9 *ати*).

При снижении уровня масла в напорных цистернах последовательно вступает в действие сигнальное устройство и система защиты (б. з. к.).

Давление и расход масла, подаваемого к подшипникам колеса второй ступени, на форсунки редуктора и главный упорный подшипник регулируется дроссельными клапанами, расположенными на напорных маслопроводах.

Суда типа «Прага» — «София» (рис. 8-13). Система смазки — гравитационная; два главных масляных винтовых электронасоса производительностью 125 *т/ч*, с напором 45 *м вод. ст.*; два масляных шестеренчатых электронасоса производительностью 3,3 *м*³/*ч*, два ручных масляных насоса производительностью 35 *л/мин* (для перекачки чистого и грязного масла); сепаратор с подогревателем (1,4 *м*²) производительностью 3000 *л/ч*; масляные фильтры — магнитный у приема из сточной цистерны и сдвоенные сетчатые; два маслоохладителя МО-260 (см. гл. 10).

Имеются цистерны основного запаса (разделенная), отработанного масла и сточная. Цистерны ручного разбора масла, картеры турбопитательных насосов и турбогенераторы заполняются самотеком из гравитационной цистерны. Пополнение сточной цистерны — через сепаратор и самотеком. Гравитационная и сточная цистерны оборудованы змеевиками подогрева.

Отработанное масло откачивается в цистерну и на берег из сточной цистерны главным масляным насосом, из картеров турбомеханизмов — маслоперекачивающим или ручным насосами. Спуск отстоя из цистерн запаса сепарированного и отработавшего масла — самотеком в цистерну грязного масла и топлива.

**Масляные системы вспомогательных турбогенераторов и турбоприводов.** *Турбогенераторы ТД-750 (600)*: масляный бак (емк. 800 *л*), центробежный насос (производительность 300 *л/мин*, напор 8 *кгс/см*²), масляный инжектор (производительность 350 *л/мин*, давление 0,3 *кгс/см*²), электроприводной винтовой насос с автоматическим реле включения и выключения (отрегулировано на давление ~ 6 *кгс/см*²), маслоохладитель, фильтр щелевого типа (три патрона с набором пластин), дроссельное устройство, маслопровод.

*Турбогенераторы танкера «Мир»* — шестеренчатый насос, производительностью 11,5 *м*³/*ч* при напоре 40 *м*; два масляных холодильника с поверхностью охлаждения по 10 *м*² (трубки 16×1,2).

*Система смазки турбопривода ТП-500* оборудована электроприводным трехвинтовым насосом (производительность 210 *л/мин*, давление нагнетания 3 *кгс/см*²), который подает масло (из бака) на всасывание импульсному датчику (импеллеру), а также через щелевые пластинчатые фильтры к маслоохладителю. После маслоохладителя масло, пройдя дроссельное устройство (0,5 *кг/см*²), поступает на смазку подшипников, зубчатого зацепления и червячной передачи привода таходатчика. От импульсного датчика масло направляется через блок защиты к быстрозапорному клапану (б. з. к.), а часть масла — на слив, пройдя через дроссель. От линии смазки масло поступает также к блоку защиты.

*Система смазки (управления и защиты) турбопривода ТП-320.* Винтовой эл. насос подает масло под давлением 3 *кгс/см*² на смазку подшипников через дроссельную шайбу, пластинчатый фильтр и маслоохладитель.

Давление в системе смазки 0,5—0,7 *кгс/см*², устанавливается регулируемым дросселем. На винтовом насосе

имеется перепускной клапан (предохранительный), предназначенный для регулирования давления нагнетания.

От насоса масло подводится также к импеллеру (импульсному датчику), навешенному на ротор турбины. За импеллером масло с давлением 6 *кгс/см*$^2$ поступает к трехимпульсному блоку защиты и через него к поршню регулирующего клапана и масляному реле, которое своими контактами включает цепь питания электродвигателя клапана.

Постоянный расход масла ~ 15 *л/мин* от импеллера в масляный бак обеспечивается установленной дроссельной шайбой.

К блоку защиты подводится также масло от линии смазки и отработавший пар.

**Расход масла и производительность масляных насосов.** Количество тепла $Q_м$, выделяющегося в результате механических потерь в подшипниках и редукторе, определяют по тепловому балансу маслоохладителя. Расход масла на опорные подшипники составляет от 2 до 6,5 *л/ч* на 1 *см*$^2$ проекции вкладыша. Расход масла на зубчатую передачу (зацепление и подшипники) определяется по формуле

$$G = \frac{632{,}3}{c_м \Delta t} \cdot \frac{N_e (1 - \eta_р)}{\eta_р} \ кг/ч,$$

где $\Delta t$ — повышение темп-ры масла, °С;

$\eta_р$ — к. п. д. редуктора;

$c_м$ — теплоемкость масла, *ккал/кг·°С*.

Расход масла на подшипники судовых ГТЗА при спецификационной нагрузке можно приближенно определить по формуле

$$G_п = A u \delta l \ л/мин,$$

где $A = 1{,}15 \cdot 10^{-2}$ при $\frac{l}{d} = 1 \div \frac{2}{3}$;

$A = 1{,}54 \cdot 10^{-2}$ при $\frac{l}{d} = \frac{1}{2} \div \frac{1}{3}$,

$u$ — скорость вращения цапфы, *м/сек*;

$\delta$ — диаметральный зазор, *мм*;

$l$ — длина подшипника, *мм*.

В среднем расход масла на зубчатую передачу составляет 1,8—2,7 *л/ч* на *л. с.* или около 200 *л/ч* на каждый антиметр длины зубцов, находящихся в зацеплении.

*Утечки масла и* потери за счет испарения, отбора проб, образования эмульсии, шлама, спуска отстоя и т. п. составляют 0,03—0,05 *г/л. с.-ч.* Годовой расход масла на долив при надлежащем состоянии масляной системы и нормальной ее эксплуатации примерно 10—12% от емкости системы. При решении вопроса о необходимости замены масла в системе руководствуются лабораторными исследованиями, а также эксплуатационными наблюдениями.

Согласно нормам эксплуатации турбогенераторов средний срок службы масла принят 2 года, потери при смене и регенерации — 20% емкости масляной системы; годовой расход масла на пополнение этих потерь — 10% емкости масляной системы.

При правильной эксплуатации масляных систем судовых ГТЗА масло можно использовать без замены в течение более пяти лет. Срок службы масел с противоокислительными присадками значительно увеличивается.

*Количество масла в системе* определяют из нормы расхода: 7—8 *кг/л. с.-ч.* (при кратности циркуляции $K$=8—10) и 8—10 *кг/л. с.-ч* (при $K$=10—12).

$$K = \frac{G_м \gamma_м}{M},$$

где $G_м$ — количество циркулирующего масла, *м*$^3$*/ч*;

$\gamma_м$ — удельный вес масла, *кг/м*$^3$;

$M$ — емкость масляной системы, *кг*.

Чем меньше кратность циркуляции и больше емкость системы, тем дольше при данной производительности насоса сохраняются смазочные свойства масла, поскольку оно реже подвергается попеременному нагреву и охлаждению, меньше перемешивается с воздухом в подшипниках и обводняется.

*Емкость цистерн* составляет: напорных — 10% (не менее пятиминутного расхода масла при полной нагрузке ГТЗА), сточных — 15—18% часовой производительности масляного насоса; емкость масляной системы (в турбогенераторах мощностью до 1200 *квт*) — 350—400 *г/квт*; цистерн грязного масла — 0,2—0,4 *м*$^3$.

Необходимая производительность главных масляных насосов

$$W \geqslant 14 \left( \frac{N_e}{1000} \right)^{0{,}75} \ м^3/ч.$$

Производительность масляных насосов назначается с запасом 5—10% на систему регулирования и защиты и 10—15% — на перелив из гравитационных цистерн.

Таблица 8-40

**Механические потери и расход масла на ГТЗА типа ТС-2**

| Показатель | Величина |
|---|---|
| Потери мощности, *л. с.*: | |
| в редукторе | 825 |
| в подшипниках турбин | ≈160 |
| Нагрев масла, °С: | |
| в редукторе | 15 |
| в подшипниках | 10 |
| Расход масла, *т/ч*: | |
| в редукторе | 75,3 |
| в подшипниках | 22,4 |
| общий | ≈98 |

**Основные причины ухудшения качества масла и их устранение.** Обводнение. Причины — проникновение в масляную систему пара из концевых уплотнений и воды из неплотностей маслоохладителя, сточных цистерн, вследствие отпотевания поверхности цистерны.

Вода, попадающая в масляную систему, способствует образованию нерастворимых веществ (окись железа и металлические мыла органических кислот), которые выпадают в виде шлама. Встречается разновидность шлама, хорошо растворимого в горячем масле, но немедленно выпадающего при его охлаждении в маслоохладителе. В этом случае может потребоваться замена всего масла и тщательная очистка системы. При повышенном обводнении и эмульсировании масла применяют непрерывную сепарацию.

Устранение: уплотнение коробки концевых уплотнений, установление нормальных зазоров; регулировка подачи пара на уплотнения и давления отсоса, устранение дефектов маслоотбойного гребня и увеличение его высоты, изоляция масляных баков, опрессовка и ремонт маслоохладителей.

Загрязнение масла. В масляных системах новых турбин могут оставаться окалина, песок и т. п. Эти системы следует перед пуском промыть раствором ингибированной кислоты (~ 5%) с последующей промывкой раствором каустической соды до нейтральной реакции, а затем горячей водой.

Перемешивание масла с воздухом в подшипниках. Этому способствует вентиляционное действие вращающихся соединительных муфт.

Ухудшение качества масла от перегрева. Для обеспечения нормальных сроков работы масла необходимо поддерживать его температуру: после маслоохладителя $\leqslant 45°$ (не ниже 35°), после подшипников $\leqslant 65$—$70°$. У нормально работающих подшипников нагрев масла составляет не более 10—15°.

Окисление масла. Блуждающие токи в подшипниках турбогенераторов вызывают интенсивное окисление масла. Для их устранения необходимо улучшить изоляцию генератора.

Влияние элементов масляной системы на качество масла. Тепловая нагрузка зависит от кратности циркуляции и емкости масляной системы. При недостаточной емкости масляных цистерн отстой масла ухудшается, оно приобретает характер эмульсии и теряет свои смазочные свойства.

Масляные цистерны должны иметь разделительные перегородки; в одной половине цистерны отделяются вредные примеси, а во второй собирается отстоявшееся масло, которое забирается насосом через фильтры.

Таблица 8-41

**Неполадки в работе масляной системы и их устранение**

| Возможные причины | Способ устранения |
|---|---|
| *Недостаточное давление в системе смазки и регулирования* | |
| Неправильная установка редукционного и предохранительного клапанов | Отрегулировать клапаны |
| Утечки из-за износа деталей регулирования и защиты | Заменить изношенные детали |

*Продолжение табл. 8-41*

| Возможные причины | Способ устранения |
|---|---|
| Значительные утечки масла в главном масляном насосе | Установить правильные зазоры или заменить детали |
| Утечки масла из-за неправильной настройки регулирования и защиты через клапаны | Устранить утечки масла в системе регулирования и защиты |
| Чрезмерно большой расход масла на подшипники | Подобрать и установить дроссельные шайбы меньшего сечения |
| Утечки через неплотности между корпусом и вкладышами подшипников у маслоподводящих отверстий | Устранить неплотности |
| Утечки масла через масляные зазоры (выжимание масла) | Уменьшить масляные зазоры в подшипниках — до нормы |
| Утечки в напорных трубопроводах через невозвратные клапаны пускового турбонасоса и резервного масляного насоса, заедание клапанов | Провести ревизию клапанов |
| Недостаточный подъем или заедание обратного клапана на всасывающем трубопроводе | Увеличить подъем клапана, перебрать клапаны на приемном трубопроводе |
| Засорение фильтров или неправильная их установка на линии всасывания | Очистить фильтры и приемные сетки, заменить слишком плотные сетки, поставить клапаны увеличенного проходного сечения |
| Неправильные показания манометров | Проверить манометры и очистить масляные трубки |
| *Выбивание масла из подшипников* | |
| Чрезмерный зазор в маслозащитных кольцах в разъемах корпуса, неудовлетворительная конструкция | Установить нормальный зазор (0,10—0,20 *мм*), поставить дополнительный щиток, пришабрить стык |
| Переполнение корпуса подшипника маслом | Увеличить сливные отверстия, диаметр маслопровода слива и его уклон |
| Повышенное давление смеси воздуха и масляных паров в корпусе подшипника | Установить вытяжные трубки с маслоуловителем |
| Высокое давление масла, поступающего к подшипникам | Снизить давление масла ($< 0{,}5$ *ата*) |

*Продолжение табл. 8-41*

| Возможные причины | Способ устранения |
|---|---|
| *Неисправности масляных насосов* | |
| Чрезмерный нагрев подшипников (недостаточный зазор, перекосы, отсутствие или неправильное выполнение канавок для отвода и подвода масла и др.) | Перебрать подшипники насоса, устранить дефекты, улучшить маслоподачу |
| Повреждение зубьев шестерни | Заменить шестерни или насос |
| Остановка масляного турбонасоса во время работы (заедание вала во втулках, уплотнениях, повреждение упорного подшипника) | Перебрать насос и устранить неисправности (см. примечание) |
| Шум в насосе (задевание, искривление вала, повреждение подшипников) | То же |
| Недостаточная производительность (засорение приемной сетки, недостаточное число оборотов) | Очистить приемные фильтры и сетку, провести ревизию насоса |

Примечание. Зазоры в масляных турбонасосах: осевой между крылаткой и корпусом 0,10—0,20 *мм*; между валом и втулкой масляной части насоса (на диаметр) 0,08—0,15 *мм*; между валом и втулкой парового уплотнения (на диаметр) 0,10—0,20 *мм*; радиальный между лопатками и корпусом 0,75—1,20 *мм*.

## ВИБРАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Контроль за вибрацией турбин и редукторов производят путем замера двойной амплитуды вибрации на каждом подшипнике в трех направлениях: вертикальную вибрацию измеряют по верхней крышке подшипника над серединой шейки, поперечную — на уровне горизонтального разъема перпендикулярно оси вала, продольную — на уровне горизонтального разъема вдоль оси вала. Амплитуду вибрации измеряют виброметром или вибрографом на рабочих режимах работы механизма. Оценкой вибрации каждого подшипника является наибольшая двойная амплитуда, полученная при измерении вибрации в трех направлениях.

Таблица 8-42

**Нормы для оценки вибрации турбин**

| Скорость вращения ротора, *об/мин* | Двойная амплитуда колебаний, *мм* | | | Скорость вращения ротора, *об/мин* | Двойная амплитуда колебаний, *мм* | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Отлично | Хорошо | Допустимо | | Отлично | Хорошо | Допустимо |
| *Главные турбозубчатые агрегаты* | | | | *Вспомогательные турбомеханизмы* | | | |
| До 1500 | 0,04 | 0,06 | 0,08 | До 3 000 | 0,02 | 0,04 | 0,06 |
| 3000 | 0,02 | 0,03 | 0,05 | 5 000 | 0,01 | 0,02 | 0,05 |
| 5000 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 8 000 | 0,01 | 0,02 | 0,04 |
| 7000 | 0,005 | 0,01 | 0,02 | 12 000 | 0,005 | 0,01 | 0,03 |

Таблица 8-43

## Признаки и причины вибрации

| Место и характерные признаки вибрации | Вероятные причины вибрации |
|---|---|
| **Равномерная однообразная вибрация турбины, амплитуда которой увеличивается пропорционально квадрату числа оборотов ротора** | Неуравновешенность ротора:<br>1) поломка и повреждение лопаток;<br>2) неравномерный занос лопаток солями и шламом;<br>3) искривление вала вследствие задевания в лабиринтовых уплотнениях, неравномерного прогрева или неправильной термообработки вала;<br>4) ослабление крепления отдельных деталей (дисков, полумуфт, втулок) на валу ротора или недостаточный натяг при соединении частей ротора;<br>5) неудовлетворительная балансировка ротора (например, при балансировке ротора без полумуфты или другой крупной детали, имеющей небаланс; при неправильном выборе числа, веса или места расположения балансировочных грузов; при производстве перелопачивания без последующей балансировки и т. д.);<br>6) наличие окалины, стружки или масла во внутренней полости барабанного ротора |
| Вибрация в отдельных местах турбины с частотой, пропорциональной числу оборотов ротора | Задевание ротора о статор по рабочим лопаткам или уплотнениям |
| Вибрация турбины, возникающая при определенном числе оборотов и возрастающая с течением времени при повышении числа оборотов | 1. Тепловые деформации корпуса турбины при наличии заеданий в подвижных опорах.<br>2. Неправильная сборка паропроводов свежего пара и пара отборов, ресивера или выпускного патрубка конденсатора, не обеспечивающая компенсации тепловых расширений паропроводов.<br>3. Расцентровка турбины и редуктора, возникающая при тепловых расширениях корпусов, опор подшипников и трубопроводов |
| Вибрация носового подшипника турбины, увеличивающаяся с числом оборотов, но не совпадающая с ним по частоте | Неисправности в регуляторе или в приводе к регулятору (тахометру или масляному насосу); заедания в червячной паре или шарнирах; расцентровка валов; неравномерная выработка зубьев передач |
| Вибрация турбины при пуске, увеличивающаяся с ростом числа оборотов. После длительной работы вибрация может исчезнуть | 1. Низкая температура масла, поступающего к подшипникам.<br>2. Искривление оси ротора вследствие неравномерного прогрева (прогревание без проворачивания ротора, или недостаточно частого проворачивания).<br>3. Задевание ротора за концевые или промежуточные уплотнения вследствие тепловой деформации; отсутствие теплового зазора между дисками |
| Вибрация отдельного подшипника | 1. Слишком велик или мал масляный зазор в подшипнике.<br>2. Отсутствие натяга вкладышей крышкой.<br>3. Недостаточный зазор в маслозащитных кольцах.<br>4. Ослабление крепления корпуса подшипника к фундаменту.<br>5. Недостаточное поступление масла к подшипнику |

*Продолжение табл. 8-43*

| Место и характерные признаки вибрации | Вероятные причины вибрации |
|---|---|
| Вибрация подшипников турбины или редуктора в районе соединительной муфты, возрастающая с ростом нагрузки | 1. Неправильная центровка валов по полумуфтам.<br>2. Заклинивание подвижного соединения пальцевой муфты вследствие неправильной сборки (сопровождается повышенным нагревом упорного подшипника).<br>3. Недостаточные зазоры или неравномерная выработка кулачков кулачковой муфты.<br>4. Ослабление затяжки болтов жесткой муфты.<br>5. Неправильная сборка муфты |
| Осевая вибрация упорного подшипника | Биение рабочих поверхностей упорного диска ротора |
| Вибрация подшипников турбины, возникающая при определенном числе оборотов, почти не зависящая от нагрузки, прослушивается в виде стуков низкой частоты (примерно вдвое меньшей числа оборотов) | Автоколебания на масляной пленке |
| Внезапная сильная вибрация турбины, сопровождающаяся шумом в турбине, иногда повышенным парением в уплотнениях | 1. Занос воды в турбину<br>2. Скопление конденсата в турбине<br>3. Сдвиг ротора и задевание ротора о статор |
| Вибрация редуктора, частота которой совпадает с числом оборотов одного из валов. Часто сопровождается ударами в передаче | 1. Поломка одного или нескольких зубьев редуктора<br>2. Неравномерность основного шага зубьев, как следствие неточностей при нарезке или сильного неравномерного износа, что вызывает динамические удары<br>3. Нарушение балансировки одной из шестерен или колеса<br>4. Неправильная центровка валов редуктора |
| Вибрация подшипников редуктора в районе гидромуфты (для гидрозубчатых передач) | 1. Задевание в гидромуфте<br>2. Недостаточное поступление или чрезмерный слив масла из гидромуфты из-за неправильной сборки системы наполнения и опорожнения гидромуфты |
| Вибрация подшипников генератора (для турбоэлектрических установок и вспомогательных турбогенераторов) | 1. Небаланс ротора генератора вследствие смещения обмотки<br>2. Загрязнение вентиляционных каналов ротора генератора<br>3. Неуравновешенность возбудителей |
| Вибрация турбогенераторов при возбужденном генераторе, спокойный холостой ход | 1. Заземление обмотки ротора генератора, замыкание части витков обмотки<br>2. Неравномерность воздушного зазора между ротором и статором и другие механические или электрические дефекты ротора генератора |
| Общая вибрация редуктора, генератора или приводного насоса, возрастающая при повышении числа оборотов | 1. Большое количество прокладок под лапами механизма<br>2. Ослабление крепления механизма к фундаменту |
| Вибрация всего агрегата, возникающая при определенном числе оборотов и сопровождающаяся вибрацией корпуса судна | Совпадение частоты собственных колебаний корпуса с частотой колебаний вала (резонанс) |

## Ступени турбин

Ступень (скорости, давления) — совокупность последовательных рядов (венцов) сопловых или направляющих и рабочих решеток.

**Типы ступеней:** аксиальные, радиальные (центробежные, центростремительные), диагональные (поток направлен под углом к оси вращения).

Ступень давления (активная, реактивная) — последовательные решетки (венцы) направляющих (сопловых) и рабочих лопаток, на которых перерабатывается устанавливающийся при заданном расходе пара (газа) перепад давлений, *ата*, и теплоперепад, *ккал/кг*. Проточная часть многоступенчатых турбин образована последовательно расположенными ступенями давлений.

*Активная ступень* характеризуется расширением пара (газа) только в направляющем аппарате или малой степенью реактивности ($\rho=0{,}10\div0{,}20$). Условно, по конструктивным признакам (дисковый ротор) к активным ступеням относят также ступени с $\rho=0{,}20\div0{,}40$.

В одновенечных регулировочных ступенях $\rho=0{,}02\div0{,}08$. Отношение выходных высот и площадей рабочих и направляющих лопаток (см. табл. 8-3÷8-7)

$$\frac{l_л}{l_н}=1{,}2\div1{,}05;\quad \frac{F_л}{F_н}=1{,}7\div2{,}3.$$

*Реактивная ступень* — расширение пара (газа) происходит как в направляющих, так и в рабочих решетках, $\rho=0{,}20\div0{,}65$ (см. табл. 8-3÷8-7). Реактивные ступени с $\rho=0{,}5$ имеют симметричные (конгруэнтные) профили направляющих и рабочих лопаток, установленных с зеркальным отображением (углы установки профилей $\beta_у$, $180-\beta_у$) и образующих симметричную форму каналов направляющих и рабочих решеток.

Ступень скорости (двухвенечная, трехвенечная) — представляет собой ступень давления с двумя (тремя) венцами рабочих лопаток. Треугольники скоростей — см. рис. 8-21. При оптимальных условиях позволяет перерабатывать значительно больший теплоперепад (400—600 *ккал/кг* и выше), чем одновенечная при $u=\text{idem}$); к. п. д. на 5—7% ниже, чем у одновенечных ступеней (рис. 8-14), но более устойчив при изменениях условий работы ступени (регулировочной) с изменением нагрузки турбины.

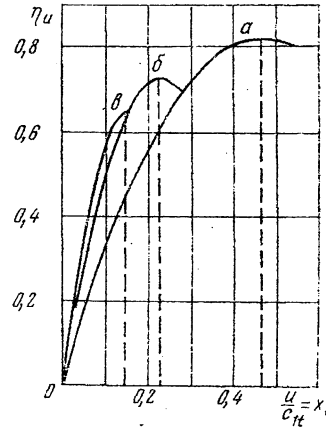



Рис. 8-14. Зависимость окружного к. п. д. от характеристики ступени $x_0$ в ступенях:
*а* — одновенечной; *б* — двухвенечной; *в* — трехвенечной

Применяется общая реактивность ступени (повышающая ее к. п. д.) $\rho=0{,}10\div0{,}30$, со следующим распределением по венцам теплоперепада: на первом рабочем — 10—20%, на направляющем — 55—65%, на втором рабочем — 15—30%.

Основную нагрузку по развиваемой мощности (70—80%) несет первый рабочий венец (см. рис. 8-21). Геом. характеристики проточных частей двухвенечных колес приведены в табл. 8-48.

**Схема процесса расширения пара (газа) в одновенечной турбинной ступени** (рис. 8-15). Здесь $p_0$, $p_1$, $p_2$ — давления; $t_0$, $t_1$, $t_2$ — температуры; $v_0$, $v_1$, $v_2$ — удельные объемы; $i_0$, $i_1$, $i_2$ — энтальпия соответственно перед сопловой (направляющей) решеткой, в зазоре между венцами направляющей и рабочей решеток, за рабочей решеткой; индекс $t$ относится к изоэнтропийному процессу; третий индекс 0 означает, что величина ($h_{020}$, $i_{2t0}$) берется по основной изоэнтропе; $p_0^*$, $t_0^*$, $v_0^*$ параметры заторможенного потока. Значок * показывает,

что величина соответствует полному торможению потока в абсолютном движении; $h_0$, $h_{01}$, $h_{02}$ — располагаемые (изоэнтропийные) теплоперепады соответ-

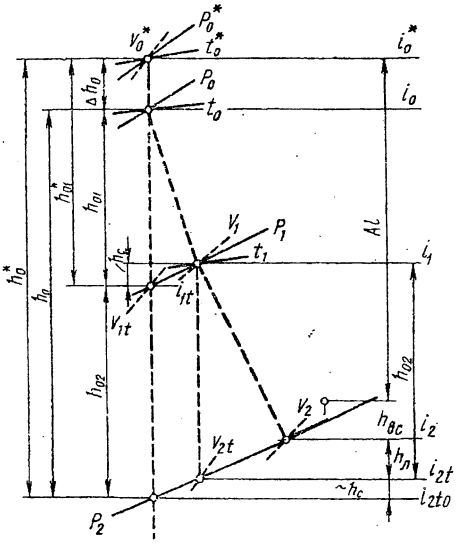



Рис. 8-15. Схема процесса расширения пара (газа) в турбинной ступени в диаграмме $i$—$s$

ственно в ступени, сопловой и рабочей решетках;

$$h_{01} = (1 - \rho)\, h_0; \quad h_{02} = \rho h_0,$$

где степень реактивности:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_0} = 1 - \frac{h_{01}}{h_{01} + h_{02}};$$

$$\Delta h_0 = \frac{c_0^2}{8380}$$ ($c_0$ — абс. скорость входа пара в сопловую решетку);

$h_c$, $h_л$ — потери в сопловой и рабочей решетках;

$$h_{в.\,с} = \frac{Ac_2^2}{2g} = \frac{c_2^2}{8380}$$ — потеря с выходной скоростью;

$c_2$ — выходная скорость потока из рабочей решетки.

Располагаемая энергия промежуточной ступени

$$E_0 = h_0^* - \mu_{в.\,с} h_{в.\,с},$$

где $\mu_{в.\,с} = 0{,}6 \div 0{,}8$ — коэффициент использования выходной скорости;

$\mu_{в.с} h_{в.с}$ — часть энергии, теряемой с выходной скоростью, используемая в следующей ступени.

Теплоперепад, используемый на рабочем венце,

$$Al_u = h_u = h_0^* - (h_c + h_л + h_{в.\,с}).$$

Коэффициент возвращенного тепла

$$R = \frac{h_{01} + h_{02}}{h_0}.$$

Для многоступенчатых турбин

$$H_0 (1 + \alpha) = \sum_1^z h_0,$$

где $H_0$ — располагаемый теплоперепад в турбине, *ккал/кг*;

$$\alpha = \lambda \left(1 - \eta_{0i}^{ст}\right) H_0 \frac{z - 1}{z};$$

$\eta_{0i}^{ст}$ — средний внутренний к. п. д. ступеней;

$z$ — число ступеней;

$\lambda \approx 0{,}2$ — для области перегретого пара;

$\lambda \approx 0{,}12$ — для области насыщенного пара; если процесс расширения протекает в областях как перегретого так и насыщенного пара, то принимаются промежуточные значения коэффициента $\lambda$.

$$R = 1 + \alpha = 1{,}02 \div 1{,}08.$$

## Характеристики турбинных решеток

**Геометрические** (рис. 8-16) **и газодинамические характеристики турбинных решеток.** Применяются решетки трех основных типов: сходящиеся (конфузорные) — сопловые и рабочие реактивных ступеней; симметричные — рабочие активных ступеней; расходящиеся — сопловые вспомогательных турбин ТЗХ; $d_{ср}$ — средний диаметр решетки $b$ — хорда профиля; $B$ — ширина ре

шетки; $\alpha_у$, $\beta_у$ — углы установки профиля; $t$ — шаг профилей; $l$ — высота лопатки (сопла); $a_1$ — ширина канала на входе; $a_2$ — ширина узкого сечения (горла).

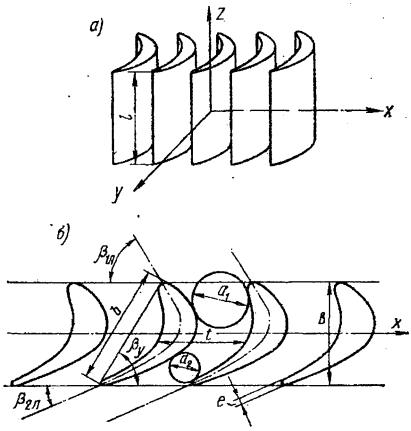



Рис. 8-16. Геометрические характеристики турбинной решетки:
*а* — прямолинейной; *б* — плоской

Основными безразмерными параметрами решеток являются $\bar{t} = \frac{t}{b}$ — относительный шаг; $\bar{l} = \frac{l}{b}$ — относительная высота.

Геометрические размеры решеток. Высота выходных (полных) сечений решеток:
сопловой

$$l_c = \frac{Gv_{1t}}{\varepsilon\pi d_{ср} c_{1t} \mu_1 \sin \alpha_1};$$

рабочей

$$l_л = \frac{Gv_{2t}}{\varepsilon\pi d_{ср} w_{2t} \mu_2 \sin \beta_2} \text{ или } l_л = l_c + \Delta,$$

где $G$ — секундный расход пара (газа), *кг/сек*;

$\varepsilon = \frac{zt}{\pi d_{ср}}$ — степень парциальности ($z$ — число сопел, $t$ — шаг сопел, $d_{ср}$ — средний диаметр ступени);

$\mu_1$ и $\mu_2$ — коэффициенты расхода — соответственно для сопловой и рабочей решеток (рис. 8-17);

$\alpha_1$, $\beta_2$ — углы выхода из сопловых и рабочих каналов; для активных решеток с малой степенью реактивности:

$\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 10°)$; $\alpha_1 = 12 \div 16°$,

(см. табл. 8-3, 8-4);

$\Delta$ — перекрыши лопатки (табл. 8-44).

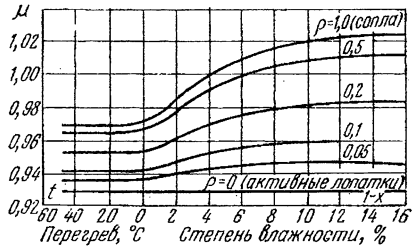



Рис. 8-17. Коэффициент расхода для сопловых и рабочих решеток в зависимости от реактивности ступени $\rho$ и степени влажности пара ($1-x$) и перегрева

Таблица 8-44

**Размеры перекрышей в зависимости от рабочей высоты лопатки**

| Рабочая высота лопатки, *мм* | Перекрыш кромки, *мм* | |
|---|---|---|
| | внутренней | наружной |
| 35—55 | 1,0 | 2,0—2,5 |
| 55—75 | 1,5—2,0 | 2,5—3,0 |
| 75—150 | 2,0—2,5 | 3,0—3,5 |
| 150—300 | 2,5—3,0 | 3,5—4,0 |
| 300—400 | 5,0—6,0 | 6,5—7,5 |

*Средний угол потока за решеткой* не совпадает с геометрическими углами профиля ($\alpha_1$, $\beta_2$) и определяется по опытным характеристикам профилей или приближенно по формуле

$$\beta_{2эф} = \arcsin \frac{a_2}{t},$$

где $a_2$ — ширина минимального сечения канала на выходе;

$t$ — шаг лопаток (по среднему диаметру).

*Закрученные (винтовые) лопатки* с переменными по высоте углами профилей используются при $\frac{d_{ср}}{l_л} < 10$ для повышения к. п. д. ступени. При замене цилиндрических лопаток закрученными

Таблица 8-45

**Площадь выходных сечений рабочей решетки последней ступени ТНД**

| Величина | ГТЗА | | |
|---|---|---|---|
| | судов типа „Сергей Боткин" | ТС-1 | ТС-2 |
| Средний диаметр последней ступени, *м* | 0,875 | 1,20 | 1,42 |
| Геометрический (скелетный) угол выхода $\beta_{2д}$ | 46° | 34°47′ | 35°02′ |
| Высота рабочей лопатки, *мм* | 190 | 300 | 364 |
| Площадь выходных сечений, *см*² | 3600 | 6450 | 9320 |

к. п. д. ступени повышается на 2—6% $\left(\text{для } \frac{d_{ср}}{l_л} = 10 \div 5\right)$.

**Изменение степени реактивности по радиусу.** Степень реактивности возрастает от корня к периферии; в корневых сечениях на номинальном режиме ступени $\rho_к = 0{,}02 \div 0{,}03$. Изменение степени реактивности по высоте лопатки практически не зависит от способа закрутки. Приближенно (при $\rho_к = 0$)

$$\rho \approx 2\varphi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(\frac{r}{r_к} - 1\right),$$

где $r$ — радиус сечения лопатки;

$r_к$ — радиус корневого сечения лопатки;

для длинных лопаток

$$\rho_{ср} \approx 1 - \left(\frac{\lambda - 1}{\lambda}\right)^2,$$

где $$\lambda = \frac{d_{ср}}{l_л}$$

у вершин лопаток

$$\rho_в = 1 - (1 - \rho_{ср}) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1}\right)^2.$$

Потери в решетках турбин: *профильные* — на трение в пограничном слое на профиле, вихревые отрывы потока от профиля, кромочные; *концевые* — от трения в пограничном слое на стенках, ограничивающих решетку по высоте (у цилиндрической поверхности обандаженного ротора), и вихревые — у концов лопаток и другие потери, вызванные нестационарностью потока и взаимодействием соседних решеток.

**Газодинамические параметры**, определяющие режим потока в решетке:

1. Коэффициенты скорости:

$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$ — для сопловой решетки;

$\psi = \frac{w_2}{w_{2t}}$ — для рабочей решетки,

где $c_1$ — действительная скорость (абсолютная) истечения из сопла;

$w_2$ — действительная скорость (относительная) истечения из рабочей решетки;

$c_{1t}, w_{2t}$ — теоретические скорости за сопловой и рабочей решетками; принимаются как осредненные по сечению потока.

Скорость потока на выходе из каналов сопловой решетки

$$c_1 = \varphi 91{,}5 \sqrt{h_{01} + \left(\frac{c_0}{91{,}5}\right)^2} = \varphi c_{1t};$$

на выходе из рабочей решетки

$$w_2 = \psi 91{,}5 \sqrt{h_{02} + \left(\frac{w_1}{91{,}5}\right)^2} = \psi w_{2t}.$$

При $\rho = 0{,}5$ (конгруэнтная ступень):

$$c_1 = w_2; \quad \beta_2 = \alpha_1;$$

$$c_2 = w_1; \quad \beta_1 = \alpha_2; \quad \varphi = \psi.$$

Ориентировочные значения коэффициентов скорости:

$$\varphi = 0{,}94 \div 0{,}98 \quad \text{при} \quad \overline{l} = 0{,}2 \div 0{,}4;$$

$$\psi = 0{,}84 \div 0{,}94 \quad \text{при} \quad \beta_1/\beta_2 = 27/24 \div 40°/36°.$$

Для расходящихся сопел, в зависимости от степени расширения и расходимости (конусности) сопла $F_2/F_т$, $\varphi = 0{,}75 \div 0{,}90$ — меньшие значения при большей расходимости сопла.

2. Коэффициенты энергетических потерь в решетках:
сопловых

$$\xi_c = \frac{h_c}{h_{01}^*} = 1 - \varphi^2; \quad h_c = \xi_c h_{01}^*,$$

где $$h_{01}^* = h_{01} + \frac{c_0^2}{8380};$$

рабочих:

$$\xi_л = \frac{h_л}{h_{02}^*} = 1 - \psi^2; \quad h_л = \xi_л h_{02}^*;$$

где $$h_{02}^* = h_{02} + \frac{w_1^2}{8380}.$$

3. К. п. д. потока:

$$\eta_c = 1 - \xi_c; \quad \eta_л = 1 - \xi_л.$$

4. Коэффициенты расхода (см. рис. 8-17):

$$\mu = \frac{G}{G_t}; \quad G = \mu G_t,$$

где $G$, $G_t$ — действительный и теоретический расходы.

5. Относительные (безразмерные) скорости потока в решетках:
в сопловой

$$M_c = \frac{c_1}{a_1};$$

в рабочей:

$$M_{w_1} = \frac{w_1}{a_1}; \quad M_{w_2} = \frac{w_2}{a_2},$$

где $a_1$, $a_2$ — скорость звука, соответствующая параметрам пара (газа) при выходе из сопловой и рабочей решеток;

$$\lambda_c = \frac{c_1}{c_{кр}} = \frac{c_1}{a_{c*}}; \quad \lambda_w = \frac{w_2}{w_{кр}} = \frac{w_2}{a_{л*}},$$

где $a_{c*}$, $a_{л*}$ — скорость звука в узком сечении сопловой и рабочей решеток.

При $\lambda = M = 1$ поток достигает критических параметров (режима).

6. Число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_{c1} = \frac{c_1 b_1}{\nu_1}; \quad \mathrm{Re}_{w_1} = \frac{w_1 b_2}{\nu_2};$$

$$\mathrm{Re}_{w_2} = \frac{w_2 b_2}{\nu_2},$$

где $b_1$, $b_2$ — геометрический размер решеток (хорда профиля);

$\nu_1$, $\nu_2$ — коэффициенты кинематической вязкости (пара, газа).

**Аэродинамические характеристики** определяются по данным испытаний (продувок) и приводятся в виде зависимостей коэффициентов потерь и расхода от относительных шага и высоты лопаток, режимных параметров M и Re; углов выхода ($\alpha_1$, $\beta_2$), установочного угла профиля ($\alpha_у$, $\beta_у$) и т. п. Определяются и зависимости выходного угла потока от геометрических параметров решетки ($\bar{t}$, $\beta_у$), входного угла и др.

*Профили направляющих и рабочих решеток* отрабатываются на оптимальные характеристики — относительного шага ($\bar{t}_{опт} = 0{,}5 \div 1{,}0$; для направляющих решеток $\bar{t}_{опт} \geqslant 0{,}6$, для решеток малой высоты $\bar{t}_{опт} = 0{,}5 \div 0{,}8$), угла установки и др.

Лопаточные профили существенно различаются в зависимости от свойств потока, обтекающего решетку (малые и средние дозвуковые, большие дозвуковые и сверхзвуковые скорости). В судовых турбинах применяются профили лопаток, малочувствительные к изменению входного угла, что достигается утолщением входных кромок.

У современных турбин профили решеток (рис. 8-18 и 8-19) не имеют прямолинейных участков; спинка и вогнутая поверхность реактивных решеток, а также спинка активных решеток имеют переменную кривизну, уменьшающуюся к выходной кромке. Вогнутая поверхность активных решеток обычно очерчена по дуге окружности. Входные кромки профилей утолщены и округлены; выходная кромка выбирается минимально допустимой толщины.

Весь встречающийся на практике диапазон значений выходных углов потока обеспечивается несколькими формами профилей, установленными с оптимальными углом и относительным шагом (Нормаль С1-1554-53).

Один и тот же профиль путем поворота (изменения угла установки) и изменения шага может быть применен для решетки с треугольниками скоростей, соответствующими величине углов профилей двух соседних групп. В отечественном судовом турбостроении для направляющих и рабочих лопаток применяются профили ЦНИИ им. А. Н. Крылова (табл. 8-48), а также профили МЭИ и ЦКТИ им. И. И. Ползунова.

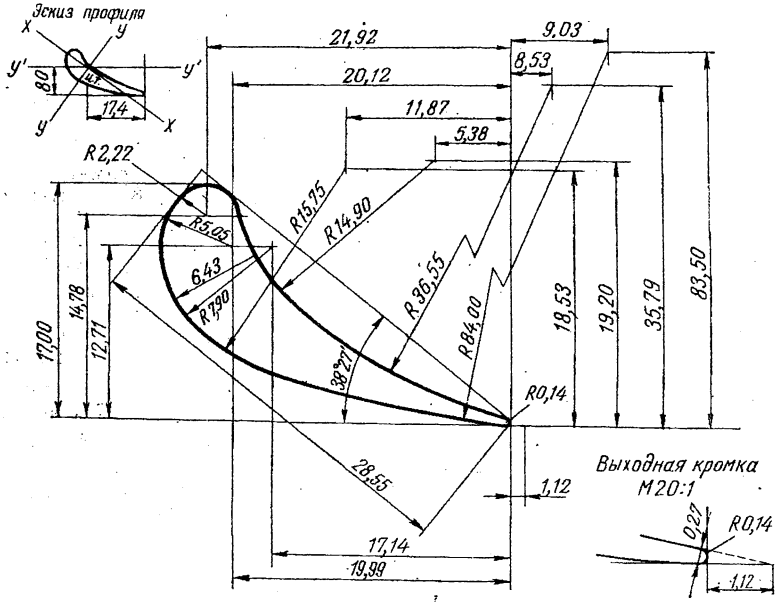



Рис. 8-18. Профиль сопловой решетки типа С-1

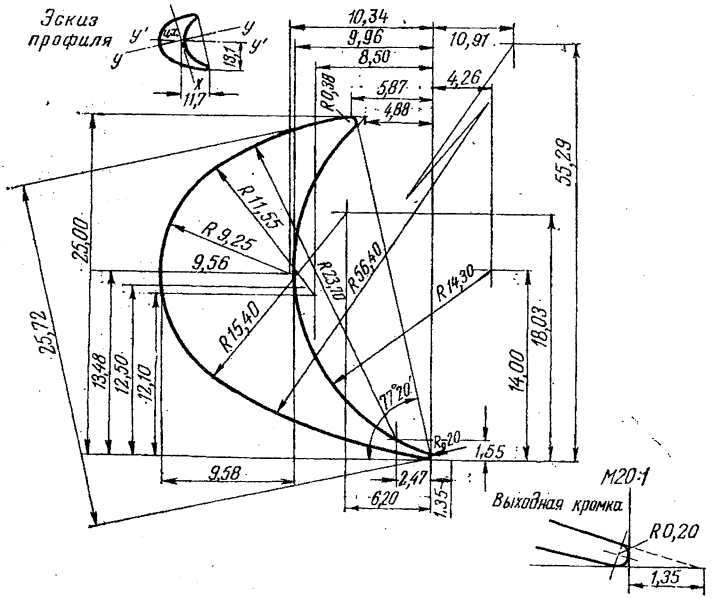



Рис. 8-19. Профиль рабочей решетки типа ТР-1А

Таблица 8-46

**Характеристики профиля С1 (см. рис. 8-18)**

| $F$ | Ось $x-x$ (минимальная) | | | Ось $y-y$ (максимальная) | | | | Ось $y'-y'$ (тангенциальная) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $I$ | $W$ | | $\rho=\sqrt{\frac{I}{F}}$ | $I$ | $W$ кромки | | $I$ | $W$ кромки | |
| | | кромки | спинки | | | входной | выходной | | входной | выходной |
| $см^2$ | $см^4$ | $см^3$ | | $см$ | $см^4$ | $см^3$ | | $см^4$ | $см^3$ | |
| 1,13 | 0,045 | 0,093 | 0,110 | 0,2 | 0,484 | 0,491 | 0,258 | 0,207 | 0,230 | 0,259 |

Таблица 8-47

**Характеристики профиля ТР-1А (см. рис. 8-19)**

| $F$ | Ось $x-x$ (минимальная) | | | Ось $y-y$ (максимальная) | | | | Ось $y'-y'$ (тангенциальная) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $I$ | $W$ | | $\rho=\sqrt{\frac{I}{F}}$ | $I$ | $W$ кромки | | $I$ | $W$ кромки | |
| | | кромки | спинки | | | входной | выходной | | входной | выходной |
| $см^2$ | $см^4$ | $см^3$ | | $см$ | $см^4$ | $см^3$ | | $см^4$ | $см^3$ | |
| 1,870 | 0,224 | 0,258 | 0,290 | 0,345 | 0,710 | 0,650 | 0,480 | 0,680 | 0,575 | 0,522 |

Таблица 8-48

**Характеристики некоторых комбинаций решеток профилей двухвенечных колес**

| Комбинация | Обозначение | Показатели решеток профилей | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | СА | I РА | НА | II РА |
| ДЖИИ № 48 | профиль | — | А—19—14 | А—25—19 | А—40—30 |
| | $\alpha_2$, $\beta_1$ | 90° | 19° | 25° | 40° |
| | $\alpha_1$, $\beta_2$ | 12° | 14° | 19° | 30° |
| | $l/l_{H_1}$ | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| | $F/F_{H_1}$ | 1,0 | 1,49 | 2,27 | 4,55 |
| ДЖИИ № 113 | профиль | — | А—25—20 | А—30—26 | А—50—35 |
| | $\alpha_2$, $\beta_1$ | 90° | 25° | 30° | 50° |
| | $\alpha_1$, $\beta_2$ | 17°30′ | 20° | 26° | 35° |
| | $l/l_{H_1}$ | 1,0 | 1,19 | 1,54 | 1,99 |
| | $F/F_{H_1}$ | 1,0 | 1,55 | 2,52 | 4,32 |
| МЭИ КС—1А (дозвуковые и околозвуковые) | профиль | ТС—2А | ТР—1А | ТР—3А | ТР—5А |
| | $\alpha_2$, $\beta_1$ | 90° | 18—30° | 28—45° | 45—56° |
| | $\alpha_1$, $\beta_2$ | 14—16° | 17—18° | 23—25° | 28—30° |
| | $t$ | 0,7—0,75 | 0,59—0,63 | 0,56—0,64 | 0,55—0,66 |
| | $F/F_{H_1}$ | 1,0 | 1,5—1,65 | 2,35—2,5 | 3,2—3,6 |
| МЭИ КС-1Б (околозвуковые, сверхзвуковые, ТЗХ) | профиль | ТС—2Б | ТР—1Б | ТР—3А | ТР—5А |
| | $\alpha_1$, $\beta_2$ | 15—17° | 17—20° | 23—25° | 31—33° |
| | $F/F_{H_1}$ | 1,0 | 1,5—1,65 | 2,35—2,5 | 3,2—3,6 |
| НЗЛ АК—6 | профиль | — | А—19—14 | А—25—19 | А—40—30 |
| | $l/l_{H_1}$ | 1,0 | 1,22 | 1,39 | 1,64 |
| | $F/F_{H_1}$ | 1,0 | 1,57 | 2,52 | 4,71 |

Таблица 8-49

**Профили типа А и С (нормаль С1-1584-53)**

| Профиль | Углы входа $\beta_1$ | Углы выхода $\beta_2$ | Профиль | Углы установки | Углы выхода | Относительный шаг |
|---|---|---|---|---|---|---|
| А—20 (М) | 18—35° | 15—22° | С1 | 36°30′—45° | 9—18° | 0,60—0,80 |
| А—24 (М) | 25—40° | 23—26° | С2 | 36—45° | 13—24° | 0,60—0,80 |
| А—26 (М) | 35—55° | 27—32° | С3 | 49—57° | 20—32° | 0,60—0,85 |
| А—30 (М) | 45—65° | 33—37° | С4 | 55—63° | 30—42° | 0,70—0,95 |

Примечания: 1. М — модификация основного профиля.
2. В турбинах ТС-1 и ТС-2 применены профили С1 и С2.

Таблица 8-50

**Характеристики проточной части ТЗХ ГТЗА типа ТС-1**

| Характеристика | Ступени | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I | | | | II | | III | |
| | СА | РА1 | НА | РА2 | НА | РА | НА | РА |
| Углы выхода потока | 12° | 12°10′ | 16° | 17° | 9°50′ | 20°30′ | 20°20′ | 34°20′ |
| То же, с учетом отклонения в косом срезе | — | — | — | — | 15°05′ | — | 24°50′ | — |
| Изоэнтропийный теплоперепад | 133,5 | — | — | — | 78 | — | 50,5 | — |
| Входная энергия, *ккал/кг* | 0 | — | — | — | 1,7 | — | 4,9 | — |
| Средний диаметр облопачивания, *мм* | 965 | — | — | — | 965 | — | 965 | — |
| Высота лопаток, *мм* | 12 | 16 | 20 | 24 | 54 | 58 | 117 | 122 |
| Характеристика ступени | — | 0,085 | — | — | — | 0,097 | — | 0,132 |
| К. п. д. окружной | — | 0,396 | — | — | — | 0,335 | — | 0,350 |
| Давление, *ата*: | | | | | | | | |
| перед ступенью | 36 | — | — | — | 3,0 | — | 0,6 | — |
| за ступенью | — | — | — | 3,0 | — | 0,6 | — | 0,2 |
| Степень понижения давления | — | — | — | 12 | — | 5 | — | 3 |
| Температура пара на входе в ТЗХ и на выходе, °С | 397 | — | — | — | — | — | — | 162 |
| Внутренний теплоперепад ТЗХ, *ккал/кг* | $H_i = 97{,}5$ | | | | | | | |
| К. п. д. ТЗХ: | | | | | | | | |
| внутренний | $\eta_{0i} = 0{,}416$ | | | | | | | |
| эффективный | $\eta_{0e} = 0{,}306$ | | | | | | | |

## Работа пара (газа). Потери и к. п. д. турбин

**Работа пара (газа).** Работа (удельная) 1 *кг* пара (газа) при обтекании лопаток рабочей решетки ступени аксиальной турбины:

$$l_u = \frac{M \cdot \omega}{G} = \frac{u}{g}(c_{1u} - c_{2u}) = \frac{u}{g}(w_{1u} - w_{2u}) \ кгс \cdot м/кг;$$

$$l_u = \frac{u}{g}(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2) = \frac{u}{g}(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2)$$

или

$$l_u = \frac{1}{2g}\left[\left(c_1^2 - c_2^2\right) + \left(w_2^2 - w_1^2\right)\right] \text{ кгс·м/кг},$$

где $M$ — момент сил, действующих на рабочие лопатки, *кгс·м*;

$\omega$ — угловая скорость вращения ротора, *1/сек*;

$u$ — средняя окружная скорость рабочих лопаток, *м/сек*;

$c_{1u}$, $c_{2u}$ — проекции абсолютных скоростей соответственно на входе и выходе потока на направление окружной скорости, *м/сек*;

$w_{1u}$, $w_{2u}$ — те же проекции относительных скоростей, *м/сек*.

Для определения скоростей и их проекций пользуются треугольниками скоростей (рис. 8-20, 8-21) или аналитическими зависимостями.

Располагаемый теплоперепад ступени

$$h_0 = 3{,}25 \cdot 10^{-7} \frac{d_{ср}^2 n^2}{x_0^2} \text{ ккал/кг},$$

где $x_0$ — характеристика ступени.

$$x_0 = \frac{u}{c_{0t}},$$

здесь $c_{0t}$ — условная скорость пара (см. далее), $u = \frac{\pi d_{ср} n}{60}$ ($n$ — частота вращения *об/мин*), $d_{ср}$ — в *м*.

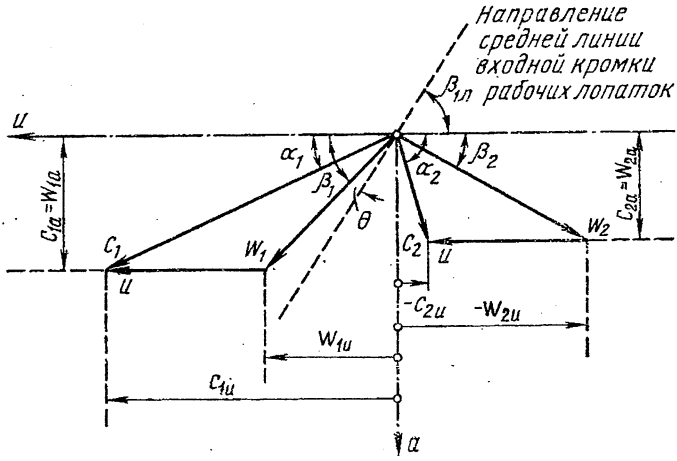



Рис. 8-20. Треугольники скоростей одновенечной ступени

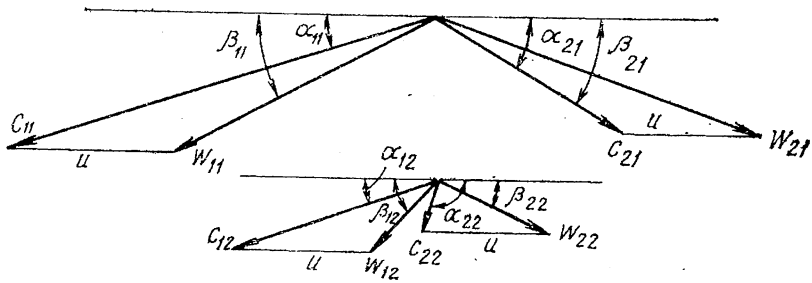



Рис. 8-21. Треугольники скоростей двухвенечной ступени скорости

**Относительный окружной** (лопаточный, на ободе) **к. п. д. изолированной ступени**

$$\eta_u = \frac{Al_u}{Al_0} = \frac{h_u}{h_0^*} = \frac{h_0^* - h_c - h_л - h_{в.\,с}}{h_0^*} = 1 - \zeta_c - \zeta_л - \zeta_{в.\,с};$$

также

$$\eta_u = \frac{2u\,(c_{1u} \pm c_{2u})}{c_{0t}^2},$$

где $l_u = \frac{h_u}{A}$ — работа 1 *кг* пара (газа), полученная на венце рабочих лопаток;

$l_0 = \frac{c_{0t}^2}{2g} = \frac{h_0^*}{A}$ — энергия 1 *кг* пара (газа);

$c_{0t} = 91{,}5\sqrt{h_0^*}$ — теоретическая скорость, соответствующая изоэнтропийному теплоперепаду ступени $h_0^*$ (см. рис. 8-15).

Скорость $c_{0t}$ связана со скоростью истечения из сопел следующей зависимостью:

$$c_1 = c_{0t}\varphi\sqrt{1-\rho};$$

при $\rho = 0$ (активная ступень)

$$c_1 = c_{0t}\cdot\varphi = c_{1t}\cdot\varphi.$$

Для промежуточной ступени

$$\eta_{uп} = \frac{2u\,(c_{1u} \pm c_{2u})}{8380\left(h_0^* - \mu_2 h_{в.\,с}\right)},$$

а также

$$\eta_{uп} = \frac{h_0^* - \left(h_c + h_л + h_{в.\,с}\right)}{h_0^* - \mu_2 h_{в.\,с}}.$$

**Относительный внутренний к. п. д. ступени**

$$\eta_{oi} = \frac{Al_i}{Al_0} = \frac{h_l}{h_0^*},$$

где

$$Al_i \cdot h_i = h_0^* - \left(h_c + h_л + h_{в.\,с} + h_{вл} + h_{ут} + h_{т.\,в} + h_{вык}\right)$$

или

$$\eta_{oi} = 1 - \zeta_c - \zeta_л - \left(1 - \mu_{в.\,с}\right)\zeta_{в.\,с} - \zeta_{вл} - \zeta_{ут} - \zeta_{т.\,в} - \zeta_{вык},$$

здесь $h_{вл}$, $\zeta_{вл}$ — потеря и коэффициент потери от влажности пара;

$h_{ут}$, $\zeta_{ут}$ — то же, от утечек;

$h_{т.в}$, $\zeta_{т.в}$ — то же, от трения и вентиляции;

$h_{вык}$, $\zeta_{вык}$ — то же, от выколачивания.

Использованный (внутренний) теплоперепад промежуточной ступени

$$h_{iп} = \left(h_0^* - \mu_2 h_{в.\,с}\right)\cdot h_{0i}.$$

Внутренняя мощность ступени

$$N_{iп} = 5{,}69 G_{сек} h_{iп}\ л.\,с.$$

**Внутренние потери.** К внутренним потерям турбинных ступеней, кроме потерь, учитываемых окружным к. п. д., относятся следующие:

1. Потери в ступенях, не учитываемые коэффициентами скорости:

а) потеря от удара при входе потока в каналы рабочей решетки, возникающая в тех случаях, когда угол относительной скорости на входе $\beta_1$ отличается от угла профиля $\beta_{1л}$. При безударном входе угол атаки $\theta = \beta_{1л} - \beta_1 = 0$; в различных режимах работы ступени может иметь место ударный вход, при котором $\theta \gtrless 0$ (удары в спинку или вогнутую часть профиля). Потеря от удара зависит от величины и знака угла атаки, формы входных кромок, осевого зазора и др. (см. стр. 483);

б) потеря вследствие частичного впуска ($\varepsilon < 1$) вызывается затратой энергии потока на выколачивание пара, заполняющего каналы рабочего венца, находящегося вне дуги сопловой решетки, а также размытием струи, выходящей из направляющих решеток

$$\zeta_{вык} \approx 0{,}1\,\frac{\sum Bl_л}{F_c}\,x_0\eta_u m,$$

где $B$ — ширина рабочей решетки;

$l_л$ — высота рабочих лопаток;

$F_c$ — площадь выходного сечения сопел;

$x_0$ — характеристика ступени;

$\eta_u$ — относительный окружной к. п. д. ступени;

$m$ — число групп сопел (число пар концов сопловых сегментов); знак суммы относится к двухвенечным ступеням.

Потеря в тепловых единицах, *ккал/кг*

$$h_\varepsilon = \zeta_{вых} h_0^*;$$

в) потери, вызванные конструктивными и технологическими причинами (стыки диафрагм, замковые лопатки, галтели у корня лопатки, связная проволока, изменение шага по радиусу, осевые зазоры и перекрыши, а также технологические неточности изготовления).

2. Потери от влажности пара, обусловленные ударным действием частиц влаги о спинку рабочей лопатки. Снижение к. п. д. составляет приблизительно 1—1,1% на каждый процент влажности. В последних ступенях судовых турбин допускается предельное влагосодержание не более 10—12%.

Относительная потеря от влажности

$$\zeta_{вл} = \frac{h_{вл}}{h_0^*} = a(1 - x_2),$$

где $a = 0{,}8 \div 0{,}4$ при $\rho = 0 \div 0{,}5$;

$x_2$ — сухость пара за ступенью.

Таблица 8-51

**Срок службы лопаток в зависимости от давления капель воды на поверхность ($\sigma_{эр}$)**

| $\sigma_{эр}$ | Срок службы лопаток, *ч* |
|---|---|
| До 250 | Эрозия практически отсутствует |
| 300—350 | Свыше 50 000 |
| 400—450 | Около 50 000 |
| 500—600 | 15 000—25 000 |
| 650—700 | 5 000—10 000 |
| Более 700 | Около 3000 |

Примечание.

$$\sigma_{эр} = 6{,}8 \cdot 10^{-3} u_{max} \times \left(1 - \frac{c_{1\omega}}{c_1}\right) \sin\beta_1' \ кгс/см^2,$$

где $u_{max}$ — окружная скорость лопаток при вершине, *м/сек*;

$\beta_1'$ — угол входа при вершине лопаток, *град*;

$c_{1\omega}$ — скорость капель воды в потоке пара, *м/сек*.

Удары частиц влаги вызывают эрозию лопаток, что сокращает срок их службы. В некоторых случаях он может снизиться до 5000 — 10 000 — — 15 000 *ч*. Для борьбы с потерей от влажности и эрозией лопаток применяют устройства по улавливанию и отводу влаги, повышают поверхностную твердость лопаток (поверхностные закалка и покрытия, стелитовые накладки).

3. Потери от трения дисков и вентиляции. Наиболее значительна потеря от вентиляции, определяемая затратой мощности на перемещение лопатками неработающего пара ($\varepsilon < 1$), заполняющего камеру ступени.

Для оценки этой потери применяются различные эмпирические формулы, например,

$$N_{т.\,в} = \beta \cdot 13{,}6 \cdot 10^{-10} d_{ср}^4 n^3 l_л \frac{1}{v_2} \ л.\ с.,$$

где $\beta$ — коэффициент, равный 1,76 для одновенечного диска и 2,06 для двухвенечного ($d$, *м*; $l$, *см*; $v_2$, *м³/кг*).

Потерянная мощность ступени

$$h_{т.\,в} = \frac{N_{т.\,в}}{5{,}69 G_{сек}} \ ккал/кг.$$

Для снижения вентиляционной потери устанавливают защитный кожух у парциальной (регулировочной, заднего хода) ступени.

При вращении колеса в направлении, обратном рабочему (задний ход), потери на трение и вентиляцию резко возрастают (в 5—6 раз), так как ступени работают в режиме компрессора. Потери на холостое вращение ступеней ТЗХ или ТПХ:

$$N_{х.\,в} = \left[1{,}46 d_{ср}^2 + 2{,}32 d_{ср} l^{1{,}5} l\right] \times \times \left(\frac{u}{100}\right)^3 \frac{1}{v_2} \ л.\ с.,$$

где $i$ — число венцов.

Коэффициент потери на вращение ТЗХ составляет 1—2%.

4. Потери от утечек пара в лабиринтовых уплотнениях диафрагм. Для течения пара в лабиринтовых уплотнениях, протекающего в докритической области ($p_2 > p_{2\,кр}$)

$$G_{ут} = 100 f_з \sqrt{\frac{g\left(p_1^2 - p_2^2\right)}{z p_1 v_1}} \ кг/сек.$$

Если в последнем лабиринте скорость становится критической ($p_2 \leqslant p_{z\,кр}$)

$$G_{ут} = 100 f_з \sqrt{\frac{q}{z+1,5}\frac{p_1}{v_1}}\ кг/сек,$$

критическое давление в последнем лабиринте

$$p_{z\,кр} = \frac{0,85 p_1}{\sqrt{z+1,5}},$$

где $f_з = 10^{-3}\pi d\delta_r$ — кольцевая площадь зазора в уплотнении, $м^2$;

$\delta_r$ — радиальный зазор, *мм*;

$d$ — диаметр уплотнения, *м*;

$p_1$, $v_1$ — соответственно давление и удельный объем пара перед уплотнением, *ата* и $м^3/кг$;

$p_2$ — давление за уплотнением, *ата*;

$z$ — число лабиринтов.

Если давление $p_2$ мало по сравнению с $p_1$ и число уплотняющих ножей достаточно большое,

$$G_{ут} \approx 100 f_з \sqrt{\frac{g}{z}\cdot\frac{p_1}{v_1}}\ кг/сек.$$

Относительная величина протечек через уплотнения диафрагм приближенно определяется по формуле

$$\frac{G_{ут}}{G_{сек}} = \frac{f_{з.д}}{F_c}\cdot\frac{1}{\sqrt{z}},$$

где $z$ — число уплотнительных ножей;

$f_{з.д}$ — площадь зазора в уплотнении диафрагмы;

$F_c$ — площадь сопел.

Утечки пара через угольные уплотнения (см. рис. 8-11) приближенно определяются по формуле

$$G_{ут} \approx 100\beta f_з \sqrt{\frac{p_1}{v_1}},$$

где $\beta = 0,5 \div 0,6$.

При утечке через уплотнение диафрагм 1% расхода пара к. п. д. ступени снижается на 1,5—2%.

Потери на утечки пара через радиальные зазоры облопачивания (реактивные ступени):

для направляющих лопаток

$$\zeta_{ут} = 1,72\frac{\delta_r^{1,4}}{l_c};$$

для рабочих лопаток

$$\zeta_{ут} = 3,0\frac{\delta_r}{l_л},$$

где $l$ — высота выходной кромки лопатки, *мм*;

$\delta_r$ — радиальный зазор, *мм*.

Тепловая потеря от утечки

$$h_{ут} = \zeta_{ут} h_0.$$

5. Потери, вызываемые сопротивлением ресивера и выпускного патрубка:

а) потери в ресивере между корпусами ТВД и ТНД

$$h_{рес} = \zeta_{рес}\frac{Ac_р^2}{2g},$$

где $c_р = 50 \div 80$ *м/сек*;

$\zeta_{рес} = 1,5 \div 2$ — коэффициент потерь в ресивере;

б) потери от сопротивления при выпуске пара

$$\frac{p_2 - p_к}{p_к} = \lambda\left(\frac{c_a}{100}\right)^2,$$

где $p_2$ — давление за последней ступенью;

$p_к$ — давление в конденсаторе;

$c_a = 80 \div 120$ *м/сек* — скорость пара в выхлопном патрубке;

$\lambda = 0,07 \div 0,10$;

в) выходные потери в последней ступени

$$h_a = \frac{Ac_{2z}^2}{2g} = \zeta_a h_0^*,$$

для главных турбоагрегатов $\zeta_a = 1 \div 1,5\%$, для вспомогательных турбин $\zeta_a = 4,5 \div 5\%$.

**Зависимости к. п. д. ступеней.** К. п. д. ступени $\eta_{ол}$ и $\eta_{oi}$ зависят от ее характеристики $\frac{u}{c_1}$ $\left(\text{или } \frac{u}{c_{1t}}, \frac{u}{c_{0t}}\right)$, степени реактивности, геометрических характеристик (углов) профиля и высоты лопаток, от состояния поверхности лопаток и параметров пара.

Зависимости относительного окружного к. п. д. для активного облопачивания (с $\rho \leqslant 15\%$ при полном использовании выходной скорости) показаны на рис. 8-22. Эти зависимости могут быть приняты для предварительной оценки экономичности ступени при переменных режимах.

Внутренние потери в ступенях снижают оптимальные значения их характеристик. Значения характеристики $x_0 = \frac{u}{c_{0t}}$, обеспечивающие для расчетного режима получение достаточно высоких к. п. д., принимают: для одновенечных ступеней активного типа (с небольшой реактивностью) 0,40—0,55; для двухвенечных ступеней (с небольшой реактивностью) 0,22—0,30; для ступеней реактивного типа — 0,55—0,65. Бо́льшая величина $x_0$ соответствует бо́льшей высоте облопачивания и $\rho$.

Ориентировочно оптимальная характеристика ступени

$$x_0^{\text{опт}} = \left(\frac{u}{c_{0t}}\right)_{\text{опт}} \approx 0{,}5\varphi \cos \alpha_1 (1 + 0{,}8\rho);$$

для ступени с произвольной степенью реактивности

$$x_1^{\text{опт}} = \left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}} \approx \frac{0{,}5 \cos \alpha_1}{1 - \rho}.$$

**Внешние потери.** К ним относятся потери на трение в подшипниках (турбины, редуктора, валопровода), зубчатом редукторе, на вращение ступеней заднего хода, приводных механизмов, а также утечки через концевые уплотнения.

Механические потери в редукторе составляют $\sim 70\%$ общих механических потерь в ГТЗА.

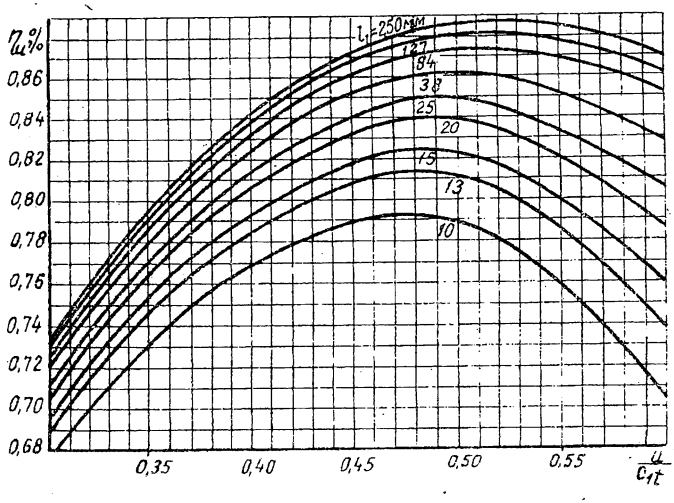



Рис. 8-22. Зависимость окружного к. п. д. активной ступени от высоты лопаток и характеристики ступени

К. п. д. главных редукторов на полном ходу $\eta_{\text{ред}} = 0{,}97—0{,}98$ и зависит от мощности и числа оборотов; значительно снижается при частичных нагрузках и на заднем ходу.

Мощность, теряемая в подшипниках турбины и редуктора:

$$N_{\text{м. т}} = \frac{1 - \eta_{\text{м. т}}}{\eta_{\text{м. т}}} N_{e\text{т}};$$

$$N_{\text{ред}} = \frac{1 - \eta_{\text{ред}}}{\eta_{\text{ред}}} N_{e\text{т}},$$

На частичных нагрузках рекомендуется поддерживать температуру масла за маслоохладителем постоянной или увеличивать на $\approx 0{,}5°$ С при 1% снижении оборотов (не выше 70° С).

Уменьшение мощности из-за утечки пара через наружные уплотнения определяется коэффициентом $\zeta_{\text{к. ут}} = 0{,}970 \div 0{,}985$.

**К. п. д. турбоагрегатов.** Абсолютный к. п. д. — отношение количества тепла, эквивалентного внутренней или эффективной мощности, к затрате тепла на генерирование пара (газа) заданных начальных параметров. Относительный к. п. д. — отношение использованного теплоперепада к располагаемому в пределах начальных и конечных параметров пара (газа).

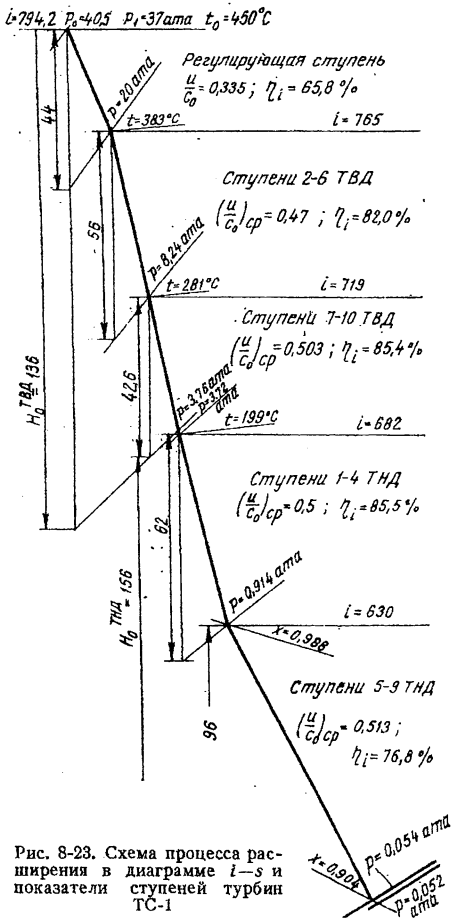



Рис. 8-23. Схема процесса расширения в диаграмме $i—s$ и показатели ступеней турбин ТС-1

К. п. д. конденсационных турбин (без отбора пара):

а) термический к. п. д. цикла $\eta_t$ турбинной установки (см. гл. 4);

б) абсолютный внутренний к. п. д.

$$\eta_{ai}=\frac{H_0-\sum h_{в.\,п}}{i_0-i_к}=\frac{H_i}{i_0-i_к}=\eta_t\eta_{0i},$$

где $\Sigma h_{в.\,п}$ — сумма внутренних потерь, *ккал/кг*;

$i_0$ — энтальпия свежего пара, *ккал/кг*;

$i_к$ — энтальпия конденсата, *ккал/кг*;

в) относительный внутренний к. п. д.

$$\eta_{0i}=\frac{H_i}{H_0}=\frac{i_0-i_z}{i_0-i_{кt}}=\frac{632{,}3N_i'}{D_т\cdot H_0},$$

$i_{кt}$ — энтальпия пара в конце изоэнтропийного расширения, *ккал/кг*;

$i_z$ — энтальпия пара в конце действительного процесса расширения, *ккал/кг*;

$N_i'=N_i-N_v$; $N_v$ — мощность, затрачиваемая на вращение ступеней заднего хода, *л. с.*;

$D_т$ — расход пара, *кг/ч*.

Относительный внутренний к. п. д. многоступенчатой турбины выше среднего к. п. д. ее ступеней благодаря использованию «возвращенного» тепла

$$\eta_{0i}=\frac{\sum h_{iп}}{H_0}>\eta_{0i}^{ст}.$$

На рис. 8-23 показаны схема процесса расширения, его параметры и показатели для турбины типа ТС-1;

г) абсолютный эффективный к. п. д. турбины

$$\eta_{ae}=\frac{H_i-\sum h_{вн.\,п}}{i_0-i_к}=\eta_{ai}\eta_{м.\,т}=$$

$$=\frac{632{,}3N_e'}{D_т\,(i_0-i_к)},$$

где $\Sigma h_{вн.\,п}$ — сумма внешних потерь, *ккал/кг*;

$\eta_{м.\,т}$ — механический к. п. д.;

$N_e'$ — эффективная мощность (на муфте), *л. с.*;

д) относительный эффективный к. п. д. турбины

$$\eta_{0e}=\frac{H_i-\sum h_{вн.\,п}}{H_0}=\eta_{0i}\eta_{м.\,т}=$$

$$=\frac{632{,}3N_e'}{D_т H_0}.$$

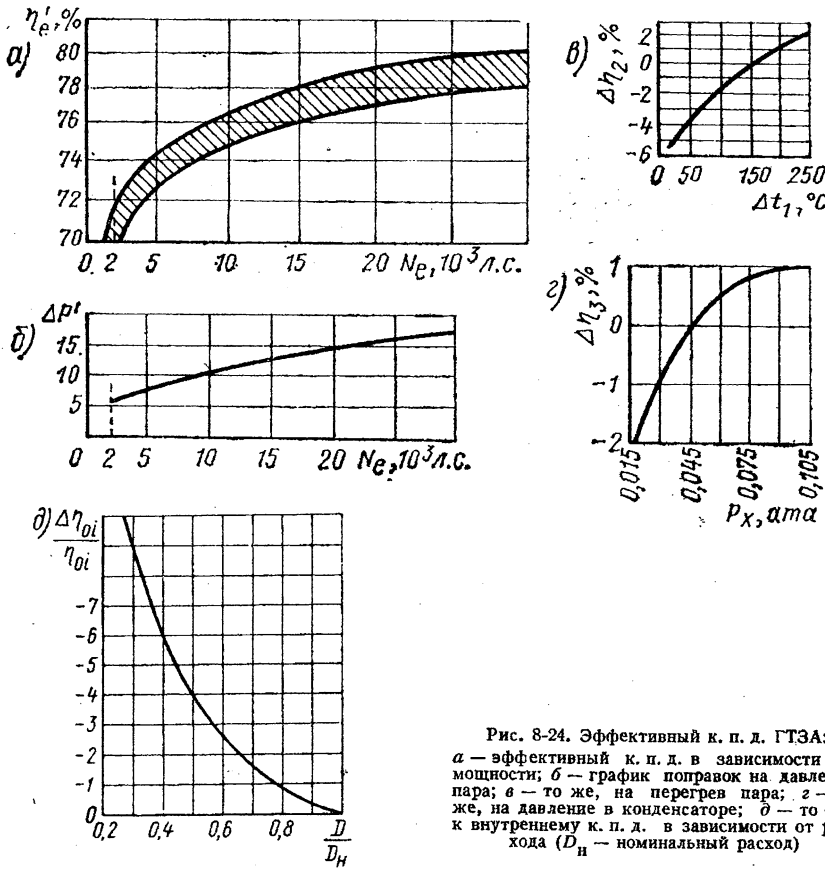



Рис. 8-24. Эффективный к. п. д. ГТЗА:
*а* — эффективный к. п. д. в зависимости от мощности; *б* — график поправок на давление пара; *в* — то же, на перегрев пара; *г* — то же, на давление в конденсаторе; *д* — то же, к внутреннему к. п. д. в зависимости от расхода ($D_н$ — номинальный расход)

Относительный эффективный к. п. д. агрегата: главные турбины 75—82%, вспомогательные турбины 40—60%;

е) относительный эффективный к. п. д. турбоагрегата (отнесенный к ступице винта)

$$\eta_{0e} = \eta_{0i} \cdot \eta_{м.т} \eta_{м.р} \cdot \eta_{м.в},$$

где $\eta_{м.т}$, $\eta_{м.р}$, $\eta_{м.в}$ — механические к. п. д. соответственно турбины, редуктора и валопровода.

Значения $\eta_{0e}$ в зависимости от мощности и параметров рабочего процесса можно найти по графикам (рис. 8-24).

Эффективный к. п. д. агрегата определяют по выражению

$$\eta_{0e} = \eta'_{0e} \pm \Delta\eta_1 \pm \Delta\eta_2 \pm \Delta\eta_3,$$

где $\eta'_{0e}$ — (на рис. 8-24 $\eta'_e$) эффективный к. п. д. ТЗА, работающего при начальных $p_0 = 32{,}5$ *ата* и $t_0 = 395°$ С, давлении в конденсаторе $p_к = 0{,}05$ *ата* (рис. 8-24, *а*, штриховка);

$\Delta\eta_1 = \frac{p_0 - 32{,}5}{\Delta p'}$ — поправка на начальное давление пара (рис. 8-24, *б*);

$\Delta\eta_2$ — поправка на перегрев пара (см. рис. 8-24, *в*);

$\Delta\eta_3$ — поправка на давление в конденсаторе (см. рис. 8-24, *г*).

Поправку к относительному внутреннему к. п. д. ГТЗА, учитывающую сни-

женную нагрузку агрегата (в зависимости от относительного расхода пара), можно принимать по графику (см. рис. 8-24, *д*).

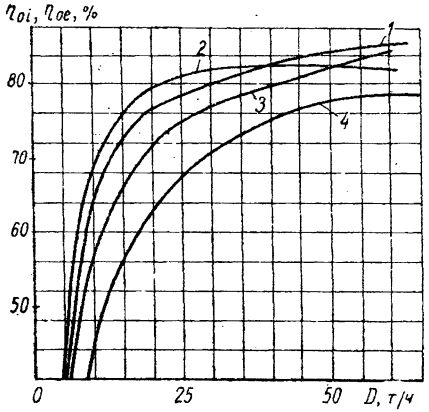



Рис. 8-25. Изменение к. п. д. ГТЗА типа ТС-2 в зависимости от расхода пара:
*1* — относительный внутренний к. п. д. ГТЗА; *2* — то же, ТНД; *3* — то же, ТВД; *4* — относительный эффективный к. п. д. ГТЗА

Изменение $\eta_{0\,i}$ и $\eta_{0\,e}$ зависит от расхода пара (рис. 8-25, ГТЗА типа ТС-2, его ТВД и ТНД). На рис. 8-26 показана опытная зависимость эффективного к. п. д. ГТЗА типа ТС-2 от развиваемой мощности (на выходном фланце

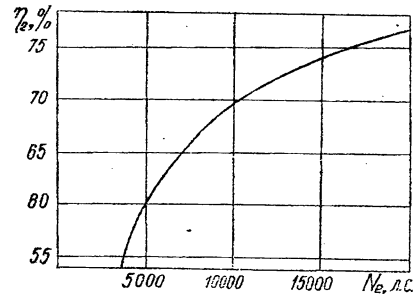



Рис. 8-26. Зависимость эффективного к. п. д. ГТЗА типа ТС-2 от развиваемой мощности

редуктора). Изменение относительных внутреннего и эффективного к. п. д. ГТЗА (для ТС-1 — см. рис. 8-27) зависит от расхода пара (переменное число включенных сопловых групп и дросселирование маневровым клапаном).

Приближенно можно принимать:

$$\frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi0}} \approx \sqrt{2\frac{X}{X_0} - \left(\frac{X}{X_0}\right)^2};$$

$$\frac{X}{X_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \frac{H_{00}}{H_0},$$

где $X = \dfrac{\sum u^2}{RH_0}$ — характеристика Парсонса для многоступенчатой турбины; индекс «0» относится к номинальному режиму.

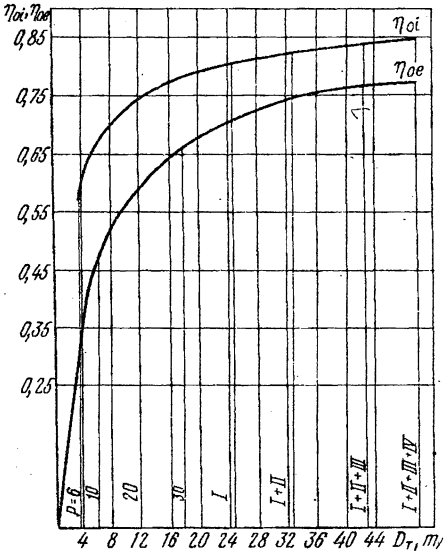



Рис. 8-27. Изменение к. п. д. ГТЗА типа ТС-1 в зависимости от расхода пара

Относительный внутренний к. п. д. ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2 зависит (рис. 8-28) от величины характеристического коэффициента турбоагрегата

$$X = \frac{\sqrt{\sum u^2}}{91{,}5\sqrt{RH_0}}.$$

Внутренняя мощность при отсутствии отборов:
ГТЗА

$$N_i = 5{,}69 G_{сек} H_0 \eta_{oi} \text{ л. с.};$$

турбогенератора

$$N_i = 4{,}19 G_{сек} H_0 \eta_{oi} \text{ квт}.$$

Удельный расход пара для турбин без отборов:

а) отнесенный к внутренней мощности

$$d_i = \frac{632{,}3}{H_0\eta_{0i}} \text{ кг/л. с-ч.};$$

$$d_i = \frac{860}{H_0\eta_{0i}} \text{ кг/квт·ч};$$

б) отнесенный к эффективной мощности

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_м} = \frac{632{,}3}{H_0\eta_{0i}\eta_м} \text{ кг/л. с.-ч.}$$

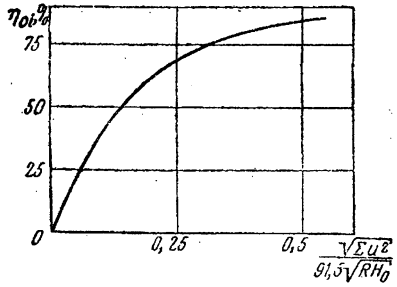



Рис. 8-28. Зависимость $\eta_{0i}$ (ТС-1 и ТС-2) от характеристического коэффициента турбоагрегата

К. п. д. турбинных установок с регенеративным подогревом питательной воды:

а) термический к. п. д. (см. гл. 4),

б) относительный к. п. д. (один отбор)

$$\eta_{0i} = \frac{632{,}3N_i}{D_т\left[H_0 - a_{от}\left(H_0 - H_{01}\right)\right]},$$

где $a_{от} = \frac{D_{от}}{D_т}$; $H_{01} = i_0 - i_{от}$;

$D_{от}$ — количество пара отбора;

$i_{от}$ — энтальпия пара в отборе на линии изоэнтропийного расширения.

Схема рабочего процесса турбины, работающей с тремя отборами, показана на рис. 8-29.

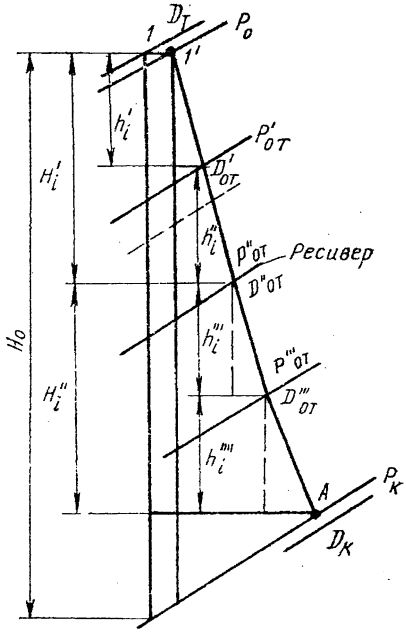



Рис. 8-29. Схема рабочего процесса турбины с тремя отборами пара

Внутренняя мощность ТВД и ТНД

$$N_i = \frac{D_т H_i' - D'_{от} h_i''}{632{,}3} + \frac{D_р H_i'' - D''_{от} H_i''}{632{,}3} - \frac{D'''_{от}\left(H_i'' - h_i'''\right)}{632{,}3},$$

где $D'_{от}$, $D''_{от}$, $D'''_{от}$ — расходы пара из отборов; кг/ч;

$$D_р = D_т - D'_{от}.$$

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН И ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ

### Способы регулирования

**Дроссельное** (качественное) регулирование характеризуется изменением параметров пара перед соплами по условию $i_0 = \text{const}$.

Изменение общего теплоперепада и расход пара сопровождаются повышением температуры отработавшего пара, изменением параметров (давления) по ступеням, уменьшением внутреннего относительного к. п. д. турбины и ее

мощности. Параметры рабочих процессов при маневрировании (ГТЗА типа ТС-1) показаны на рис. 8-30.

**Сопловое** регулирование характеризуется последовательным изменением числа полностью открытых (закрытых) сопловых клапанов и соответствующим ему изменением парциальности впуска при постоянных параметрах пара перед соплами.

**Смешанное** (количественно-качественное) регулирование производится за счет изменения числа открытых сопловых клапанов и дросселированием пара маневровым (или сопловыми) клапаном.

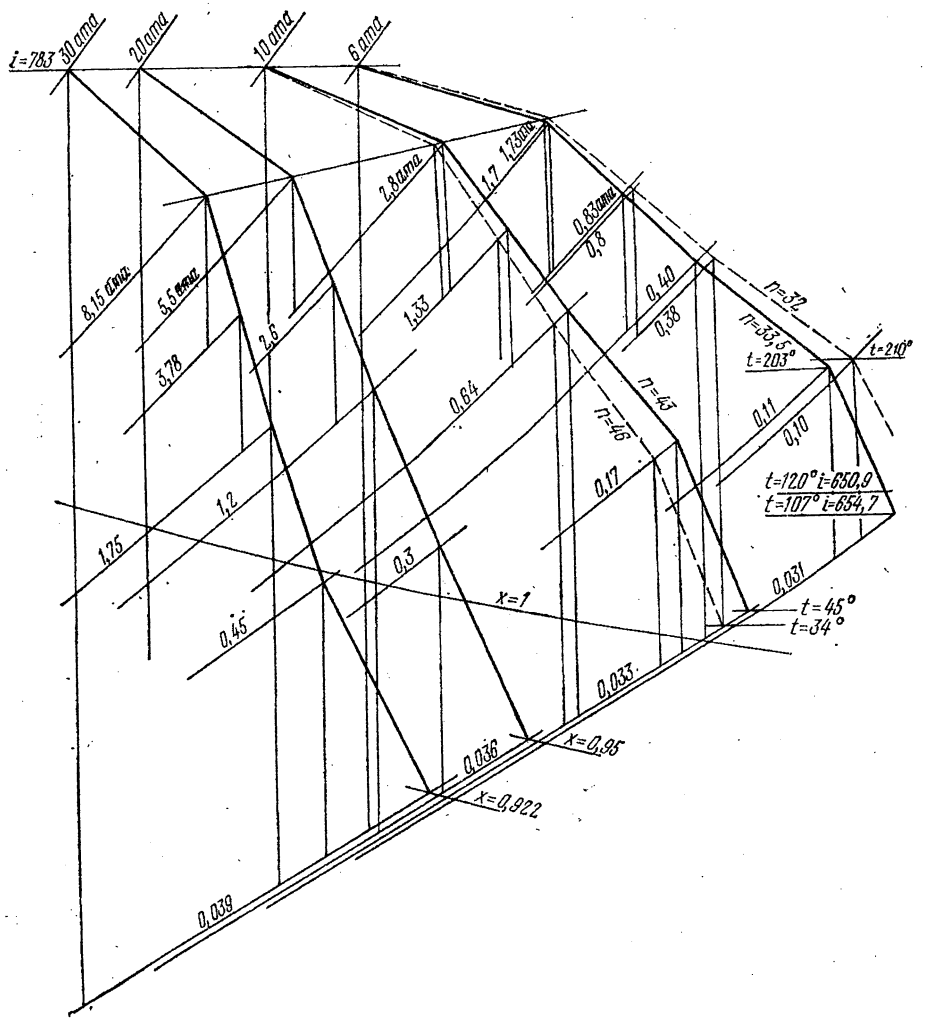



Рис. 8-30. Рабочие процессы режимов маневрирования ГТЗА типа ТС-1

Изменение мощности ГТЗА при дросселировании пара маневровым клапаном для различного включения сопловых групп (клапанов) показано на рис. 8-31.

**Обводное** регулирование применяется в турбинах реактивного типа в комбинации с сопловым регулированием и дросселированием пара на некоторых режимах.

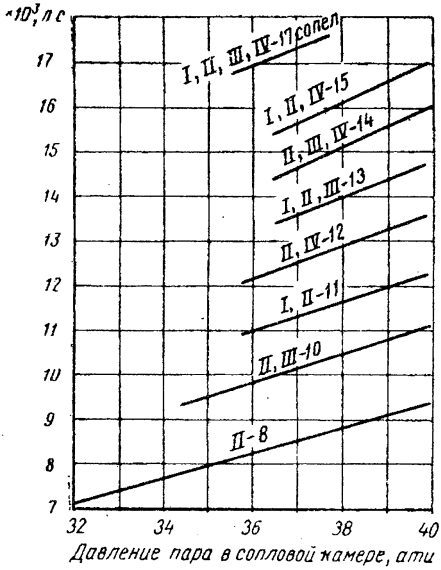



Рис. 8-31. Изменение мощности ГТЗА при дросселировании пара и различном числе включенных сопел

При перегрузке турбины свежий пар подводят к одной из промежуточных ступеней.

## Характеристики переменных режимов

**Режимы работы судовых турбин.** Судовые турбины работают в широкой области эксплуатационных режимов. Режимы разделяются на переменные (установившиеся) и переходные (неустановившиеся).

Переменный режим характеризуется длительной или кратковременной работой с нагрузкой или одновременно с нагрузкой и параметрами, отличающимися от номинальных.

Спецификационные режимы имеют параметры и характеристики, предписанные спецификацией или техническими условиями (ТУ), и включают в себя номинальный (расчетный) режим.

Переходные режимы являются динамическими, в ходе которых параметры и характеристики непрерывно или ступенчато изменяются во времени (режимы пуска и нагружения, маневры и остановка турбин).

**Диаграмма режимов** (рис. 8-32, 8-33) представляет собой характеристику системы регулирования. Она определяет зависимость расхода пара и эффективной мощности ГТЗА от давления пара перед соплами и наивыгоднейшую комбинацию включения групп сопел для заданной мощности. На сопловую диаграмму наносится изменение давлений в камерах регулировочной ступени и отборов в зависимости от расхода пара, мощности или числа оборотов ГТЗА.

Регулировочная характеристика — зависимость давления в камере регулировочной ступени от расхода пара на турбину.

У ГТЗА судов типа «Сергей Боткин» две группы сопел (см. табл. 8-15), открывающихся последовательно. Регулировочная характеристика ТВД показана на рис. 8-34.

Регулировочную характеристику, построенную по данным заводского формуляра сопел для чистой проточной части, можно использовать в эксплуатации для определения расхода пара. Давление в камере регулировочной ступени может повыситься из-за износа сопел или заноса проточной части.

**Теплоэнергетические характеристики** — зависимости между количествами энергии, затрачиваемой (пар, тепло, топливо) и получаемой (мощность), выраженные в форме графиков или аналитически.

Теплоэнергетические характеристики могут относиться только к ГТЗА (или турбогенераторам) или ко всей паротурбинной установке.

Для судовых ГТЗА и турбогенераторов, имеющих количественно-качественное регулирование, зависимость расхода пара от эффективной мощности может быть приближенно представлена прямолинейной во всей области нагрузки — от нуля до номинальной (см. рис. 8-32, 8-33). В соответствии с этим расходные паровые характеристики для турбин:

типа ТС-1

$$D_e = 3000 + (2{,}62 \div 2{,}95) N_e \ кг/ч;$$

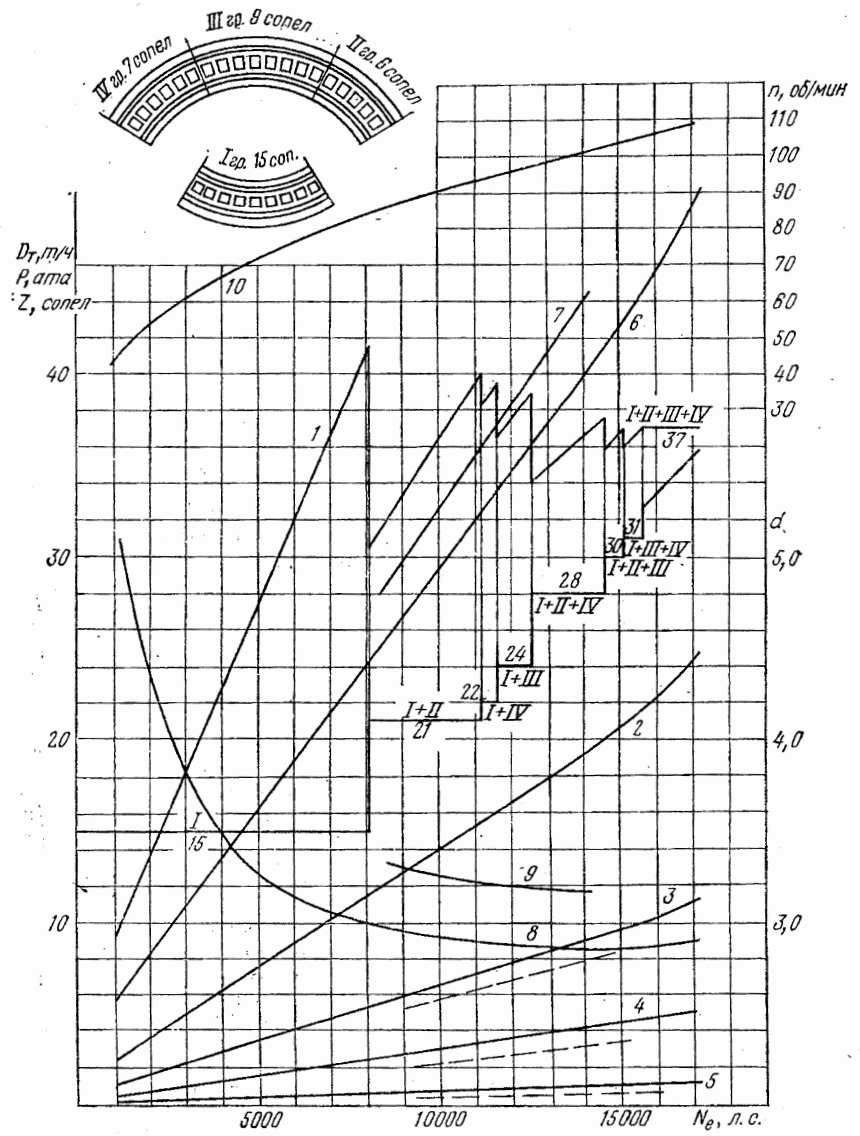



Рис. 8-32. Диаграмма режимов ГТЗА типа ТС-1:

*давления пара*: *1* — перед соплами ТВД; *2* — в камере регулировочной ступени; *3* — в камере отбора ТВД; *4* — в ресивере; *5* — в камере отбора ТНД (пунктирные линии — давления при включенных отборах); *расхода пара на ГТЗА*: *6* — в конденсационном (без отборов) режиме; *7* — в режиме с отборами пара; *удельного расхода пара*: *8* — в конденсационном режиме; *9* — в режиме с отборами пара; *10* — число оборотов в минуту гребного вала (*d кг/э. л. с.-ч*)

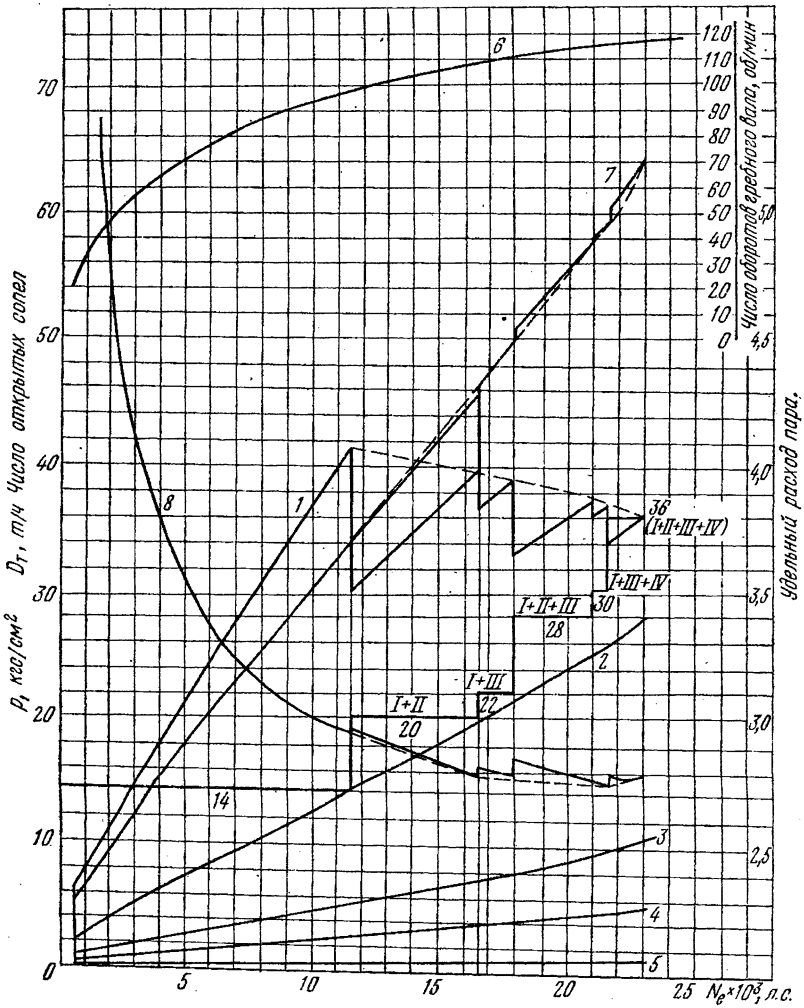



Рис. 8-33. Диаграмма режимов ГТЗА типа ТС-2, *давления пара:*

*1* — перед соплами ТВД; *2* — в камере регулировочной ступени; *3* — в камере отбора ТВД; *4* — в ресивере; *5* — в камере отбора ТНД; *6* — число оборотов в минуту ГТЗА; *7* — расход пара (конденсационный режим); *8* — удельный расход пара, *кг/э. л. с.-ч*

типа ТС-2

$D_e = 4800 + (2{,}51 \div 2{,}98) N_e$ *кг/ч.*

Меньшие значения в скобках относятся к конденсационным режимам, а большие — к режимам с отбором.

Удельный прирост расхода пара

$$r = d_{не}(1 - x) \text{ кг/л. с.-ч};$$

$f = \frac{N_e}{N_{ен}}$ — коэффициент мощности (нагрузки);

$N_{е\,н}$ — эффективная номинальная мощность.

Величины «коэффициента страгивания» (по спрямленной характеристике): для ТС-1 — 0,07, для ТС-2 — 0,083.

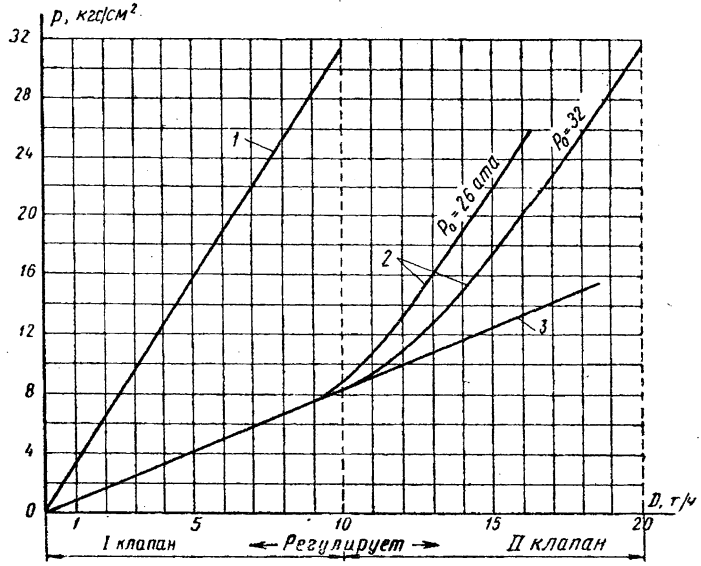



**Рис. 8-34. Регулировочная характеристика ТВД ГТЗА судов типа „Сергей Боткин" ($p_0$, *ата* — давление пара перед сопловыми клапанами):**
*1* — давление перед первой группой сопел; *2* — то же, перед второй группой сопел; *3* — то же, в камере регулировочной ступени

удельный расход пара

$$d_e = d_{не}\left(\frac{x}{f} + 1 - x\right) \text{ кг/л. с.-ч},$$

где $x = \frac{D_{хе}}{D_{не}}$ — коэффициент холостого хода (турбогенераторы) или страгивания (ГТЗА);

$D_{хе}$ — условный расход пара по спрямленной характеристике при холостом ходе или страгивании;

$D_{не}$ — расход пара на номинальном режиме;

$d_{не}$ — удельный расход пара при номинальной нагрузке;

Таблица 8-52

**Коэффициенты холостого хода турбогенераторов**

| Мощность турбогенератора, *квт* | Давление пара, *ата* | | Коэффициент холостого хода, % | Тип регулирования |
|---|---|---|---|---|
| | свежего | отработавшего | | |
| 100 | 24 | 0,3 | 23,4 | Сопловое |
| 120 | 24 | 0,1 | 19,7 | » |
| 165 | 26 | 0,34 | 20,4 | Дроссельное |
| 240 | 40,5 | 0,07 | 17,2 | Сопловое |
| 300 | 20 | 0,34 | 22,5 | Дроссельное |
| 425 | 28 | 0,06 | 21,4 | » |
| 535 | 31,5 | 0,06 | 18,4 | Сопловое |
| 850 | 36 | 0,10 | 14,8 | » |

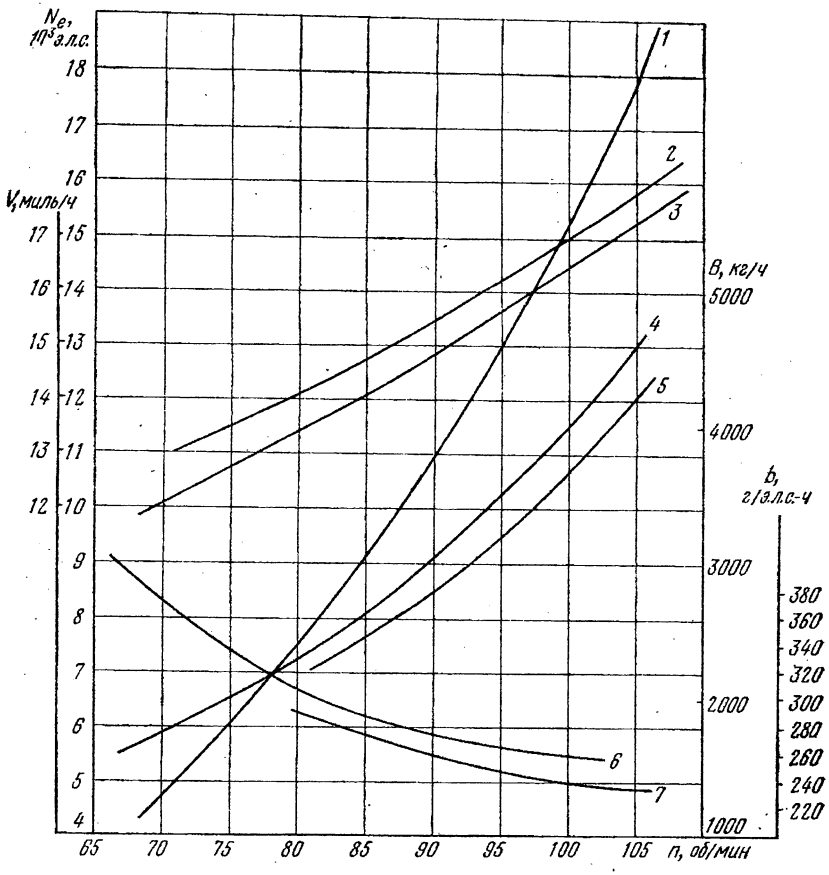



Рис. 8-35. Эксплуатационно-технические характеристики (суда типа „Мир"):
*1* — мощность ГТЗА; *2* — скорость судна в балласте; *3* — скорость судна в грузу; расходы топлива: *4* — в конденсационном режиме (без отборов), *5* — то же, с отборами; удельный расход топлива: *6* — в конденсационном режиме; *7* — то же, с отборами, осадка в грузу $T_н = 10{,}52$ *м*, $T_к = 11{,}13$ *м*, в балласте $T_н = 8{,}55$ *м*, $T_к = 9{,}8$ *м*

Эксплуатационно-технические характеристики судна представляются в виде зависимостей расхода топлива (полного, удельного), мощности и скорости от числа оборотов винта при заданной осадке судна (рис. 8-35).

## Зависимости и показатели переменных режимов

Зависимость между расходом и параметрами пара по ступеням. Для групп ступеней, работающих с докритическими скоростями (формула Стодола — Флюгеля):

$$\frac{D_1}{D_0} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}},$$

где $D_0$, $p_0$, $T_0$, $p_2$ — соответственно расход, давление, абсолютная температура перед группой ступеней и давление за группой ступеней в номинальном режиме;

$D_1$, $p_{01}$, $T_{01}$, $p_{21}$ — то же, для измененного режима.

Для ступеней, работающих с критическими скоростями в каналах направляющих или рабочих лопаток, и для конденсационных турбин

$$\frac{D_1}{D_0}=\frac{p_{01}}{p_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}\cdot\frac{x_0}{x_{01}}}\approx\frac{p_{01}}{p_0},$$

где $x_0$, $x_{01}$ — ступени сухости пара.

Таблица 8-53

**Давления в камерах регулировочной ступени и отборов ГТЗА типа ТС-2**

| Группы включенных сопел | Давление, *ата* | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Регулировочная ступень | Первый отбор | Второй отбор | Третий отбор |
| I | 14,0 | 4,4 | 2,15 | 0,45 |
| I+II | 18,5 | 6,0 | 3,0 | 0,63 |
| I+II+III | 23,5 | 8,3 | 3,8 | 0,77 |
| I+II+III+IV | 26,0 | 9,3 | 4,4 | 0,90 |

Изменение теплоперепадов при переменном расходе пара. Относительное изменение изоэнтропийных теплоперепадов регулировочной ступени и корпусов ГТЗА типа ТС-1 (ТВД и ТНД) при переменном пропуске пара показано на рис. 8-36.

При изменении расхода наиболее значительно меняются теплоперепады в регулировочной ступени и последней ступени ТНД.

При малых расходах имеют место значительная перегрузка и резкое снижение к. п. д. регулировочной ступени. При постоянном расходе пара теплоперепад последней ступени ТНД изменяется в зависимости от давления в конденсаторе. Давление за ступенью, при котором возникает критический режим истечения в каналах рабочей решетки последней ступени, находят по формуле

$$p_{к0}=0{,}93\cdot10^{-6}\frac{D_к}{F_2}\ ата,$$

где $D_к$ — расход пара в конденсатор, *т/ч*;

$F_2$ — площадь выходных сечений каналов рабочих лопаток последней ступени, *м*$^2$ (см. табл. 8-46).

Предельное давление (табл. 8-54), соответствующее полному использованию расширительной способности косого среза рабочих лопаток последней ступени ТНД, составляет, *ата*:

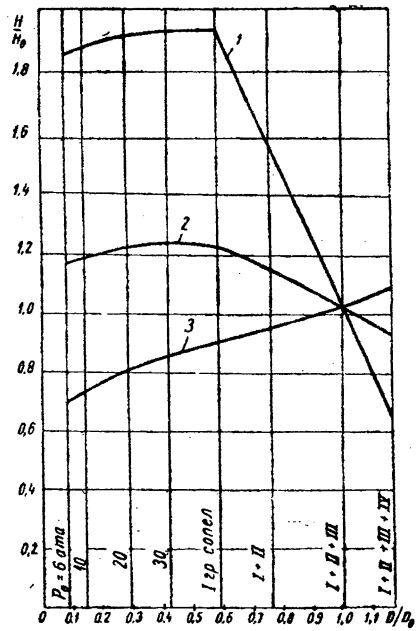



Рис. 8-36. Изменение теплоперепадов в корпусах ГТЗА типа ТС-1 при переменном расходе пара:

*1* — регулировочная ступень ТВД; *2* — ТВД; *3* — ТНД

ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2

$$p_{пред}\approx0{,}52\cdot10^{-3}\frac{D_к}{F_2};$$

ГТЗА судов типа «Сергей Боткин»

$$p_{пред}\approx0{,}65\cdot10^{-3}\frac{D_к}{F_2}.$$

Изменение рабочего процесса и степени реактивности ступени. Возможные процессы расширения пара в ступени:

а) скорости пара в соплах и каналах рабочих лопаток ниже критической;

б) скорость потока в соплах достигает критического значения, и при дальнейшем снижении давления за ступенью в косом срезе происходит ра

ширение пара до предельного; на рабочих лопатках скорость выхода может не достигать критического значения;

Таблица 8-54

**Критические и предельные давления в последних ступенях ТНД**

| Группы и число сопел (регулирование) | Расход пара, *т/ч* | Давление, *ата* | |
|---|---|---|---|
| | | критическое | предельное |
| *ГТЗА типа ТС-1* | | | |
| I (15) | 23 | 0,033 | 0,018 |
| I+II (21) | 30,5 | 0,044 | 0,025 |
| I+II+III (30) | 42 | 0,060 | 0,033 |
| I+II+III+IV (37) | 47,9 | 0,069 | 0,038 |
| *ГТЗА типа ТС-2* | | | |
| I (14) | 33,5 | 0 033 | 0,018 |
| I+II (20) | 45,5 | 0,045 | 0,025 |
| I+II+III (28) | 57,5 | 0,057 | 0,032 |
| I+II+III+IV (36) | 64,5 | 0,064 | 0,036 |
| *ГТЗА судов типа „Сергей Боткин"* | | | |
| Регулирование сопловым клапаном: | | | |
| первым | 10,2 | 0,026 | 0,018 |
| вторым | 12 | 0,031 | 0,022 |
| | 14 | 0,036 | 0,025 |
| | 16 | 0,041 | 0,029 |
| | 18 | 0,046 | 0,033 |

Примечание. Давление показано в конденсационном режиме (без отборов). При работе с отборами предельные давления снижаются пропорционально уменьшению расхода пара на конденсатор. При этом предельное давление для трех групп сопел составляет 0,028 *ата* (для ТС-1 и ТС-2).

в) критические скорости возникают на рабочих лопатках и в соплах. С дальнейшим уменьшением давления за ступенью давление в зазоре между соплами и рабочими лопатками не изменяется, расширение пара в косом срезе рабочих лопаток достигает предельного.

При изменении теплоперепада и скоростей потока ($c_1$, $w_1$) или частоты вращения и окружной скорости диска $u$, имеет место ударный вход на рабочие лопатки, потеря кинетической энергии вместе с изменением степени реактивности ступени.

Коэффициент использования кинетической энергии

$$\tau_\theta = \frac{w_1'^2}{w_1^2},$$

где $w'_1$ — входная относительная скорость после удара.

При положительном угле атаки $\theta = \beta_{1л} - \beta_1 > 0$ — удар в вогнутую часть профиля, $\tau_\theta = \cos^{2,2}\theta$;

при $\theta < 0$ — удар в спинку, $\tau_\theta = \cos^{3,6}\theta$.

Степень реактивности зависит от отношения выходных площадей каналов рабочих и направляющих решеток ($F_л/F_н$), профилей лопаток и характеристики ступени. Предварительная оценка спецификационной $\rho$ ступени может быть сделана по отношению выходных площадей: $\frac{F_л}{F_н}$ тем меньше, чем больше $\rho$; при небольшой степени реактивности $\frac{F_л}{F_н} \approx 2{,}0$.

При небольших отклонениях от расчетного режима $\rho$ и ее изменение можно найти по приближенной формуле

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} \approx 0{,}4\frac{\Delta x}{x_0},$$

где $\Delta\rho = \rho - \rho_0$; $\Delta x = x - x_0$;

$\rho_0$, $x_0$ — номинальные степень реакции и характеристика ступени;

$\rho$, $x$ — то же, при измененном режиме.

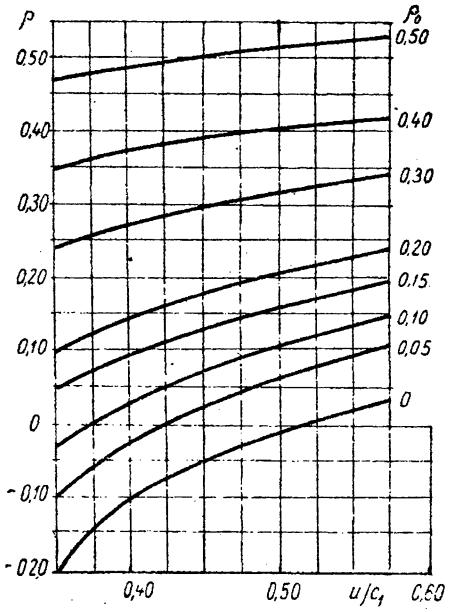
Изменение $\rho$ в ступени в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ и $\rho_0$ показано на рис. 8-37.

Изменение $\rho$ при отклонении геометрических размеров сопел и лопаток от проектных можно определить по приближенному выражению

$$\Delta\rho \approx 0{,}7\left(1 - \frac{f}{f_0}\right),$$

где $f = \frac{F_н}{F_л}$ — отношение выходных площадей сопел и рабочих лопаток.

Влияние начальных давления и температуры пара на мощность и экономичность турбины. Изменение мощности судовых ГТЗА в зависимости от давления и температуры свежего пара пока-




зано на рис. 8-38. Для конденсационных турбин среднего давления с уменьшением начального давления на 1 *ата* расход пара увеличивается на 0,5—0,6% (при постоянной мощности). Средняя поправка на расход пара при изменении температуры свежего пара на 10° составляет 1,2—1,7%. Поправки на эффективный к. п. д. — см. рис. 8-18.

Допускаемые пределы изменения температуры пара по заводским инструкциям составляют 20—30° С. Снижение температуры свежего пара при неизменной мощности турбины приводит к увеличению расхода пара, повышению степени реакции и осевых усилий, перегрузке последней ступени, повышению конечной влажности пара. Наибольшую перегрузку при этом испытывает последняя ступень ТНД (например, при снижении температуры свежего пара

Рис. 8-37. Изменение ρ в зависимости от характеристики ступени $x_1$ и начальной степени реактивности $\rho_0$

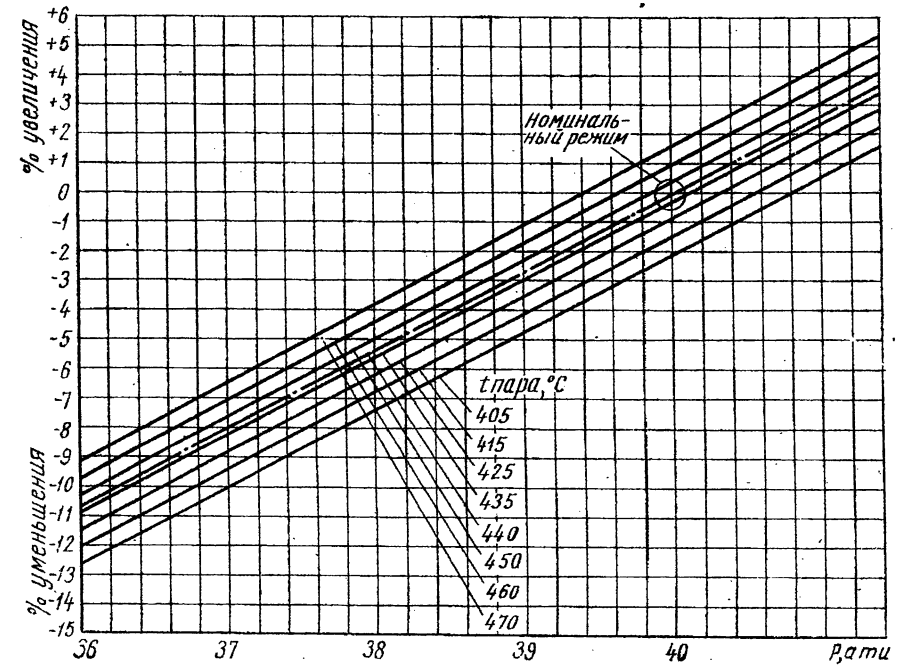



Рис. 8-38. Изменение мощности турбин в зависимости от давления и температуры свежего пара

с 400° до 380° С увеличиваются: расход пара на 1,8%, располагаемый теплоперепад последней ступени на 1%, а осевое усилие, воспринимаемое лопатками последней ступени, на 2,5—2,8%).

Эксплуатацию турбин при пониженной против расчетной температуре свежего пара можно допускать только при соответствующем снижении давления пара и мощности. Снижение давления пара должно обеспечить допустимую конечную влажность пара (см. диаграмму $i-s$).

Располагаемый теплоперепад в турбине уменьшается, а необходимое увеличение расхода пара при сохранении постоянной мощности определяется по уравнению

$$D' = D\frac{H_0}{H_0'}\cdot\frac{\eta_{0i}}{\eta_{0i}'}\ кг/ч,$$

где $D$, $H_0$, $\eta_{0i}$ — расход пара, *кг/ч*, располагаемый теплоперепад, *ккал/кг*, и относительный внутренний к. п. д. турбины при работе с номинальными параметрами;

$D'$, $H_0'$, $\eta_{0i}'$ — то же, при работе турбины с пониженной температурой свежего пара.

Если принять $\eta_{0i}\approx\eta_{0i}'$, то

$$D'\approx D\frac{H_0}{H_0'}\approx D\sqrt{\frac{T_0}{T_0'}}.$$

Понижение давления свежего пара вызывает уменьшение общего располагаемого теплоперепада в турбине.

При неизменном открытии клапанов

$$D' = D\cdot\frac{p_0'}{p_0}\ кг/ч.$$

Располагаемый теплоперепад и нагрузка лопаточного аппарата регулировочной ступени практически не изменяются. Лопатки и диафрагмы всех остальных ступеней работают с напряжениями ниже расчетных. Мощность турбины снижается:

$$N_e'\approx N_{e0}\frac{H_0'}{H_0}\frac{D'}{D}\ л.с.$$

Влияние переменного давления в конденсаторе на мощность турбины. Для турбогенераторов при $n=\text{const}$ с изменением вакуума приращение мощности $\Delta N_э$, отнесенное к единице расхода пара (*квт/кг/ч*), может быть представлено «универсальной» кривой (рис. 8-39). Участок $AB$ характеризует режим докритического истечения пара из последней ступени, участок $BC$ — расширение

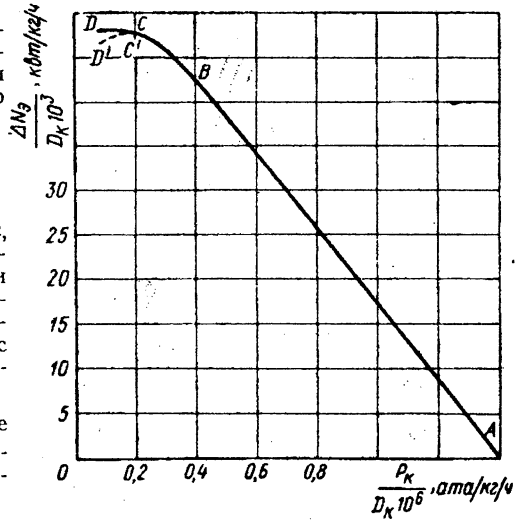



Рис. 8-39. „Универсальная" кривая приведенных зависимостей мощности турбины и давления в конденсаторе

пара в косом срезе рабочей решетки последней ступени (точка $C$ — предельное расширение в косом срезе).

Графики зависимостей $\Delta N_e=f(p_к, D_к)$ для ГТЗА (суда типа «С. Боткин») показаны на рис. 8-40. Здесь за давление отсчета ($\Delta N_e=0$) принято $p_{ко}$, соответствующее критическому режиму истечения на рабочих лопатках последней ступени.

Переменное давление в конденсаторе вызывает изменение мощности в результате изменения располагаемого теплоперепада последней ступени, ее к. п. д. и расхода пара в отборе низкого давления.

Для судовых ГТЗА изменение давления в конденсаторе на 0,01 *ата* при постоянном расходе пара вызывает изменение эффективной мощности на ±1 —

1,5%. Это соотношение сохраняется для различных расходов пара.

Осевое усилие в многоступенчатой турбине зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов (уступы ротора, соотношения площадей зазоров и разгрузочных отверстий на дисках, пара-

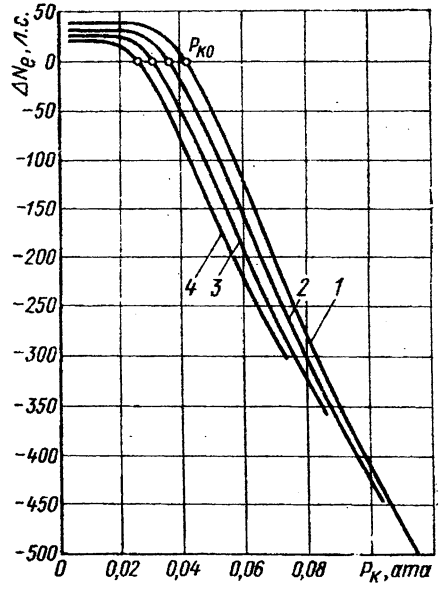



Рис. 8-40. Изменение мощности ГТЗА в зависимости от давления в конденсаторе и расхода пара (суда типа „С. Боткин"):
*1* — при расходе пара на конденсатор 16 *т/ч*; *2* — то же, 14 *т/ч*; *3* — то же, 12 *т/ч*; *4* — то же, 10 *т/ч*

метры, определяющие величину и изменение степени реактивности и др.).

Величина осевого усилия изменяется приблизительно пропорционально пропуску пара и зависит от размеров зазоров в проточной части. С ростом осевых усилий повышается температура масла на выходе из упорного подшипника.

Осевое усилие может значительно возрастать по сравнению с давлением при нормальном режиме работы в следующих случаях: пониженная температура пара, гидравлический удар, резкое увеличение нагрузки, повышенное число оборотов, сброс нагрузки в случае заедания клапанов, занос лопаток, увеличение зазора в уплотнениях диафрагм ($>0{,}30\div0{,}35$ *мм*) или в стыках диафрагм (деформации, неправильный монтаж), удаление какой-либо из диафрагм со срезкой рабочих лопаток этой ступени.

При работе на холостом ходу или с малой нагрузкой направление осевого усилия может измениться. Это возможно также в случае повреждения переднего лабиринта при отсутствии разгрузочных отверстий в диске первой ступени.

Необходимо периодически наблюдать за осевым положением ротора по штатным измерительным приборам, фиксирующим износ сегментов упорного подшипника.

**Нагрузочно-скоростные (внешние) характеристики.** Внешние характеристики турбин и их ступеней — зависимости вращающего момента, мощности и к. п. д. от числа оборотов при постоянном расходе пара.

Для турбинной ступени при постоянном расходе пара (газа) приближенно (без учета переменной реактивности ступени):

вращающий момент

$$M = M_0\left[\mu - (\mu - 1)\frac{n}{n_0}\right];$$

мощность окружная

$$N_u = N_{u0}\frac{n}{n_0}\left[\mu - (\mu - 1)\frac{n}{n_0}\right];$$

окружной к. п. д. ступени

$$\eta_u = \eta_{u0}\frac{n}{n_0}\left[\mu - (\mu - 1)\frac{n}{n_0}\right],$$

где $n_0$, $M_0$, $N_{u0}$, $\eta_{u0}$ — соответственно число оборотов, вращающий момент, мощность и к. п. д. в номинальном (расчетном) режиме;

$\mu = \dfrac{M_{max}}{M_0}$ — коэффициент моментов ступени.

Максимальный вращающий момент имеет место при страгивании, т. е. $M_{max}$ — при $n=0$.

Таблица 8-55

**Коэффициенты моментов**

| Тип турбины | Коэффициент моментов |
|---|---|
| Активные многоступенчатые | 1,9—2,2 |
| Реактивные многоступенчатые | 2,4—2,8 |
| Одноступенчатые | ~2,0 |
| ГТЗА типа: | |
| ТС-1 | 1,8—2,4 |
| ТС-2 | 1,8—2,2 |
| ТЗХ | 1,7—1,8 |

Примечание. Меньшие величины (для ГТЗА) относятся к расходу пара при I или при I + II группах сопел, а большие — для номинального режима — I+II+III групп сопел.

Нагрузочно-скоростные (внешние) характеристики ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2 — по внутренней и эффективной мощности и вращающим моментам на режимах без отбора пара — для различных комбинаций включения групп сопел (I, I+II, I+II+III, I+II+III+ +IV), дросселирования пара маневровым клапаном и соответствующих изменениях расхода пара показаны на рис. 8-41 (ТС-1) и 8-42 (ТС-2). На характеристики нанесены винтовые характеристики (в грузу и в балласте) и моментная характеристика, соответствующая винтовой (в грузу).

**Режимы работы ГТЗА.** Рабочие точки режимов ГТЗА находятся на пересечении внешних и винтовых характеристик.

Для номинальных режимов без отборов с тремя группами включенных сопел (I+II+III) изменение эффективной мощности от числа оборотов вала для ГТЗА

типа ТС-1

$$N_e = 379n - 2{,}35n^2 \text{ л. с.};$$

типа ТС-2

$$N_e = 405n - 1{,}96n^2 \text{ л. с.}$$

Для выбора эксплуатационных оптимальных режимов работы ГТЗА типов ТС-1 и ТС-2 в различных условиях плавания судов можно пользоваться характеристиками режимов (рис. 8-43—8-46).

Таблица 8-56

**Режимы работы ГТЗА типа ТС-1 и ТС-2 в полном грузу и при чистом корпусе**

| Комбинации открытых групп сопел | Количество включенных сопел | Мощность | | Обороты гребного винта | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $N_e$, л. с. | $N_{ном}$, % | $n$, об/мин | $n_{ном}$, % |
| *ГТЗА типа ТС-1* (суда типа „Ленинский комсомол") | | | | | |
| I+II+III+IV | 37 с отбором | 14 300 | 110,0 | 103,5 | 103,5 |
| I+II+IV | 31 „ | 13 300 | 102,2 | 101,0 | 101,0 |
| I+II+III (осн.) | 30 „ | 13 000 | 100,0 | 100,0 | 100,0 |
| I+III+IV | 28 „ | 12 400 | 95,5 | 98,5 | 98,5 |
| I+III | 24 „ | 11 300 | 87,0 | 95,5 | 95,5 |
| I+IV | 22 „ | 10 750 | 82,8 | 94,0 | 94,0 |
| I+II | 21 „ | 10 500 | 80,8 | 93,7 | 93,7 |
| I | 15 без отбора | 7 700 | 59,2 | 85,0 | 85,0 |
| *ГТЗА типа ТС-2* (суда типа „Прага"—„София") | | | | | |
| I+II+III+IV | 36 с отбором | 20 900 | 110,0 | 113,0 | 102,7 |
| I+II+IV | 30 „ | 19 500 | 102,5 | 110,0 | 100,8 |
| I+II+III (осн.) | 28 „ | 19 000 | 100,0 | 110,0 | 100,0 |
| I+III | 22 „ | 16 500 | 87,0 | 105,8 | 96,2 |
| I+II | 20 без отбора | 14 500 | 76,3 | 101,2 | 92,2 |
| I | 14 „ „ | 11 500 | 60,5 | 93,4 | 85,0 |

Примечание. Увеличение сопротивления корпусов из-за обрастания приводит за год к снижению скорости сухогрузных судов на 1—1,2 узла, танкеров на 0,6—0,7 узла, снижение числа оборотов при равной мощности составляет 5—6%.

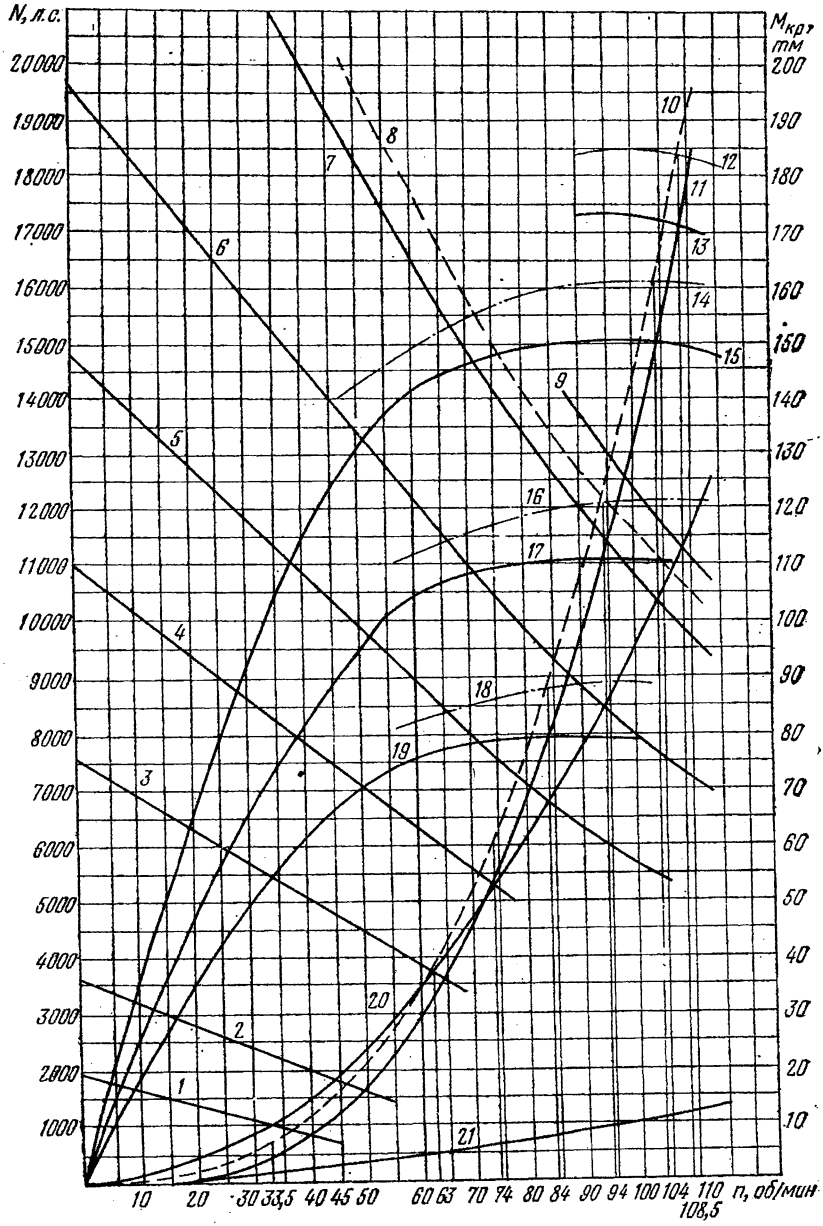



Рис. 8-41. Нагрузочно-скоростные (внешние) характеристики ГТЗА типа ТС-1:

*вращающие моменты*: *1* — I группа сопел, давление за маневровым клапаном 6 *ата*; *2* — то же, 10 *ата*; *3* — то же, 20 *ата*; *4* — то же, 30 *ата*; *5* — I+II группы сопел; *6* — I+II+III+IV группы сопел; *7*, *9* — I+II+III+IV группы сопел; *8* — по внутренней мощности, I+II+III+IV группы сопел; *10* — винтовая характеристика по внутренней мощности; *11* — то же, по эффективной мощности; *мощности*: *12*, *13* — внутренняя и эффективная при I+II+III+IV группах сопел; *14*, *15* — то же, при I+II+III группах сопел; *16*, *17* — то же, при I+II группах сопел; *18*, *19* — то же, при I группе сопел; *20* — вращающий момент по винтовой характеристике; *21* — потери внутренней мощности ГТЗА

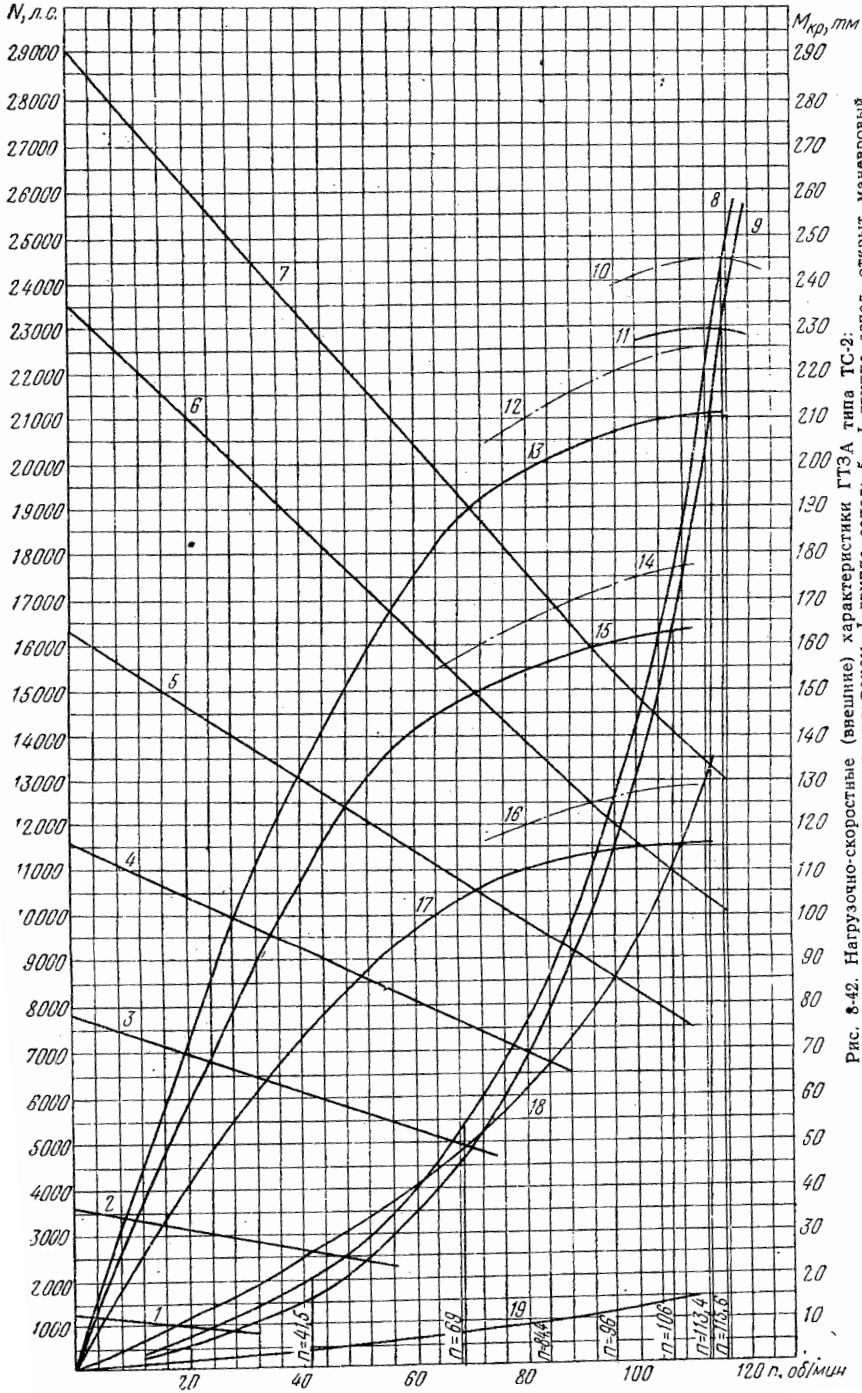



Рис. 8-42. Нагрузочно-скоростные (внешние) характеристики ГТЗА типа ТС-2:
*вращающие моменты:* 1—4 — дросселирование маневровым клапаном, I группа сопел; 5 — I группа сопел, открыт маневровый клапан; 6 — I+II группы сопел; 7 — I+II+III группы сопел; 8, 9 — винтовые характеристики по внутренней и эффективной мощностям; *мощности:* 10, 11 — внутренняя и эффективная при I+II+III+IV группах сопел; 12, 13 — то же, при I+II+III группах сопел; 14, 15 — то же, при I+II группах сопел; 16, 17 — то же, при I группе сопел; 18 — вращающий момент по винтовой характеристике; 19 — потери внутренней мощности ГТЗА

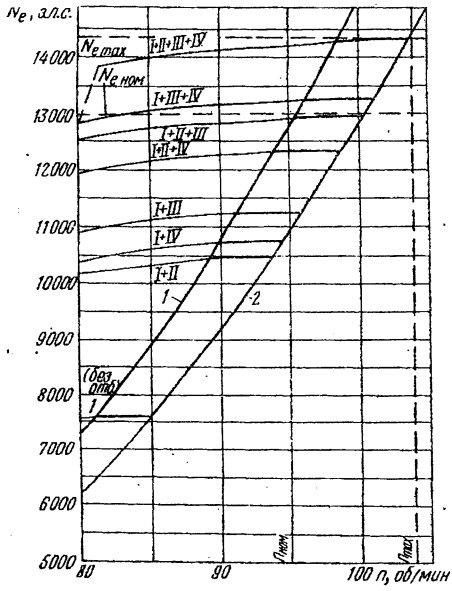



Рис. 8-43. Режимы работы ГТЗА типа ТС-1 судов типа „Ленинский комсомол" при плавании в грузу ($T_{ср}$=9,7 *м*): *1* — при обросшем корпусе; *2* — при чистом корпусе

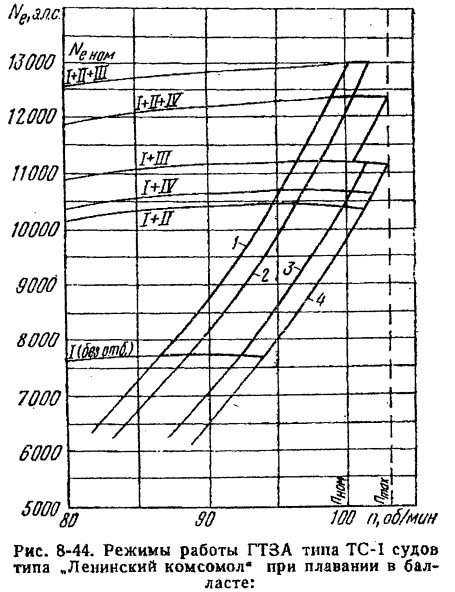



Рис. 8-44. Режимы работы ГТЗА типа ТС-1 судов типа „Ленинский комсомол" при плавании в балласте:

обросший корпус: *1* — $T_{ср}$ = 5,3 *м*; *2* — $T_{ср}$ = = 4,25 *м*; чистый корпус: *3* — $T_{ср}$ = 5,3 *м*; *4* — $T_{ср}$ = 4,25 *м*

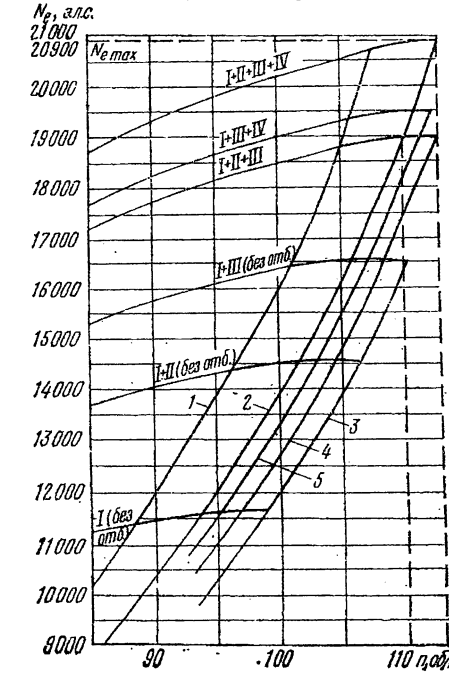



Рис. 8-45. Режимы работы ГТЗА типа ТС-2 судов типа „София": *1* — $T_{ср}$ = 11,6 *м*, обросший корпус; *2* — $T_{ср}$ = 11, 6 *м*, чистый корпус; *3* — в балласте, чистый корпус $T_{ср}$ = 8,8 *м*; *4* — то же, $T_{ср}$ = 9,8 *м*; *5* — то же, $T_{ср}$ = 10,8 *м*

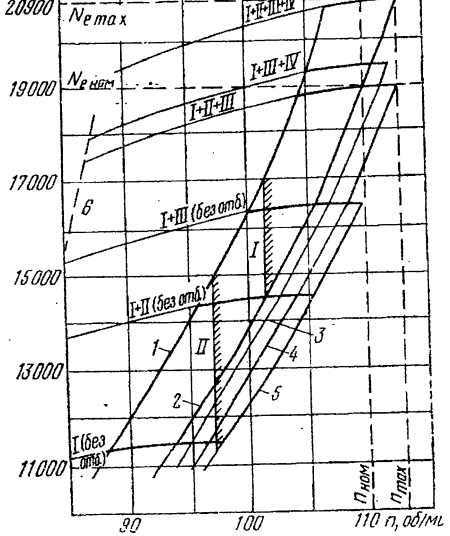



Рис. 8-46. Режимы работы ГТЗА типа ТС-2 судов типа „Прага":

*1* — $T_{ср}$ = 10,4 *м*, обросший корпус; *2* — $T_{ср}$ = = 10,4 *м*, чистый корпус; *3* — в балласте, $T_{ср}$ = = 9,4 *м*; чистый корпус; *4* — то же, $T_{ср}$ = 8,4 *м*; *5* — то же, $T_{ср}$ = 7,4 *м*; *6* — швартовный; I — ограничения по оборотам при плавании в грузу; II — то же, в балласте

Область внешних характеристик, ограниченных справа характеристикой винта при чистом корпусе, а слева — при обросшем, содержит все практически возможные режимы работы ГТЗА при плавании судна в грузу и балласте.

**Характеристика турбин ГТН дизелей.** В соответствии с ГОСТ 10033—62 для отечественных турбокомпрессоров (ГТН) принята характеристика турбин, которая связывает ее к. п. д. $\eta_т$, с коэффициентом напора $\overline{H}_т$ и пропускной способностью турбины $\mu F_т$:

$$\overline{H}_т = \frac{h_0^*}{u^2/g}; \quad \mu F_т = \frac{G_г}{\gamma_г \sqrt{2gh_0^*}},$$

где $h_0^*$ — располагаемый теплоперепад, *ккал/кг*;

$G_г$ — расход газа, *кг/сек*;

$\gamma_г$ — удельный вес газа на выходе из турбины, *кг/см*$^3$.

## Реверсирование ГТЗА

Регулирование осуществляется быстрым закрытием маневрового клапана переднего хода (п. х.), открытием разобщительного клапана и постепенным открытием маневрового клапана заднего хода (з. х.) — рис. 8-47. К моменту перемены вращения давление перед соплами повышается до 10—20% рабочего (в ТС-1 и ТС-2 примерно до 15 *ата*).

Давление пара во время страгивания у турбин типа ТС-1 и ТС-2 составляет ~2,5 *ата* при расходе пара ~1500 *кг/ч* (см. коэф. страгивания).

При длительном заднем ходе не допускается повышение температуры корпуса свыше 100—120° С. По инструкции Кировского завода продолжительность полного заднего хода допускается $\leqslant$ 15 *мин* (для ТС-1 и ТС-2 соответственно 74 и 77 *об/мин*); при $n \leqslant$ $\leqslant$50 *об/мин* — 60 *мин*. При переходе с длительного заднего хода на передний повышение числа оборотов после реверса до полного достигается за ~30 *мин*.

При переходе от з. х. к п. х. — после закрытия маневрового клапана з. х. — обороты на п. х. доводят до 15—20 *об/мин* не менее чем за 2 *мин*, а затем постепенно повышают до номинальных (~45 *мин*). У ГТЗА японских фирм (танкер «Мир» и др.) маневр «полный назад — полный вперед» выполняется за ~90 *сек*.

На рис. 8-48 показаны характеристики реверса ГТЗА с контрпаром («полный вперед — полный назад») и инерционные судов типа «Ленинский комсомол».

Правила Регистра СССР требуют, чтобы ТЗХ в течение 15 *мин* развивала мощность не менее 40% мощности полного переднего хода при числе оборотов около 70% оборотов полного переднего хода. Некоторые ГТЗА зарубежной постройки (танкер «Мир» и др.) обеспечивают работу на полном заднем ходу в продолжении 30 *мин*.

Ограничения продолжительности работы задним ходом вводятся для предотвращения перегрева ТПХ вследствие больших вентиляционных потерь.

Предусматривается подача на ТЗХ охлажденного пара (не выше 400° С на режиме полного заднего хода). Особенно важное значение имеет температура отработавшего пара ТЗХ ($<200 \div 230$° С) для надежной работы конденсатора, для сохранения центровки узлов турбин и редуктора при тепловых деформациях. Максимальная разность температур в диске может достигать 220—290° С. Максимальные суммарные напряжения в дисках возникают во время перемены хода с заднего на передний.

При реверсе с переднего на задний ход перегруженными по паровому изгибу являются рабочие лопатки ступеней заднего хода, при обратном реверсе — лопатки переднего хода.

Кратковременная работа с контрпаром не представляет опасности для рабочих лопаток и др. деталей, а также для редуктора.

На рис. 8-49 показаны внешние характеристики ТПХ и ТЗХ вместе с характеристиками гребного винта при реверсе. Каждая кривая соответствует определенной начальной скорости судна (100% — полный ход судна; $v=0$ — судно на швартовах).

При закрытии маневрового клапана (линия $o - a'$) число оборотов снижается на 5—15%. Вращение ротора — винта по инерции (линия $o - 2$) приводит к быстрому снижению числа оборотов до 50—60% от номинального; через 15—40 *сек* после начала маневра достигается характерная точка *2* ($M_в = 0$).

При дальнейшем падении оборотов винта и почти неизменной скорости

судна (за первые 20 *сек* скорость судна уменьшается на 2—3%) винт начинает работать в режиме гидротурбины. Момент, развиваемый винтом под действием набегающего потока воды, возрастает по мере уменьшения оборотов, но падает при торможении судна. В точке *3* ($M_в = M_{тр}$) начинается непрерывное уменьшение скорости судна, и процесс описывается кривой 3—4 — *в*. Этот процесс длится в зависимости от характеристики корпуса, винта и сопротивлений системы до 20 *мин* и более (см. рис. 8-48).

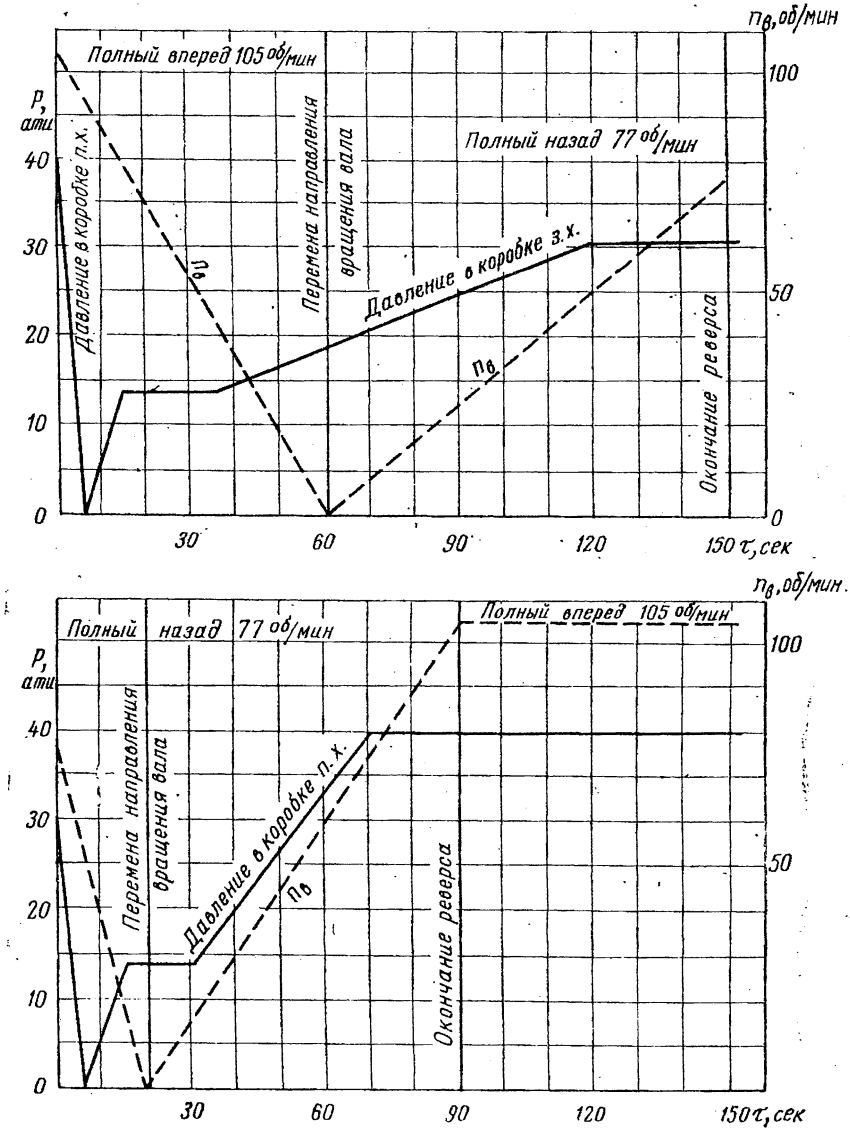



Рис. 8-47. Диаграммы реверсирования ГТЗА

*Применение контрпара.* Контрпар подается на ТЗХ до остановки ТПХ и винта; ТЗХ работает в режиме контрвращения, когда судно продолжает двигаться вперед, а винт работает на з. х.

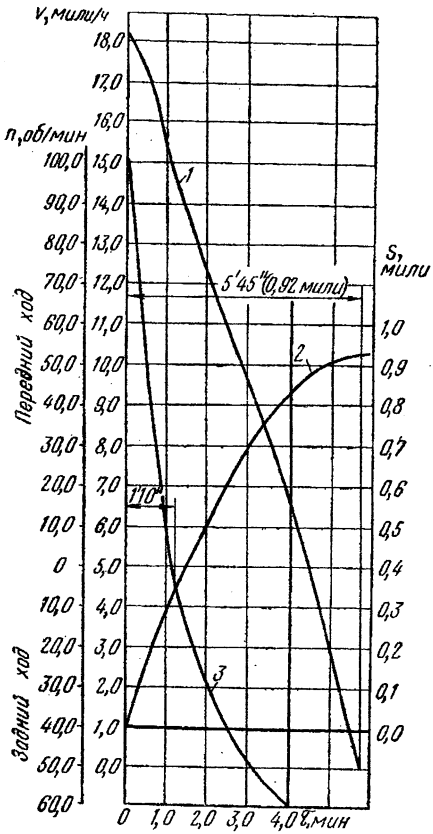



Рис. 8-48. Инерционные характеристики судна „Ленинский комсомол" ($T_{ср} = 9{,}5$ *м*):

*1* — скорость судна, *мили/ч*; *2* — проходимое расстояние, мили; *3* — частота вращения гребного винта, *об/мин*

Этим достигается торможение и остановка судна и уменьшается его выбег.

На рис. 8-49 линия *10—11* — внешняя характеристика ТЗХ; изменение момента, подводимого к винту, условно показано кривой *o — a′ — d*. Момент на винте и число оборотов изменяются по кривой *2—5—6* до полной остановки винта при практически неизменной скорости судна.

В момент остановки винта (точка *6*) на него действует момент *в — 6* гидродинамических сил и момент, развиваемый ТЗХ (отрезок *Db*).

Торможение судна в режиме контрвращения ТЗХ показано точками *6—7—8* (точка *8* соответствует остановке судна). Нормальный режим заднего хода — точка *9*.

**Режимы прогревания и пуска турбин.** Надежность турбин зависит от правильного осуществления переходных режи-

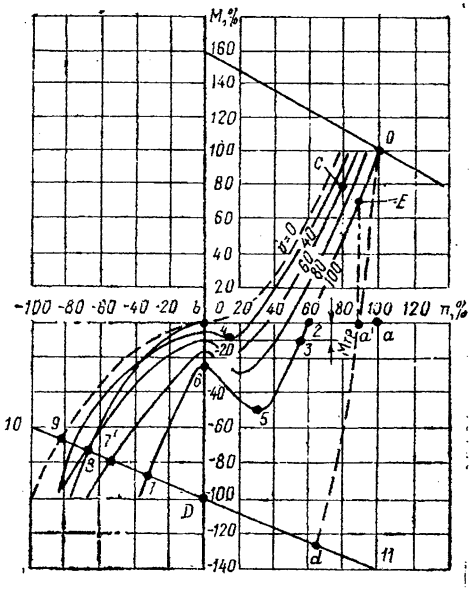



Рис. 8-49. Характеристики гребного винта и ГТЗА при реверсе

мов: прогрева и пуска, реверса, остановок и поддержания в готовности. В инструкциях заводов-строителей отмечаются большие различия по рекомендованным пусковым режимам отдельных ГТЗА. Способы прогревания и пуска — см. «ПТЭ судовых паровых турбин».

Факторы, влияющие на надежность (температурно-прочностное состояние) турбин при переходных режимах:

несогласованность термических деформаций корпуса и ротора (относительное удлинение ротора при пуске); недопустимая термическая деформация отдельных деталей корпуса (короблe-

ние) и ротора (тепловой прогиб); чрезмерные термические напряжения в деталях турбины (корпус, выхлопной патрубок, болты и фланцы горизонтального разъема).

Общей характеристикой перечисленных факторов является температурная неоднородность в деталях и узлах турбины.

Неправильный выбор режима прогрева и пуска по скорости повышения температуры металла ($>4 \div 5$ *град/мин*) и нагружению турбины или затягивание пускового периода могут привести к задеванию вращающихся частей о неподвижные при установленных осевых и радиальных зазорах.

Изменение осевых зазоров по длине проточной части зависит от расположения фикспункта и упорного подшипника.

В осевом направлении расширение гораздо больше, чем в радиальном; оно начинается от фикспункта и достигает наибольшей величины в крайнем противоположном сечении.

По величине абсолютного теплового расширения (индикаторы скользящих или гибких опор) и по температуре корпусов ТВД и ТНД судят о степени прогрева.

Значительный тепловой прогиб ротора, опасный при пуске неостывшей турбины, возникает при остывании ротора в неподвижном состоянии или при затяжных прерываемых пусках, местном нагреве из-за задевания в уплотнениях и др. местах.

Во всех случаях пуска и остановки главных турбин обязательно периодически проворачивать ротор.

Следует иметь в виду, что при рекомендованных инструкциями периодических поворотах ротора ГТЗА на $1^1/_8$ оборота последний занимает положение, отличающееся от предыдущего всего на $\sim 70°$ и небольшие отклонения приводят к установке ротора в неправильное положение.

Маневры реверса. Перемена хода с п. х. на з. х. сопровождается появлением значительной температурной разности по дискам ТЗХ. Подача на ТЗХ неохлажденного пара может сопровождаться появлением на расточке диска суммарных напряжений, превышающих предел текучести.

Приборы контроля. Устанавливается контрольно-измерительная аппаратура с индукционными или др. датчиками, позволяющая следить на переходных и переменных режимах за тепловым состоянием турбины (тепловой прогиб и относительное удлинение ротора, корпуса, изменение зазоров в уплотнениях и др.).

Ускоренные (программированные) пуски производят паром скользящих параметров при совмещении времени подъема давления пара в котлах и прогрева в соответствии с сетевым графиком последовательности и продолжительности включения и выключения механизмов и аппаратов, прогрева и продувания и т. д.

## Аварийные режимы работы ГТЗА

**Аварийные режимы, вызванные повреждениями корпусов ТВД, ТНД или их передач.** При повреждениях в отдельных корпусах (ТВД, ТНД) или в их передачах возможна работа неповрежденного корпуса на его передачу со снижением мощности и числа оборотов

Таблица 8-57

**Режимы прогревания судовых вспомогательных турбогенераторов**

| Тип турбогенератора, завод-изготовитель | Мощность, *квт* | Режим прогревания | |
|---|---|---|---|
| | | Время, *мин* | *n* ротора, *об/мин* |
| ТД-600, ТД-750-1 . . . . . | 600, 750 | 3—5 | Малые обороты |
| «Мицубиси» . . . . . | 850 | 5—10 | Постепенный подъем оборотов |
| «Лаваль» . . . . . | 450 | 20 | 200 *об/мин* |
| ТД-400 (утилизационный) | 400 | 3—5 | Малые обороты |
| «Ансальдо» (утилизационный) . . . . . | 450 | 10—30 | 50% оборотов |

При этом ротор аварийного корпуса отсоединяют от редуктора, снимают поврежденные шестерни и детали и устанавливают трубы аварийного подвода свежего пара (к ТНД), заглушку на ресивере, дроссельную шайбу (при отводе пара от ТВД в конденсатор).

пии $i_0$, что сопровождается увеличением температуры пара в камере регулировочной ступени (рис. 8-50).

Для обеспечения надежной работы турбины необходимо снизить температуру свежего пара. Определение необходимой начальной температуры пара

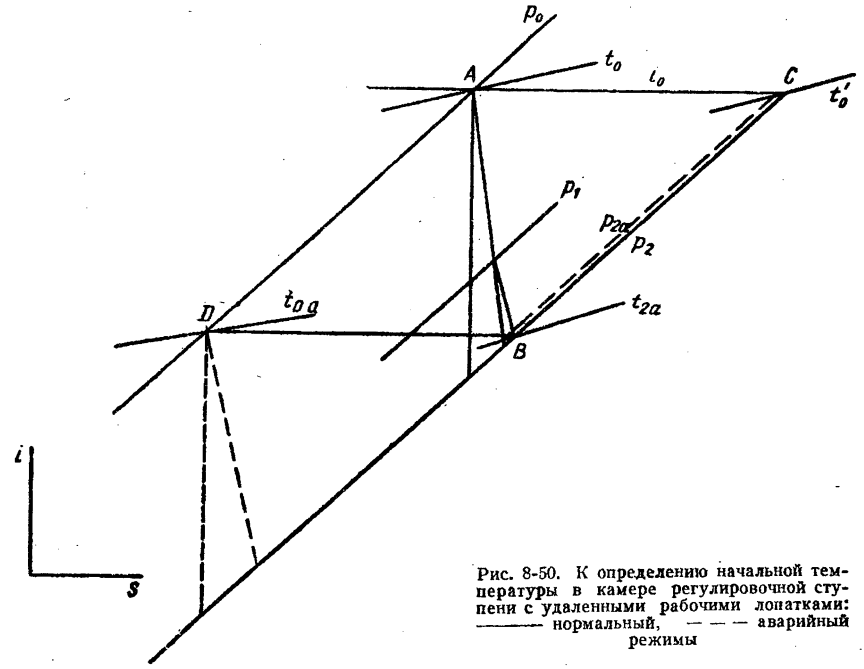



Рис. 8-50. К определению начальной температуры в камере регулировочной ступени с удаленными рабочими лопатками: ——— нормальный, — — — аварийный режимы

Таблица 8-58

**Спецификационные параметры ГТЗА типа ТС-2 при работе одним корпусом**

| Параметры | ТВД | ТНД |
|---|---|---|
| Давление пара, *ата* | ~38 | 3,5 |
| Температура пара, °С | 390 | 350 |
| Мощность, *л. с.* | 6500 | 6500 |
| Число оборотов, *об/мин* | ~77 | ~77 |

**Работа турбины с удаленными деталями проточной части.** Удалены рабочие лопатки регулировочной ступени. Энтальпия пара перед нерегулируемыми ступенями может повыситься до величины начальной энтальпии ($T_{0a}$) производят по диаграмме $i-s$ по точке $D$, получаемой на пересечении изобары начального давления $p_0$ и линии постоянной энтальпии, проходящей через точку $B$ конца расширения в регулировочной ступени на нормальном режиме.

Новый расход пара при неизменном количестве работающих сопел и положении регулирующих органов

$$G' = G\sqrt{\frac{T_0}{T_{0a}}},$$

где $T_0$, $T_{0a}$ — абсолютная начальная температура пара соответственно на нормальном и аварийном режимах.

Удалены рабочие лопатки промежуточной или последней ступени. Энтальпия пара на выходе из сопел повышается до вели-

чины энтальпии при входе пара в аварийную ступень (рис. 8-51). Если аварийная ступень имела $\rho \approx 0$, то при удалении рабочих лопаток нагрузка диафрагмы практически не изменяется; для реактивной ступени давление за соплами понизится от $p_1$ до $p_{1a}=p_2$ и диафрагма будет перегружена.

Чтобы избежать перегрузки и сохранить допустимую разность давлений по

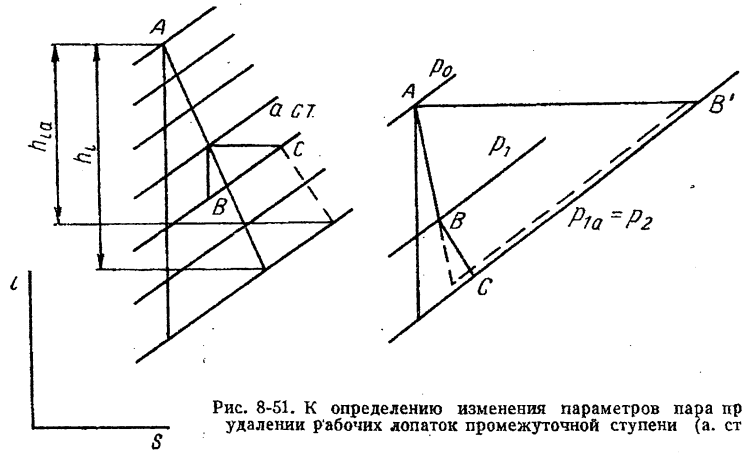



Рис. 8-51. К определению изменения параметров пара при удалении рабочих лопаток промежуточной ступени (а. ст.)

обе стороны диафрагмы, необходимо уменьшить расход пара.

Истечение в соплах после удаления рабочих лопаток обычно переходит в сверхкритическое. При этом расход пара на аварийном режиме должен составить:

при удалении рабочих лопаток промежуточной ступени

$$G_a \leqslant G\frac{p_0-p_1}{2\sqrt{(p_0-p_1)p_1'-p_2}};$$

при удалении рабочих лопаток последней ступени

$$G_a \leqslant G\sqrt[4]{\frac{p_0-p_1}{p_1}}\cdot 0{,}5\times$$

$$\times\left(1+\frac{p_z}{\sqrt{(p_0-p_1)p_1}}\right),$$

где спецификационные давления в аварийной ступени: $p_0$ — перед ступенью, $p_1$ — в зазоре между направляющими и рабочими лопатками, $p_2$ — за рабочими лопатками, $p_z$ — за последней ступенью.

Мощность аварийной турбины

$$N_{ea} \approx \left(N_e - N_e^{a.\,ст}\right)\frac{G_a}{G}.$$

Число оборотов аварийного турбоагрегата

$$\frac{n_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}}.$$

При удалении рабочих лопаток последней ступени, имеющей большую сте-

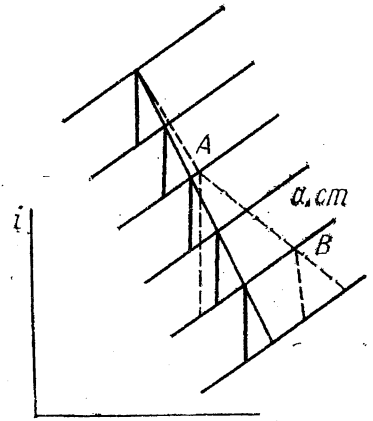



Рис. 8-52. Изменение процесса расширения при удалении аварийной ступени; режимы: ——— нормальный, — — — аварийный (а. ст)

пень реактивности, для обеспечения нормальной нагрузки диафрагмы необхо-

димо значительно сокращать расход пара и снижать мощность турбины.

В этом случае более целесообразно увеличить давление в главном конденсаторе таким образом, чтобы давление за турбиной стало равным давлению за направляющим аппаратом последней ступени на номинальном режиме.

Удалена ступень турбины. В случае удаления диафрагмы рекомендуется удалять также рабочие лопатки той же ступени.

При удалении одной из ступеней (диафрагмы и рабочих лопаток) увеличивается теплоперепад (и перепад давлений), приходящийся в основном на предшествующую им ступень, которая, как правило, переходит на сверхкритический режим работы (рис. 8-52). Для того чтобы сохранить допустимые нагрузки на ее диафрагму и рабочие лопатки, расход пара в аварийном режиме должен быть снижен. Расход пара определяется так же, как в предыдущем случае.

Вместо снижения расхода пара на турбину более целесообразно повысить давление в конденсаторе до величины, соответствующей давлению за предпоследней ступенью в номинальном режиме. Однако в этом случае необходимо сохранять в допустимых пределах повышение температуры корпуса ТНД и выхлопного патрубка, а также не допускать углубления установленного вакуума, что может вызвать аварию из-за перегрузки последней ступени.

*ГЛАВА 9*

# ПЕРЕДАЧИ И ВАЛОПРОВОДЫ

## СУДОВЫЕ РЕДУКТОРЫ

### Главные редукторы турбозубчатых и дизельных агрегатов

Таблица 9-1

**Классификация редукторов**

| Классификация по | Редукторы |
|---|---|
| Назначению | Главные, вспомогательные |
| Расположению осей валов | Горизонтальные, вертикальные |
| Количеству ступеней | Одно-, двух- и трехступенчатые |
| Расположению зубчатых колес | Гнездовые, цепные |
| Виду зацепления | Внешнее, внутреннее |
| Расположению зубьев | Прямозубые, косозубые, шевронные |
| Способу сборки | Простые, планетарные |

**Редукторы главных турбозубчатых агрегатов** (ГТЗА) — двухступенчатые шевронные цилиндрические зубчатые передачи (рис. 9-1, *а*, *б* и *в*).

Соединение шестерен I ступени с турбинами и шестерен II ступени с колесами I ступени — с помощью зубчатых муфт и торсионных валов. Главный упорный подшипник гребного вала встроен в корпус редуктора либо жестко связан с ним. Ведомый вал редуктора сопряжен с валопроводом при помощи жесткой муфты.

Получают распространение планетарные передачи (рис. 9-2). Планетарный редуктор пятипоточный с двумя замкнутыми дифференциальными контурами. Последние обеспечивают разделение полной мощности турбинной установки на три и два потока, соответственно по линиям ТВД и ТНД через три и две зубчатые ступени.

Крутящий момент ТВД и ТНД передается гребному валу двумя замкнутыми дифференциальными контурами по схемам: *9—4—3—8—6—7* и *9—4—3—1—2—5—7* (см. рис. 9-2).

Общее передаточное число редуктора

$$i = \frac{\omega_9}{\omega_7} = -\frac{z_3}{z_9}\left(\frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_7}{z_5}+\frac{z_7}{z_6}\right)-\frac{z_7}{z_6},$$

где $\omega$ — угловая скорость, 1/*сек*;

$z$ — число зубьев (см. рис. 9-2 и табл. 9-5; 9-6).

Число оборотов эпицикла

$$n_3 = n_7\frac{z_2 z_7}{z_5 z_1},$$

где $n_7$ — число оборотов гребного винта *об/мин*.

Число оборотов водила

$$n_8 = -n_7\frac{z_7}{z_6}.$$

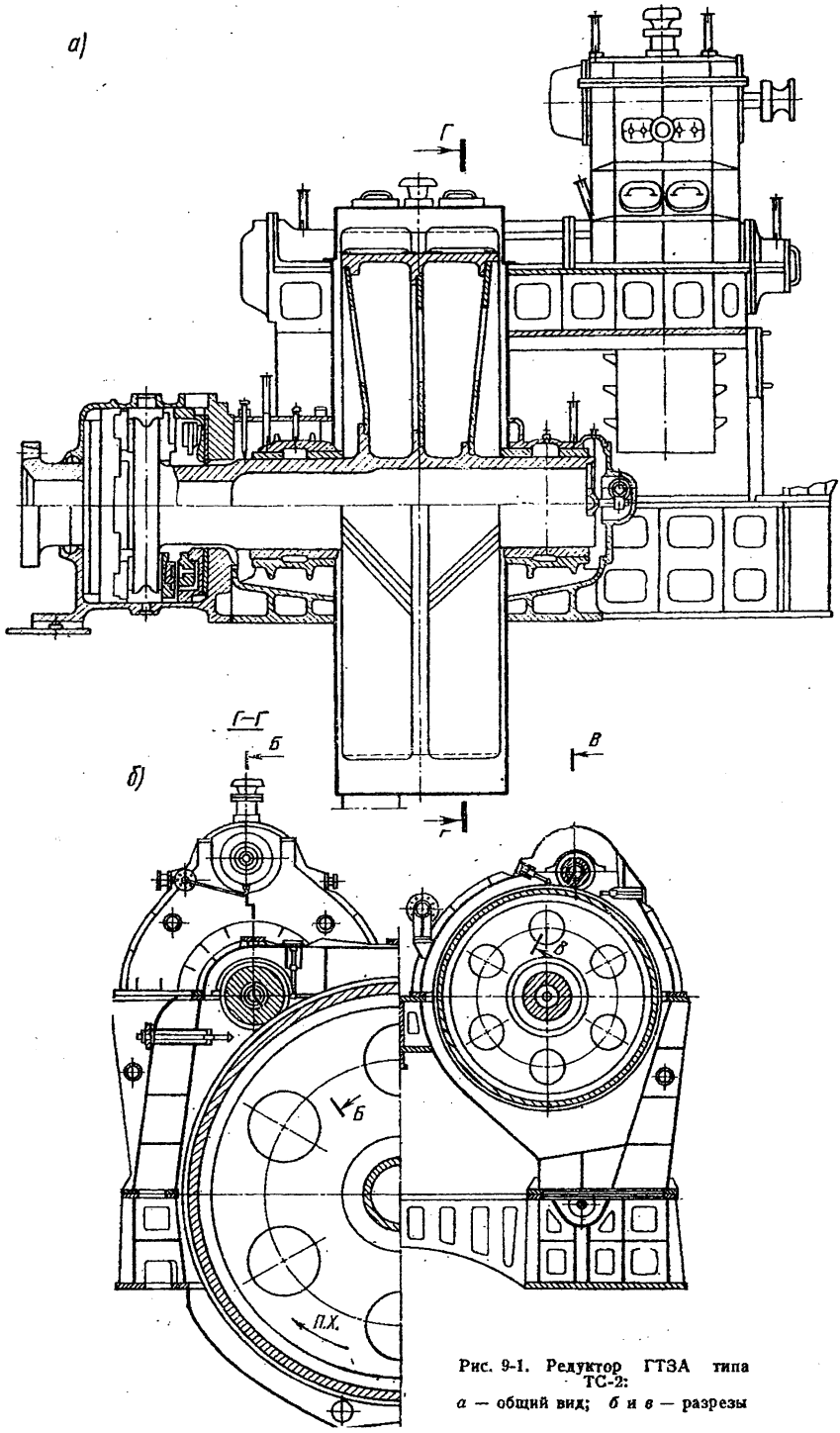



Рис. 9-1. Редуктор ГТЗА типа ТС-2:
*а* — общий вид; *б* и *в* — разрезы

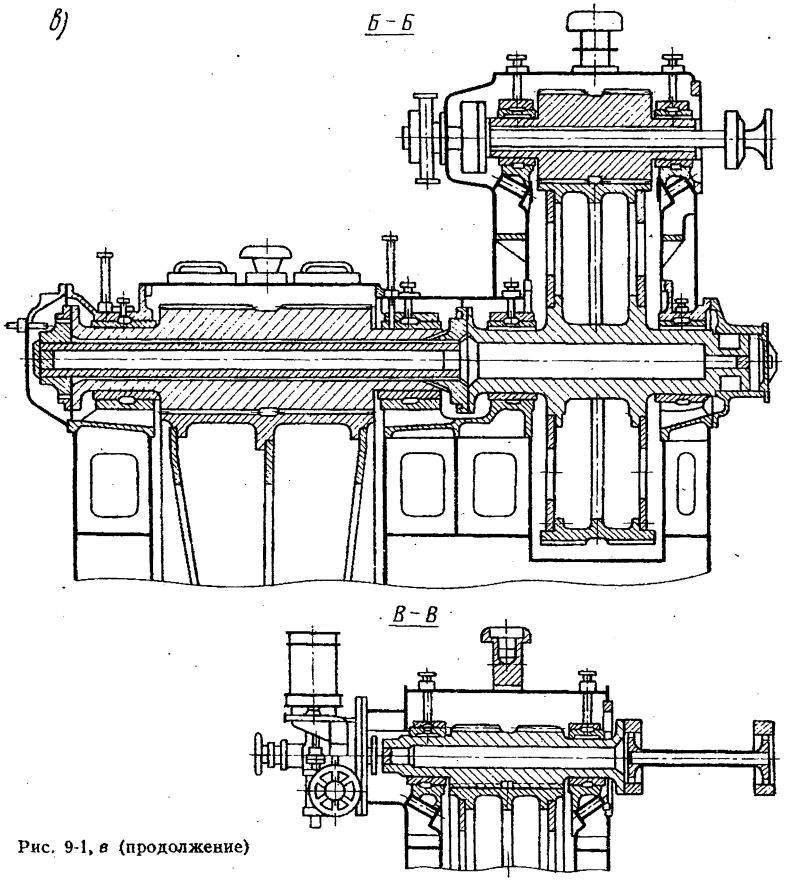



Рис. 9-1, *в* (продолжение)

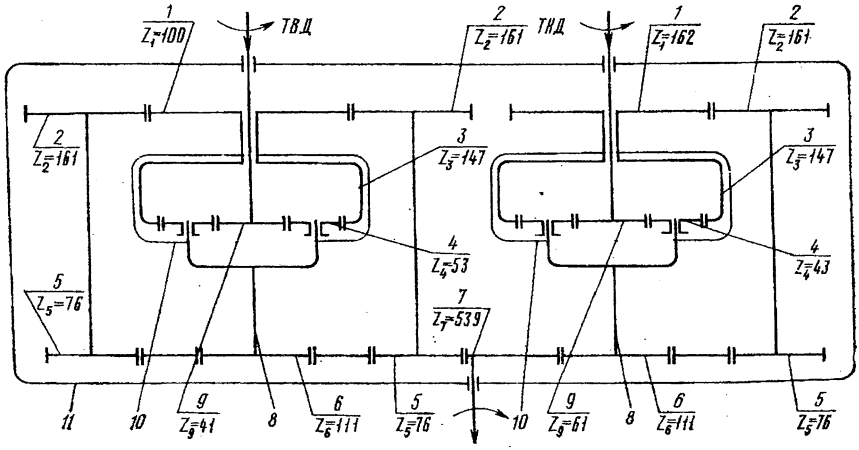



Рис. 9-2. Кинематическая схема редуктора с планетарной передачей и с раздвоением мощности: *1* — ведущее колесо; *2* — ведомое колесо; *3* — эпицикл; *4* — сателлит; *5* — ведущая шестерня; *6* — шестерня; *7* — ведомое колесо; *8* — водило; *9* — солнечная шестерня; *10* — корпус дифференциала; *11* — корпус редуктора

Таблица 9-2

**Технические характеристики передач ГТЗА типа ТС-1 серийных судов типа «Ленинский комсомол»**

| Характеристика | ТВД | | | | ТНД | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I ст. | | II ст. | | I ст. | | II ст. | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Передаваемая мощность, *л. с.* | 7000 | | | | 6550 | | | |
| *n* вала, *об/мин* | 5352 | 820 | 820 | 100 | 3579 | 696 | 696 | 100 |
| Окружная скорость, *м/сек* | 62,79 | | 18,02 | | 54,48 | | 18,02 | |
| Передаточное число | 6,675 | | 8,016 | | 5,145 | | 6,955 | |
| Общее передаточное число | 53,5785 | | | | 35,7938 | | | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 224,08 | 1495,9 | 429,4 | 3442,6 | 290,7 | 1495,9 | 494,9 | 3442,6 |
| Ширина нарезки зубчатого венца, *мм* | 530 | | 1060 | | 530 | | 1060 | |
| Угол наклона зубьев | 42°0′37″ | | 34°28′27″ | | 42°0′37″ | | 34°28′27″ | |
| Модуль нормальный, *мм* | 4,5 | | 6 | | 4,5 | | 6 | |
| Число зубьев | 37 | 247 | 59 | 473 | 48 | 247 | 68 | 473 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 20 | | 20 | |
| Коэффициент коррекции | +0,5 | −0,5 | +0,18 | −0,18 | +0,5 | −0,5 | +0,18 | −0,18 |
| Линейная нагрузка, *кгс/см* | 158 | | 275 | | 170 | | 257 | |
| Коэффициент нагрузки | 8,1 | | 7,2 | | 6,98 | | 5,94 | |
| Отношение ширины венца к диаметру | 2,36 | | 2,47 | | 1,83 | | 2,15 | |
| Напряжения сжатия по Герцу, *кгс/см²* | 3380 | | 3120 | | 3110 | | 2840 | |

*Продолжение табл. 9-2*

| Характеристика | ТВД | | | | ТНД | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I ст. | | II ст. | | I ст. | | II ст. | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Напряжение изгиба, *кгс/см²* | 515 | | 500 | | 540 | | 485 | |
| Диаметр шеек вала, *мм* | 190 | 250 | 350 | 550 | 220 | 250 | 350 | 550 |
| Материал зубчатого венца — сталь . . . . . | 0Х Н3М | 0Х Н1М | 0Х Н3М | 35ХМА | 0Х Н3М | 0Х Н1М | 0Х Н3М | 35ХМА |
| Предел текучести, *кгс/мм²* | 75 | 55 | 75 | 55 | 75 | 55 | 75 | 55 |
| Предел прочности, *кгс/мм²* | 90 | 75 | 90 | 75 | 90 | 75 | 90 | 75 |
| Средняя твердость НВ, *кгс/см²* . . . . . | 317 | 250 | 317 | 250 | 317 | 250 | 317 | 250 |

Таблица 9-3

**Технические характеристики передач ГТЗА типа ТС-2 серийных судов типа «Прага» и «София»**

| Характеристика | ТВД | | | | ТНД | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I ст. | | II ст. | | I ст. | | II ст. | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Передаваемая мощность, *л. с.* . . . . | 9800 | | | | 10 000 | | | |
| *n* вала, *об/мин* . . | 4767 | 725 | 725 | 110 | 2909 | 725 | 725 | 110 |
| Окружная скорость, *м/сек* . . . . . | 77,50 | | 22,60 | | 77,50 | | 22,60 | |
| Передаточное число | 6,574 | | 6,589 | | 4,012 | | 6,589 | |
| Общее передаточное число . . . . . | 43,3194 | | | | 26,4417 | | | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 312,48 | 2054,4 | 594,81 | 3919,3 | 511,94 | 2054,4 | 594,81 | 3919,3 |

*Продолжение табл. 9-3*

| Характеристика | ТВД | | | | ТНД | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I ст. | | II ст. | | I ст. | | II ст. | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Ширина нарезки зубчатого венца, *мм* | 570 | | 1120 | | 570 | | 1120 | |
| Угол наклона зубьев | 41°13′57″ | | 42°34′34″ | | 41°13′57″ | | 42°34′34″ | |
| Модуль нормальный, *мм* | 5 | | 6 | | 5 | | 6 | |
| Число зубьев | 47 | 309 | 73 | 481 | 77 | 309 | 73 | 481 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 20 | | 20 | |
| Коэффициент коррекции | +0,5 | −0,5 | +0,5 | −0,5 | +0,5 | −0,5 | +0,5 | −0,5 |
| Линейная нагрузка, *кгс/см* | 163 | | 280 | | 168 | | 290 | |
| Коэффициент нагрузки | 6,0 | | 5,4 | | 4,1 | | 5,6 | |
| Отношение ширины венца к диаметру | 1,83 | | 1,89 | | 1,11 | | 1,89 | |
| Напряжение сжатия по Герцу, *кгс/см²* | 2900 | | 2710 | | 2350 | | 2750 | |
| Напряжение изгиба, *кгс/см²* | 466 | | 668 | | 469 | | 682 | |
| Диаметр шеек вала, *мм* | 230 | 360 | 360 | 700 | 230 | 360 | 360 | 700 |
| Материал зубчатого венца, — сталь | 34ХН3М | 34ХМ | 34ХН3М | 43Н | 34ХН3М | 34ХМ | 34ХН3М | 43Н |
| Предел текучести, *кгс/мм²* | 75 | 50 | 75 | 40 | 75 | 50 | 75 | 40 |
| Предел прочности, *кгс/мм²* | 91,5 | 92,5 | 98 | 77 | 106 | 71 | 108 | 77 |
| Средняя твердость НВ, *кгс/см²* | 300 | 235 | 300 | 210 | 300 | 235 | 300 | 210 |

Таблица 9-4

**Технические характеристики передач ГТЗА типа «Рато» серийных судов типа «Сергей Боткин»**

| Характеристика | ТВД | | | | ТНД | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I ст. | | II ст. | | I ст. | | II ст. | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Передаваемая мощность, *л. с.* | 2400 | | | | 2100 | | | |
| *n* вала, *об/мин* | 6907 | 753,5 | 753,5 | 120 | 5181 | 753,5 | 753,5 | 120 |
| Окружная скорость, *м/сек* | 56,32 | | 16,58 | | 56,32 | | 16,58 | |
| Передаточное число | 9,167 | | 6,279 | | 6,875 | | 6,279 | |
| Общее передаточное число | 57,5614 | | | | 43,1709 | | | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 155,94 | 1429,5 | 420,83 | 2642,6 | 207,92 | 1429,5 | 420,83 | 2642,6 |
| Ширина нарезки зубчатого венца, *мм* | 360 | | 550 | | 360 | | 550 | |
| Угол наклона зубьев | 15°52′ | | 14°11′22″ | | 15°52′ | | 14°11′22″ | |
| Модуль нормальный, *мм* | 5 | | 6 | | 5 | | 6 | |
| Число зубьев | 30 | 275 | 68 | 427 | 40 | 275 | 68 | 427 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 20 | | 20 | |
| Линейная нагрузка, *кгс/см* | 120 | | 270 | | 105 | | 235 | |
| Коэффициент нагрузки | 8,55 | | 7,4 | | 5,75 | | 6,5 | |
| Отношение ширины венца к диаметру | 2,32 | | 1,31 | | 1,73 | | 1,31 | |
| Напряжение сжатия по Герцу, *кгс/см²* | 3500 | | 3200 | | 2870 | | 3050 | |
| Диаметр шеек вала, *мм* | 140 | 250 | 250 | 370 | 140 | 250 | 250 | 370 |

Таблица 9-5

**Технические характеристики передач с планетарным редуктором, линия ТВД (см. рис. 9-2)**

| Характеристика | I ступень | Линия водила | Линия эпицикла переборных ступеней | |
|---|---|---|---|---|
| | Дифференциал | Последняя ступень (переборная) | II с раздвоением мощности | Последней |
| Передаваемая мощность, *л. с.* . . . . . | 18 100 | | | |
| Величина потока мощности по ступеням, *л. с.* . . . . . | 18 100 | 6360 | 11 740 | 5870 |
| *n* турбины, *об/мин* . . . | 5372 | | | |
| *n* гребного вала, *об/мин* | −85 | | | |
| *n*, *об/мин*: ведущих звеньев ступени | 5372 | 413 | −970 | 603 |
| ведомых звеньев ступени | −970 | −85 | 603 | −85 |
| сателлитов относительно водила . . . . . | 3830 | | | |
| Окружная скорость (относительная), *м/сек* . . . . . | 72 | 19,4 | 36,1 | 19,4 |
| Общее передаточное число | −63,2 | | | |
| Абсолютное передаточное число ступени (дифференциала при остановленном водиле) . . . . . | 3,585 | 4,85 | 1,61 | 7,09 |
| Число зубьев: ведущего звена ступени | $z_9$=41 | $z_6$=111 | $z_1$=100 | $z_5$=76 |
| ведомого звена ступени | $z_3$=147 | $z_7$=539 | $z_2$=161 | $z_7$=539 |
| сателлитов . . . . . | $z_4$=53 | Число сателлитов 4 | | |
| Модуль нормальный, *мм* | 6 | 7 | 6 | 7 |
| Угол профиля исходного контура рейки . . . . . | 22°30′ | 20° | 22°30′ | 20° |

*Продолжение табл. 9-5*

| Характеристика | I ступень | Линия водила | Линия эпицикла переборных ступеней | |
|---|---|---|---|---|
| | Дифференциал | Последняя ступень (переборная) | II с раздвоением мощности | Последней |
| Угол наклона зубьев . . | 28°06′53″ | 30°04′31″ | 32°39′22″ | 30°04′31″ |
| Рабочая длина зубьев, *мм* | 200 | 1000 | 480 | 1000 |
| Отношение ширины венца к диаметру . . . . . | 0,72 | 1,12 | 0,42 | 1,66 |
| Диаметр делительной окружности, *мм*: ведущих звеньев ступени | 278,91 | 397,88 | 782,64 | 614,76 |
| ведомых звеньев ступени | 999,93 | 4359,99 | 1147,35 | 4359,99 |
| сателлитов . . . . . | 360,54 | — | — | — |
| Расстояние между осями, *мм* . . . . . | 319,725 | 2628,94 | 930,0 | 2487,38 |
| Мощность отбора, *л. с.* | 110 | | | |
| Напряжение сжатия по Герцу, *кгс/см²* . . . . . | 4850 | 2230 | 2930 | 2510 |

Таблица 9-6

**Технические характеристики передач с планетарным редуктором, линия ТНД (см. рис. 9-2)**

| Характеристика | I ступень | Линия водила | Линия эпицикла переборных ступеней | |
|---|---|---|---|---|
| | Дифференциал | Последняя ступень (переборная) | Второй | Последней |
| Передаваемая мощность, *л. с.* . . . . | 14 900 | | | |
| Величина потока мощности по ступеням; *л. с.* . . . . . | 14 900 | 7380 | 7520 | 5670 |
| *n* турбины, *об/мин* | 2851 | | | |
| *n* гребного вала, *об/мин* . . . . . | —85 | | | |

| Характеристика | I ступень | Линия водила | Линия эпицикла переборных ступеней | |
|---|---|---|---|---|
| | Дифференциал | Последняя ступень (переборная) | Второй | Последней |
| *n, об/мин*: ведущих звеньев ступени . . . . | 2851 | 413 | —600 | 603 |
| ведомых звеньев ступени . . . . | —600 | —85 | 603 | —85 |
| сателлитов относительно водила | 3460 | | | |
| Окружная скорость (относительная), *м/сек* . . . . . | 52,5 | 19,4 | 36,9 | 19,4 |
| Общее передаточное число . . . . . | —33,5 | | | |
| Абсолютное значение передаточного числа ступени (дифференциала при остановленном водиле) | 2,41 | 4,855 | 0,994 | 7,09 |
| Число зубьев: ведущего звена ступени . . . . | $z_0$=61 | $z_6$=111 | $z_1$=162 | $z_5$=76 |
| ведомого звена ступени . . . . | $z_3$=147 | $z_7$=539 | $z_2$=161 | $z_7$=539 |
| сателлитов . . . | $z_4$=43 | Число сателлитов 4 | | |
| Модуль нормальный, *мм* . . . . . | 6 | 7 | 6 | 7 |
| Угол профиля исходного контура рейки . . . . . | 22°30′ | 20° | 22°30′ | 20° |
| Угол наклона зубьев . . . . . | 28°06′53″ | 30°04′31″ | 32°39′22″ | 30°04′31″ |
| Рабочая длина зубьев, *мм* . . . . . | 200 | 1000 | 480 | 1000 |
| Отношение ширины венца к диаметру . . | 0,48 | 1,12 | 0,42 | 1,66 |
| Диаметр делительной окружности, *мм*: ведущих звеньев ступени . . . . | 414,96 | 897,88 | 1154,48 | 614,76 |

*Продолжение табл. 9-6*

| Характеристика | I ступень | Линия водила | Линия эпицикла переборных ступеней | |
|---|---|---|---|---|
| | Дифференциал | Последняя ступень (переборная) | Второй | Последней |
| ведомых звеньев ступени . . . . | 999,93 | 4359,99 | 1147,35 | 4359,99 |
| сателлитов . . . | 292,51 | — | — | — |
| Расстояние между осями, *мм* . . . . . | 353,74 | 2678,94 | 1150,9 | 2487,38 |
| Мощность отбора, *л. с.* . . . . . | — | 2720/1850 | — | — |
| Напряжение сжатия по Герцу, *кгс/см²* | 4500 | 2410 | 2930 | 2470 |

**Редукторы дизельных агрегатов** (ДРА) — обычно одноступенчатые цилиндрические с внешним зацеплением и ходу один или несколько дизелей Встречаются схемы ДРА (см. рис. 9-3) IV — с промежуточной шестерней при

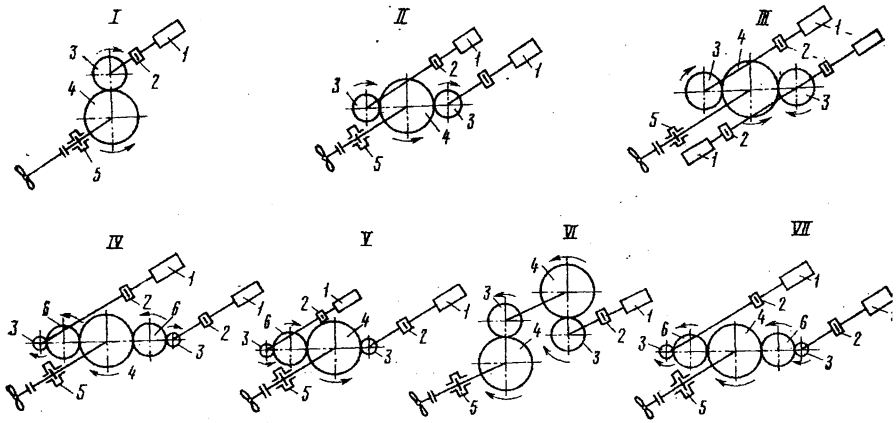



Рис. 9-3. Принципиальные схемы редукторов ДРА:

*I* — одноступенчатый с одним входом и одним выходом; *II, IV, V, VII* — одноступенчатый с двумя входами и одним выходом; *III* — одноступенчатый с тремя входами и одним выходом; *VI* — двухступенчатый с одним входом и одним выходом; *1* — главный двигатель; *2* — муфта; *3* — ведущая шестерня; *4* — ведомое колесо; *5* — упорный подшипник; *6* — промежуточная паразитная шестерня

передаточным числом 6—8 (рис. 9-3, схемы I, II, III). Передача мощности от одного, двух и более двигателей к редуктору осуществляется с помощью соединительно-разобщительных муфт. Последние дают возможность подключать на большом межосевом расстоянии; V при вращении коленчатых валов дизел в противоположные стороны; VI — дву ступенчатые при передаточном чис более 8; VII — с раздвоением мощнос на ведомое колесо гребного вала чер

две промежуточные шестерни при больших нагрузках на зубья и др.

В установках небольшой и средней мощности используют реверсивно-редукторные передачи (РРП).

Находят применение планетарные редукторы (рис. 9-4): I и II — при передаточных числах менее 8 с одним заторможенным звеном — эпициклом или водилом; III — двухступенчатые при

чаются в установках с соосными противоположно вращающимися гребными винтами.

## Редукторы вспомогательных турбоустановок и механизмов

Редукторы вспомогательных турбогенераторов и турбопоршневых установок обычно одноступенчатые с косыми

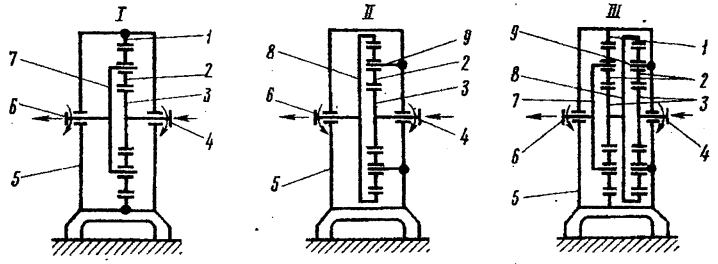



Рис. 9-4. Принципиальные схемы планетарных редукторов ДРА:

*I* — одноступенчатый с остановленным эпициклом; *II* — одноступенчатый с остановленным водилом; *III* — двухступенчатый: *1* — остановленный эпицикл, *2* — сателлит; *3* — солнечная шестерня; *4* — ведущий вал; *5* — корпус; *6* — ведомый вал; *7* — свободное водило; *8* — свободный эпицикл; *9* — остановленное водило

Таблица 9-7

**Технические характеристики передач ДРА судов серийной постройки**

| Характеристика | Теплоход „Казбек" | | Теплоход „Тропик" | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Гл. редуктор | | Привод | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Тип редуктора | Косозубый | | | | | |
| Передаваемая мощность, *л. с.* | 2×2000 | | 2×670÷313 | | 313 | |
| Окружная скорость, *м/сек* | 10,3 | | 14,7 | | 16,2 | |
| Передаточное число | 2,912 | | 2,30 | | 1,44 | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 789,8 | 2300,2 | 808,3 | 1859,1 | 614,3 | 886,8 |
| Ширина венца, *мм* | 800 | 800 | 370 | | 160 | |
| Угол наклона зубьев, *град* | 30 | | 30 | | 30 | |
| Модуль нормальный, *мм* | 6 | | 5 | | 4 | |
| Число зубьев | 114 | 332 | 140 | 322 | 133 | 192 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 20 | |
| Диаметр шеек вала, *мм* | 360 | 400 | 220/250 | 280 | — | 222/250 |
| Вес редуктора, *т* | 45 | | 31 | | | |
| *n* вала, *об/мин* | 250 | 84 | 350 | 150 | 500 | 350 |
| Материал зубчатого венца — сталь | 35ХМА | 45 | 35ХНМ | 40Г | 40Г | 40Г |

передаточном числе свыше 10 и др. Иногда используют планетарные замкнутые передачи (дифференциалы), которые допускают высокие нагрузки и имеют большие передаточные числа. Дифференциальные редукторы встре-

или шевронными зубьями. Соединение турбин и приводных механизмов — с помощью зубчатых, пластинчатых, втулочно-пальцевых или жестких муфт.

Передача мощности от турбин отработавшего пара к валопроводу осуще-

ствляется через двухступенчатый косозубый редуктор с гидромуфтой, встроенной в колесо I ступени, передающей крутящий момент на шестерню II ступени. Вал колеса II ступени жестко соединен с валопроводом.

Таблица 9-8

**Технические характеристики редукторов турбоагрегатов отработавшего пара судов серийной постройки**

| Характеристика | „Петропавловск-Камчатский" | | | | „Шахты" | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I ступень | | II ступень | | I ступень | | II ступень | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Передаваемая мощность, *л. с.* | 600 | | | | 620 | | | |
| *n* вала, *об/мин* | 4300 | 521 | 510 | 105 | 4660 | 891 | 854 | 120 |
| Окружная скорость, *м/сек* | 44,6 | | 10,3 | | 54,9 | | 10,9 | |
| Передаточное число | 8,24 | | 4,85 | | 5,23 | | 7,116 | |
| Общее передаточное число | 41,0 | | | | 38,8 | | | |
| Ширина нарезки зубчатого венца, *мм* | 220 | | 550 | | 96 | | 300 | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 198,6 | 1635,0 | 386,5 | 1876,4 | 225,5 | 1178,3 | 247,4 | 1760,6 |
| Угол наклона зубьев | 30° | | 30° | | 29°39'09" | | 29°39'09" | |
| Модуль нормальный, *мм* | 4 | | 5 | | 4 | | 5 | |
| Число зубьев | 43 | 354 | 67 | 325 | 49 | 256 | 43 | 306 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 20 | | 20 | |
| Отношение ширины венца к диаметру | 1,11 | — | 1,42 | — | 0,43 | — | 1,21 | — |
| Скольжение в гидромуфте, % | 2,5 | | | | 4,4 | | | |

Таблица 9-9

**Технические характеристики редукторов вспомогательных турбомеханизмов судов серийной постройки**

| Характеристика | Турбогенераторы | | | | | | Грузовой турбонасос ТП-500 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ТД-750-1 | | ТД-600 | | ТД-1500 | | | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Передаваемая мощность, *квт* | 750 | | 600 | | 1500 | | 500 *л. с.* | |
| *n* вала, *об/мин* | 8500 | 1500 | 8500 | 1000 | 8000 | 1500 | 8500 | 1500 |
| Окружная скорость, *м/сек* | 53 | | 47 | | 58 | | 44 | |
| Передаточное число | 5,66 | | 8,486 | | 5,33 | | 5,667 | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 120 | 680 | 105,4 | 894,6 | 138,95 | 741,05 | 99 | 561 |
| Ширина нарезки зубчатого венца, *мм* | 230 | | 230 | | 210 | | 180 | |
| Тип редуктора | | | Шевронный | | | | Косозубый | |
| Угол наклона зубьев | 28°57'18" | | 28°39'30" | | 30°16'20" | | 14°8'28" | |
| Модуль нормальный, *мм* | 2,5 | | 2,5 | | 4,0 | | 2,0 | |
| Число зубьев | 42 | 238 | 37 | 314 | 30 | 160 | 48 | 272 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 20 | | 20 | |
| Коэффициент коррекции | — | — | +0,5 | —0,5 | — | — | — | — |
| Отношение ширины венца к диаметру | 1,92 | — | 2,18 | — | 1,31 | — | — | — |
| Диаметр шеек вала, *мм* | 90 | 120 | 90 | 130 | 120 | 150 | 90 | 110 |

Таблица 9-10

**Технические характеристики редукторов вспомогательных турбомеханизмов судов серийной постройки**

| Характеристика | Турбогенераторы фирмы | | | | Грузовой турбонасос ГНН1 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | „Рато" | | „Мицубиси" | | | |
| | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Передаваемая мощность, *квт* | 300 | | 280 | | 420 | |
| *n* вала, *об/мин* | 13 000 | 1500 | 10 221 | 1500 | 6461 | 1800 |
| Окружная скорость, *м/сек* | 45,5 | | 56 | | 49 | |
| Передаточное число | 8,67 | | 6,81 | | 3,59 | |
| Диаметр делительной окружности, *мм* | 66,57 | 580,64 | 104,93 | 715,07 | 144,94 | 520,23 |
| Ширина нарезки зубчатого венца, *мм* | 100 | | 115 | | 140 | |
| Тип редуктора | | | Косозубый | | | |
| Угол наклона зубьев | 7°30′ | | 25°45′42″ | | 15° | |
| Модуль нормальный, *мм* | 3,667 | | 3,5 | | 2,5 | |
| Число зубьев | 18 | 157 | 27 | 184 | 56 | 201 |
| Угол профиля исходного контура рейки, *град* | 20 | | 20 | | 15 | |
| Коэффициент коррекции | — | — | — | — | — | — |
| Отношение ширины венца к диаметру | 1,51 | — | 1,09 | — | 0,97 | — |
| Диаметр шеек вала, *мм* | 55 | 85 | — | — | — | — |

Примечание. Насос ГНН1 установлен на судах типа «Лисичанск».

## Требования к зубчатым передачам турбин

Таблица 9-11

**Классы точности турбинных передач (ГОСТ 8889—58)**

| Класс точности | Назначение передач и требования к ним |
|---|---|
| А | Зубчатые передачи корабельных ГТЗА с неограниченным сроком службы. Особенно высокие требования к бесшумности и безвибрационности |
| Б и В | 1. Зубчатые передачи судовых ГТЗА с неограниченным сроком службы. Высокие требования по бесшумности и безвибрационности.<br>2. Зубчатые передачи судовых и стационарных турбогенераторов с неограниченным сроком службы. Высокие требования по бесшумности и безвибрационности |
| В и Г | Зубчатые передачи турбоприводов с неограниченным или большим сроком службы, вибрации которых не опасны для конструкции агрегата, а шум может быть заглушен специальными устройствами |
| Г | Зубчатые передачи турбоприводов периодического действия при ограниченном сроке службы, повышенные вибрации которых не опасны для конструкции агрегата |

Таблица 9-12

**Степень точности турбинных передач**

| Класс точности (ГОСТ 8889—58) | Степень точности (ГОСТ 1643—56) — нормы: | | |
|---|---|---|---|
| | кинематической точности | плавности | контакта зубьев |
| А | 3 | По ГОСТ 8889—58 | По ГОСТ 8889—58 |
| Б | 3 | 3 | 3 |
| В | 4 | 4 | 4 |
| Г | 5 | 5 | 5 |

Примечание. Для нерабочих сторон зубьев или работающих ограниченное время при пониженных скоростях и нагрузках допускается снижение точности, но не более чем на 2 ступени.

Таблица 9-13

**Гарантированный боковой зазор и чистота поверхности зубьев турбинных передач**

| Класс точности (ГОСТ 8889—58) | Гарантированный боковой зазор (ГОСТ 1643—56) | Чистота поверхности зуба (ГОСТ 2789—59) |
|---|---|---|
| А и Б | Х или Ш | 8 |
| В и Г | Х или Ш | 7 |

## Материал деталей и узлов редукторов

Таблица 9-14

**Материал деталей редукторов ГТЗА и ДРА**

| Детали | Марка материала |
|---|---|
| Шестерни — сталь | 40ХН; 34ХМ; 35ХНМ; 32ХНМ; 34ХН3М; 40ХНМА; 36ХН1МФА; 36ХН1ВФА |
| Колеса (зубчатые венцы) — сталь | 43Н; 34ХМ; 32ХНМ; 34ХН3М; 30ХМФА; 38ХНМА |
| Торсионные валы — сталь | 34ХМ; 34ХН3М; 30Х2НВФА |
| Валы зубчатых колес — сталь | 35; 40; 45; 45Х; 43Н; 34ХМ; 38ХНМА |
| Корпуса (патроны) зубчатых колес и чаши гидромуфт литые — чугун, сталь | СЧ24-44; 25Л |
| Гидромуфты сварные — сталь | 15; 30; 35 |

*Продолжение табл. 9-14*

| Детали | Марка материала |
|---|---|
| Звездочки соединительных муфт — сталь | 34ХН3М; 38ХМЮА; 30Х2НВФА; 36ХН1МФА |
| Зубчатые венцы муфт — сталь | 35ХНМ; 38ХМЮА; 30Х2НВФА; 36ХН1МФА |
| Полумуфты пальцевых, пластинчатых и жестких муфт — сталь | 35ХМ |
| Пальцы муфт — сталь | 35ХМ; 35ХМА |
| Пластины муфт — сталь | 60С2А |
| Болты муфт — сталь | 35ХМ; 38ХМА; 35ХМА |

Ведущие шестерни изготавливают из легированной стали с пределом прочности 63—100 *кгс/мм*$^2$. Твердость ведущих шестерен должна быть не менее чем на 15% выше твердости зубьев ведомых колес. Эти требования не распространяются на шестерни и зубчатые колеса с цементированными зубьями.

Валы шестерен, отдельно откованные, и валы зубчатых колес выполняют из стали с пределом прочности 4—70 *кгс/мм*$^2$.

Материал зубчатых колес общего назначения. Зубчатые передачи, работающие при средних нагрузках, изготовляют из углеродистых качественных сталей марок 35, 40, 45, 50 и легированных качественных и высококачественных сталей 40Х, 40ХН, 35ХН3М; 35ХМА и др. в нормализованном и улучшенном состоянии. Твердость поверхности 220—300 НВ. При больших и ударных нагрузках применяются легированные стали марок 12ХН3А, 20Х2Н4А, 18ХНВА, 15ХФ и др.

Крупные зубчатые колеса изготовляют из стальных отливок марок 35Л, 45Л, 50Л и др., подвергнутых отжигу и нормализации.

Применяют чугуны марок: СЧ28-48 до СЧ35-56 и КЧ35-10, КЧ37-12; из пластмасс чаще всего — текстолит марок ПТ и ПТК (ГОСТ 5—52) и древеснослоистый пластик марки ДСП-Г.

Таблица 9-15

**Материал зубчатых передач общего назначения**

| Твердость НВ ⩽ 350 | | Твердость НВ > 350 | |
|---|---|---|---|
| шестерни (сталь) | колеса (сталь) | шестерни (сталь) | колеса (сталь) |
| 45 | 35<br>35Л | 45<br>50<br>55 | 35<br>35<br>45 |
| 50 | 35<br>Ст. 5 | 50Г<br>35Х<br>40Х | 45<br>50<br>55 |
| 50Г | 45<br>55Л | 40ХН | 35Х<br>40Х |
| 35Х | 50<br>55 | Примечание. Для изготовления зубчатых колес применяют серый чугун вместо стального литья | |
| 40Х | 50<br>55 | | |
| 40ХН | 35Х<br>40Х | | |

## Работа зубчатых передач

При зацеплении эвольвентных зубьев имеет место взаимное проскальзывание рабочих поверхностей (за исключением точек, которые лежат на начальных цилиндрах), достигающее максимального значения в момент начала и конца за-

цепления каждой пары. Плавность работы зубчатого зацепления зависит от величины коэффициента перекрытия $\varepsilon$, равного среднему количеству пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Обычно для эвольвентных прямозубых колес $\varepsilon_{пр}=1{,}3\div1{,}8$; для косозубых и шевроннозубых $\varepsilon_к=2{,}5\div3{,}0$; для зацепления Новикова $\varepsilon_н=1{,}2$ (в осевом направлении).

*Коррекция зубьев.* Для улучшения свойств зубчатого зацепления применяют два метода корригирования:

Угловая коррекция выполняется сдвигом нарезающего инструмента с суммарным коэффициентом коррекции не равным нулю

$$(\xi_с=\xi_ш+\xi_к>0 \text{ или } \xi_с=\xi_ш+\xi_к<0).$$

При этом изменяется стандартный угол зацепления ($\alpha_{кор}>20°$ или $\alpha_{кор}<20°$) и межосевое расстояние по сравнению с некорригированной передачей. При увеличении угла профиля повышается контактная прочность, а к. п. д. передачи снижается; при уменьшении угла зацепления повышается изгибная прочность и к. п. д. передачи.

При нарезании зубчатых колес главных судовых передач применяют сдвиги инструмента, достигающие значений $\xi=0{,}50\div0{,}75$ модуля, что значительно выше, чем принято в общем машиностроении.

Высотная коррекция шестерни осуществляется, как правило, с положительным смещением нарезающего инструмента, а колеса — с отрицательным ($\xi_ш=-\xi_к$ и $\xi_с=\xi_ш+\xi_к=0$). При этом угол профиля и межосевое расстояние остаются неизменными (как и для некорригированного зацепления), меняется только соотношение высот головок и ножек зубьев (обычно до 0,8 нормального).

При высотной коррекции изгибная прочность шестерни повышается за счет понижения прочности зубьев колеса; одновременно уменьшается упругая деформация зубьев и коэффициент перекрытия зацепления.

Для улучшения контакта зубьев и повышения плавности работы передачи используют различные способы исправления профиля зубьев: *фланкирование* (срез части профиля у вершины, рис. 9-5а), изменение формы по длине

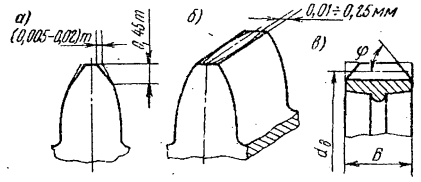



Рис. 9-5. Исправленные профили зубьев: *а* — фланкированные; *б* — бочкообразные; *в* — со скосом

зубьев (бочкообразные, рис. 9-5*б*). По ГОСТ 13576—68 фланкирование зубьев точных передач выполняют: для прямозубых колес при окружных скоростях $v>10$ *м/сек*; косозубых и шевронных при $v>16$ *м/сек*.

Согласно Правилам Регистра СССР при отношении $B/d_д>0{,}3$ (см. рис. 9-5, *в*) зубья шестерен и колес изготовляют *со скосом* по торцам под углом $45°\leqslant\varphi\leqslant60°$ на глубину не менее 1,5 модуля.

Неточность в изготовлении и монтаже зубчатых передач приводит к появлению шума.

Таблица 9-1

**Шумы зубчатых передач**

| Характер шума | Вероятная причина возникновения |
|---|---|
| Непрерывное жужжание | Погрешности в шаге зацепления или в профиле |
| Металлические постукивания небольшой силы | Погрешности в шаге зацепления или в профиле; недопустимо большой боковой зазор в зацеплении |
| Дребезжание | Расслабление креплений или посадки деталей передачи; недостаточность бокового зазора в зацеплении |
| Пульсирующий шум (гудение переменной силы) | Эксцентричность посадки зубчатых колес на валы; местная накопленная ошибка в окружном шаге |
| Визг, завывание | Грубые погрешности в профиле зубьев; недостаточная чистота рабочих поверхностей зубьев |

**Проверка точности работы и сборки зубчатых передач.** Основные дефекты в эксплуатации зубчатых передач: поломки и износ зубьев, биение зубчатых колес и валов; нарушение величины бокового зазора; неравномерный контакт в зацеплении; риски и коррозионные разъедания шеек валов и упорных дисков; ослабление посадки деталей на валах (полумуфт на шестернях, патронов на колесах); снижение прочности креплений балансировочных грузов; трещины в сварных колесах и зубчатых венцах, вследствие чрезмерного натяга при посадке и др.

*Повреждение зубьев.* Зубчатые передачи выходят из строя из-за поломок зубьев или разрушения (износа) их рабочих поверхностей. Поломки зубьев в большинстве случаев носят усталостный характер. Иногда поломки вызываются мгновенной перегрузкой зубьев (удары винта о грунт, короткое замыкание генератора и т. п.), однако, чаще всего, и эта причина приводит к последующим усталостным поломкам. Причины усталостных поломок: местная концентрация нагрузки на отдельных участках зацепления при наличии деформированных зубьев; забоины; попадание постороннего предмета; перегрузка концов зубьев вследствие непараллельности и перекоса осей (для уменьшения влияния этих факторов концы зубьев разгружают, утоньчая зуб у торцов на 0,5—1 *мм* по всей высоте и сводя «на нет» на длине 5—10 *мм*); перегрузка одного из зубчатых венцов шевронного зацепления при возникновении препятствия свободному осевому перемещению шестерни относительно колеса; скрытые пороки материала поковок шестерен и зубчатых венцов — микротрещины и др. При поломке или трещинах только на отдельных участках зубьев возможна эксплуатация редуктора при ограниченной мощности. Подготовка редуктора к такой эксплуатации: удаление всех обломков; тщательная дефектоскопия зубьев — обнаружение трещин; вырубка зубьев, имеющих трещины, с последующей зачисткой поврежденных мест; утончение концов зубьев, примыкающих к поврежденным участкам; проверка контакта зацепления «на краску» с опиловкой выступающих участков деформированных зубьев.

Приближенно допускаемая нагрузка на поврежденные зубья редуктора:

$$\left(\frac{N}{n}\right)_{\text{доп}} = \frac{N}{n} \cdot \frac{B - B_{\text{повр}}}{B},$$

где $\left(\frac{N}{n}\right)_{\text{доп}}$ — допускаемая нагрузка на редуктор, *л. с./об/мин*;

$N$ — номинальная мощность, передаваемая редуктором, *л. с.*;

$n$ — номинальное число оборотов ведущего (или ведомого) вала, *об/мин.*

$B$ — рабочая ширина полушеврона (т. е. полная ширина за вычетом разгруженных участков по концам зубьев), *мм.*

$B_{\text{повр}}$ — суммарная (вдоль оси вала) ширина поврежденных участков зубьев, одновременно находящихся в зацеплении (включая дополнительно разгруженные участки зубьев), *мм.*

При расчете допускаемой нагрузки редуктора многокорпусного ГТЗА необходимо учитывать перераспределение мощности между корпусами турбин.

Наиболее распространенные виды износа зубьев: в открытых передачах — истирание, в закрытых — выкрашивание (питтинг), заедание и наволакивание.

*Выкрашивание* — результат чрезмерно больших контактных напряжений смятия и сдвига, вызывающих развитие на рабочих поверхностях зубьев усталостных трещин, которые увеличиваются под давлением проникшего в них масла. При этом с рабочих поверхностей зубьев отделяются кусочки металла и на ножках зубьев образуются ямки — оспины, сначала весьма мелкие (глубиной 0,3—0,4 *мм*); в случае прогрессирующего питтинга эти ямки быстро увеличиваются до диаметра 2—3 *мм* и более.

Усиленный износ при прогрессирующем выкрашивании — результат неровностей зубьев и загрязнения смазки частицами металла.

В косозубых и шевронных передачах на обмявшихся или износившихся поверхностях ножек зубьев происходит как бы частичное нарушение зацепления, нагрузка возрастает. Передача на-

чинает работать с большим шумом и динамической нагрузкой, так как смятие и износ обычно идет неравномерно по зубьям, и у полюсной линии появляется уступ (наволакивание материала). При окружных скоростях порядка 5—8 *м/сек* зубья колес могут работать при глубине обмятия ножек зубьев до 1 *мм*. Допускается уменьшение толщины зубьев в результате износа до 0,1 *мм*. Если износ превышает указанную величину, необходимо определить величину допустимой нагрузки на зубья, производя расчет на изгиб.

Иногда после местной приработки зубьев выкрашивание может прекратиться (ограниченный *питтинг*). Усиленное выкрашивание приводит к отслаиванию и выпадению сравнительно больших частиц металла с образованием раковин. При появлении отслаивания необходимо установить в фильтры дополнительные магниты и чаще производить их очистку.

*Причины образования питтинга:* недостаточный контакт между зубьями вследствие неточности нарезки; искажения профиля, плохая центровка валов; деформация валов в результате значительных усилий от изгиба и кручения; недостаточное поступление масла на зацепление, либо низкая его вязкость; недостаточная чистота и твердость рабочих поверхностей зубьев. Очень часто питтинг начинается сразу после ввода редуктора в эксплуатацию из-за неправильно выбранного режима нагружения редуктора во время сдаточных испытаний.

Меры предотвращения или ограничения выкрашивания: тщательная центровка зацепления с обеспечением 95—100% контакта «на краску» по длине зуба; обкатка передачи под нагрузкой с шабрением интенсивных натиров; постепенное (ступенчатое) нагружение редуктора с доведением его до полной мощности только через несколько сотен часов работы; применение масла повышенной вязкости. Иногда интенсивное выкрашивание удается прекратить или ослабить путем азотирования изношенных зубьев шестерни.

*Заедание* характеризуется образованием глубоких борозд, вырывов металла и др. дефектов поверхности, идущих в направлении скольжения, т. е. вдоль высоты зуба. В результате заедания передача может выйти из строя. Причиной заедания является чрезмерное повышение температуры в зоне контакта вследствие скольжения зубьев и больших местных нагрузок. Склонность к заеданию обнаруживается, в частности, в передачах с полномодульной коррекцией: $\xi_{ш} = -\xi_{к} = 1$.

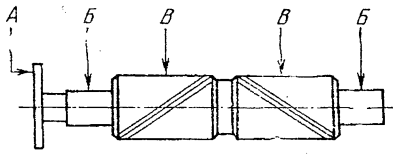
Меры предотвращения заедания: применение масла повышенной вязкости и специальных противозадирных смазок; обкатка передачи с постепенным повышением нагрузки и тщательная подгонка контакта зацепления; изменение геометрии зацепления.

Если контактные напряжения сдвига превысят предел текучести материала, произойдет *пластическая деформация* (наволакивание) рабочих поверхностей зубьев. Наволакивание сопровождается образованием вдоль зуба ведущей шестерни канавки, а вдоль ведомого колеса — «хребта» в зоне начальных окружностей, что может вызвать нарушение плавности работы зацепления и вибрацию.

Пластическая деформация зубьев может проявляться в виде гребешков на вершинах зубьев, которые необходимо опилить, округлив головки зубьев радиусом 0,3—0,5 *мм*.

Таблица 9-17

**Нормы биения шестерен**

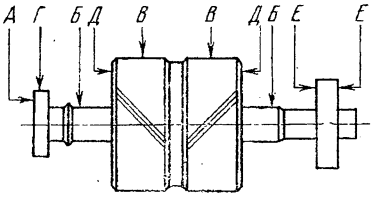



| Место замера | Допустимое биение, *мм* | | |
|---|---|---|---|
| | при изготовлении | при ремонте | в эксплуатации |
| А | 0,02 | 0,02—0,03 | 0,04—0,05 |
| Б | 0,02 | 0,02 | 0,03—0,04 |
| В | 0,02—0,04 | 0,03—0,05 | 0,04—0,06 |

Примечание. Меньшие значения относятся к шестерням и колесам первой ступени быстроходных редукторов ГТЗА и вспомогательных механизмов.

Таблица 9-18

**Нормы биения колес**




| Место замера | Допустимое биение, *мм* | | |
|---|---|---|---|
| | при изготовлении | при ремонте | в эксплуатации |
| А | 0,02 | 0,02—0,04 | 0,04—0,05 |
| Б | 0,02 | 0,03 | 0,04—0,05 |
| В | 0,03—0,04 | 0,04—0,05 | 0,05—0,08 |
| Г | 0,02—0,03 | 0,03—0,04 | 0,04—0,05 |
| Д | 0,02—0,04 | 0,04—0,06 | 0,08—0,10 |
| Е | 0,02 | 0,02—0,03 | 0,04—0,05 |

*Коррозионные разъедания* зубьев являются следствием обводнения масла или небрежного содержания редуктора в условиях длительного бездействия.

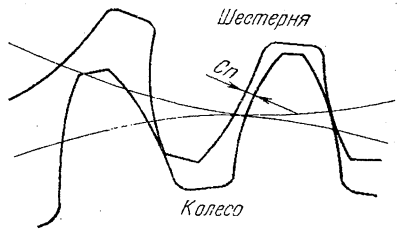



Рис. 9-6. Боковой зазор в зубчатом зацеплении

Обычно величину бокового зазора $c_п$ в зубчатом зацеплении (рис. 9-6) устанавливают в пределах 0,1—0,15 модуля. Увеличение боковых зазоров может

Таблица 9-19

**Нормы бокового зазора в зубчатом зацеплении серийных редукторов**

| Тип редуктора | Место замера: шестерня, колесо | Боковой зазор, *мм* | | |
|---|---|---|---|---|
| | | установочный | допустимый при ремонте | допустимый в эксплуатации |
| ГТЗА типа ТС-1 | I ступень | 0,35—0,70 | 0,30—1,40 | 1,6 |
| | II ступень | 0,55—1,0 | 0,50—2,0 | 2,2 |
| ГТЗА типа ТС-2 | I ступень | 0,45—0,65 | 0,40—1,30 | 1,8 |
| | II ступень | 0,54—0,78 | 0,50—1,50 | 2,5 |
| ГТЗА «Рато» (суда типа «Сергей Боткин») | I ступень | 0,3 —0,45 | 0,3 —0,9 | 1,0 |
| | II ступень | 0,5 —0,7 | 0,5 —1,2 | 1,8 |
| Турбоагрегат отработавшего пара (суда типа «Петропавловск-Камчатский») | I ступень | 0,3 —0,55 | 0,3 —0,7 | 1,0 |
| | II ступень | 0,3 —0,55 | 0,3 —0,7 | 1,0 |
| ДРА (суда типа «Казбек») | — | 0,35 —0,65 | 0,35 —1,2 | 1,3 |
| Редуктор (суда типа «Тропик») | — | 0,17—0,52 | 0,17—0,80 | 0,9 |
| Турбогенераторы ТД-600 и ТД-750 | — | 0,25—0,35 | 0,20—0,50 | 0,20—0,60 |

Таблица 9-20

**Нормы контакта зубьев серийных редукторов, %**

| Контакт зубьев | Место замера | ГТЗА | | ДРА | | Вспомогательные турбомеханизмы | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Установочный | Допустимый | Установочный | Допустимый | Установочный | Допустимый |
| На передний ход | По длине | 95 | 80 | 90 | 75 | 90 | 80 |
| | По высоте | 50 | 40 | 50 | 40 | — | — |
| На задний ход | По длине | 90 | 70 | 70 | 60 | — | — |
| | По высоте | 50 | 40 | 50 | 40 | — | — |

быть вызвано как износом рабочих поверхностей зубьев, так и увеличением межосевого расстояния вследствие износа подшипников.

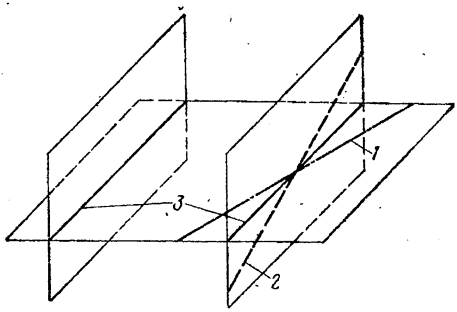



**Рис. 9-7.** Непараллельность и перекос осей редукторов:
*1* — непараллельность; *2* — перекос; *3* — правильное положение осей

Нормы контакта зубьев являются одним из наиболее важных показателей работоспособности редуктора (табл. 9-20).

Во время эксплуатации контакт контролируют по рабочим натирам на боковых поверхностях зубьев, либо по омедненным зубьям, а при ремонте — «на краску».

При нарушении центровки или нормального контакта в зацеплении производят переукладку валов на подшипниках. В отдельных случаях, при невозможности этим способом добиться удовлетворительного контакта (особенно в шевронных передачах), прибегают к шабрению и шлифованию рабочих поверхностей зубьев с последующей обкаткой передачи на пасте ГОИ или на масле под нагрузкой.

Таблица 9-21

**Норма центровки осей серийных редукторов**

| Нормы | ГТЗА | | ДРА | | Вспомогательные турбомеханизмы | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Установочные | Допустимые в эксплуат. | Установочные | Допустимые в эксплуат. | Установочные | Допустимые в эксплуат. |
| Непараллельность, *мм/м* | 0,04 | 0,06 | 0,05 | 0,10 | 0,05 | 0,10 |
| Перекос, *мм/м* . . . . . | 0,03 | 0,06 | 0,04 | 0,10 | 0,05 | 0,10 |

Примечание. Непараллельность — отклонение от номинального положения осей шестерни и колеса в их общей плоскости; перекос — взаимное скрещивание осей в плоскостях, перпендикулярных общей плоскости (рис. 9-7).