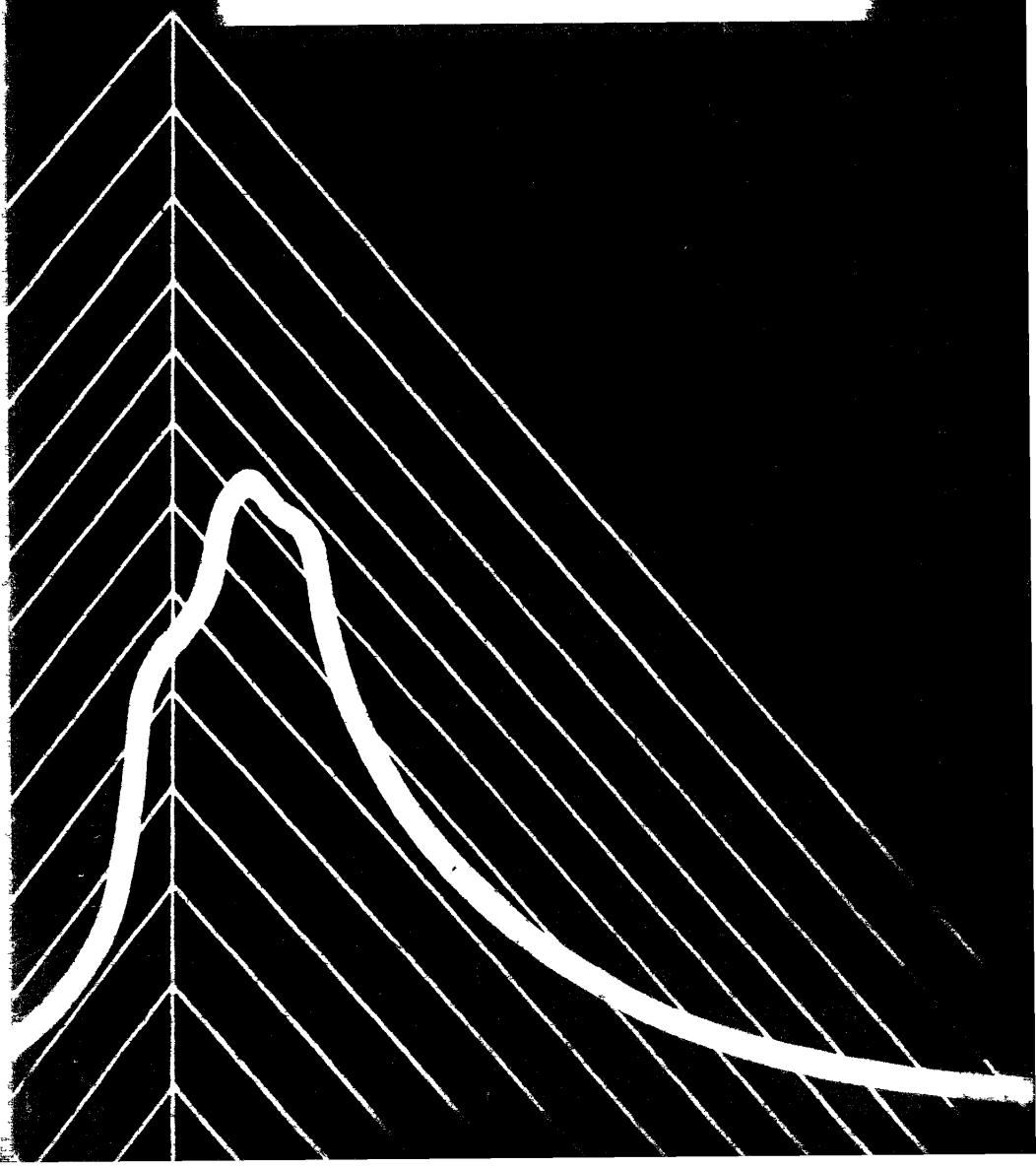


Б. И. СОЛОВЬЕВ

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ  
ИСПЫТАНИЯ  
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ



**Теплотехнические испытания и эксплуатация судовых дизелей.** Соловьев Б И Изд-во «Транспорт», 1973, стр 1—240

В книге рассматриваются режимы и характеристики работы судовых дизелей, влияние на их работу эксплуатационных факторов, выбор оптимальных режимов применительно к условиям эксплуатации. Изложены способы регулирования и индцирования Приведена организация и методика проведения сокращенных паспортных (нормировочных) теплотехнических испытаний теплоходов, обработка материалов испытаний Рассмотрены способы теплотехнических измерений и использования контрольно-измерительных приборов Книга содержит необходимый справочный материал для практического руководства при проведении теплотехнических испытаний.

В основу книги положен обобщенный и систематизированный опыт технической эксплуатации и теплотехнических испытаний энергетических установок теплоходов Дальневосточного ордена Ленина морского пароходства

Книга рассчитана на судовых механиков и работников технических служб пароходств, занимающихся технической эксплуатацией и испытанием энергетических установок Рис 117, табл 42, библи 72.

С 3185—276  
049(01)—73 276—73

272856

СОЛОВЬЕВ БОРИС ИВАНОВИЧ

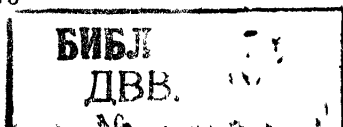
**ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Редактор В Г Лендов  
Переплет художника Е Н Волкова  
Технический редактор Е А Тихонова  
Корректоры В Г Комарова, Л С Садикова.

Сдано в набор 11/V—1973 г Подписано к печати 6/XI—1973 г  
Бумага 60×90<sup>1/16</sup>, типографская № 2 Печатных листов—116, уч.-изд л 117,2  
Тираж 5000 экз Т—16638 Изд 1—3—1/10 № 5933 Заказ № 1246 Цена 97 коп  
Издательство «Транспорт» Москва, Басманный туп, 6, а

г Тула Тип изд-ва «Коммунар».

© Издательство ТРАНСПОРТ 1973



**Глава I**

**РЕЖИМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

**§ 1. Режимы работы и классификация мощности дизелей**

Главные судовые двигатели работают на различных режимах, определяемых условиями плавания и состоянием пропульсивного комплекса (винт—корпус судна—двигатель), т. е. режим работы двигателя характеризуется нагрузкой, частотой вращения и его основными параметрами

Режим работы главного двигателя зависит прежде всего от мощности, потребляемой гребным винтом (от частоты вращения), т. е. определяется свойствами потребителя энергии. В этом и состоит особенность эксплуатации судовых двигателей. Если при определенных условиях работы двигателя параметры постоянны, то такой режим называется *установившимся*.

Нагрузка двигателя характеризуется средним индикаторным или средним эффективным давлением, индикаторной или эффективной мощностью, часовым или удельным расходом топлива.

Мощность, потребляемая, гребным винтом, зависит не только от заданной судну скорости, но и от других факторов состояния пропульсивного комплекса и гидрометеорологических условий (волнение моря, направление и сила ветра, направление и скорость течения, глубина под судном, состояние корпуса и винта, осадка и дифферент, температура и барометрическое давление наружного воздуха и т д), что должно учитываться при эксплуатации двигателя во избежание его перегрузки

Работа дизель-генераторов, наоборот, отличается постоянной частотой вращения при различных нагрузках, а следовательно, и разных мощностях

**Классификация мощностей** главных двигателей зависит от режимов их эксплуатации

*Предельно-допустимая мощность* соответствует максимальной подаче топлива и составляет 110—120% номинальной, разрешается только при кратковременной работе на заводском стенде в течение времени, оговоренного в технических условиях испытаний.

Максимальная мощность  $N_{\max}$  — наибольшая эксплуатационная мощность, которую двигатель может развивать ограниченное время, обычно не более 1 ч; составляет 110% номинальной.

Из уравнения винтовой характеристики

$$\frac{N_{\max}}{N_{\text{ном}}} = \frac{n_{\max}^3}{n_{\text{ном}}^3} = 1,1$$

можно определить частоту вращения (об/мин) двигателя, соответствующую максимальной мощности,

$$n_{\max} = \sqrt[3]{1,1 \cdot n_{\text{ном}}^3} = 1,03 n_{\text{ном}}$$

Номинальная (полная, построечная, расчетная) мощность  $N_{\text{ном}}$  — мощность, которую двигатель может развивать длительное время, гарантируется заводом-строителем при определенных условиях эксплуатации двигателя. Номинальная мощность гарантируется при температуре наружного воздуха  $t_0 = 15^\circ\text{C}$ , атмосферном давлении  $p_0 = 760$  мм рт. ст., нормальных гидрометеорологических условиях, определенных сортах топлива и масла и хорошем техническом состоянии двигателя, его систем и регулировки. При этом корпус судна должен быть чистым, а винт находиться в хорошем техническом состоянии. Номинальная мощность, принимаемая за 100%, и соответствующая ей номинальная частота вращения указываются в паспорте двигателя, в судовой и машинной документации, где для этой же мощности приводятся параметры работы главного двигателя.

Эксплуатационная мощность  $N_{\text{экс}}$  — мощность, которую двигатель может развивать без какого-либо ограничения времени, обычно

$$N_{\text{экс}} = (0,85 \div 0,90) N_{\text{ном}}, \\ n_{\text{экс}} = 0,97 n_{\text{ном}}$$

В условиях эксплуатации номинальная мощность, обычно не обеспечивается, поэтому отделы теплотехники и службы эксплуатации пароходств назначают и корректируют эксплуатационную мощность.

Экономическая мощность  $N_{\text{экон}}$  — мощность, при которой достигается минимальный удельный расход топлива. Обычно

$$N_{\text{экон}} = (0,80 \div 0,85) N_{\text{ном}}$$

Минимальная эксплуатационная мощность (мощность малого хода судна)  $N_{\text{мин}}$  — наименьшая мощность, на которой двигатель может работать без ограничения времени с минимально устойчивой частотой вращения. Малый ход ограничивается минимально устойчивой  $n_{\text{мин}}$  частотой вращения двигателя, которая должна обеспечить надежное маневрирование судна и безопасность плавания при входе судна в порт и выходе из него, при швартовке, при движении по узкому извилистому фарватеру и в караване и т. д.

Для определенного двигателя минимально устойчивая частота вращения зависит от числа цилиндров двигателя, его быстроходности и прежде всего от конструкции, состояния, регулировки и работы топливной системы, которая обеспечивает необходимую для работы степень неравномерности  $\delta_r$  подачи топлива по цилиндрам. С возрастанием степени неравномерности подачи топлива возрастает и степень неравномерности крутящего момента, в результате чего двигатель работает менее устойчиво.

Причины, вызывающие возрастание  $\delta_r$  зазоры и люфты в системе управления насосами; различная плотность плунжерных пар насосов; неоднородность форсуночных распылителей; различная затяжка пружин форсунок; различная длина нагнетательных трубопроводов топливных насосов.

При работе двигателя на частоте вращения ниже  $n_{\text{мин}}$  нарушается процесс впрыска, смесеобразования и сгорания топлива, вследствие чего возникают пропуски вспышек, самовыключение отдельных цилиндров, повышенная неравномерность вращения вала и, наконец, самопроизвольная остановка двигателя. Поэтому двигатель, работающий на гребной винт, согласно Правилам Регистра СССР, должен обеспечить устойчивую работу при наименьшей  $n_{\text{мин}} \leq 0,3 n_{\text{ном}}$ .

Для малооборотных судовых дизелей действительные значения  $n_{\text{мин}}$  обычно ниже и составляют  $(0,2 - 0,25) n_{\text{ном}}$  и даже  $(0,15 - 0,17) n_{\text{ном}}$  для двигателей некоторых типов [15]. У быстроходных двигателей значения  $n_{\text{мин}}$  выше.

Обычно минимальная эксплуатационная мощность двигателя не регламентируется и не указывается в судовой документации, а минимально устойчивая частота вращения должна всегда указываться в паспорте двигателя (табл. 1).

Приведенная мощность. Мощность двигателя зависит от давления и температуры воздуха перед впускными органами цилиндра двигателя. Поэтому для сравнения мощности двигателей, испытанных при внешних условиях, отличных от нормальных, значение мощности приводится к стандартным нормальным условиям.

Приведенная мощность  $N_0$  при  $t_0$  и  $p_0$  определяется по формуле

$$N_0 = N \frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{273+t}{273+t_0}} \text{ л. с.},$$

где  $N$  — мощность, полученная на испытаниях при давлении воздуха перед впускными органами  $p$  и температуре  $t$ .

Для предохранения двигателей от тепловых перегрузок ПТЭ предусматривают снижение мощности на 3% на каждые  $10^\circ$  повышения температуры воздуха сверх  $20^\circ\text{C}$  перед входом в цилиндр, а также при уменьшении барометрического давления на каждые 25 мм рт. ст. ниже 760 мм рт. ст. При этом температура воздуха измеряется у четырехтактных двигателей — перед входом его в воздушный коллектор, у двухтактных без наддува и воздухоохла-

Таблица 1

## Минимально устойчивая частота вращения некоторых двигателей

Тип двигателя	Тип судна	$n_{\text{мин}}$ об/мин	$n_{\text{ном}}$ об/мин	$n_{\text{мин}}/n_{\text{ном}}$
8ДР43/61	«Малоярославец», «Казбек», «Баскун- чак»	80—90	250	0,32—0,36
«Бурмейстер и Вайн» 550VTBF1110, 562VT2BF140, 874VT2BF160, 874VT2BF160, 684VT2BF180	«Певек», «Аксай», «Алтай» «Беломорсклес» «Тикси» «Омск», «Пула» «Белорецк»	38—40 22 24,5 33 25—27	170 135 115 115 110	0,22—0,23 0,163 0,21 0,28 0,23—0,26
«Зульцер» 6TD56,	«Николай Остров- ский»	36	155	0,23
5SAD72, 6RD76, 8RD76	«Волголес» «Интернационал» «Дубровник»	25—30 30 20—25	125 122 119	0,2—0,24 0,25 0,17—0,21
МАН K6Z57/80C	«Повенец», «Пио- нер»	60	185	0,324
K9Z70/120 «Фиат» 456T	«Выборг» «Норильск»	40 55	130 200	0,31 0,28

дителя — перед продувочным насосом, у двигателей с наддувом и воздухоохладителем — в ресивере продувочного воздуха.

Таким образом, двигатель может работать без ограничений во времени в пределах от эксплуатационной до минимально эксплуатационной мощности.

## § 2. Характеристики работы главных дизелей

**Общие сведения.** Паспортные параметры двигателя характеризуют его работу на одном режиме, обычно номинальном. В паспорте не показывают, как эти параметры изменяются на других режимах, что очень важно знать в эксплуатации.

Для качественной оценки, сопоставления и анализа технико-экономических показателей работы двигателей на разных режимах и в разных эксплуатационных условиях пользуются характеристиками двигателей. Характеристики двигателей — это графики, представляющие собой функциональные зависимости между основными параметрами двигателей и факторами, влияющими на их работу. Основными параметрами, характеризующими работу двигателя, являются крутящий момент, мощность двигателя, частота вращения, удельный и часовой расходы топлива, индикаторный, эффективный и механический к. п. д.,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_c$ ,  $p_{\text{пр}}$ ,  $t_{\text{о.г}}$ .

Характеристики составляются по материалам испытаний пра-

вильно отрегулированных и находящихся в нормальном техническом состоянии двигателей, обычно при стендовых испытаниях двигателя, а затем уточняются при ходовых приемо-сдаточных испытаниях. Характеристики, полученные на стенде и при приемо-сдаточных испытаниях, являются первичными.

В процессе эксплуатации судна, после ремонта, во время теплотехнических испытаний и обследований также производится определение характеристик двигателя и судна (вторичные характеристики), сравнивая которые с первичными, можно судить о правильности технического состояния двигателя и его технической эксплуатации.

У судовых двигателей различают следующие виды характеристик: скоростные, нагрузочные, ограничительные, регуляторные, обобщенные.

**Скоростные характеристики** — это характеристики, в которых за независимое переменное выбрана частота вращения двигателя или скорость хода судна. В свою очередь различают скоростные характеристики — внешние и винтовые.

**Ограничительные характеристики** устанавливают пределы эксплуатационных режимов работы двигателей по условиям надежности, т. е. определяют максимально допустимую механическую и тепловую напряженность двигателей.

**Регуляторные характеристики** выражают зависимость мощности, среднего эффективного или индикаторного давления, крутящего момента от частоты вращения двигателя в период действия регулятора числа оборотов при определенной его настройке.

**Обобщенные характеристики** — это совокупность скоростных, ограничительных и регуляторных характеристик. Они позволяют определять эксплуатационные режимы длительной работы двигателя.

Основные графические характеристики двигателей — внешняя, винтовая и нагрузочная. Ограничительные, регуляторные и обобщенные характеристики не снимаются и не строятся во время нормировочных теплотехнических испытаний, поэтому в книге способы их построения не рассматриваются.

**Внешние характеристики.** Внешняя характеристика — это графическая зависимость мощности двигателя или крутящего момента от частоты вращения двигателя при наибольшем полезном постоянном ходе плунжера топливных насосов высокого давления и при регулировке их на оптимальный угол начала подачи топлива. Она выражается зависимостью

$$N_i = C p_i n,$$

где  $p_i$  — среднее индикаторное давление двигателя,  $\text{кгс/см}^2$ ;

$C$  — постоянная двигателя, равная произведению постоянной цилиндра  $K$  на число цилиндров двигателя  $i$  или определяемая по формуле

$$C = \frac{\pi D^2 S z l}{1800};$$



здесь  $D$  — диаметр цилиндра, см;  
 $S$  — ход поршня, м;  
 $z$  — коэффициент тактности; для двухтактных двигателей простого действия  $z=1$ , для четырехтактных  $z=0,5$ ;  
 $i$  — число цилиндров.

Внешние характеристики строятся по данным стендовых испытаний для полезных ходов плунжера насоса, соответствующих максимальному, номинальному и частичным режимам работы двигателя. Можно получить бесконечное множество этих характеристик, так как при данном числе оборотов в условиях эксплуатации мощность изменяется от минимальной до максимальной. Различают следующие внешние характеристики (рис. 1).

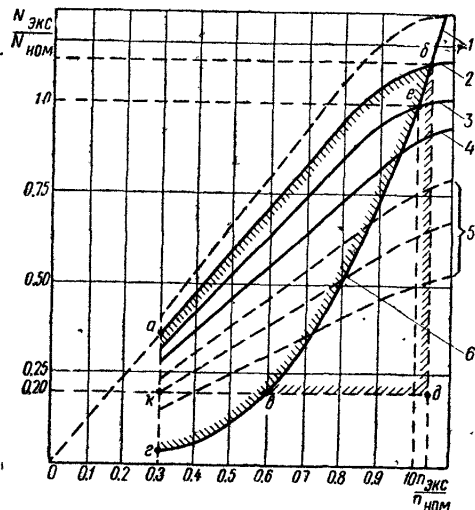


Рис. 1. Характеристики судового двигателя:  $a, g$  — минимально устойчивая частота вращения,  $k, b$  — минимальная нагрузка двигателя, работающего при  $n=\text{const}$ ;  $a, b, g, k$  — поле возможных мощностей главных двигателей, работающих на гребной винт;  $b, d, k, a, b$  — поле возможных мощностей двигателей, работающих при  $n=\text{const}$

Внешняя характеристика предела дымления (кривая 1 на рис. 1) снимается при регулировке топливного насоса, соответствующей предельно допустимой мощности и средним индикаторным давлениям для всего рабочего диапазона частоты вращения. Эта характеристика устанавливает предельные возможности двигателя

по мощности в связи с его перегрузкой и перенапряженностью.

При работе двигателя на этой характеристике наблюдаются: дымный выхлоп вследствие предельно допустимых значений коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ; большой расход топлива; высокие температуры выхлопных газов, так как процесс сгорания переходит далеко на ход расширения; нарушение теплового равновесия двигателя; образование в камере сгорания большого нагара.

Поэтому на данной характеристике допускается только кратковременная (время указывается в инструкции испытаний) работа двигателя при испытаниях на заводском стенде и для каждого промежуточного режима требуется специальная регулировка. Малейший недосмотр при испытаниях может привести к аварии — заеданию поршня, зависанию клапанов и т. д. В эксплуатации работа двигателя по этой характеристике или даже на отдельных ее точках недопустима.

Внешняя характеристика максимальной мощности (кривая 2 на рис. 1) не должна превышать в эксплуатации. Для

этого на судовых двигателях часто ограничивают перемещение рейки насоса в сторону увеличения подачи (устанавливают особый упор). Работать на этой характеристике разрешается не более 1 ч.

Внешняя характеристика номинальной мощности (кривая 3 на рис. 1) является основной, для которой заводы-изготовители гарантируют все главные технико-эксплуатационные показатели работы двигателя.

Внешняя характеристика эксплуатационной мощности (кривая 4 на рис. 1) лежит обычно несколько ниже  $N_{\text{ном}}=f(n)$  и должна обеспечить длительную, надежную и экономичную работу двигателя в эксплуатации.

Внешние характеристики частичных (долевых) мощностей (кривые 5 на рис. 1) осуществляются при уменьшенных подачах топлива на цикл (кривая 6 на рис. 1 — винтовая характеристика).

Винтовые характеристики. Это зависимости мощностей или крутящих моментов, развиваемых главным двигателем, от его частоты вращения при работе на гребной винт (рис. 2), т. е.

$$N=f(n) \text{ или } M_{\text{кр}}=f(n).$$

Винтовые характеристики отражают взаимодействие двигателя, корпуса судна и гребного винта постоянного шага. Двигатель, работающий по этой характеристике, должен обеспечить получение мощности или крутящего момента, поглощаемых винтом, на всем диапазоне частоты вращения от  $n_{\text{макс}}$  до  $n_{\text{мин}}$ . Изменение мощности по винтовой характеристике в основном определяется характером изменения полного сопротивления воды движению судна в зависимости от скорости.

Обычно принимают, что мощность, поглощаемая гребным винтом постоянного шага, пропорциональна кубу частоты вращения двигателя, т. е.

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

Это выражение применимо только для водоизмещающих судов с относительно невысокой скоростью хода. В действительности для ряда классов судов закон изменения мощности, поглощаемой винтом, значительно отличается от кубической параболы. Из кубической зависимости мощности от частоты вращения видно, что незначительное изменение частоты вращения приводит к резкому изменению мощности. Например, повышение частоты вращения

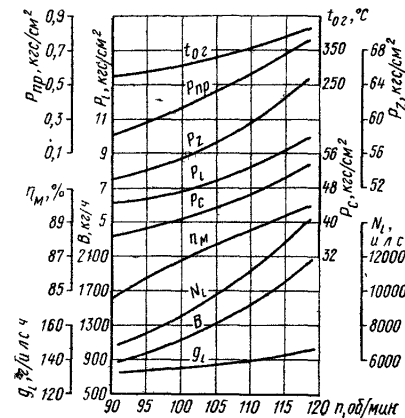


Рис. 2. Винтовые характеристики двигателя «Бурмейстер и Вайн» 874 VT2BF160 теплохода «Орехов» (осадка  $T_{\text{ср}}=7,2$  м)

на 3% сверх номинальной приводит к повышению мощности на 10%, т. е. к перегрузочному режиму.

При работе по винтовой характеристике скорость судна пропорциональна частоте вращения главного двигателя, т, е.

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

График этой зависимости представляет собой прямую линию, по нему обычно проверяют во время испытаний, правильно ли замерена скорость судна и частота вращения двигателя. Крутящие моменты и средние эффективные давления зависят от частоты вращения:

$$\frac{M_1}{M_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2,$$

$$\frac{p_{e1}}{p_{e2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2.$$

Винтовая характеристика получается путём изменения подачи топлива и частоты вращения от номинальных до минимально устойчивых. Величина  $n_{\min}$  определяет нижнюю границу эксплуатационных режимов винтовой характеристики и является основным показателем режимов малого хода.

Зона возможных эксплуатационных мощностей главных судовых двигателей находится между внешней характеристикой максимальной мощности 2 и винтовой характеристикой б, т. е. ограничена полем *абеваг* (см. рис. 1). На всех остальных режимах будет значительная недогрузка двигателя, что отрицательно влияет на экономические показатели установки. Точка пересечения *е* винтовой характеристики с внешней характеристикой номинальной мощности является точкой номинальной мощности.

Минимально устойчивая нагрузка судового двигателя, работающего при  $n = \text{const}$ , составляет  $N \approx (0,20 \div 0,25) N_{\text{ном}}$  (поле *бдвк* на рис. 1).

На стендовых испытаниях снимаются винтовые характеристики работы двигателя, соответствующие кубической зависимости. В эксплуатации эта зависимость несколько нарушается, так как скольжение винта при уменьшении частоты вращения увеличивается. Поэтому винтовая характеристика, построенная по результатам ходовых испытаний, более точно отражает зависимость мощности от частоты вращения с учетом работы винта. Но ходовые испытания обычно проводятся в балласте, сопротивление воды движению судна незначительно, отчего двигатель работает с недогрузом, легко развивает номинальную частоту вращения, т. е. работает по облегченной винтовой характеристике. Основная винтовая характеристика, по которой двигатель работает во время эксплуатационных переходов судна в груз, может быть построена только на основании результатов теплотехнических испытаний, проводимых при полной грузовой осадке.

**Нагрузочные характеристики.** Это характеристики, у которых

за независимое переменное выбрана нагрузка (мощность, крутящий момент, среднее эффективное или среднее индикаторное давление, удельный расход топлива). Зависимыми величинами являются любые другие (по выбору) параметры работы двигателя. Нагрузочные характеристики снимают при разных подачах топлива, и оптимальных углах начала подачи топлива, но при постоянной частоте вращения — обычно для вспомогательных двигателей, работающих на генератор (рис. 3).

Нагрузочная характеристика дизель-генераторов выражает зависимость часового и удельного расхода топлива, температуры отходящих газов, положения топливной рукоятки, значений  $p_z$  и  $p_c$  от эффективной мощности двигателя или мощности генератора.

В эксплуатации для определения мощности судовых двигателей, которые не имеют индикаторного привода, пользуются косвенным способом, используя совмещенные графики серий нагрузочных характеристик, снятых на стенде при разных скоростных режимах. Например, по замеренной

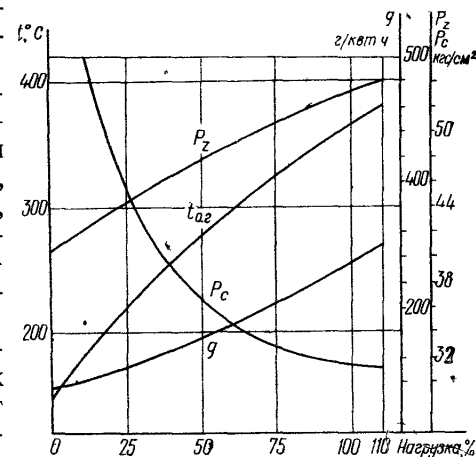


Рис. 3. Нагрузочные характеристики вспомогательного двигателя «Бурмейстер и Вайн» 625МТВН40 фирмы «Хитачи»

на судне величине отношения часового расхода топлива к частоте вращения и используя совмещенные нагрузочные характеристики, определяется среднее эффективное давление. По формуле  $N_e = C p_e n$  можно определить эффективную мощность двигателя.

**Ходовые характеристики.** Ходовой характеристикой судна называется зависимость, связывающая мощность главного двигателя  $N_i$ , частоту вращения гребного винта  $n$ , скорость  $v$  и посадку  $T$  судна при нормальных гидрометеорологических условиях в зависимости от режимов работы двигателя. Определение составляющих ходовой характеристики и ее построение являются одной из главных задач теплотехнических испытаний. Вид ходовой характеристики  $N_i = f(n, v, T)$  определяется размерами и состоянием гребного винта, корпуса, работой двигателя и гидрометеорологическими условиями. Всякое изменение этих элементов (винта, корпуса и др.) существенно влияет на ходовую характеристику, поэтому испытания проводятся только при удовлетворительном их состоянии.

Испытания для определения составляющих ходовой характеристики проводят при переходе судна в груз для нескольких осадок и при ходе в балласте с различной нагрузкой двигателя — режим-

ные опыты при 100, 75, 50, 25, 110% номинальной мощности двигателя.

Ходовые характеристики судна могут быть построены или непосредственно по полученным опытным значениям  $N_i$ ,  $n$ ,  $v$ ,  $T$ , или расчетным путем с использованием данных теплотехнических испытаний (так как чаще всего суда испытываются во время эксплуатационных рейсов, когда невозможно установить несколько грузовых осадок и режимные опыты с одинаковой частотой вращения гребного винта).

Ниже рассмотрены способы построения ходовой характеристики.

Первый способ применяется, когда испытания проведены в полном объеме (в грузу на двух-трех осадках и в балласте на одной осадке) Ходовую характеристику в этом случае находят следующим образом. По результатам испытаний строят два вспомогательных

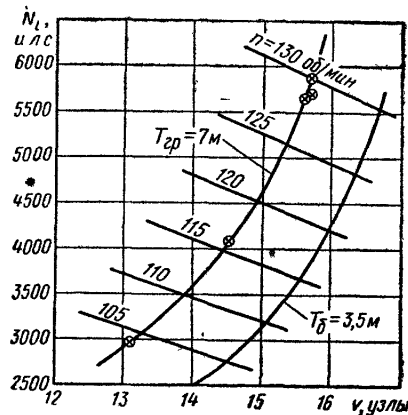


Рис 4. Ходовая характеристика

[35, 67] приводятся на примере теплохода «Путятин» типа «Беломорсклес».

Исходные данные:

Длина судна между перпендикулярами . . . . .	$L=115$ м
Ширина судна . . . . .	$B=16,7$ м
Осадка судна в грузу . . . . .	$T_{гр}=7$ м
Объемное водоизмещение в грузу . . . . .	$V=9330$ м <sup>3</sup>
Диаметр винта . . . . .	$D_B=4,5$ м
Шаг винта . . . . .	$H=4,1$ м
Дисковое отношение . . . . .	$\theta=0,534$
Число винтов . . . . .	$x=1$
Коэффициент полноты водоизмещения . . . . .	$\delta=0,695$

$$\delta = \frac{V}{LBT} = \frac{9330}{115 \cdot 16,7 \cdot 7} = 0,695.$$

Порядок расчета

1. Коэффициент попутного потока  $w$

$$w = 0,165 \cdot \delta^x \sqrt{\frac{3}{V} \frac{V}{D_B}} = 0,165 \cdot 0,695 \sqrt{\frac{3}{4,5} \frac{9330}{4,5}} = 0,2485,$$

где  $x$  — число винтов (при одном винте  $x=1$ ).

2. Коэффициент попутного потока по Тейлору для одновинтового судна

$$w = 0,5\delta - 0,1 = 0,5 \cdot 0,695 - 0,1 = 0,247$$

(для двухвинтового судна  $w = 0,5\delta - 0,16$ ).

Принимаем  $w = 0,248$ .

3. По данным теплотехнических испытаний судна в грузу составляем табл. 2. Для полученных при испытаниях значений  $v/n$  определяем скольжение  $s$  по формуле

$$\frac{v}{n} = \frac{1-s}{\frac{30,8}{H} (1-w)}$$

и вносим в эту же таблицу.

Таблица 2

Исходные данные для построения ходовой характеристики

Номер опыта	$N_i$ , и.л.с.	$n$ , об/мин	$v$ , узлы	$v/n$	$s$
1	5665	128	15,6	0,1220	0,310
2	5873	130,5	15,7	0,1203	0,320
3	4070	116	14,55	0,1254	0,292
4	2966	103,5	13,1	0,1265	0,286
5	5695	129	15,7	0,1217	0,313

После подстановки численных значений находим:

$$\frac{v}{n} = \frac{1-s}{\frac{30,8}{4,1} (1-0,248)} = \frac{1-s}{5,65} = 0,177(1-s).$$

$$s = 1 - \frac{v}{0,177n}$$

4. Так как согласно данным испытаний значения  $v/n$  колеблются в пределах от 0,1203 до 0,1265 (см табл. 2), чему соответствуют скольжения от 0,286 до 0,320, то значения  $K'_2$  (это отношение мощности, необходимой для вращения винта при данном скольжении, к мощности, необходимой для вращения с тем же числом оборотов при скольжении, равным нулю) достаточно найти для скольжений  $s=0,75$ ;  $s=0,50$ ;  $s=0,25$ .

5. Определяем значение  $v/n$  для принятых величин  $s$ :

- при  $s=0,75$   $v/n = 0,177(1-0,75) = 0,0443$ ;
- при  $s=0,50$   $v/n = 0,177(1-0,50) = 0,0884$ ;
- при  $s=0,25$   $v/n = 0,177(1-0,25) = 0,1327$ .

6. Подсчитываем коэффициент  $K'_2$  для скольжений  $s$ , равных 0,75; 0,50; 0,25 по формуле (формула применима для четырехлопастных винтов с  $\theta=0,4$  + 0,7 и шаговым отношением  $H/D_B = 0,8$  + 1,5)

$$K'_2 = 1 + 0,6s + a(\theta - b) \left( 2,08 - \frac{D_B}{H} \right).$$

Коэффициенты  $a$  и  $b$  выбираем из табл 3

Таблица 3  
Коэффициенты  $a$  и  $b$

$s$	0,25	0,5	0,75
$a$	1,27	2,64	4,16
$b$	0,05	0,10	0,16

при  $s=0,75$   $K'_2=2,975$ ;  
при  $s=0,5$   $K'_2=2,424$ ;  
при  $s=0,25$   $K'_2=1,754$ .

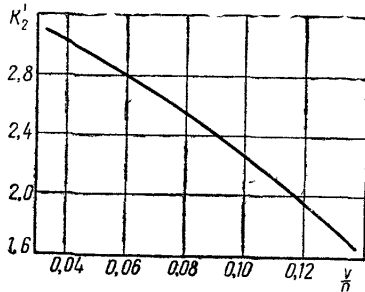


Рис. 5. Первый вспомогательный график.

7. По полученным значениям  $K'_2$  и отношениям  $v/n$  строим первый вспомогательный график (рис. 5): по оси абсцисс откладываем  $v/n$ , по оси ординат  $K'_2$ .

8. Из первого вспомогательного графика определяем значения  $K'_2$  для величин  $v/n$ , полученных при теплотехнических испытаниях, и вносим их в табл. 4.

9. Определяем значения

$$C_N \cdot 10^4 = \frac{N_i \cdot 10^4}{n^3}, \quad x_N \cdot 10^4 = \frac{C_N \cdot 10^4}{K'_2}$$

и переносим их в табл. 4.

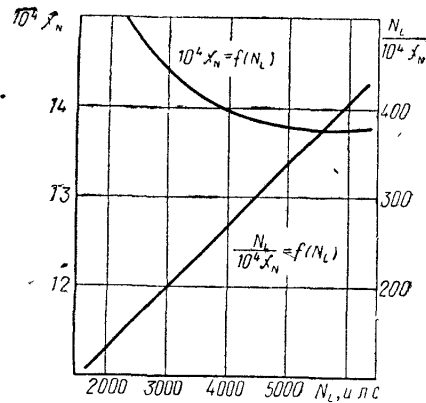


Рис. 6. Второй вспомогательный график.

Таблица 4  
Данные для построения второго вспомогательного графика (см. рис. 6)

Порядковый номер опыта	$n$ , об/мин.	$v$ , узлы	$N_i$ , и. л. с.	$\frac{v}{n}$	$K'_2$	$\frac{n^3}{10^4}$	$C_N \cdot 10^4$	$x_N \cdot 10^4$	Данные для построения нижней кривой второго вспомогательного графика		
									$N_i$ (принимается)	$x_N \cdot 10^4$ (принимается со 2-го графика)	$\frac{N_i}{x_N \cdot 10^4}$
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	128	15,6	5665	0,1220	1,925	209,5	28,1	14,60	6000	13,74	437
2	130,5	15,7	5873	0,1203	1,954	222	25,5	13,00	5000	13,78	363
3	116	14,55	4070	0,1254	1,870	156	26,1	13,96	4000	13,97	287
4	103,5	13,1	2966	0,1265	1,852	111	26,7	14,40	3000	14,42	208
5	129	15,7	5695	0,1217	1,930	215	26,5	13,74	2000	15,31	131

Таблица 5  
Сводные данные для построения ходовой характеристики

$n$ , об/мин	$\frac{n^3}{10^4}$	Скорость $v$ при $\frac{v}{n}$ , равно:			$\frac{N_i}{x_N \cdot 10^4} = \frac{n^3 K'_2}{10^4}$			$x_N \cdot 10^4$ из второго вспомогательного графика			$N_i = \frac{N_i}{10^4} \cdot 10^4 x_N$		
		0,12	0,123	0,127	$\frac{v}{n} = 0,12$ $K'_2 = 1,96$	$\frac{v}{n} = 0,123$ $K'_2 = 1,91$	$\frac{v}{n} = 0,127$ $K'_2 = 1,845$	$\frac{v}{n} = 0,12$ $K'_2 = 1,96$	$\frac{v}{n} = 0,123$ $K'_2 = 1,91$	$\frac{v}{n} = 0,127$ $K'_2 = 1,845$	$\frac{v}{n} = 0,12$	$\frac{v}{n} = 0,123$	$\frac{v}{n} = 0,127$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
135	246	16,2	16,6	17,14	482	470	454	13,72	13,73	13,73	6620	6450	6240
130	219,7	15,6	16,0	16,50	430	419	406	13,74	13,74	13,74	5920	5770	5580
125	195,3	15,0	15,4	15,86	383	373	361	13,75	13,76	13,78	5270	5130	4970
120	172,8	14,4	14,76	15,24	339	330	319	13,82	13,84	13,86	4680	4570	4420
115	152,1	13,8	14,15	14,60	298	291	281	13,93	13,95	14,00	4150	4060	3930
110	133,1	13,2	13,54	13,98	261	252	245	14,08	14,13	14,17	3670	3560	3470
105	115,8	12,6	12,93	13,35	227	221	213	14,28	14,32	14,38	3240	3170	3060
100	100	12,0	12,30	12,70	196	191	184,5	14,52	14,57	14,64	2950	2780	2700

10. Строим второй вспомогательный график (рис. 6). По значениям граф 3 и 8 строим кривую зависимости  $x_N \cdot 10^4 = f(N_i)$  (верхняя кривая) и по значениям граф 9 и 11 (см. табл. 4) строим нижнюю кривую зависимости  $\frac{N_i}{x_N \cdot 10^4} = f(N_i)$ .

11. Для трех выбранных величин  $v/n$ , которые охватывают весь интервал опытных данных, подсчитываем скорости  $v$  при частоте вращения от 135 до 100 об/мин через каждые 5 об/мин и заносим в табл. 5.

12. Из первого вспомогательного графика определяем  $K'_2$  для трех выбранных значений  $v/n$  и подсчитываем  $\frac{N_i}{x_N \cdot 10^4}$  для принятых частот вращения от 135 до 100 об/мин. Полученные значения заносим в табл. 5 в графы 6, 7, 8.

13. Из второго вспомогательного графика по значениям  $\frac{N_i}{x_N \cdot 10^4} = \frac{n^3 K'_2}{10^4}$ , взятым из граф 6, 7, 8 табл. 5, находим величины  $x_N \cdot 10^4$  и заносим их соответственно в графы 9, 10 и 11 табл. 5.

14. Перемножаем величины соответственно в графах 6, 7, 8 на величины граф 9, 10, 11 и полученные результаты вписываем в графы 12, 13, 14 табл. 5. Это будут искомые мощности  $N_i$  для построения ходовой характеристики  $N_i = f(v, n, T)$ .

Значения  $N_i$  можно было бы непосредственно получить с нижней кривой (см. рис. 6), однако точность при этом была бы недостаточной.

15. Строим линии равных оборотов (см. рис. 4), данные для которых берем из соответствующих граф табл. 5. Для каждого выбранного значения частоты вращения наносим по три точки, координаты которых — скорости из граф 3, 4, 5 и мощности из граф 12, 13, 14 при соответствующих значениях  $v/n$ . Эти точки соединяем прямой, получаются линии равных частот вращения от 135 до 100 об/мин.

16. В соответствии с табл. 2 на полученный график (см. рис. 4) наносим опытные точки зависимости скорости и мощности, через которые проводим кри-

вую. Это и будет ходовая характеристика при осадке  $t_{гр} = t$  м, построенная на основании опытных данных.

Аналогично, по данным испытаний судна в балласте, строится кривая зависимости  $N_i = f(v, n, T)$ .

17. Для определения ходовой характеристики судна при осадке  $T_6$ , несколько отличной от грузовой  $T_{гр}$ , и когда винт не выходит из воды (или для грубо приближенного определения ходовой характеристики для судна в полугрузу или в балласте), произвольно взятые ординаты полученной ходовой характеристики для судна в грузу (см. рис. 4) умножают на величину

$$\left(\frac{T_6}{T_{гр}}\right)^{2(1-\delta)}$$

В нашем примере для осадки судна в балласте при  $T_6 = 3,5$  м эта величина будет равна

$$\left(\frac{T_6}{T_{гр}}\right)^{2(1-\delta)} = \left(\frac{3,5}{7}\right)^{2(1-0,695)} = 0,5^{0,61} = 0,6552.$$

Точность ее построения проверяется путем нанесения на график опытных точек, полученных в балластном переходе.

Третий способ — ходовая характеристика строится расчетным путем по элементам гребного винта с использованием результатов теплотехнических испытаний. Рассмотрим пример построения ходовой характеристики для теплохода «Путятин» типа «Беломорсклес» с главным двигателем «Бурмейстер и Вайн» типа 562VT2BF140 [71].

Исходные данные судна:

Длина между перпендикулярами . . . . .	$L = 115$ м
Объемное водоизмещение . . . . .	$V = 9330$ м <sup>3</sup>
Коэффициент полноты водоизмещения . . . . .	$\delta = 0,695$
Диаметр винта . . . . .	$D^* = 4,5$ м
Шаг винта . . . . .	$H = 4,1$ м
Шаговое отношение . . . . .	$H/D_B = 0,911$
Число винтов . . . . .	$x = 1$

Таблица 6

Результаты режимных опытов теплотехнических испытаний при средней осадке судна 7 м

Показатели	Обозначение	Размерность	Опыты				
			1	2	3	4	5
Частота вращения гребного винта . . . . .	$n$	об/мин	128	130,5	116	103,5	129
Скорость судна . . . . .	$v$	узлы	15,6	15,7	14,55	13,1	15,7
Индикаторная мощность главного двигателя . . . . .	$N_i$	и.л.с.	5665	5873	4070	2966	5695
Механический к. п. д. гребной установки . . . . .	$\eta_{м.г.у}$		—	0,84	—	—	—

Под механическим к. п. д. гребной установки  $\eta_{м.г.у}$  понимается произведение механического к. п. д. главного двигателя при номинальной мощности  $\eta_m$

на к. п. д. валопровода  $\eta_v = 0,95 \div 0,98$  (в зависимости от типа упорного подшипника).

$$\eta_{м.г.у} = \eta_m \eta_v.$$

Порядок расчета.

1. Коэффициент механических потерь  $C$  определяется по параметрам номинального режима работы главного двигателя или по близким к нему параметрам:

$$C = (1 - \eta_{м.г.у}) \frac{N_i}{n^2} = (1 - 0,84) \frac{5873}{130,5^2} = 5,53 \cdot 10^{-2}.$$

2. Для определения величин  $x$  и  $y$  составляют табл. 7.

Таблица 7

Расчет величин  $x$  и  $y$

Расчетные величины	Опыты				
	1	2	3	4	5
$x = \frac{v}{n}$	0,122	0,1203	0,1254	0,1265	0,1217
$Cn^2 = 5,53 \cdot 10^{-2} n^2$	905	943	744	592	918
$N = N_i - Cn^2$	4760	4930	3326	2374	4777
$n^3 \cdot 10^{-6}$	2,095	2,22	1,56	1,11	2,15
$y \cdot 10^3 = \frac{N}{n^3} \cdot 10^3$	2,27	2,22	2,13	2,135	2,22

3. Число Фруда

$$Fr = \frac{0,515v}{\sqrt{gL}} = \frac{0,515 \cdot 15,7}{\sqrt{9,8 \cdot 115}} = 0,241,$$

где  $v$  — скорость судна; берется при мощности, близкой к номинальной;  $g = 9,8$  м/сек<sup>2</sup> — ускорение свободно падающего тела.

4. Коэффициент попутного потока

$$w = 0,1658x \sqrt{\frac{V}{D_B}} - 0,1(Fr - 0,2) = 0,2444.$$

5. Усредненные значения  $x_0$  и  $y_0$  для всех опытов

$$x_0 = \frac{\sum x_i}{n_i} = \frac{0,122 + 0,1203 + 0,1254 + 0,1265 + 0,1217}{5} = 0,1232,$$

где  $n_i$  — количество опытов;

$$y_0 = \frac{\sum y_i}{n_i} = \frac{(2,27 + 2,22 + 2,13 + 2,135 + 2,22) \cdot 10^{-3}}{5} = 2,195 \cdot 10^{-3}.$$

6. Поступь гребного винта, соответствующая  $\sqrt{x_0}$

$$\lambda_{р0} = 30,9 \frac{1-w}{D_B} \cdot x_0 = 30,9 \frac{1-0,2444}{4,5} \cdot 0,1232 = 0,639.$$

7. Величины  $\sqrt{K_2}$ , соответствующие принятым значениям  $\lambda_{p1}$  и  $\lambda_{p2}$ , определяются из диаграммы  $\sqrt{K_2} = f(\lambda_p)$  (рис. 7),

$$\lambda_{p1} = 0,70 \quad (\sqrt{K_2})_1 = 0,152;$$

$$\lambda_{p2} = 0,50 \quad (\sqrt{K_2})_2 = 0,176.$$

8. Расчетные величины  $x$  и  $y$ :

$$x_1 = \frac{D_B \lambda_{p1}}{30,9(1-w)} = \frac{4,5 \cdot 0,70}{30,9(1-0,2444)} = 0,135;$$

$$x_2 = \frac{D_B \lambda_{p2}}{30,9(1-w)} = \frac{4,5 \cdot 0,50}{30,9(1-0,2444)} = 0,0964;$$

$$y_1 = \frac{2\pi\rho D^5}{75 \cdot 60^3} (\sqrt{K_2})_1^2 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 102,5 \cdot 4,5^5 \cdot 0,152}{75 \cdot 60^3} = 1,115 \cdot 10^{-3};$$

$$y_2 = \frac{2\pi\rho D_e^5}{75 \cdot 60^3} (\sqrt{K_2})_2^2 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 102,5 \cdot 4,5^5 \cdot 0,176}{75 \cdot 60^3} = 1,29 \cdot 10^{-3},$$

где  $\rho$  — плотность (удельный вес) морской воды.

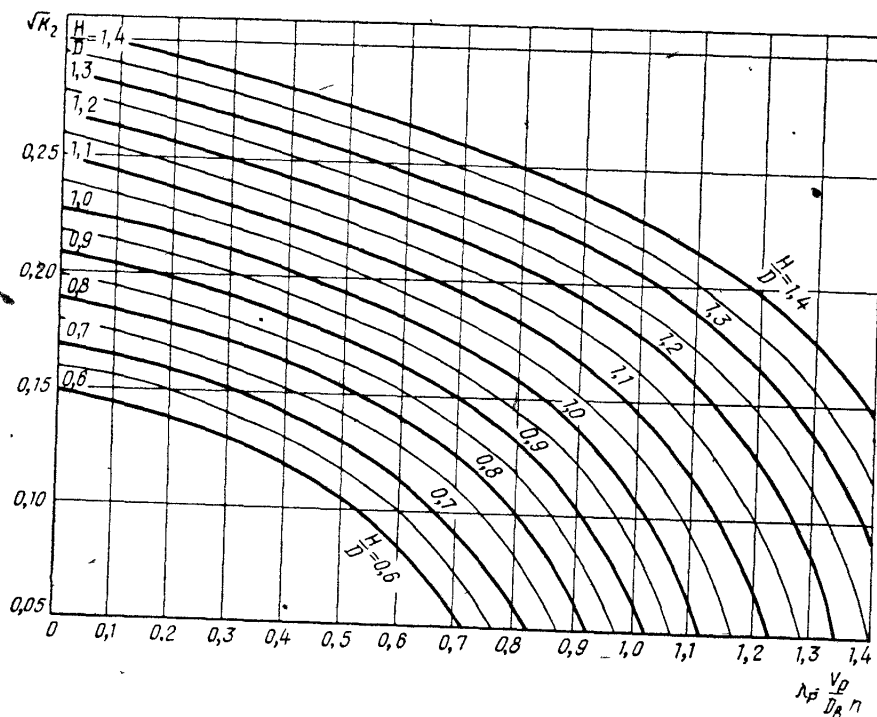


Рис. 7. Диаграмма  $\sqrt{K_2} = f(\lambda_p)$  для гребных винтов ( $z=4$ ;

$$\theta=4; \lambda_p = \frac{V_p}{D_B n}$$

9. Величины  $A$  и  $B$ :

$$A = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{1,29 \cdot 10^{-3} - 1,115 \cdot 10^{-3}}{0,0964 - 0,135} = -4,54 \cdot 10^{-3},$$

$$B = y_0 - Ax_0 = 2,195 \cdot 10^{-3} - (-4,54 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,1232 = 2,755 \cdot 10^{-3}.$$

10. Величины  $x$ , соответствующие принятым значениям:

$$y' = 1,5 \cdot 10^{-3} \quad \text{и} \quad y'' = 2,5 \cdot 10^{-3},$$

$$x' = \frac{y' - B}{A} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} - 2,755 \cdot 10^{-3}}{-4,54 \cdot 10^{-3}} = 0,276,$$

$$x'' = \frac{y'' - B}{A} = \frac{2,5 \cdot 10^{-3} - 2,755 \cdot 10^{-3}}{-4,54 \cdot 10^{-3}} = 0,0562.$$

При выборе  $y''$  необходимо его величину принимать меньше, чем значение  $B$ ; в противном случае  $x$  получается отрицательным, что в дальнейшем усложняет построение ходовой характеристики.

11. Для определения скорости судна и мощности двигателя составляют табл. 8.

Таблица 8

Определение скорости судна и мощности двигателя

Расчетные величины	Принятая частота вращения				
	140	130	120	110	100
$n \cdot 10^{-4}$	1,96	1,689	1,44	1,21	1,0
$n^3 \cdot 10^{-6}$	2,74	2,195	1,729	1,331	1,0
$v' = x' \cdot n = 0,276 \cdot n$	38,6	35,9	33,1	30,35	27,6
$v'' = x'' \cdot n = 0,0562 \cdot n$	7,86	7,30	6,74	6,18	5,62
$N_{\text{ном}} = Cn^2 = 5,53 \cdot 10^{-2} \cdot n^2$	1082	933	796	669	553
$N' = y' \cdot n^3 = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot n^3$	4120	3292	2592	1996	1500
$N'' = y'' \cdot n^3 = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot n^3$	6840	5480	4320	3330	2500
$N'_i = N' + N_{\text{ном}}$	5202	4225	3388	2665	2053
$N''_i = N'' + N_{\text{ном}}$	7922	6413	5116	3999	3053

12. По значениям  $v'$ ,  $N'_i$  и  $v''$ ,  $N''_i$ , соответствующим принятой частоте вращения (см. табл. 8) в координатах *мощность*  $N_i$  — *скорость*  $v$  строят линии одинаковой частоты вращения (рис. 8).

13. После построения этих линий на график наносят точки, со-

ответствующие значениям  $N_i$  и  $v$  теплотехнических испытаний. Эти точки соединяют плавной кривой, которая представляет собой винтовую характеристику работы главного двигателя при данной осадке судна.

Эксплуатационные характеристики строятся на основании теплотехнических испытаний и используются в практике эксплуатации

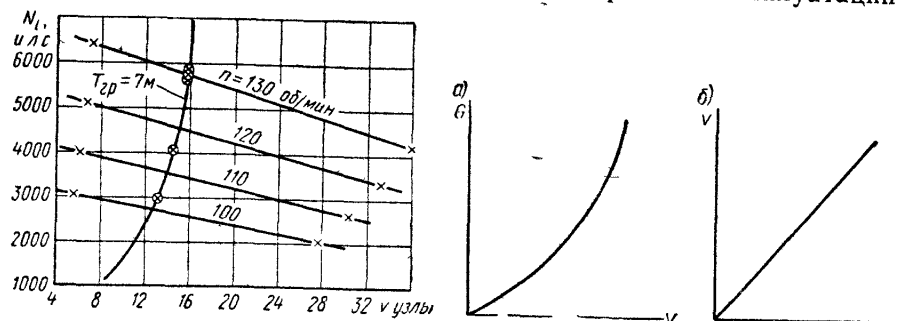


Рис. 8 Ходовые характеристики Рис. 9 Эксплуатационные характеристик  
а— $G=f(v)$ ; б— $v=f(n)$

силовой установки и судна. Они выражают зависимости: часового и суточного расхода топлива на главный двигатель от скорости судна (рис. 9, а) и от частоты вращения двигателя; скорости судна от частоты вращения двигателя (рис. 9, б) в полном грузу и в балласте; расхода топлива на вспомогательный котел на стоянке от температуры наружного воздуха (см. рис. 117).

## Глава II

### ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### § 3. Влияние сгорания топлива на работу дизелей

**Общие сведения.** Каждый тип двигателя так рассчитывается в тепловом и конструктивном отношении, что будет работать с номинальной мощностью и экономичностью только при параметрах рабочего процесса, близких к идеальным, взятым за основу при его проектировании.

Однако во время эксплуатации двигателя на протекание рабочего процесса воздействует множество факторов, которые в совокупности могут приближать или отодвигать его от идеального. Знание этих факторов и их влияния на работу, мощность и экономичность двигателя способствует обоснованному подходу к выбору оптимального режима работы и регулирования двигателя, технически грамотной и экономичной его эксплуатации.

К таким основным факторам можно отнести: техническое состояние двигателя и прежде всего цилиндрико-поршневой группы, топливной аппаратуры и воздухоуловов; угол опережения подачи топлива; закон подачи топлива; моменты газораспределения и условия газообмена; давление наддува; сопротивление на впуске воздуха и противодействие газов на выпуске; гидрометеорологические условия; температурный режим охлаждения и смазки двигателя, а также качество воды и масла; сорт и качество применяемого топлива; равномерность подачи топлива по цилиндрам; давление впрыскивания топлива и качество его распыливания; состояние корпуса и винта; соответствие двигателя корпусно-винтовому комплексу.

Поэтому при эксплуатации двигателя требуется соответствующими мероприятиями поддерживать неизменность его конструктивного состояния и рекомендованных инструкциями по эксплуатации тепловых параметров работы.

Ниже рассматривается, как эксплуатационные факторы влияют на работу двигателя.

**Процессы сгорания и расширения.** Для анализа процессов сгорания и расширения пользуются развернутой индикаторной

диаграммой изменения давления в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $p=f(\varphi)$ . Условно весь процесс сгорания и расширения делят на четыре периода (рис. 10).

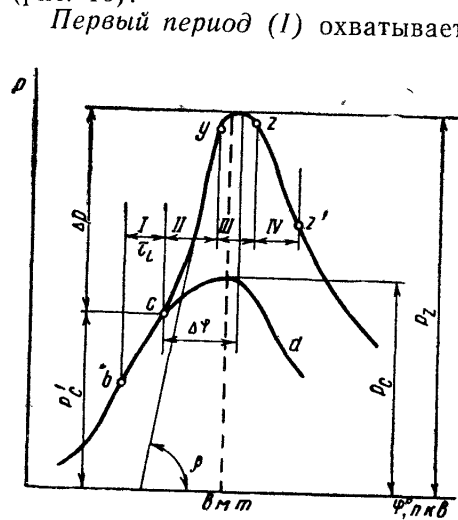


Рис 10 Периоды процесса сгорания

**Первый период (I)** охватывает время от момента фактической подачи топлива в цилиндр (точка *b*) до момента начала воспламенения топлива (точка *c*). В точке *c* происходит резкое нарастание давления, линия сгорания (*cy*) отрывается от линии сжатия (*cd*).

Первый период называют периодом задержки самовоспламенения и обозначают  $\tau_i$ . В течение этого периода происходит подача около 30—40% топлива в цилиндр, смесеобразование и физико-химические процессы подготовки топлива к самовоспламенению. Продолжительность его соответствует 5—20° п. к. в.

Первый период оказывает большое влияние на все остальные процессы сгорания. Период  $\tau_i$  зависит от многих факторов: конструкции камеры сгорания, типа продувки, конструкции и способа регулирования топливных насосов, качества распыливания и физико-химических характеристик топлива.

Чем больше продолжительность периода задержки самовоспламенения  $\tau_i$ , тем больше топлива поступает в цилиндр за этот период, тем более интенсивно происходит процесс сгорания и нарастания давления во второй период, тем более «жестко» работает двигатель. По этой причине стремятся к сокращению периода задержки самовоспламенения.

**Второй период (II)** *c—y* соответствует резкому нарастанию давления, он начинается от начала самовоспламенения (точка *c*) и заканчивается с окончанием резкого нарастания давления (точка *y*). Процесс этого периода происходит почти возле в. м. т., продолжительность его составляет 5—10° п. к. в. Конец его приблизительно соответствует максимальному давлению сгорания  $p_z$ .

В этот период продолжается интенсивная подача топлива, но в процессе сгорания участвует в основном топливо, поданное за первый период, происходит выделение 35—70% тепла, выделяющегося за весь период сгорания топлива в цилиндре.

Второй период оценивается степенью повышения давления  $\lambda_z$ , средней и максимальной скоростью нарастания давления газов.

Степенью повышения давления  $\lambda_z$  называется отношение мак-

симального давления сгорания газов в цилиндре  $p_z$  к давлению газов в цилиндре в момент начала видимого сгорания  $p_c$ , т. е.

$$\lambda_z = \frac{p_z}{p_c}$$

Средняя скорость нарастания давления  $w$  равна отношению приращения давления газов  $\Delta p$  за этот период к соответствующему углу п. к. в.,  $\Delta\varphi$ , т. е.

$$w = \left( \frac{\Delta p}{\Delta\varphi} \right)_{c-p} = \frac{p_z - p_c}{\varphi_{II}}$$

Максимальная скорость нарастания давления определяется графически на индикаторной диаграмме по тангенсу максимального угла наклона касательной (к кривой давления второго периода) к оси абсцисс (см. рис. 10), т. е.  $(dp/d\varphi)_{\max} = \operatorname{tg} \beta_{\max}$ .

Средняя скорость нарастания давления характеризует плавность процесса сгорания. При малой скорости нарастания давления двигатель работает мягко, без стуков, от этого увеличивается его моторесурс. Мягкая работа обеспечивается при средней скорости нарастания давления у двигателей: малооборотных 2—3 кгс/см<sup>2</sup> на 1° п. к. в., среднеоборотных 3—4 кгс/см<sup>2</sup> на 1° п. к. в., высокооборотных 6—8 кгс/см<sup>2</sup> на 1° п. к. в.

При средней скорости нарастания давления, большей чем рекомендовано, двигатель работает с повышенным давлением сгорания, «жестко», со стуками, что приводит к повышенным износам цилиндра-поршневой группы, сокращению надежности и моторесурса двигателя. Поэтому жесткая работа двигателя недопустима.

**Третий период (III)** *y—z* — это период незначительного плавного изменения давления в цилиндре. За этот период заканчивается подача топлива в цилиндр, сгорает топливо, поданное за второй и частично поступившее за третий период, с выделением 30—65% тепла, выделяющегося за весь процесс сгорания.

Процесс сгорания происходит в основном при нисходящем движении поршня, поэтому, несмотря на подачу и сгорание топлива, нарастание давления не наблюдается. Характер изменения давления за этот период в основном зависит от закона подачи топлива, давление может или равняться давлению в точке *y*, или несколько повышаться или снижаться. Третий период заканчивается в точке *z* при достижении газами максимальной температуры. Чем длительнее третий период, тем совершеннее протекает весь процесс сгорания в цилиндре.

**Четвертый период (IV)** — период догорания. Он начинается от момента достижения отходящими газами максимальной температуры в цилиндре и продолжается до окончания процесса сгорания. За этот период происходит догорание топлива, не успевшего сгореть за второй и третий периоды. Догорание происходит по линии расширения. Определить конец этого периода по индикаторной диаграмме невозможно, он определяется с помощью кривой тепловыделений.



Значительное догорание топлива на линии расширения приводит к существенной потере тепла, увеличению температуры отходящих газов и перегреву двигателя, увеличению нагарообразования и износов цилиндра-поршневой группы, дымному выхлопу. Значительное догорание на линии расширения вызывается поздней подачей топлива в цилиндр, увеличением продолжительности подачи топлива, увеличением камеры сжатия, пропуском газов через поршневые кольца и клапаны, впрыском топлива с высокой вязкостью, увеличением количества подаваемого топлива при износе сопловых отверстий распылителя форсунки, ухудшающем качество распыла, и т. д. Чем короче четвертый период, тем выше экономичность двигателя.

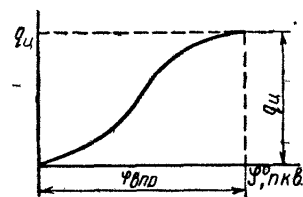


Рис 11 Закон подачи топлива по углу поворота коленчатого вала

отражает «закон подачи топлива» (рис. 11), графически показывающий количество поступившего в цилиндр топлива: по времени  $q_{ц} = f(\tau)$ , или в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $q_{ц} = f(\varphi_{п.к.в.})$ .

Закон подачи топлива определяется опытным путем на стенде (окончательно — в результате доводки двигателя) и задается совокупностью геометрических элементов топливной аппаратуры и кинематикой плунжера.

На закон подачи влияют следующие факторы: конструкция топливной аппаратуры (насоса, форсунки, длина и диаметр нагнетательного трубопровода); ее техническое состояние; профиль топливной кулачной шайбы и ее состояние; режимы работы двигателя (нагрузка; обороты); вязкость топлива.

С уменьшением плотности плунжерной пары топливного насоса количество подаваемого топлива по времени или углу п. к. в. будет уменьшаться, уменьшается и продолжительность впрыскивания. Уменьшение диаметра сопловых отверстий, увеличение числа оборотов двигателя приводят к увеличению продолжительности впрыскивания и уменьшению количества подаваемого топлива на  $1^\circ$  п. к. в. Чем круче профиль топливной кулачной шайбы (рис. 12, кривая 1), тем больше топлива подается на  $1^\circ$  п. к. в., следовательно, и максимальное давление сгорания  $p_z$  и средняя скорость нарастания давления  $\Delta p/\Delta \varphi$  будут больше (кривая 1'). Это приводит к сокращению периода догорания и расхода топлива. При пологой топливной кулачной шайбе (кривая 2) величины  $p_z$  и  $\Delta p/\Delta \varphi$  уменьшаются (кривая 2'), соответственно период догорания и расход топлива увеличиваются. (В нашем примере условия подготовки топлива к самовоспламенению не изменяются, поэтому период задержки самовоспламенения одинаков).

**Опережение впрыска.** Опережением впрыска (подачи) топлива называют угол поворота коленчатого вала двигателя от момента начала впрыска до в. м. т. Различают действительный и геометрический углы опережения. Действительный угол опережения  $\varphi_{оп}$  определяется началом впрыска топлива в цилиндр, т. е. началом подъема иглы форсунки. Действительный угол впрыска определяется путем осциллографирования процесса топливоподачи в цилиндр.

Геометрическим углом опережения  $\varphi_{оп}^g$  называется угол от момента закрытия всасывающих окон или клапанов ТНВД при нагнетательном ходе плунжера до в. м. т. Геометрический угол опережения подачи топлива обычно определяется на неработающем двигателе по его маховику различными способами

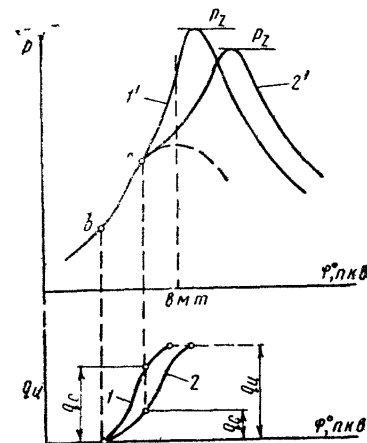


Рис 12 Влияние закона подачи топлива на процесс сгорания

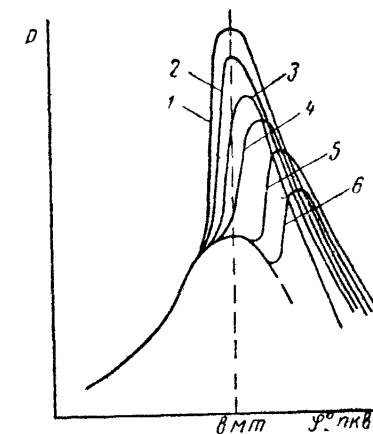


Рис 13 Влияние угла опережения на процесс сгорания

На процесс сгорания значительное влияние оказывает действительный угол впрыска. Момент подачи топлива в цилиндр влияет на период задержки самовоспламенения и сгорания (рис. 13): слишком поздний (кривые 5, 6) или ранний впрыск (кривые 1, 2) приводят к увеличению задержки самовоспламенения и нарушению нормального процесса сгорания, снижению экономичности двигателя (кривые 3 и 4 — нормальная подача).

Оптимальный действительный угол опережения впрыска в условиях эксплуатации судна достигается регулировкой двигателя. Он обеспечивает: своевременное начало самовоспламенения и плавный характер протекания рабочего процесса, рекомендуемое значение  $p_z$  и средней скорости нарастания давления  $\Delta p/\Delta \varphi$ , экономичную работу двигателя.

**Задержка самовоспламенения.** Факторы, влияющие на самовоспламенение, можно разделить на химические, физические и конструктивные

**Химические факторы:** химический состав топлива, количество кислорода в топливо-воздушной смеси, наличие присадок, количество остаточных газов и т. д. Наибольшее влияние на  $\tau_i$  оказывает химический состав топлива. Чем больше в топливе содержится парафиновых углеводородов (алканов), тем меньше значение  $\tau_i$ ; наоборот, увеличение содержания ароматиков приводит к удлинению  $\tau_i$  и ухудшению процесса сгорания. Чем лучше продувка и наполнение цилиндра свежим воздухом, тем больше кислорода и меньше углекислого газа, тем меньше период задержки самовоспламенения  $\tau_i$  и лучше процесс сгорания; присадки к топливу сокращают  $\tau_i$ .

**Физические факторы.** давление и температура воздуха на впуске и в конце процесса сжатия. Чем выше температура и давление впускного воздуха, тем выше температура и давление в конце сжатия, тем быстрее процесс подготовки топлива к самовоспламенению, тем раньше начинается процесс сгорания, следовательно, меньше период  $\tau_i$  и  $\Delta p/\Delta \phi$ .

**Конструктивные факторы:** конструкция камеры сгорания, тип продувки и фазы газораспределения, конструкция топливного насоса и способ его регулирования, давление распыла топлива, состояние топливной аппаратуры, частота вращения двигателя, степень сжатия  $\epsilon$ , угол опережения впрыска топлива и т. д.

От типа продувки и фаз газораспределения зависит очистка камеры сгорания от продуктов сгорания и наполнение цилиндра новым зарядом воздуха, что повышает содержание кислорода и уменьшает количество остаточных газов.

Повышение степени сжатия приводит к повышению давления и температуры воздуха в конце процесса сжатия, что улучшает подготовку топлива к самовоспламенению и сокращает  $\tau_i$ .

Качество распыла и смесеобразования зависит от формы камеры сгорания, давления распыла, состояния сопловых отверстий, плотности насоса и форсунки, момента подачи топлива в цилиндр, температуры стенок цилиндра и поршня и т. д. Чем лучше смесеобразование, тем меньше  $\tau_i$ .

#### § 4. Влияние влажности воздуха на работу дизелей

Учет влияния влажности воздуха на работу двигателей является необходимым условием для правильной их эксплуатации. В окружающем воздухе всегда содержатся водяные пары, поступающие в атмосферу в результате испарения воды с поверхности водоемов, почвы и растительности.

Влажность воздуха зависит от температуры и давления атмосферного воздуха, а также температуры водоемов, с которыми соприкасается воздух.

Количество водяного пара в граммах, содержащегося в 1 кг воздуха, называется *удельной влажностью* (*влажностью*) и обозначается буквой  $d$ .

Количество водяного пара в граммах, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> воздуха, называется *абсолютной влажностью воздуха*. Однако зная величину абсолютной влажности воздуха, нельзя судить о степени его влажности или сухости: необходимо еще учитывать температуру воздуха.

Поэтому введено понятие *относительной влажности воздуха*, определяемое как отношение абсолютной влажности к тому количеству пара, которое содержалось бы в 1 м<sup>3</sup> воздуха при той же температуре, если бы пар был насыщенным. С достаточной точностью для практики можно отношение весов заменить отношениями парциальных давлений (в мм рт. ст.). Относительная влажность обычно выражается в процентах и обозначается буквой  $\phi$ . Относительная влажность воздуха при эксплуатации двигателя может изменяться от 30 до 100%. Нормальной считается  $\phi=50\%$ , относительно этого значения и учитывают влияние влажности на работу двигателей (табл. 9).

Таблица 9  
Зависимость содержания влаги в воздухе  $d$  (г/кг) от его температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) и относительной влажности  $\phi$  (%) при нормальном атмосферном давлении  $p_0=760$  мм рт. ст.

Температура	Влажностное содержание $d$ при		
	$\phi=50$	$\phi=75$	$\phi=100$
15	5,286	7,963	10,662
25	9,891	14,956	20,102
35	17,780	27,055	36,604
45	30,924	47,566	65,078

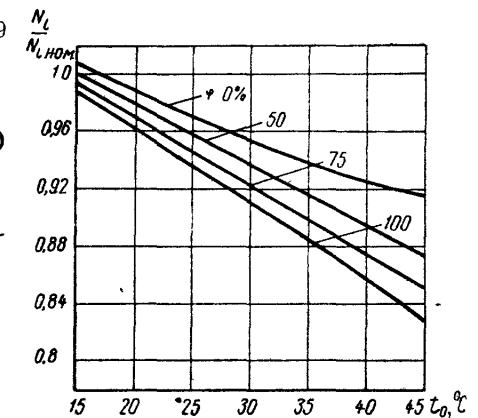


Рис 14 Зависимость мощности судового двигателя от температуры и влажности окружающего воздуха

При поступлении в цилиндры двигателей влажного воздуха, в котором содержится меньше кислорода, происходит уменьшение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . От этого при постоянной подаче топлива (при постоянном положении топливной рукоятки) происходит ухудшение процессов продувки, наполнения, смесеобразования, сгорания и, как следствие, уменьшение среднего индикаторного давления и мощности двигателя; температура выхлопных газов и теплонапряженность двигателя возрастают. В этом случае, чтобы теплонапряженность двигателя не превысила допустимых норм, необходимо уменьшить подачу топлива.

Для учета совместного влияния температуры окружающего воздуха и его относительной влажности на мощность и крутящий момент двигателя строят графики (рис. 14 и 15). Например, из

рис. 14 видно, что при  $\phi = 75\%$  и  $t_0 = 40^\circ\text{C}$  снижение мощности от влажности (относительно  $\phi = 50\%$ ) составляет  $0,895 - 0,875 = 0,020$ , т. е.  $2,0\%$ .

Влияние влажности учитывается и для предотвращения выпадения влаги в продувочном воздухе. Практика эксплуатации двигателей с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха показывает, что при определенных условиях возможно выпадение влаги из продувочного воздуха, которая потоком воздуха уносится в цилиндры двигателя, особенно в цилиндры, расположенные против холодильников воздуха.

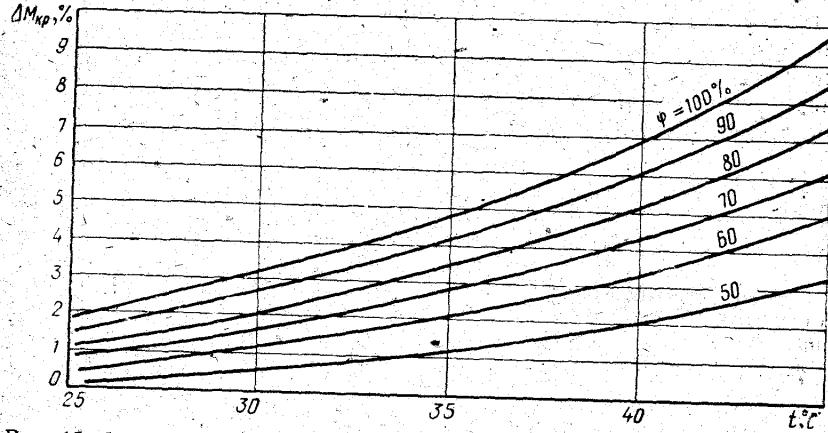


Рис. 15. Зависимость уменьшения крутящего момента (двигатель 8ДР43/61) от температуры и влажности окружающего воздуха

Попадание воды в цилиндры приводит к повышенному износу и коррозии цилинд्रो-поршневой группы, особенно при повышенном содержании серы в топливе. Поэтому конденсация водяного пара в ресивере по условиям эксплуатации не допускается. Для предотвращения попадания влаги в цилиндры двигателя необходимо поддерживать температуру воздуха в продувочном ресивере на несколько градусов выше той, при которой происходит выпадение влаги из воздуха, т. е. выше точки росы водяного пара.

Значение этой температуры определяется по табл. 10 (фирмы «Фиат»), построенной для различных давлений продувочного воздуха. Слева в табл. 10 расположены значения относительной влажности воздуха в МО (на уровне турбовоздуходувки), определяемые психрометром. Вверху по горизонтали расположены значения температур воздуха перед поступлением в турбовоздуходувки. На пересечении граф относительной влажности и температуры воздуха перед приемным фильтром турбовоздуходувки при соответствующем давлении продувочного воздуха получают значение температуры воздуха в продувочном коллекторе, ниже которой происходит конденсация водяных паров и появление воды. Например, для  $p_{пр} = 0,6 \text{ кгс/см}^2$ , относительной влажности воздуха  $80\%$  и температуры в машинном отделении  $30^\circ\text{C}$  температура продувочного воздуха в ресивере не должна быть ниже  $34^\circ\text{C}$ .

Таблица 10

Минимально допустимая температура ( $^\circ\text{C}$ ) воздуха в продувочном коллекторе в зависимости от относительной влажности ( $\phi/\%$ ) и температуры ( $^\circ\text{C}$ ) воздуха перед турбовоздуходувками

%	$p_{пр} = 0,4$										$p_{пр} = 0,7$																																	
	$p_{пр} = 0,3$					$p_{пр} = 0,2$					$p_{пр} = 0,6$					$p_{пр} = 0,5$																												
	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°																
30	6	4	7	10	12	14	16	18	15	9	13	18	23	27	32	36	41	46	51	56	3	7	11	16	21	26	31	36	41	46	51	56	3	7	11	16	21	26	31	36	41	46	51	56
40	4	9	12	15	17	20	22	24	15	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	4	13	17	21	25	29	33	37	41	45	49	53	4	13	17	21	25	29	33	37	41	45	49	53
50	7	12	15	17	19	22	24	26	15	13	18	23	28	33	38	43	48	53	58	63	8	17	22	27	32	37	42	47	52	57	62	67	8	17	22	27	32	37	42	47	52	57	62	67
60	10	15	18	20	22	24	26	28	15	16	21	26	31	36	41	46	51	56	61	66	11	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	11	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
70	12	17	20	22	24	26	28	30	15	19	24	29	34	39	44	49	54	59	64	69	13	22	27	32	37	42	47	52	57	62	67	72	13	22	27	32	37	42	47	52	57	62	67	72
80	14	19	22	24	26	28	30	32	15	21	26	31	36	41	46	51	56	61	66	71	15	24	29	34	39	44	49	54	59	64	69	74	15	24	29	34	39	44	49	54	59	64	69	74
90	16	21	24	26	28	30	32	34	15	23	28	33	38	43	48	53	58	63	68	73	17	26	31	36	41	46	51	56	61	66	71	76	17	26	31	36	41	46	51	56	61	66	71	76
95	17	22	25	27	29	31	33	35	15	24	29	34	39	44	49	54	59	64	69	74	18	27	32	37	42	47	52	57	62	67	72	77	18	27	32	37	42	47	52	57	62	67	72	77
100	18	23	26	28	30	32	34	36	15	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	19	28	33	38	43	48	53	58	63	68	73	78	19	28	33	38	43	48	53	58	63	68	73	78

%	$P_{пр} = 0,8$						$P_{пр} = 0,9$						$P_{пр} = 0,10$									
	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
30	6	10	15	20	24	29	34	7	11	16	21	25	30	34	7	12	17	21	26	31	35	39
40	10	15	20	24	29	34	39	11	16	20	25	30	35	40	12	16	21	26	31	36	41	45
50	13	18	23	28	33	38	43	14	19	24	29	34	39	44	15	20	25	30	35	40	45	49
60	16	21	26	31	36	41	46	17	22	27	32	37	42	47	18	23	28	33	38	43	48	52
70	19	24	29	34	39	44	49	20	25	30	35	40	45	50	20	25	30	35	40	45	50	54
80	21	26	31	36	41	46	51	22	27	32	37	42	47	52	22	27	32	37	42	47	52	57
90	23	28	33	38	43	48	53	24	29	34	39	44	49	54	24	29	34	39	44	49	54	59
100	24	30	35	41	46	51	56	25	31	36	42	47	53	58	25	30	35	40	45	50	55	60

%	$P_{пр} = 1,1$						$P_{пр} = 1,2$						$P_{пр} = 1,3$									
	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
30	8	13	17	22	27	32	36	9	13	18	23	28	32	37	9	14	19	24	28	33	37	41
40	12	17	22	27	32	37	42	13	18	23	28	33	38	42	14	19	24	29	34	39	44	48
50	16	21	26	31	36	41	46	16	21	26	31	36	41	46	17	22	27	32	37	42	47	51
60	19	24	29	34	39	44	49	19	24	29	34	39	44	49	20	25	30	35	40	45	50	54
70	21	26	31	36	41	46	51	22	27	32	37	42	47	52	23	28	33	38	43	48	53	57
80	23	28	33	38	43	48	53	24	29	34	39	44	49	54	25	30	35	40	45	50	55	60
90	25	31	36	41	46	51	56	26	31	36	41	46	51	56	27	32	37	42	47	52	57	62
100	27	33	38	44	49	55	60	28	33	38	43	48	53	58	29	34	39	44	49	54	59	64

В случае, когда появляется опасность выпадения влаги (особенно неблагоприятно обстоит дело в этом отношении с двигателями «Бурмейстер и Вайн»), следует уменьшить подачу охлаждающей воды на воздухоохладители клапанами, расположенными на выходе из них, ежечасно открывать воздушные пробные краны продувочного ресивера, чтобы удалять скапливающуюся в нем воду.

### § 5. Влияние гребного винта на работу дизелей

Гребной винт должен соответствовать корпусу и главному двигателю при работе его на эксплуатационном режиме полного хода, полной грузовой осадке судна и нормальных гидрометеорологических условиях. Только тогда будет полностью использоваться номинальная мощность главного двигателя при номинальных оборотах, двигатель будет работать без перегрузки, а судно иметь проектную скорость.

Несоответствие винта корпусно-силовому комплексу судна ведет к недоиспользованию мощности главного двигателя или, наоборот, к перегрузке его и невыполнению проектной скорости, перерасходу топлива и т. п.

В процессе эксплуатации несоответствие винта главному двигателю и корпусу судна легко определить, пользуясь способами, обладающими неодинаковой степенью точности. Наиболее точным и полным способом, позволяющим произвести анализ работы винта при различных режимах, является построение ходовой (паспортной) характеристики судна

Очень простым способом выявления рациональных режимов эксплуатации двигателя и оценки соответствия гребного винта корпусно-силовому комплексу является построение совместно винтовой характеристики  $N_i = f(n)$  и внешней ограничительной (машинной) характеристики  $N_e = f(n)$  по крутящему номинальному моменту при  $M_{кр. ном} = const$  (рис. 16).

Винтовая характеристика строится по опытным данным испытаний. Расчет и построение внешней ограничительной характеристики производятся в следующем порядке. Вычисляют номинальный крутящий момент главного двигателя по номинальной индикаторной мощности и номинальной частоте вращения:

$$M_{кр. ном} = \frac{716,2 N_{ном}}{n_{ном}}$$

Считая величину крутящего момента постоянной, определя-

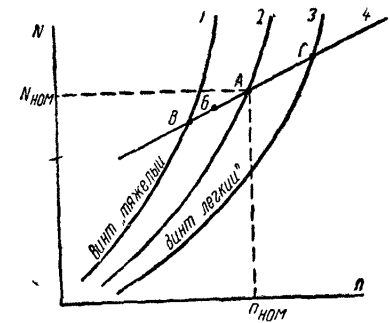


Рис 16 Винтовые (1, 2, 3) и внешняя ограничительная (4) характеристики

ют мощность при произвольно заданной частоте вращения, отличной от номинальной

$$N = \frac{M_{кр \text{ ном}} n}{716,2}$$

После этого по двум точкам, соответствующим номинальным величинам  $N_{\text{ном}}$  и  $n_{\text{ном}}$  (точка А на рис. 16) и вычисленным значениям  $N_{\text{ном}}$  и  $n$  (точка Б) проводят прямую линию 4, которая будет являться внешней ограничительной характеристикой, пересекающейся с построенной ранее винтовой характеристикой 1.

В действительности внешние характеристики не являются прямыми линиями, однако в небольшом диапазоне отклонений мощности и частоты вращения от номинальных значений их можно применять в виде прямых без существенных погрешностей. В точке пересечения внешней и винтовой характеристик с графика снимают значения частоты вращения и мощности, которые максимально может развивать главный двигатель с данным гребным винтом.

Если точка пересечения внешней и винтовой характеристик расположится влево от точки А (точка В), то винт будет «тяжелым». Главный двигатель при этом работает с предельным средним индикаторным давлением и повышенными температурами отходящих газов, снижает индикаторную мощность. Винт также будет «тяжелым», если развивается номинальная мощность, а частота вращения меньше номинальной.

Если же точка пересечения внешней и винтовой характеристик располагается вправо от точки А (точка Г), то винт будет «легким». Главный двигатель в этом случае не развивает номинальной мощности даже при повышенной против нормальной частоте вращения вследствие того, что работает с пониженным средним индикаторным давлением.

Если установленный на судне гребной винт не соответствует пропульсивному комплексу, результатом чего является повышение или понижение частоты вращения, то для доведения ее до номинального значения необходимо изменить шаг или диаметр гребного винта. В каждом конкретном случае вопрос о способе устранения несоответствия винта главному двигателю должен решаться на основании расчетов и анализа испытаний пропульсивного комплекса судна.

При «легком» винте необходимо увеличить его диаметр (наплавкой концов лопастей) или шаг. При «тяжелом» винте — уменьшить диаметр (обрезкой лопастей) или шаг.

Шаг винта со съемными лопастями изменяется путем соответствующего разворота лопастей. При этом величина изменения шага ограничена наибольшим размером эллиптических отверстий во фланцах съемных лопастей.

Величину шага, на которую необходимо установить винт, можно определить по следующей формуле

$$H_2 = H_1 \frac{n_1}{n_{\text{ном}}}$$

где  $H_2$  — новый шаг винта, на который необходимо установить винт, м;

$H_1$  — установленный шаг винта, м;

$n_1$  — наибольшая частота вращения главного двигателя, об/мин;

$n_{\text{ном}}$  — номинальная частота вращения, которую необходимо получить, об/мин.

На основании опытных данных установлено, что изменение частоты вращения винта на 1% по отношению к номинальной требует изменения шага или диаметра винта приблизительно на 1,25%. Эта зависимость основана на том, что у гребного винта в некоторых пределах можно менять диаметр и шаг, не меняя частоты вращения главного двигателя, если сумма диаметра винта и его шага сохраняется постоянной с точностью около 10% в ту или иную сторону.

У гидродинамически «тяжелого» винта сумма шага и диаметра больше, чем у номинального. У гидродинамически «легкого» — меньше.

Опыты, проведенные в опытовом бассейне Голландии, показали, что при обрезке лопастей винтов частота вращения меняется не по указанной зависимости. Это объясняется тем, что при обрезке только концов лопастей прочие геометрические элементы винта (ширина и толщина лопастей, дисковое отношение) пропорционально не меняются из-за большой трудоемкости такой работы. Также трудно учесть степень шероховатости поверхности лопастей.

Установлено, что для уменьшения диаметра винта, при котором частота вращения главного двигателя меньше номинальной, длина удаленной части лопасти должна быть 1,333 раза больше уменьшения диаметра геометрически подобного винта, подобранного расчетом. Поясним это на примере.

На судне установлен гребной винт диаметром 4,5 м, при котором частота вращения главного двигателя снизилась со 135 до 130 об/мин. На сколько нужно обрезать этот винт, чтобы повысить ее до номинальной.

Частота вращения двигателя снизилась на 3,7%, для ее повышения до номинальной диаметр винта следует уменьшить на  $3,7 \times 1,25 = 4,62\%$ . Однако при обрезке только концов лопастей величину 4,62 нужно умножить еще на 1,333, тогда получим  $4,62 \times 1,333 = 6,17\%$ . Следовательно, диаметр винта после обрезки лопастей будет равен

$$D = 4,5 (1 - 0,0617) = 4,22 \text{ м}$$

У цельнолитых латунных винтов вместо обрезки лопастей можно изменить шаг подрубкой лопастей за счет уменьшения их толщины, (рис. 17).

В условиях эксплуатации судна техническое состояние пропульсивного комплекса с течением времени может измениться по следующим причинам. Меняется состояние подводной части судна, она обрастает и загрязняется, увеличивается ее шероховатость из-за коррозии, гофр и вмятин. Это обуславливает увеличение сопротивления трения корпуса судна, которое непрерывно возрастает

ет и практически не восстанавливается до первоначальной величины при доковании и покраске Повреждаются кромки и поверхность гребных винтов. Изменяются характеристики работы главных двигателей вследствие износа топливной аппаратуры, цилиндро-поршневой группы, органов газообмена, загрязнения полостей охлаждения втулок, цилиндрических крышек, охладителя продувочного воздуха

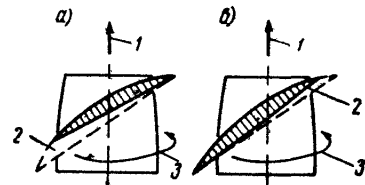


Рис 17 Изменение шага винта  
а — уменьшение шага б — увеличение шага, 1 — направление движения винта, 2 — срубленная часть, 3 — направление вращения винта

При расчетах ходкости судна необходимо учитывать запас мощности на преодоление увеличивающегося с течением времени сопротивления трения движению судна. Если такого запаса мощности не будет, то впоследствии главный двигатель не может развивать номинальную мощность

В условиях эксплуатации судна оптимальные условия стендовых испытаний двигателя часто не выдерживаются или выдерживаются очень кратковременно, поэтому фактическая мощность двигателя оказывается меньше, чем показанная на стенде, а следовательно, винт оказывается неподходящим

Перечисленные факторы влияют на работу всего пропульсивного комплекса судна и приведут к несоответствию между винтом, силовой установкой и корпусом

Гребной винт становится гидродинамически «тяжелым», в результате чего главный двигатель не будет работать по номинальной винтовой характеристике 1 (рис 18), соответствующей нормальным условиям эксплуатации судна, а перейдет на пониженную винтовую характеристику 2. Мощность двигателя уменьшится до точки В, и соответственно уменьшится крутящий момент

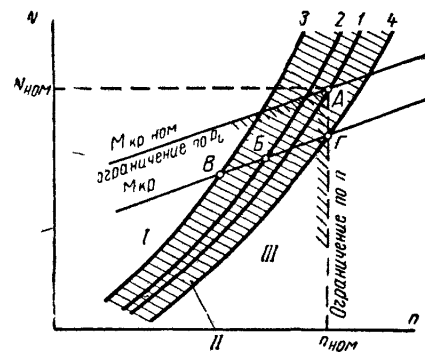


Рис 18 Влияние условий работы судна на винтовые характеристики двигателя (1, 2, 3, 4)

I — зона «тяжелых» винтов, II — диапазон работы гребного винта «легких» винтов

В наиболее неблагоприятных условиях плавания при сильном обрастании корпуса судна, сильном встречном ветре, погнутости лопастей винта, установке винта с шагом больше номинального, при плавании на мелководе и т. д. мощность значительно снизится (точка В), двигатель будет работать по винтовой характеристике 3 с перегрузкой

При плавании судна в балласте, при попутном ветре, при малом шаге винта, т. е. когда уменьшается сопротивление движению

судна, двигатель будет развивать повышенную частоту вращения и работать по винтовой характеристике 4 с недогрузкой

В оптимальном случае мощность двигателя будет соответствовать точке Г

## § 6. Выбор режима работы главного двигателя по условиям плавания

Выбор оптимального эксплуатационного режима работы главного судового двигателя в конкретных условиях плавания является одной из актуальных и постоянно решаемых судовыми механиками задач. Режим работы главного двигателя определяет его долговечность, надежность и экономичность, а также скорость судна. Например, увеличение эксплуатационной скорости судов типа «Сплит» на 0,155 узла дает ежегодную дополнительную прибыль 325 тыс руб [42].

Как уже указывалось, на режим работы двигателя влияют многочисленные эксплуатационные факторы

Заводы-дизелестроители гарантируют надежную работу двигателя на номинальной мощности только при определенных условиях (см § 1). Однако в реальных условиях эти гарантии, как правило, не выдерживаются, поэтому возможны случаи работы двигателя с перегрузкой. Чтобы их избежать, уменьшают подачу топлива

Критериями надежности двигателя являются тепловая и механическая напряженность

Тепловая напряженность двигателя определяет работоспособность ЦПГ и в эксплуатации оценивается следующими параметрами: средним индикаторным или эффективным давлением, температурой отходящих газов, температурой деталей ЦПГ, температурой отходящего охлаждающего масла или воды из поршней, охлаждающей воды из цилиндрических крышек, удельным расходом топлива, температурой и давлением продувочного воздуха.

Механическая или динамическая напряженность двигателя определяет работоспособность коленчатого вала, головных, мотылевых и рамовых подшипников, анкерных связей, доньшек поршней и оценивается значениями крутящего момента, максимального давления сгорания, скорости нарастания давления  $\omega = \Delta p / \Delta \phi$  (по углу поворота коленчатого вала) и отношением  $p_z / p_t$ , максимальной силы, действующей на детали движения

Для выбора безопасного режима работы главного двигателя (в конкретных гидрометеорологических условиях плавания, при определенном техническом его состоянии и корпуса судна) существует несколько способов [39]

Первый способ — непосредственный контроль тепловой и механической напряженности по приборам. Однако аппаратура для замера температур деталей ЦПГ пока не изготавливается промышленностью, а экспериментальная (научно-исследовательских институтов) — сложна, громоздка и недостаточно надежна. Механи-

ческая напряженность может быть измерена с помощью торсиометров, индикаторов и максиметров.

**Второй способ** — использование косвенных, постоянно контролируемых параметров для оценки тепловой напряженности двигателя, например температуры отработавших газов. Но согласно опытным данным, для двигателей с наддувом она не может быть таким критерием, так как не отражает изменения температурного состояния деталей ЦПГ (например, поршня на различных режимах работы двигателя) и больше зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

**Третий способ** — использование ограничительных скоростных характеристик (см. рис. 19, 20, 21), которые устанавливают пределы режимов судового главного двигателя по условиям обеспечения надежности его работы, оцениваемой одним или несколькими эксплуатационными параметрами: крутящим моментом, средним индикаторным или эффективным давлениями, коэффициентом избытка воздуха.

Например, чтобы механические напряжения коленчатого вала и валопровода не превышали допустимых на номинальном режиме, необходимо сохранить во всем диапазоне частоты вращения номинальный крутящий момент  $M_{кр. ном}$  постоянным. Изменение мощности в зависимости от частоты вращения при  $M_{кр. ном} = const$  называется ограничительной характеристикой по номинальному крутящему моменту (см. рис. 16, 18).

В практике широкое применение для выбора режима работы двигателя (из-за наглядности и учета различных эксплуатационных факторов) находят ограничительные скоростные характеристики зависимости среднего индикаторного давления от частоты вращения.

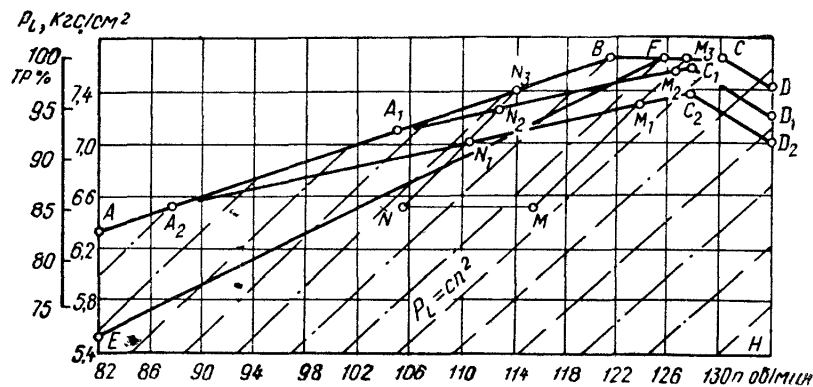


Рис. 19. Ограничительные характеристики работы двигателя МАН К9Z70/120А5 (суда типа «Выборг»)

На рис. 19 представлены ограничительные характеристики работы двигателя МАН К9Z70/120А5 судов типа «Выборг» [51]. Ли-

ния  $ABCD$  — допускаемая граница длительной работы двигателя при температуре воздуха на всасывании меньше или равной  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $AA_1C_1D_1H$  и  $AA_2C_2D_2H$  — то же, но при температуре  $35$  и  $40^{\circ}\text{C}$  соответственно.  $EF$  — ограничительная линия при плавании грузового судна в штормовых условиях (при волнении больше 4 баллов). Линия  $DH$  — линия максимальной частоты вращения, допускающей длительную работу. Участок  $AB$  соответствует номинальному значению максимальной силы, действующей на детали движения (головное соединение), с допуском  $\pm 2,0 \text{ кгс/см}^2$ . В интервале  $BC$  допускается работа двигателя с номинальным средним индикаторным давлением. Участки  $CD$ ,  $C_1D_1$ ,  $C_2D_2$  соответствуют номинальной температуре втулки при  $t_v = 30, 35$  и  $40^{\circ}\text{C}$  соответственно. На график также нанесены теоретические винтовые характеристики зависимости  $p_i = cn^2$ ; показывающие, как изменится среднее индикаторное давление и частота вращения при изменении подачи топлива в конкретных условиях плавания.

**Использование ограничительных характеристик для выбора эксплуатационного режима работы главного судового двигателя.** Предположим, что двигатель работает на эксплуатационных оборотах и среднем индикаторном давлении, соответствующих на графике точке  $M$  (см. рис. 19). Из графика видно, что данный режим находится в допустимой области и что двигатель можно дополнительно нагрузить. Передвигаясь вверх по винтовой характеристике  $p_i = cn^2$ , проходящей через точку  $M$ , находим точки ее пересечения с ограничительными характеристиками для температур  $30, 35$  и  $40^{\circ}\text{C}$ . Получим точки  $M_1, M_2, M_3$ , которые определяют допустимую нагрузку двигателя по  $p_i$  и  $n$  для данных конкретных условий.

Изменение условий плавания судна при неизменном положении топливной рукоятки (при наличии предельного регулятора частоты вращения) изменяет режим работы двигателя по горизонтальной прямой  $NM$ , т. е. сохраняется постоянное значение  $p_i$ , а изменяется частота вращения. При утяжелении работы винта и двигателя (встречный ветер, плавание на мелководье) точка  $M$  будет перемещаться влево и займет в определенных условиях положение  $N$ . Облегчение работы винта перемещает режим двигателя (точку  $M$ ) вправо.

Двигатель, работающий в режиме, характеризуемом точкой  $N$ , также можно нагрузить до безопасных режимов  $N_1, N_2$  и  $N_3$  в конкретных условиях плавания.

Если двигатель работает на режимах, обозначенных точками  $M_1$  или  $M_2$  графика, и если работа винта утяжеляется, отчего падают обороты двигателя, то во избежание перегрузки дизеля необходимо уменьшить подачу топлива топливной рукояткой. В аналогичных условиях изменение режима работы двигателя (точка  $M_3$ ) можно допустить только до точки  $B$ , затем необходимо уменьшить подачу топлива.

Чтобы упростить работу с графиком ограничительных характеристик и на каждом режиме не производить индицирование и не



определять значения  $p_i$ , рекомендуется для конкретного судового двигателя построить зависимость между  $p_i$  и положением топливной рукоятки  $TP$  и вместо шкалы  $p_i$  пользоваться шкалой  $TP$ . Зависимость между  $p_i$  и  $TP$  должна обязательно проверяться после каждой регулировки двигателя и смены сорта топлива (На рис. 20 и 21 представлены ограничительные характеристики двигателя «Бурмейстер и Вайн» и «Зульцер»)

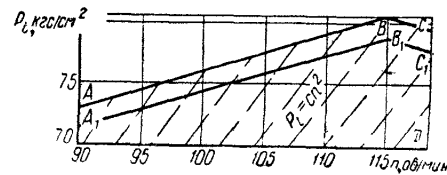


Рис 20 Ограничительные характеристики работы двигателя «Бурмейстер и Вайн» 74VTBF160  
ABC — для умеренного пояса,  $t_B < 30^\circ\text{C}$   
A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub> — для тропиков,  $t_B > 30^\circ\text{C}$

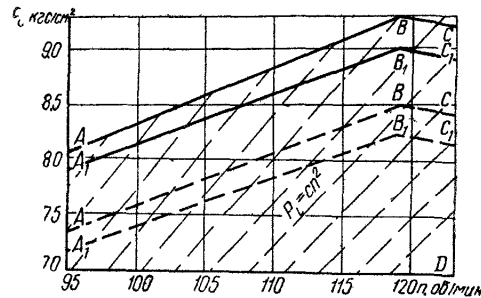


Рис 21 Ограничительные характеристики работы двигателей «Зульцер» 6RD76 (сплошная линия) и 9RD90 (пунктирная линия)  
ABC—для умеренного пояса,  $t_B < 30^\circ\text{C}$  A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub>— для тропиков,  $t_B > 30^\circ\text{C}$

представлены ограничительные характеристики двигателей «Бурмейстер и Вайн» и «Зульцер»)

Ограничительные характеристики разрабатываются по результатам специальных испытаний, проводимых заводом-изготовителем, научно-исследовательскими институтами или отделами теплотехники пароходств. Их проведение сложно и трудоемко. Но применение ограничительных скоростных характеристик позволяет повысить коэффициент использования построечной мощности главного двигателя и скорость хода судна.

## § 7. Применение цилиндрических масел в малооборотных дизелях

Применение цилиндрических масел в судовых дизелях включает выбор марки цилиндрического масла для двигателя данного типа на основании рекомендаций завода-дизелестроителя и отдела теплотехники в зависимости от марки применяемого топлива и содержания в нем серы, дозировку цилиндрического масла. Она имеет существенное значение для создания и поддержания стабильной масляной пленки между трущимися деталями ЦПГ, что обеспечивает надежную и долговечную работу двигателя, а также определяет его экономичность (см табл 13). Дозировка масла изменяется при изменении режима работы двигателя, при обкатке его после постройки и ремонта судна, изменении сорта топлива и масла, технического состояния ЦПГ.

эксплуатацию системы цилиндрической смазки, в которую входят лубрикаторы с нагнетательными трубопроводами и маслоподающими штуцерами. Эксплуатация лубрикатора заключается в ежевахтенном добавлении в него масла из расходной цистерны и наблюдении за его работой по масляным каплеуказателям или положению стальных шариков в расходомерных ротометрических стеклах [16]. Профилактика лубрикатора сводится к ежемесячной очистке фильтрующей сетки и ежегодной очистке корпуса лубрикатора от осадков. Профилактика маслоподающего штуцера заключается в ежегодной его переборке и постоянном наблюдении за плотностью невозвратных клапанов и сое-

динений. Нагнетательные трубопроводы ежегодно очищают от загустевших осадков масла и постоянно наблюдают за плотностью соединений в них.

В целях снижения эксплуатационных расходов и увеличения рентабельности транспортного и рыбопромышленного флота, а также из-за дефицитности легких топлив в связи с быстрым развитием наземного и воздушного транспорта в шестидесятых годах началось широкое применение тяжелых сортов топлива в малооборотных судовых двигателях (средневязких типа моторного топлива ДТ, флотского мазута Ф-5 и Ф-12, высоковязких — моторного топлива ДМ и экспортных мазутов — 5 и +10°C). Это обусловливается меньшей стоимостью (почти в 2 раза) тяжелых топлив против дизельного.

Тяжелые сорта топлив обладают более высокой зольностью, коксуемостью и повышенным содержанием серы, чем дизельное. Это, а также строительство высоконапряженных судовых двигателей вызывает применение специальных цилиндрических масел с композиционными щелочными присадками. Эти масла имеют повышенную термическую стабильность, мощные, антизносные и кислотонейтрализующие свойства. Кроме того, применение тяжелых топлив требует специальных мероприятий при эксплуатации судовых двигателей соответствующей топливopодготовки и регулировки двигателя на оптимальный режим его работы, выбора соответствующих марок цилиндрических масел и их дозировки.

Организация топливopодготовки заключается в подогреве топлива (для перекачивания его из танков в отстойные и расходные цистерны), очистке от механических примесей и воды путем сепарации (табл 11). Для нормальной работы топливной аппаратуры и полного сгорания топлива вязкость его перед форсунками рекомендуется держать в пределах 1,7—2,5 ВУ (8,5—15,5° Сст).

Таблица 11

Примерная минимальная температура подогрева отечественного тяжелого топлива для топливopодготовки

Топлива	Температура подогрева, °С			
	в топливных танках	в отстойных и расходных цистернах	при сепарации	перед форсунками
Моторное топливо ДТ	5	50	65	70
Флотский мазут Ф-5	5	60	70	75
Моторное топливо ДМ	20	70	90	105
Газотурбинное топливо	15	50	Не сепарируется	60

Из всех показателей качества цилиндрических масел для двигателей, работающих на тяжелом топливе, наиболее важным является щелочность. Она характеризует количество содержащейся присадки в масле, обеспечивающей нейтрализацию агрессивного действия продуктов сгорания серы, содержащейся в топливе. Щелочность оценивается общим щелочным числом (ОЩЧ), обозначающим уровень щелочности в мг КОН на 1 г масла. В зависимости от щелочности масла подразделяют [69] на мало-, средне- и высокощелочные (табл 12). Малощелочные масла содержат до 4—5% присадки, среднещелочные 8—20% и применяются для средне- и высокооборотных двигателей с высокой и сверхвысокой напряженностью. Высокощелочные масла содержат свыше 20% присадки и применяются для смазки цилиндров малооборотных двигателей. В табл 12 высокощелочные масла условно подразделены на три подгруппы пбс в зависимости от щелочности. В ней приведены сорта масел, наиболее часто применяемых на советских судах.

Из назначения щелочных масел следует, что чем больше в топливе серы, тем выше должен быть уровень щелочности в применяемом масле. Однако единого подхода у дизелестроительных и маслопроизводящих фирм к выбору щелочности применяемого масла (при определенном содержании серы в топливе) нет. Так, по данным фирмы «Шелл», при содержании серы в топливе до 4%



Основные характеристики цилиндрических масел для судовых дизелей

Наименование масла (Фирма или страна)	Плотность $d_{15}^{15}$	Вязкость		Индекс вязкости	Щелочность, мг КОН на 1 г масла	Температуры, °С			Зольность, %	
		кинематическая, сст**	условная, °ВУ*			вспышки**	застывания	воспламенения		
<i>Малощелочные масла</i>										
Талона-40 («Шелл»)	0,908	—/14,5	18,3/2,25	70	6,4	250/—	—15	275	0,8	
Талона-50 («Шелл»)	0,907	—/19,5	19,0/2,80	78	6,9	255/—	—15	280	0,84	
Ротелла-40 («Шелл»)	0,892	—/14,5	11,5/2,25	95	5,7	260/229	—15	285	0,7	
Ротелла-50 («Шелл»)	0,896	—/19,5	17,5/2,80	95	5,7	265/—	—12	290	0,7	
Кастрол-220М («Бурма Кастрол»)	0,908	—/14,7	13,5/2,30	73	6,74	265/249	—31	—	0,81	
Кастрол-225М («Бурма Кастрол»)	0,909	—/19,0	18,9/2,75	75	6,8	265/—	—31	—	0,81	
<i>Среднещелочные масла</i>										
М16Д (СССР)	—	—/16,0	—	—	9	—	—14	—	1,6	
Ротелла Т-40 («Шелл»)	0,895	—/13,9	11,5/2,25	95	9	255/—	—10	275	1	
Ротелла Т-50 («Шелл»)	0,901	—/18,7	17,5/2,8	95	9	260/—	—10	280	1	
Римула-40 («Шелл»)	0,916	—/14,5	13,3/2,25	75	16	245/235	—15	275	2	
Римула-50 («Шелл»)	0,915	—/19,7	18,0/2,8	85	16	255/240	—15	280	2	
Кастрол-220 МХ («Бурма Кастрол»)	0,914	—/14,7	13,2/2,3	75	9,65	251/229	—20	—	1,23	
Кастрол-225 МХ («Бурма Кастрол»)	0,914	—/20,0	19,0/2,85	80	9,7	250/225	—20	—	1,23	
Кастрол-220 МХ Супер («Бурма Кастрол»)	0,909	—/15,0	13,0/2,35	87	15,8	260/224	—29	—	2,1	
Кастрол-225 МХ Супер («Бурма Кастрол»)	0,910	—/20,0	18,6/2,85	87	15,8	265/229	—30	—	2,1	
Кастрол-220 MXD («Бурма Кастрол»)	0,914	—/15,0	12,6/2,35	87	20,5	254/221	—31	—	2,7	
Кастрол-225 MXD («Бурма Кастрол»)	0,914	—/20,0	18,6/2,85	87	20,5	260/228	—30	—	2,7	
Мобилгард-412 («Мобил ойл»)	—	—	13,0/2,30	—	9	250/—	—10	—	—	
Мобилгард-512 («Мобил ойл»)	—	—	18,8/2,85	—	9	255/—	—12	—	—	
Мобилгард-424 («Мобил ойл»)	—	—	13,1/2,35	—	20	260/—	—10	—	—	
Мобилгард-524 («Мобил ойл»)	—	—	19,0/2,85	—	20	260/—	—9	—	—	
БП Энергол 1СМ-40 («Бритиш петролеум»)	0,924	85/14,0	11,22/2,18	—	13	249/238	—9	—	—	
БП Энергол 1СМ-50 («Бритиш петролеум»)	0,926	127/18,2	16,8/2,28	—	13	254/246	—9	—	—	
<i>Высокощелочные масла</i>										
* Первая подгруппа										
Адип F 1-ОМА МР (Италия)	0,934	—/18,7	—	—	36	218/—	—	—	2,8	
М16Е (СССР)	—	—/16,0	—	85	26	220/—	—16	—	4,0	
Кастрол РМ/DZ («Бурма Кастрол»)	0,941	92/13,4	12,1/2,15	62	40	230/182	—17,8	—	4,7	
Кастрол S/DZ («Бурма Кастрол»)	0,944	137/16,5	18,0/2,5	56	40	213/191	—17,8	—	4,8	
Мобилгард-493 («Мобил ойл»)	0,925	100/14,4	12,8/2,2	—	40	210/—	—12,0	—	3	
Мобилгард-593 («Мобил ойл»)	0,925	142/18,5	18,5/2,7	—	40	227/—	—9	—	3	
* Вторая подгруппа										
Алексия-40 («Шелл»)	0,950	95/13,4	12,3/2,13	65	70	220/205	—15	240	4	
Алексия-50 («Шелл»)	0,950	128/17,2	16,5/2,52	75	70	240/205	—15	270	4	

Наименование масла (фирма или страна)	Плотность $d_{15}^{15}$	Вязкость		Индекс вязкости	Щелочность, мг КОН на 1 г масла	Температура, °С			Зольность, %	
		кинематическая, сСт**	условная, °ВУ*			вспышки**	застывания	воспламеня		
Аджип F.1-ОМА МР/50 (Италия)	0,92	—	20/3,0	—	50	—/235	—	—	—	
Аджип F.1-ОМА В/2 (Италия)	0,94	—	20/3,0	—	65	—/235	—	—	—	
Кастрол S/DZ-65 («Бурма Кастрол»)	0,944	—/20,8	19,5/2,90	92	65	—/200	—23	—	8,64	
БП Энергол СЛО-40М («Бритиш петролеум»)	0,956	96/14,7	12,67/2,28	—	60	238/230	—9	—	—	
БП Энергол СЛО-50 («Бритиш петролеум»)	0,958	135/19,5	17,8/2,76	—	60	241/232	—9	—	—	
Третья подгруппа										
Мобилгард-570 («Мобил ойл»)	0,94	—	18,5/2,70	—	70	—/204	—20	—	—	
Кастрол S/DZX («Бурма Кастрол»)	0,962	—/20,2	18,5/2,83	93	65	—/204	—20	—	8,4	

\* В числителе дробы вязкость при 50°С, в знаменателе — при 100°С.

\*\* В числителе дробы температура вспышки в открытом тигле, в знаменателе — в закрытом.

уровень щелочности цилиндрического масла должен быть не ниже 60 мг КОН на 1 г масла, цилиндрическое масло для двигателей, работающих на тяжелом топливе Алексия-40 и Алексия-50, фирма вырабатывает с общим щелочным числом 70. Фирмы «Кастрол» (Англия) и «Мобил» (США) вырабатывают масла с общим щелочным числом 40, считая такую щелочность достаточной для содержания серы в топливе до 4%, а в маслах фирмы «Бритиш Петролеум» О.Ш.Ч-60

Отечественная нефтяная промышленность приступила к серийному изготовлению щелочного цилиндрического масла М16Е для судовых малооборотных двигателей, работающих на тяжелых сернистых топливах с 1970 г. Масло М16Е применяется для смазки крейцкопфных и тронковых мощных высоконапряженных двигателей с наддувом, имеющих лубрикаторную смазку цилиндров и работающих на топливах, содержащих свыше 1,0% серы. Для смазки цилиндров судовых малооборотных двигателей, работающих на моторном топливе с содержанием серы до 1,0%, применяется отечественное масло М16Д.

Масло М16Е обладает хорошими антикоррозионными, антинагарными, моющими и противошелочными свойствами с высокой термоокислительной стабильностью. Оно обеспечивает качественную смазку цилиндров двигателей, работающих на топливе с содержанием серы до 3%. Промышленность выпускает масло М16Е двух видов. М16Е-30 и М16Е-60, где 30 и 60 обозначают уровень щелочности в мг КОН на 1 г масла.

Согласно данным лабораторных и эксплуатационных испытаний [5], проведенных ЦНИИМФом, масло М16Е по всем физико-химическим свойствам и общей своей эффективности не уступает одним из лучших зарубежных фирменных масел Мобилгард-593 и Алексия-50. Масло М16Е широко применяется на всех типах малооборотных главных двигателей.

Выбор марки цилиндрического масла с необходимой щелочностью для полной нейтрализации продуктов сгорания серы рекомендуется производить, применяя формулу [55]:

$$O.Ш.Ч = 0,08 \frac{g_e S}{g_m}$$

где  $g_e$  — удельный расход топлива, г/э л. с. ч;

$g_m$  — удельный расход цилиндрического масла, г/э л. с. ч;

S — содержание серы в топливе, %

Дозировка щелочного масла должна обеспечить надлежащую нейтрализацию серы в топливе, моющее, противоизносное и смазывающее воздействие на ЦПГ. Она [5, 12] устанавливается в соответствии с особенностями системы цилиндрической смазки двигателя, содержанием в топливе серы, напряженностью и техническим состоянием двигателя (табл. 13).

Во время обкатки двигателя в первые 500 ч работы, как правило, устанавливается увеличенная подача масла, почти вдвое превышающая нормальную дозировку. Затем эта увеличенная дозировка масла постепенно уменьшается до нормальной величины. Последовательность уменьшения подачи масла оговаривается для каждого конкретного типа двигателя инструкцией по его эксплуатации.

Правильность выбранной дозировки масла контролируется путем определения щелочности отработавшего цилиндрического масла, пробы которого должны регулярно отбираться из подпоршневых полостей цилиндров. При правильной выбранной дозировке масла щелочность отработавших цилиндрических масел должна быть не менее 10—15% щелочности свежих масел и не ниже 10 мг КОН на 1 г масла.

Качество смазки цилиндров, правильность выбора нормы дозировки и марки смазки могут быть установлены только внутренним осмотром состояния ЦПГ двигателя. При качественной смазке, правильном выборе марки и дозировке масла ходовая поверхность нижней части поршня имеет чистый масляный вид, компрессионные кольца все свободны в канавках и легко передвигаются вручную. Признаком недостаточной подачи масла либо низкого уровня его щелочности является наличие лаковых образований в промежутках между маслоподающими штуцерами и уменьшение промежутка между ними с течением времени. При хромированных втулках вначале появляются молочно-белые пят-

Таблица

Рекомендуемая (расчетная) дозировка щелочных цилиндрических масел (с щелочностью 40 мг КОН на 1 г) в зависимости от содержания в топливе серы, г/э. л. с. ч (для основных типов малооборотных двигателей)

Марка двигателя	Дозировка масла при содержании серы в топливе, %		
	до 1,0%	1,5%	от 2,0 до 2,6%
«Бурмейстер и Вайн»			
50VTBF110			
62VT2BF140	0,50	0,65	0,70
74VTBF160	0,45	0,55	0,65
74VT2BF160	0,50	0,65	0,70
84VT2BF180	0,45	0,55	0,65
«Зульцер» RD76	0,40	0,50	0,60
«Зульцер» RD90	0,55	0,65	0,75
MAN KZ57/80C	0,50	0,60	0,70
MAN KZ70/120C	0,60	0,65	0,75
«Фиат» C750S	0,60	0,70	0,80
«Сторк» Horto 75/160	0,70	0,75	0,85
	0,50	0,60	0,70

на в результате образования сульфата хрома при взаимодействии сернистых соединений с хромовым покрытием, которые переходят затем в лакоподобные образования.

Недостаток щелочности масла может быть частично компенсирован увеличением его дозировки, однако пользоваться таким способом следует очень осторожно, так как это может привести к чрезмерному нагарообразованию на доннышке поршня, в поршневых и маслораспределительных канавках, в продувочных и выхлопных окнах, к пригоранию поршневых колец, к уносу масла и накоплению масляных осадков и нагара в выхлопных и продувочных трактах и возгоранию их.

Недостаток дозировки цилиндрической смазки или ее избыток может стать причиной интенсивного износа и задиры втулок, поэтому необходимо всегда устанавливать оптимальную подачу масла.

Щелочные масла обеспечивают противоизносную и качественную смазку цилиндров двигателей, работающих как на высокосернистых сортах топлива, так и на малосернистых [16; 55]. Некоторые предположения и высказывания об увеличении износа ЦПГ при работе двигателей на щелочных маслах и малосернистом топливе не подтверждаются ни теорией, ни практикой. Однако более высокая стоимость высокощелочных масел по сравнению с малощелочными делает их применение при работе на малосернистых топливах нецелесообразным.

Для обеспечения качественной цилиндрической смазки необходимо систематически контролировать состояние системы цилиндрической смазки и дозировку масла каждым лубрикатом и на каждую точку смазки. Особое внимание следует уделить очистке масла, поступающего в лубрикаторы. Загрязнение лубрикатора может привести к уменьшению или полному прекращению подачи масла отдельными его секциями. Очистка цилиндрических масел производится фильтрацией. Сепарация щелочных цилиндрических масел, как и всех масел с присадками, не допускается.

Ненормальные износы и задиры втулок могут происходить вследствие загрязнения и заедания маслоподающих штуцеров. Это явление чаще наблюдается у двигателей с верхней маслоподачей, особенно если невозвратные клапаны маслоподающих штуцеров расположены на значительном расстоянии от поверх-

ности втулки. Поэтому при возникновении ненормальных износов в цилиндре в первую очередь следует проверить состояние маслоподающих штуцеров и соответствие зазоров в ручьях и замках поршневых колец спецификационным данным.

Кроме указанных причин, способствующих повышенному износу ЦПГ, значительное влияние на него оказывает напряженность работы двигателя, режим старения рабочих втулок при их изготовлении, режим приработки втулок во время обкатки, стеновых и ходовых прямо-сдаточных испытаний и в начальный период эксплуатации, конструкция цилиндрической втулки, тепловые зазоры между блоком цилиндра и втулкой, способ охлаждения втулок, поршней и состояние охлаждающих поверхностей, места подвода смазки в цилиндр и количество маслоподающих штуцеров и т. д., которые подробно рассмотрены в работе [55]; в ней также даны практические рекомендации для снижения износа ЦПГ.

В судовых двигателях, работающих на высокосернистых сортах топлива, основной формой износа ЦПГ является коррозионный износ. Установлено, что коррозионный износ становится значительно большим, когда температура охлаждающей воды на выходе из двигателя ниже 55°C.

Также установлено, что любая переборка цилиндра, изменение сорта смазки и топлива (даже в пределах качественного состава) приводят к возникновению периода неустановившегося износа, требующего обязательной приработки в течение 100—200 ч. К сожалению, многие инструкции фирм и служб судового хозяйства пароходств в этом случае устанавливают довольно короткие периоды приработки двигателей, порядка 16—32 ч, что является недостаточным.

Лубрикаторы довольно разнообразны по конструкции, способу регулирования дозировки масла и приведения их в действие; они хорошо описаны в инструкциях по эксплуатации двигателей, а также в следующих источниках: лубрикаторные системы двигателей «Фиат» [9; 2], двигателей «Бурмейстер и Вайн» [5; 16; 56], «Зульцер» [5; 35; 45], MAN [68].

Несмотря на то что лубрикаторы применяются давно, по-настоящему их исследованием начали заниматься сравнительно недавно, только после постройки мощных судовых двигателей с высоким турбонаддувом и применения тяжелых сернистых топлив и последовавших за этим больших износов ЦПГ. Кроме того, изучение процессов маслоподдачи стало возможным только после появления электрических методов измерения неэлектрических величин с помощью осциллографирования. Однако и до настоящего времени вопрос маслоподдачи и истечения в цилиндр до конца не изучен, а некоторые опытные данные противоречивы. Это затрудняет совершенствование систем цилиндрической смазки, свойств масла и самого процесса смазки. Многие выводы и рекомендации проведенных исследований пока не внедрены в жизнь.

Представляются заслуживающими внимания результаты исследования процесса маслоподдачи и его истечения в цилиндр, выполненные в Одесском высшем инженерном морском училище (ОВИМУ) под руководством А. А. Мирюченко [35; 36; 44; 45], а также другие отечественные [6; 16; 54] и зарубежные [30] исследования.

На основании отечественных и зарубежных исследований выявлены существенные недостатки систем цилиндрической смазки, которые, пока не удается устранить путем изменения существующих конструкций. Эти недостатки маслоподающих устройств компенсируются созданием новых, дорогостоящих по технологии изготовления и составу цилиндрических масел для снижения износов деталей ЦПГ.

В случае необходимости следует закупать заграничные масла тех марок, которые имеют наименьшую цену, например у фирмы «Шелл», установившей наибольшую скидку в цене (20%) для советских судов.

### Глава III

## РЕГУЛИРОВАНИЕ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

### § 8. Основные виды регулирования

Под термином *регулирование работы двигателей* понимается такая совокупность технических мероприятий, которые обеспечивают номинальную мощность двигателя при высокой его экономичности, надежности и долговечности.

Эта задача решается путем поддержания всей силовой установки в хорошем техническом состоянии, выполнения «Правил технической эксплуатации дизелей», обеспечения правильного выбора и установки объема камеры сжатия и фаз распределения (газораспределения и топливopодачи).

Регулирование двигателей подразделяется на *предварительное* (статическое) регулирование неработающей дизельной установки по данным завода-строителя и на *окончательное* (динамическое) регулирование дизельной установки по рекомендованным данным завода-строителя с учетом параметров ее работы (по индикаторным диаграммам, значениям мощности, расхода топлива и смазки, давлений  $p_i$ ,  $p_z$ ,  $p_c$  и температурам отработавших газов в цилиндрах, параметрам работы турбовоздухоуловков, систем охлаждения и смазки).

Предварительное регулирование двигателя включает проверку и регулировку (установку): геометрических фаз газораспределения; величины камеры сжатия и степени сжатия; топливных насосов и форсунок; системы цилиндрической смазки, индикаторных приводов.

Проверка динамической регулировки двигателя должна быть начата, согласно ПТЭ судовых дизелей, при установившемся тепловом режиме и мощности, равной 50% номинальной. При работе на этом режиме разница температур отработавших газов по отдельным цилиндрам в пределах 40—50°C допустима и регулировки по этому признаку не требуется. Если значения максимального давления сгорания и среднего давления по времени в отдельных цилиндрах будут в пределах, указанных в инструкции завода-строителя для этого режима, нагрузка на двигатель может быть увеличена до 75% номинальной мощности. Если величины указанных параметров при 75% нагрузки выходят за пределы допусков, установленных инструкцией завода-строителя, необходимо произвести регулирование двигателя.

Окончательная динамическая регулировка двигателя должна производиться при номинальных или близких к ним значениях мощности и частоты вращения.

Последовательность операций при динамическом регулировании двигателя: по контрольно-измерительным приборам определяют параметры работы двигателя  $N_i$ ,  $p_i$ ,  $p_z$ ,  $p_c$ ,  $t_{o,r}$ , сравнивают с рекомендованными и определяют их равномерность по цилиндрам;

по индикаторным диаграммам, снятым с работающих цилиндров с выключенной подачей топлива, определяют правильность установки и работы индикаторных приводов. По нормальным индикаторным диаграммам выясняют, нет ли искажений, а если таковые есть, то их причины;

по диаграммам сжатия или смещенным диаграммам определяют давление

$p_c$  по цилиндрам, его равномерность и правильность установки камеры сжатия; по индикаторным диаграммам, снятым с помощью слабой пружины, производят анализ фаз газораспределения, качества выпуска и продувки;

по часовому и удельному расходу цилиндрической смазки на каждый цилиндр и двигатель определяют правильность ее дозировки и равномерность подачи;

при неудовлетворительных результатах, отклонениях в параметрах работы двигателя от рекомендованных данных выясняют их причины и вносят соответствующие изменения в регулировку двигателя. Так поступают до полного устранения ненормальностей в работе двигателя. Окончательное регулирование двигателя зависит: от сорта применяемого топлива, отсутствия идентичности в продувке и наполнения отдельных цилиндров; технического состояния цилиндрической поршневой группы, топливной аппаратуры, турбовоздухоуловков, нагнетательного и выпускного трактов, охладителей; различия гидравлических характеристик топливной аппаратуры, гидрометеорологических условий, соответствия двигателя корпусно-винтовому комплексу и его технического состояния и т. д. Только при комплексном анализе всех этих факторов можно принять правильное решение о тех или иных действиях по регулированию двигателя.

Согласно ПТЭ дизелей неравномерность следующих параметров от средних значений для всех цилиндров двигателя при номинальной мощности не должна превышать: по величине среднего индикаторного давления  $p_i$ , а следовательно и мощности  $N_i$ ,  $\pm 2,5\%$ ; по величине максимального давления сгорания  $p_z \pm 5\%$ ; по давлению конца сжатия  $p_c \pm 3\%$ ; по среднему давлению по времени  $p_i \pm 3,5\%$ ; по температуре отработавших газов  $t_{o,r} \pm 6\%$ .

### § 9. Проверка и регулирование давления и степени сжатия, высоты и объема камеры сжатия

Нормальная, экономичная, долговечная и надежная работа двигателя, полное сгорание топлива и получение номинальной мощности, быстрый и легкий запуск двигателя возможны только при заданных заводом-дизелестроителем оптимальных значениях давления сжатия  $p_c$  и степени сжатия  $\epsilon$ .

При проверке и регулировании работы двигателя вначале проверяется давление сжатия  $p_c$ , которое будет характеризовать правильность установки объема камеры сжатия и процесса смесеобразования, состояние компрессионных колец, продувочных и выхлопных окон или клапанов, правильность фаз газораспределения — все это обеспечит своевременность физико-химических процессов подготовки топлива к самовоспламенению, необходимое давление сжатия и температуру топливовоздушной смеси для ее самовоспламенения.

Степень сжатия  $\epsilon$  показывает, во сколько раз уменьшается объем воздуха при сжатии, и определяется по формуле

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_s + V_c}{V_c} = \frac{V_s}{V_c} + 1,$$

где  $V_a$  — полный объем цилиндра,  $см^3$ ;

$V_c$  — объем камеры сжатия,  $см^3$ ;

$V_s$  — объем, описываемый поршнем за один ход от в. м. т. до н. м. т. для четырехтактных двигателей и от в. м. т. до начала выпуска для двухтактных двигателей,  $см^3$ .

Как видно из формулы, степень сжатия  $\epsilon$ , а следовательно и давление сжатия  $p_c$ , в значительной степени зависят от объема

камеры сжатия, которым обычно они и регулируются. Всякое изменение оптимального объема камеры сжатия приводит к изменению  $\epsilon$ , давлений  $p_c$ ,  $p_z$  и температуры выхлопных газов, всего процесса сгорания. При малой камере сжатия увеличивается  $\epsilon$ ,  $p_c$ ,  $p_z$  и  $t_{o,r}$ , повышается жесткость работы двигателя; при увеличенной камере сжатия указанные параметры уменьшаются.

Давление сжатия в цилиндре определяют по диаграммам-гребенкам, или диаграммам сжатия, снятым при выключенных топливных насосах, или по смещенным индикаторным диаграммам (см. гл. V).

Величины  $\epsilon$  и  $p_c$  в значительной степени зависят от технического состояния ЦПГ, наддувочно-продувочного агрегата. При значительном износе цилиндрической втулки и компрессионных колец  $p_c$  и  $\epsilon$  уменьшаются: при поломке, повреждении, загрязнении и загорании колец, когда они теряют подвижность в кепках (ручьях), — все это вызывает пропуски газов; при закоксовании продувочных окон, при позднем закрытии выхлопных клапанов или окон и накоплении в них кокса, при пропуске клапанов и т. д.

Давление сжатия  $p_c$  и  $\epsilon$  может снизиться во всех цилиндрах из-за неисправностей работы воздуходувки, засорения входных отверстий воздушного фильтра воздуходувки, воздушного коллектора, повышенной температуры наружного воздуха, которые приводят к уменьшению давления впуска (продувки).

Пропуск газа через поршневые кольца на работающем двигателе можно определить через кран продувания коллектора продувочного воздуха, а также по периодической неравномерности индикаторных диаграмм, давления сжатия  $p_c$ , повышения давления продувочного воздуха  $p_{пр}$  и возрастания  $t_{o,r}$ . Индикаторные диаграммы (нормальная и смещенная) в этом случае имеют волнистый или ступенчатый вид. Однако необходимо помнить, что подобное искажение возможно при значительных колебаниях индикаторного шнура, когда он большой длины или присоединяется к металлической струне, которая вибрирует.

На неработающем двигателе пропуск поршневых колец можно определить с помощью сжатого воздуха следующим образом. Валоповоротным устройством поршень проверяемого цилиндра устанавливают в в. м. т. и через пусковой клапан в цилиндр подают сжатый воздух давлением не более  $1-2 \text{ кгс/см}^2$ . По характеру шума воздуха, проходящего в картер между поршнем и втулкой, судят о размере неплотности колец.

Плотность клапана проверяется или сжатым воздухом, или путем нанесения радиальных меловых (или мягким карандашом) черточек на рабочей поверхности клапана или гнезда. Клапан опускают в гнездо и поворачивают на  $1/3$  оборота. При хорошей плотности нанесенные черточки будут равномерно растерты.

При нормальном техническом состоянии ЦПГ воздуходувок и при спокойной погоде уменьшение или увеличение  $p_c$  и  $\epsilon$  может произойти по причине изменения объема камеры сжатия после ремонта, а также из-за чрезмерной выработки подшипников во

время эксплуатации. В этом случае необходимо произвести контрольное определение объема или высоты камеры сжатия, степени сжатия и привести их в соответствие с рекомендациями по эксплуатации двигателя или технических условий. Если они отсутствуют, то можно воспользоваться данными табл. 14.

Не рекомендуется увеличивать степень сжатия  $\epsilon$  выше 15—18, так как при этом сильно возрастает давление  $p_z$  в цилиндре, которое ограничивает прочностные характеристики двигателя; уменьшать  $\epsilon$  ниже 10, так как при этом не обеспечивается пуск двигателя в холодном состоянии и значительно уменьшается его к. п. д.

Высотой камеры сжатия цилиндра называется расстояние от верхней кромки поршня при его положении в в. м. т. до цилиндрической крышки. Высота камеры сжатия должна задаваться в технической документации каждого судна, она будет определять при проверке правильности установки объема камеры сжатия. Необходимо, к сожалению, заметить, что на большинстве современных двигателей высота камеры сжатия и степень сжатия не приводятся в судовой технической документации.

Высота камеры сжатия измеряется при помощи свинцовых выжимок после окончательной установки цилиндрических крышек. Свинцовая выжимка вводится через отверстие какого-либо клапана или форсунки в цилиндр и устанавливается на доннышке поршня, обычно всегда в одном и том же месте. Ее размеры несколько больше предполагаемой высоты камеры сжатия. Проворачивают двигатель валоповоротным устройством, чтобы поршень прошел в. м. т. После этого вынимают выжимку, производят измерение ее толщины в месте вмятины микрометром с точностью до  $0,01 \text{ мм}$  и сравнивают с рекомендованным значением. При несоответствии высоты камеры сжатия рекомендованным значениям необходимо произвести ее регулировку.

Оригинальное приспособление для замера высоты камеры сжатия в цилиндрах двигателей 6NVD48, которое (с небольшими изменениями) можно применять и на двигателях других типов, предложили рационализаторы Мурманской судовой верфи № 2 Н. Дулин и В. Беляев. Приспособление (рис. 22) состоит из корпуса 5, стопорного (упорного) кольца 4, штока 3, усов 2 и свинцовых выжимок 1. Замеры высоты камеры сжатия производятся в следующем порядке: поршень проверяемого цилиндра валоповоротным устройством опускают приблизительно в н. м. т.; корпус приспособления через форсуночное отверстие (если оно расположено посередине цилиндрической крышки) опускают в цилиндр до упора 4;

Таблица 14

Рекомендованные значения  $p_c$  и  $\epsilon$  для различных типов двигателей

Двигатели	$p_c$ , кгс/см <sup>2</sup>	$\epsilon$
Малооборотные	30—38	13—14
Высокооборотные	35—45	15—18
Двигатели с наддувом	40—60	11—13

во внутреннее отверстие приспособления вставляется шток 3, который разводит усы 2, и выжимки 1 устанавливаются в рабочее положение; затем проворачивают коленчатый вал валоповоротным устройством так, чтобы поршень проверяемого цилиндра прошел в. м. т и возвратился снова приблизительно в н. м. т, вынимается шток из внутреннего отверстия приспособления; вынимается корпус приспособления из форсуночного отверстия; производится замер толщин свинцовых выжимок, которые будут соответствовать высоте камеры сжатия. Поворачивая выжимки на 90°, можно производить замер высоты камеры сжатия в следующем цилиндре.

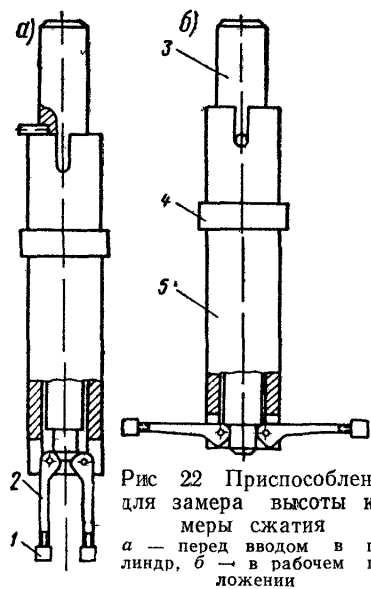


Рис 22 Приспособление для замера высоты камеры сжатия  
а — перед вводом в цилиндр, б — в рабочем положении

Рекомендуется устанавливать высоту камеры сжатия после всех видов ремонта двигателя на 0,1-0,2 мм меньше необходимого значения, так как после приработки подшипников поршень опустится высота камеры сжатия достигнет своего правильного значения.

Объем камеры сжатия определяют либо расчетным путем, что выполнить довольно трудно, так как форма камеры сжатия очень сложна, либо заливая в камеру сжатия масло, для чего поршень проверяемого цилиндра устанавли-

вают точно в в. м. т., масло заливают мерной посудой через отверстие какого-либо клапана или форсунки, при этом зазор между цилиндровой втулкой и поршнем, а также гнезда остальных клапанов замазывают техническим вазелином.

Регулировка камеры сжатия производится изменением толщины прокладок между крышкой цилиндра и цилиндром или между пяткой шатуна и головным подшипником. В четырехтактных двигателях эта регулировка производится чаще всего изменением толщины прокладок под пяткой шатуна.

Регулировка камеры сжатия у двухтактных двигателей изменением толщины прокладок под пяткой может вызвать изменение газораспределения, т. е. процессов продувки и выпуска, что вредно и недопустимо. Поэтому, прежде чем производить регулировку камеры сжатия и ε, необходимо проверить фазы газораспределения, они не должны отличаться от рекомендованных значений более чем на ±1°. По этой причине у двухтактных двигателей регулировка камеры сжатия и ε производится чаще всего изменением толщины прокладок между цилиндровой крышкой и цилиндром. И только при износе головных, мотылевых и рамовых подшипников камера сжатия регулируется прокладками под пяткой шату-

на. При регулировке двигателя необходимо достичь того, чтобы камеры сжатия и ε были для всех цилиндров одинаковыми. Чтобы узнать, насколько необходимо изменить высоту камеры сжатия для подрегулировки  $p_c$ , можно воспользоваться нижеприведенной эмпирической формулой [37]

$$\delta = \frac{(V_{c1} - V_{c2})k}{F} \text{ см},$$

где  $V_{c1}$  — фактический объем камеры сжатия, определенный заливом и соответствующий развиваемому давлению  $p_{c1}$  или найденный по формуле

$$V_{c1} = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} \text{ см}^3;$$

$F$  — площадь поперечного сечения данного цилиндра,  $\text{см}^2$ ;  
 $k$  — поправочный коэффициент, который зависит от общего технического состояния двигателя: а) для двигателей без наддува — новых и после капитального ремонта  $k=1$ , среднеизношенных  $k=1,2$ , сильноизношенных  $k=1,3$ ; б) для двигателей с наддувом — новых и после капитального ремонта  $k=0,6 \div 0,8$ , среднеизношенных  $k=0,8 \div 0,9$ , сильноизношенных  $k=0,9 \div 1,0$ . (Меньшие величины  $k$  относятся к двигателям высокого наддува и четырехтактным, а большие — к двигателям низкого наддува и двухтактным);

$V_{c2}$  — объем камеры сжатия, который необходимо установить для достижения требуемого давления сжатия  $p_{c2}$ :

$$V_{c2} = \frac{V_{c1} p_{c1}}{p_{c2}} \text{ см}^3.$$

## § 10. Проверка и регулирование фаз газораспределения

Органы газораспределения обеспечивают своевременную подачу свежего заряда воздуха в цилиндры двигателя для возможности сгорания впрыснутого топлива, а также для очистки цилиндра от отработавших газов. В четырехтактных двигателях органами газораспределения являются впускные, выпускные и пусковые клапаны, в двухтактных — выпускные (выхлопные) и продувочные окна или выпускные клапаны и продувочные окна, а также пусковые клапаны.

Моменты открытия и закрытия органов газораспределения, выраженные в градусах угла поворота коленчатого вала (° п. к. в.), называют фазами газораспределения. Фазы газораспределения приводятся в табличной форме (табл 15 и 16) или, для наглядного представления о последовательности и продолжительности фаз, изображаются графически в виде круговой диаграммы (рис 23 и 24) — диаграммы газораспределения. Если на такой диаграмме указываются также моменты подачи топлива и ци-

линдрического масла в цилиндр, то она называется диаграммой распределения. Отсчет угла отклонения мотыля на круговой диаграмме производится от ближайшей мертвой точки.

Оптимальные фазы газораспределения (распределения) устанавливаются экспериментальным путем на стенде для каждого двигателя в зависимости от его конструкции, мощности, быстроходности, тактности, типа наддува, конструкции впускной и вы-

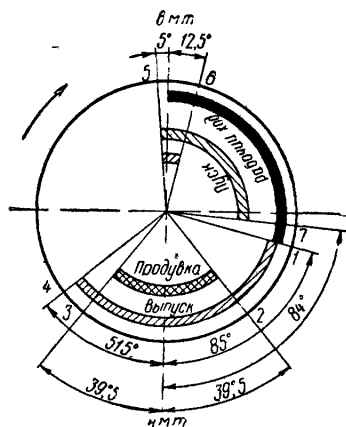


Рис. 23. Диаграмма распределения двухтактного двигателя «Бурмейстер и Вайн» типа 874VT2BF160 (теплоход «Омск»):

1 и 4 — начало открытия и конец закрытия выпускного клапана; 2 и 3 — начало открытия и конец закрытия продувочных окон; 5 — начало подачи топлива, ТНВД и начало пуска; 6 — конец подачи топлива; 7 — конец пуска

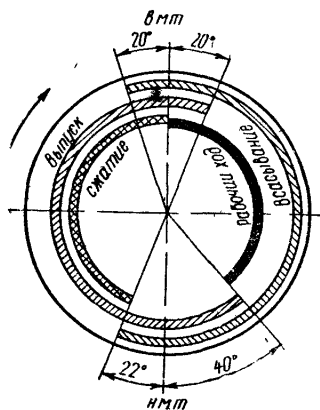


Рис. 24. Диаграмма газораспределения четырехтактного двигателя «Ланг» 8LD315RF (суда типа «Гарту»)

пускной систем, условий и режимов эксплуатации и т. д. Поддержание оптимальных фаз газораспределения в процессе эксплуатации способствует нормальному процессу сгорания, достигается номинальной мощности и экономичности. Это осуществляется своевременной проверкой и установкой оптимальных фаз газораспределения, а также поддержанием в нормальном техническом состоянии его органов.

Критерием правильности установки и хорошего состояния органов газораспределения является выполнение номинальной мощности и рекомендованного удельного расхода топлива, а также вид индикаторных диаграмм (нормальных и диаграмм выпуска-продувки). При правильных фазах газораспределения и нормальном техническом состоянии его органов нормальная индикаторная диаграмма имеет наибольшую площадь и по виду приближается к теоретической. При раннем или позднем открытии и закрытии клапанов или окон площадь нормальной диаграммы

уменьшается, уменьшается, следовательно, и мощность двигателя, вид диаграммы выпуска-продувки искажается.

На рис. 25, а показано влияние нормального (точка  $b$ ), позднего (точка  $b''$ ) и раннего (точка  $b'$ ) открытия, а на рис. 25, б — нормального (точка  $x$ ) и раннего (точка  $r'$ ) закрытия выпускного клапана четырехтактного двигателя на индикаторную диаграмму: при всех случаях отступления от оптимального угла открытия и закрытия выпускного клапана индикаторная мощность уменьшается.

Для улучшения очистки и увеличения наполнения цилиндра свежим зарядом у четырехтактных двигателей впускной клапан открывается до в. м. т. и закрывается после н. м. т., выпускной клапан открывается до н. м. т. и закрывается после в. м. т. Благодаря этому выпуск и наполнение занимают более  $180^\circ$ . Перекрытие впускного и выпускного клапанов улучшает очистку и наполнение цилиндра свежим зарядом. Величина перекрытия увеличивается с увеличением частоты вращения двигателя.

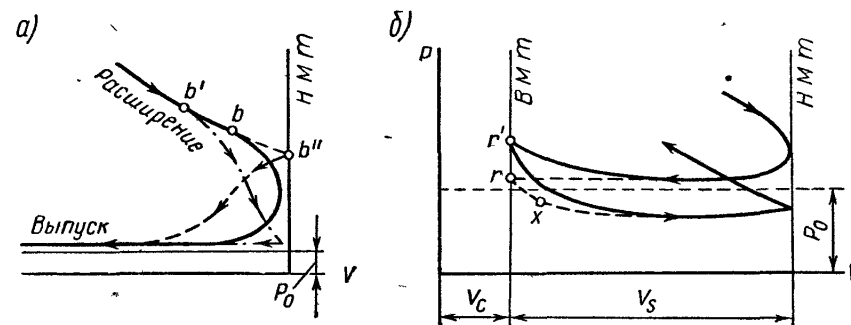


Рис. 25. Влияние момента открытия (а) и закрытия (б) выпускного клапана на индикаторную диаграмму

В табл. 15 и 16 даны фазы газораспределения двухтактных и четырехтактных двигателей. Фазы газораспределения обычно устанавливаются для номинального режима, с изменением числа оборотов двигателя изменяются и условия газообмена. Кроме того, у двигателей с газотурбинным наддувом от начала выпуска зависят параметры газа перед турбиной и ее мощность. Раннее открытие выпускных органов обеспечивает значительное повышение мощности турбины, но уменьшает мощность двигателя. При позднем открытии выпускных органов мощность турбины уменьшается, также уменьшается и мощность двигателя, так как уменьшается частота вращения турбовоздуховодов и давление продувочного воздуха, ухудшается процесс очистки цилиндра от отработавших газов и наполнение его свежим зарядом воздуха.

Если фазы газораспределения двухтактных двигателей почти постоянны, то у четырехтактных двигателей и у двухтактных с прямоточно-клапанной продувкой (двигатели «Бурмейстер и Вайн», «Сторк») их можно изменять сознательно в процессе экс-



плуатации и испытаний или может произойти «произвольное» регулирование.

Причины разрегулирования фаз газораспределения: изменение зазоров в механизме привода клапанов из-за нарушения регулировки или износа деталей; изменение профиля кулачковых шайб вследствие их износа; вытяжка цепи привода распределительного вала; проворачивание или неправильная сборка кулачных шайб на распределительном валу; неправильная установка распределительного вала; неправильное зацепление шестерен при сборке двигателя; износ шестерен привода распределительного вала; неправильная установка или регулировка заслонок в выпускном коллекторе (двигатели «Зульцер» типа RD); закоксование окон и клапанов. У двухтактных двигателей с бесклапанным выпуском фазы газораспределения могут нарушаться из-за изменения толщины прокладки под пяткой шатуна, что, впрочем, бывает очень редко.

Проверка, регулировка и установка фаз газораспределения эксплуатации, при испытаниях и после ремонта производятся следующей последовательности: убеждаются в нормальности вращения коленчатого вала, прокручивая его вручную или валоповоротным устройством; проверяют соответствие мертвых точек поршня указателям мертвых точек на маховике, проверяют и устанавливают необходимые зазоры

в механизме привода клапанов, проверяют правильность положения распределительного вала относительно коленчатого вала; проверяют и регулируют фазы газораспределения.

Верхнюю мертвую точку поршня можно определить различными способами. Достаточно просто это сделать помощью линейного индикатора со штоком (рис. 26) и простой линейки: поршень проверяемого цилиндра подвешивают к в. м. т.; через форсунное или иное отверстие в цилиндрической крышке на днище поршня опускают шток 2, в торец которого устанавливается ножка линейного индикатора; затем коленчатый вал

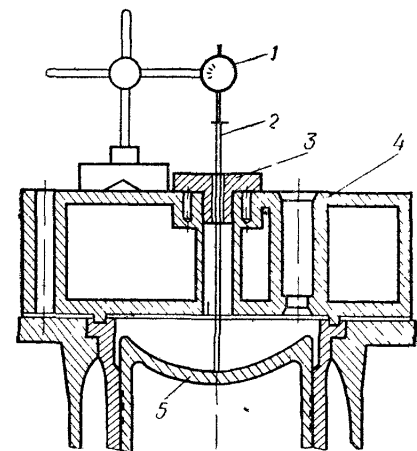


Рис 26 Определение в м. т. поршня с помощью линейного индикатора: 1 — индикатор, 2 — шток, 3 — направляющая втулка, 4 — цилиндрическая крышка, 5 — поршень

незначительно (градусов на 10) вращают на передний и задний ход и наблюдают за показанием индикатора. Момент наибольшего значения показания линейного индикатора будет соответствовать в. м. т. поршня данного цилиндра. Этому моменту на маховике двигателя должно соответствовать обозначение в. м. т. по

соответствующей разбивке. Если на маховике нет обозначений верхних мертвых точек, то делают риску с обозначением номера цилиндра.

Зазоры в механизме привода газораспределения устанавливают с целью возможного расширения его деталей во время работы двигателя, чтобы не нарушать моментов газораспределения и герметичности клапанов, которые влияют на рабочий процесс двигателя, его мощность и экономичность. Однако повышенные зазоры способствуют увеличению динамических нагрузок, что приводит к быстрому износу и трещинам в деталях клапанного механизма. В зависимости от конструкции механизма привода газораспределения установка зазоров и их регулирование могут производиться различными способами.

В большинстве конструкций четырехтактных двигателей зазор проверяется и регулируется при холодном двигателе между цилиндрической частью кулачковой шайбы и роликом толкателя или (чаще всего у вспомогательных четырехтактных двигателей) между ударным болтом на конце коромысла и концом штока клапана — рис. 27 (или надеты на концы штоков клапанов специальных колпачков, предохраняющих их от расклепывания). Регулировка производится с помощью названного ударного болта, который ввертывается или вывертывается. Зазоры проверяются щупом. Зазор между ударным болтом и концом штока клапана измеряют при нахождении поршня проверяемого цилиндра почти в в. м. т., когда впускной и выпускной клапаны закрыты. В этом положении зазор между ударным болтом и концом штока клапана должен быть равен рекомендован-

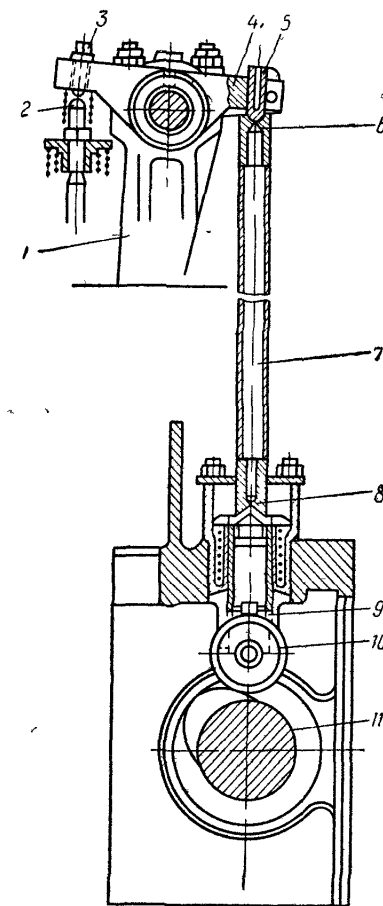


Рис 27 Распределительный механизм двигателя при расположении распределительного вала у основания рабочих цилиндров (двигатели 18Д, Д50 и т. д.):

1 — стойка, 2 — колпачок со сферической головкой, надетой на шток клапана, 3 — ударный болт с закаленной сферической головкой, 4 — кулачковый рычаг, 5 — болт с выпуклой головкой, 6 — вставка, 7 — штанга, 8 — закаленная вставка, 9 — толкатель, 10 — ролик, 11 — распределительный вал



ному значению. Обычно зазор у выпускных клапанов на 30—40% больше, чем у впускных, так как они больше нагреваются и расширяются.

У главных двухтактных двигателей с выпускными клапанами (рис. 28) зазор между коромыслом 2 и штоком (хвостовиком)

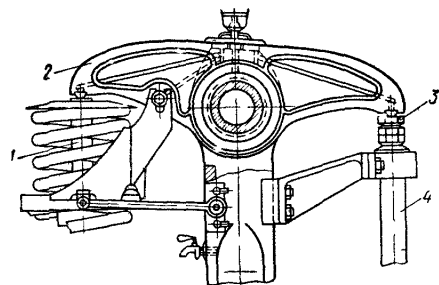


Рис 28 Выпускной клапан с приводом двигателя «Бурмейстер и Вайн»

выпускного клапана 1 регулируется болтом 3, который также ввертывается или вывертывается (4 — штанга толкателя).

Во всех случаях проверка клапанных зазоров должна производиться при нахождении ролика толкателя на цилиндрической части кулачной шайбы.

Проверка правильности положения распределительного вала относительно коленчатого вала выполняется различными способами в зависимости от конструкции механизма привода газораспределения. Она выполняется или по заводским меткам на шестернях или с помощью контрольных штихмасов, поставляемых вместе с двигателем.

Широко применяются контрольные штихмасы для проверки и регулировки положения распределительного вала на двигателях «Бурмейстер и Вайн», которые совершаются в следующем порядке: распределительный вал устанавливается на передний ход; мотыль первого цилиндра по штихмасу устанавливается в в. м. т. (рис. 29, а), штихмас для распределительного вала выпускных клапанов устанавливается на кормовой муфте реверсивного механизма (рис. 29, б). Указатель штихмаса должен совпадать с заводскими метками на муфте; если такого соответствия нет, значит имеется смещение распределительного вала.

Правильность положения распределительного вала также проверяется по углу между осью симметрии кулачной шайбы выпускного клапана с горизонталью. Для этой цели на носовом торце распределительного вала имеется заводская риска, соответствующая оси симметрии кулачной шайбы выпускного клапана первого цилиндра. Проверка осуществляется следующим образом. Мотыль первого цилиндра по штихмасу (рис. 29, а) устанавливается в в. м. т. При помощи угломера (или транспортира) и уровня в плоскости торца распределительного вала определяется угол наклона риски к горизонтали. Этот угол должен равняться рекомендованному, указанному в инструкции по регулировке двигателя. Для двигателя «Бурмейстер и Вайн» типа 874VT2BF160 величина этого угла должна равняться 17°.

Если замеренный угол не соответствует рекомендованному, значит распределительный вал вследствие износа или вытяжки цепи

привода сместился относительно своего первоначального положения на величину, отличную до рекомендованной. Обычно вследствие износа или вытяжки цепи привода этот угол уменьшается, что приводит к запаздыванию открытия и закрытия выпускных клапанов. Допустимое отклонение замеряемого угла для двигателей

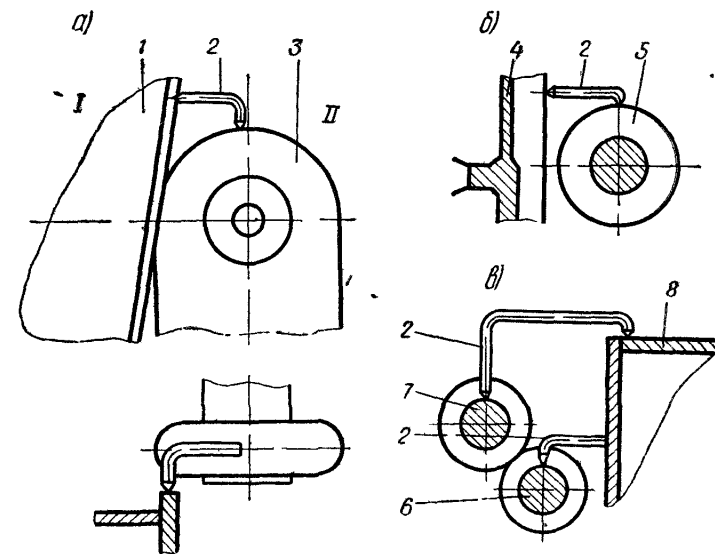


Рис 29 Установка штихмасов для проверки и регулирования фаз газораспределения

а — для определения в м. т. первого цилиндра, б — для контроля распределительного вала выпускных клапанов, в — для проверки установки воздухо-распределителя, 1 — носовая картерная стойка, 2 — штихмас, 3 — носовая щека коленчатого вала, 4 — рубашка цилиндра, 5 — полумуфта, 6 — вал привода воздухо-распределителя, 7 — вал воздухо-распределителя, 8 — ресивер продувочного воздуха, I — сторона выпуска, II — сторона распределения

«Бурмейстер и Вайн» составляет 2—3°. При больших смещениях распределительный вал необходимо установить в исходное положение, что осуществляется перестановкой распределительного вала или натяжением цепи привода. Проверка данным способом должна производиться только при отсутствии крена, в противном случае данные замеров будут неверны.

Одновременно при проверке зазоров и положения распределительного вала проверяется состояние и крепление кулачных шайб, роликов, нажимных и регулировочных болтов, зазоры в зубчатом зацеплении, плотность посадки клапанов. После проведения вышеперечисленных операций проверяют и регулируют фазы газораспределения.

Способ проверки фаз газораспределения зависит от конструкции двигателя, удобства и наличия времени для выполнения данной работы, знания существующих методов и опыта в подобной работе.

У двигателей с клапанным газораспределением начало выпуска или впуска определяется моментом набегания кулачной шайбы на ролик толкателя привода соответствующего клапана. Конец выпуска или впуска соответствует моменту схода с кулачной шайбы ролика толкателя клапана.

Чаще всего моменты открытия и закрытия клапанов определяют следующим образом. Вращают двигатель валоповоротным устройством или вручную, одновременно рукой поворачивая ролик толкателя клапана. В момент открытия клапана кулачная шайба находит на ролик, препятствуя его проворачиванию. В момент закрытия клапана кулачная шайба сходит с ролика, который снова свободно проворачивается рукой. Соответственно моментам набегания кулачной шайбы на ролик и схода с нее определяются углы поворота маховика до ближайшей мертвой точки проверяемого цилиндра, которые и будут определять фазы газораспределения соответствующих клапанов.

Проверку газораспределения обычно делают только у одного первого от маховика цилиндра, так как заводы-строители кулачные шайбы устанавливают в требуемом положении. Если же ради предельной точности разбирали и снимали с него кулачные шайбы, то проверяют газораспределение на всех цилиндрах.

У двухтактных бесклапанных двигателей фазы газораспределения определяются моментами начала открытия и закрытия выпускных и продувочных окон верхней кромкой поршня (точнее верхней кромкой верхнего компрессионного поршневого кольца). Соответственно этим моментам на маховике двигателя определяются углы до ближайших мертвых точек проверяемого цилиндра. Моменты открытия и закрытия окон наблюдают через смотровые лючки выхлопного коллектора, из подпоршневого пространства или сверху цилиндра при снятой цилиндрической крышке.

Допускаемое отклонение фаз газораспределения от паспортных данных у высокооборотных двигателей не должно превышать  $\pm 3^\circ$ , у малооборотных и среднеоборотных  $\pm 7^\circ$ .

В каждом конкретном двигателе допускаемое отклонение фаз газораспределения оговаривает инструкция по регулировке или эксплуатации двигателя. Как уже говорилось выше, необходимо стремиться к тому, чтобы эти отклонения в фазах газораспределения были минимальными.

Все результаты проверки и регулировки механизма привода фаз газораспределения должны обязательно заноситься в машинный формуляр.

**Регулирование вращающихся выхлопных заслонок.** С 1959 фирма «Зульцер» и ее лицензиаты приступили к выпуску двигателей типа RD. Двигатели двухтактные, простого действия, крейпкопфные, реверсивные с газотурбинным наддувом, с контурно продувкой цилиндра.

Одной из особенностей этих двигателей являются вращающиеся выхлопные заслонки между цилиндрами и турбонагнетателям (рис. 30). Назначение заслонок: управление движением поток

отработавших газов; предотвращение утечки продувочного воздуха из подпоршневых полостей в турбины в то время, когда поршни находятся над окнами: предохранение от заброса отработавших газов в смежные цилиндры, подключенные к одному турбонагнетателю; создание дозарядки свежего воздуха путем перекрытия выпускного трубопровода заслонками одновременно с перекрытием поршнем продувочных окон.

Выхлопные заслонки вращаются с частотой вращения, наполовину меньшей, чем коленчатый вал двигателя, и приводятся в действие посредством одного цепного привода. Цепной привод выхлопных заслонок в зависимости от числа цилиндров располагается на конце или в середине двигателя. При реверсировании двигателя все выхлопные заслонки одновременно поворачиваются с помощью сервомотора. Валы сервомотора и заслонок находятся на одной осевой линии и соединяются между собой посредством специальных муфт (рис. 31). Толщина пластин выхлопных заслонок подобрана так, что для рабочего давления газов в цилиндре они являются жесткими. При попадании посторонних тел, например кусков поршневых колец, они прогибаются, не выходя из строя.

Выхлопные заслонки подвергаются проверкам: состояния пластин, радиальных и осевых зазоров при монтаже, моментов закрытия выхлопного трубопровода. В процессе эксплуатации двигателей может произойти нарушение моментов закрытия заслонками выхлопного трубопровода из-за проворачивания их валов, значительной вытяжки и износа цепи привода или после ее укорочения. Поэтому рекомендуется проверять моменты газораспределения. Допускаемое максимальное отклонение моментов закрытия заслонок при вращении двигателя на передний ход составляет  $\pm 3^\circ$  (проверяется с помощью контрольного шупа и измеряется по маховику двигателя) и  $\pm 1,5^\circ$  (измеряется непосредственно на торце вала выхлопной заслонки). При вращении двигателя валоповоротной машиной на задний ход отклонения допускаются несколько больше. Если отклонения превосходят допускаемые значения, необходимо произвести регулирование установки выхлопных заслонок.

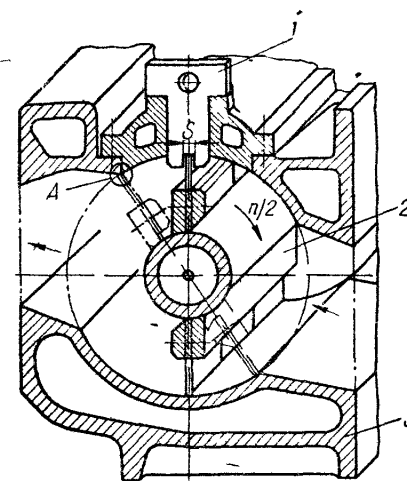


Рис 30 Установка вращающейся выхлопной заслонки:  
1 — контрольный шуп, 2 — выхлопная заслонка, 3 — корпус, A — момент начала закрытия выхлопного трубопровода заслонкой, S — установочная ширина проема контрольного шупа

Таблица 13

## Фазы газораспределения двухтактных двигателей, ° п. к. в

Фирма	Заводская или фирменная марка двигателя	Выпуск			Продувка		
		Начало открытия выпускных органов до н.м.т.	Конец закрытия выпускных органов после н.м.т.	Продолжительность выпуска	Начало открытия продувочных органов до н.м.т.	Конец закрытия продувочных органов после н.м.т.	Продолжительность продувки
«Русский дизель»	6DP30/50	79	46	125	50°15'	50°15'	100°
	8DP43/61 3Д100	66°30'	66°30'	138	54°30'	54°30'	109
«Бурмейстер и Вайн»	550VTBF110	89	57	146	38	38	76
	562VTBF140	89	53	142	40	40	80
	874VTBF160	87	54	141	—	—	—
	874VT2BF160	85	51°30'	136°30'	39°30'	39°30'	79
«Зульцер»	6TD56	59	59	118	69	69	138
	5SAD72	64	64	128	63	63	126
	6RD76	—	—	—	46	46	92
	8RD76	—	—	—	34 (высокого окна)	34	68 (низкого окна)
	9RD90	70°	70°	140	С высотой продувочных окон 217 мм 50 147 мм 40 102 мм 31	50 40 41	100 80 67
MAN	8MH42	69	69	138	80	80	160
	K6Z57/80C K9Z70/120A5	66	66	132°	51	51	102
«Фиат»	456T C758S 909S	55	55	110	60	60	120
«Сторк»	HOTL 75/160	90	47	137	48	48	96
«Нахаб-Поляр»	M46M	63°30'	66°30'	127	63°30'	63°30'	127

Установка и регулирование выхлопных заслонок после монтажа двигателя, ремонта и в эксплуатации проверяются с помощью контрольного щупа 1 (см. рис. 30), через верхние отверстия в кор-

Таблица 16

## Фазы газораспределения четырехтактных двигателей ° п. к. в.

Фирма	Заводская или фирменная марка двигателя	Впуск			Выпуск		
		Начало открытия впускного клапана до в.м.т.	Конец закрытия впускного клапана после н.м.т.	Продолжительность впуска	Начало открытия выпускного клапана до н.м.т.	Конец закрытия выпускного клапана после н.м.т.	Продолжительность выпуска
«Русский дизель»	5Д50	80	35	295	52	68	300
	8SV55uA	75	35	290	50	60	290
	8LD315RF	75	22	277	45	75	300
	VIIIJHR21,6/31	10	35	225	55	5	240
	«Ганц-Эндрашек» 3Д6	20	40	240	40	20	240
«Букау-Вольф»	6Ч36/45	15	20	215	18	12	210
	6ЧСП15/18	20	48	248	48	20	248
	6Ч32,5/45	16	25	221	42	23	245
	4NVD24	20	40	240	40	20	240
	8NVD36 6NVD1A	20 70	40 30	240 280	40 40	20 60	240 280

пусе, специально предусмотренные для этой цели. При проверке моментов закрытия валоповоротной машиной проворачивают двигатель до тех пор, пока в. м. т. проверяемого цилиндра на маховике не займет положение (согласно протоколу регулировки выхлопных заслонок на стенде завода-дизелестроителя), при котором она должна находиться перед контрольным отверстием. Затем контрольный щуп опускают в это отверстие и проверяют, как он прилегает к поворотной заслонке. Ширина прорези с контрольного щупа соответствует максимальному допуску на установку заслонки. Если щуп опускается не полностью или управляющая кромка выхлопной заслонки не находится под контрольным отверстием, то это означает, что она установлена неправильно и ее необходимо отрегулировать.

Регулирование выхлопных заслонок производится путем проворачивания рычага 1 муфты по отношению к валу заслонки (см. рис. 31). Рычаги муфты — внутри, а валы выхлопных заслонок — снаружи имеют зубчатое зацепление. Перестановка рычага на один зуб соответствует изменению на 3°, измеренному на торце вала выхлопной заслонки, и 6° — на маховике двигателя. Регулировка заслонок производится с помощью рычага муфты (только со стороны нормального подшипника), которая переставляется. Эта перестановка требует также разборки рычага муфты соседней правой выхлопной заслонки со стороны нормального подшипника, если смотреть со стороны турбонагнетателя. Рычаги муфты со стороны установочного подшипника не переставляются, их направле-

ние всегда должно совпадать с маркировкой на торце вала, которая соответствует направлению пластин заслонки.

При раннем закрытии выхлопной заслонки рычаг муфты с стороны нормального подшипника этой заслонки необходимо по-

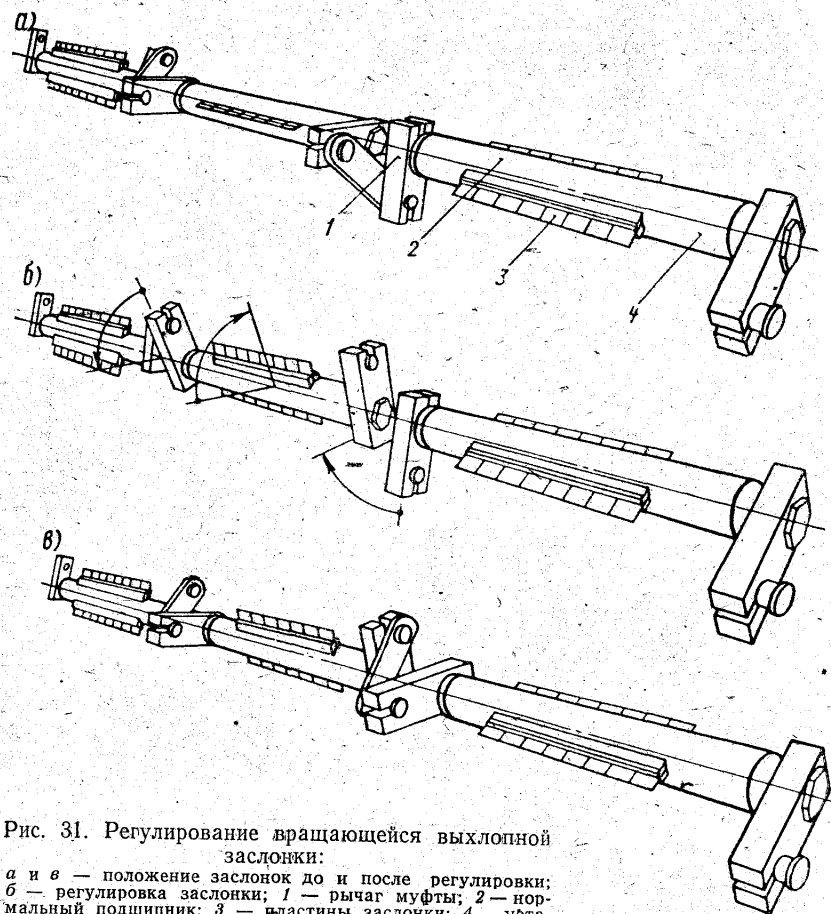


Рис. 31. Регулирование вращающейся выхлопной заслонки:  
а и в — положение заслонок до и после регулировки;  
б — регулировка заслонки; 1 — рычаг муфты; 2 — нормальный подшипник; 3 — пластины заслонки; 4 — установочный подшипник

вернуть в направлении вращения поворотной заслонки на передний ход, а рычаг муфты соседней поворотной заслонки, находящейся справа от нее, повернуть в направлении, обратном вращению выхлопных заслонок (рис. 31, б).

Если выхлопная заслонка закрывается слишком поздно, рычаг муфты следует повернуть в направлении, обратном ее вращению, а рычаг муфты соседней заслонки (справа) повернуть в направлении вращения выхлопных заслонок при вращении двигателя на передний ход.

В двигателях с приводом поворотных заслонок посередине (например, в двигателях типа 8RD76) при необходимости регулировки выхлопной заслонки, находящейся непосредственно слева от реверсирующего сервомотора, сервомотор «считают» выхлопной заслонкой с правой стороны. В этом случае регулировка производится перестановкой рычага муфты, находящегося с левой стороны этого сервомотора.

При установке и регулировке выхлопных заслонок необходимо всегда следить за тем, чтобы реверсирующий сервомотор находился в крайнем положении «вперед».

В протоколах регулировки выхлопных заслонок на стенде фирмы всегда приводят две величины углов закрытия, замеренных на маховике двигателя. Меньшие значения углов соответствуют моменту начала закрытия заслонкой выхлопного трубопровода (точка А, см. рис. 30). Большие значения соответствуют положению поворотной заслонки, когда она установлена по контрольному щупу. Момент начала закрытия выхлопного трубопровода можно проверить или отрегулировать только при снятых выхлопных трубах.

Этим способом невозможно было бы проверить установку выхлопных заслонок во время эксплуатации двигателя. Поэтому после того как выхлопные заслонки будут правильно отрегулированы на стенде при снятых выхлопных трубопроводах по моменту начала их закрытия, определяют углы на маховике двигателя, соответствующие нахождению заслонок под контрольными отверстиями в корпусе заслонки, точность установки которых определяется с помощью контрольного щупа.

## § 11. Проверка и регулирование топливной аппаратуры

**Общие сведения.** К топливной аппаратуре относятся ТНВД, форсунки и нагнетательные трубопроводы. Назначение: топливных насосов — подача топлива в цилиндры двигателя для получения заданной мощности; форсунок — распыливание топлива в цилиндре.

Подача топлива в цилиндр ТНВД требует выполнения определенных условий: осуществления начала и конца подачи топлива в цилиндры в строго определенные моменты по отношению к в. м. т.; соблюдения определенной закономерности подачи топлива в цилиндр (закона подачи); обеспечения неизменности количества и продолжительности подаваемого топлива по всем цилиндрам в течение всего режима; возможности изменения количества подаваемого топлива по режимам; одновременности прекращения подачи топлива в цилиндры (нулевая подача).

Для выполнения этих требований существует несколько типов насосов, отличающихся между собой как по конструкции, так и по способу действия и регулирования. Ниже подробно рассмотрены различные методы и способы проверки и регулирования этих насосов.

Под термином «регулировка ТНВД» понимается метод изменения цикловой подачи топлива, фаз топливоподачи по насосу и комплекс работ, связанных с оптимальной их установкой. При их регулировании прежде всего необходимо пользоваться инструкциями завода-изготовителя.

Проверка топливных насосов заключается в определении плотности рабочей полости насоса, нулевой подачи, фаз топливоподачи, цикловой подачи и ее равномерности по цилиндрам, состояния деталей.

**Регулирование количества подаваемого топлива у ТН** производится двумя способами: изменением хода плунжера и перепуском топлива при постоянном ходе плунжера.

Изменение хода плунжера может осуществляться: применением кулачка переменного профиля, которому сообщается осевое перемещение; изменением зазора между плунжером и толкателем; смещением точки качания промежуточного рычага.

В современных дизелях в основном применяются топливные насосы с постоянным ходом плунжера, в которых регулирование количества подаваемого топлива конструктивно производится: изменением перепуска (избыточного количества топлива) отсечными, перепускными или всасывающими клапанами (клапанное регулирование); изменением перепуска через окна во втулке насоса разворотом золотникового плунжера, имеющего отсечные кромки (бесклапанное регулирование).

Количество подаваемого топлива в насосах с постоянным ходом плунжера регулируется за счет изменения продолжительности нагнетания: чем она больше, тем больше топлива подается в цилиндр, и наоборот.

Регулировка количества подаваемого топлива на различных нагрузках производится тремя способами: изменением конца подачи топлива; изменением начала подачи топлива; изменением конца и начала подачи топлива (комбинированное или смешанное регулирование).

Топливные насосы с клапанным регулированием по концу подачи установлены, например, на дизелях 750S фирмы «Фиат» (рис. 32), «Нахаб-Поляр» М46М. Топливные насосы с клапанным регулированием по началу подачи установлены на дизелях завода «Русский дизель» ДР30/50, 8ДР43/61 (рис. 33), на дизелях фирмы «Зульцер» (SD72, 5SAD72, 6TD56, типа RD).

Насосы с клапанным регулированием подачи топлива по концу и началу устанавливаются, например, на дизелях 8МН42 фирмы «Зульцер» (рис. 34). На старых судах двигателя фирмы МАН (K6Z57/80, K7Z70/120С, K7Z78/120А) оснащались клапанными насосами, которые при нагрузках меньше 60—75% номинальной регулировались комбинированным способом, а при нагрузках выше 60—75% — по концу подачи. Однако вследствие конструктивных недостатков клапанных насосов, сложности обслуживания и эксплуатации и низкой надежности многие дизелестроительные заводы стали применять топливные насосы золотникового типа.

Большинство современных тихоходных дизелей оборудовано золотниковыми насосами (рис. 35), которые обладают простотой конструкции, регулировки, обслуживания, эксплуатации и высокой надежностью.

Топливные насосы золотникового типа позволяют легко осуществлять все три способа регулирования количества подаваемого топлива путем изменения положения косых регулировочных кромок на плунжере (рис. 36).

Насосы золотникового типа с регулированием по концу подачи широко применяет фирма «Бурмейстер и Вайн» и ее лицензиаты (550VTBF110; 874VT2BF160; 562VT2BF140), а также фирма МАН на судах современной постройки (дизели KZ57/80С, KZ70/120С, GZ52/90).

До настоящего времени нет вполне обоснованного мнения о том, какому способу регулирования отдать предпочтение. Дизелестроительные заводы продолжают строить топливные насосы со всеми тремя способами регулирования. Это обусловливается тем,

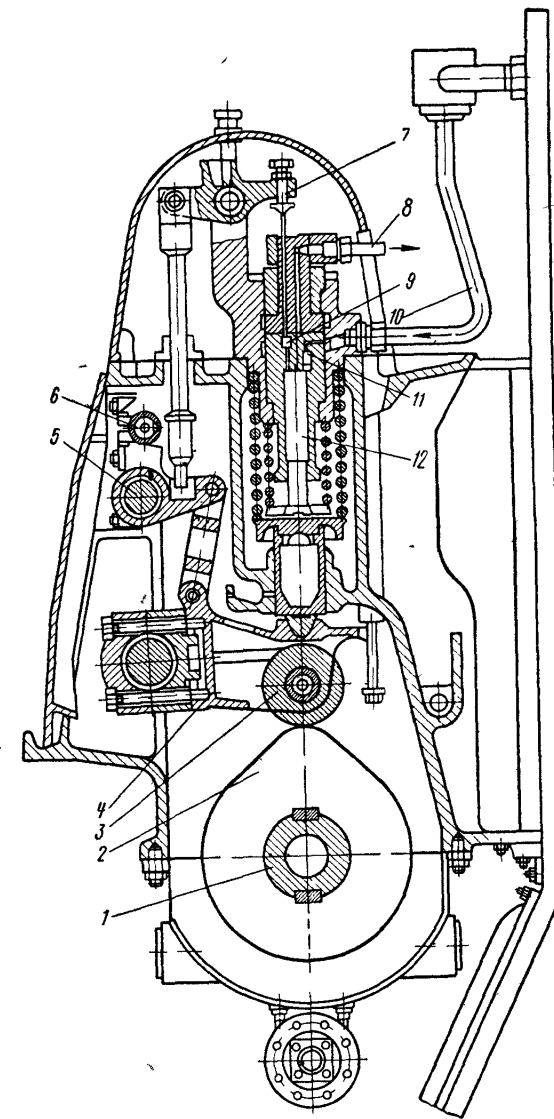


Рис 32 Топливный насос двигателя «Фиат» 750S. 1 — распределительный вал, 2 — кулачковая шайба, 3 — рычажный толкатель, 4 — прокладка регулировочная, 5 — эксцентриковый вал, 6 — валок для выключочной, 7 — регулировочный болт; 8 — трубопровод насоса, 9 — регулировочный клапан; 10 — трубопровод нагнетательный, 11 — всасывающий клапан, 12 — плунжер

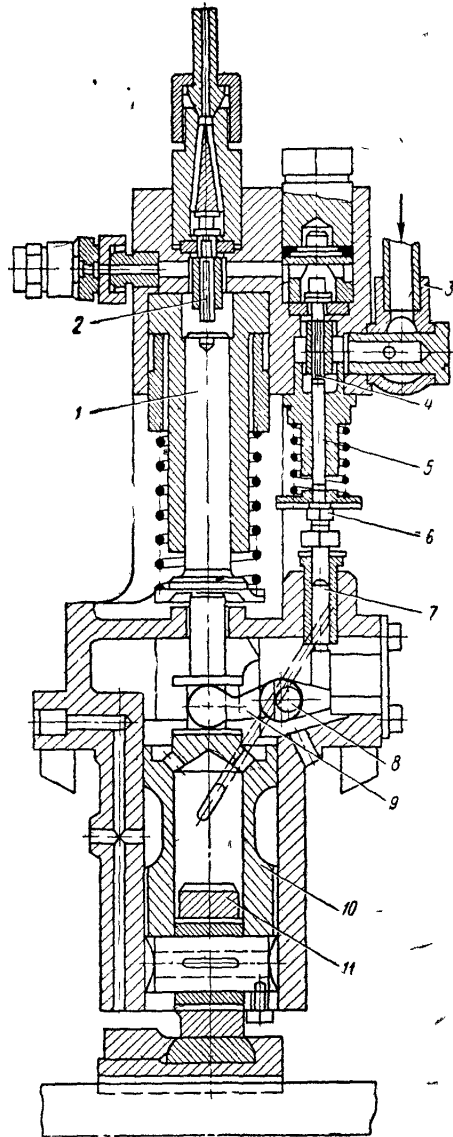


Рис. 33. Топливный насос двигателей ДР:

1 — плунжер; 2 — нагнетательный клапан; 3 — приемный штуцер; 4 — впускной клапан; 5 — толкатель; 6 — регулировочная гайка; 7 — толкатель; 8 — эксцентрик; 9 — двуплечий рычаг; 10 — толкатель плунжера; 11 — ролик толкателя

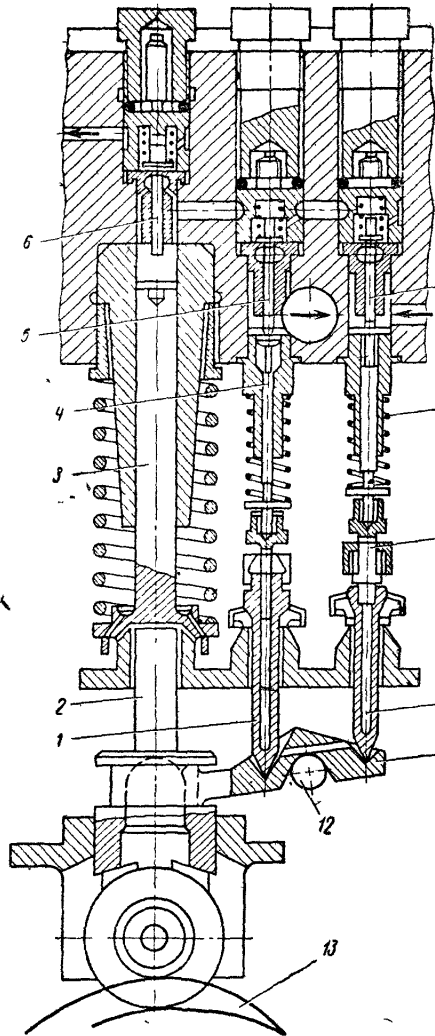


Рис. 34. Топливный насос двигателя «Зульцер» 8МН42:

1 и 4 — толкатели перепускного клапана; 2 — толкатель плунжера; 3 — плунжер; 5 — перепускной клапан; 6 — нагнетательный клапан; 7 — впускной клапан; 8 и 10 — толкатель впускного клапана; 9 — резьбовое соединение для регулирования длины толкателя; 11 — коромысло; 12 — эксцентрия; 13 — кулачковая шайба

Эти способы регулирования количества подаваемого насосом топлива оказывают различное влияние на характер процесса сгорания и экономичность работы главного судового двигателя в основном при переходе на долевые нагрузки, которые составляют незначительный процент в работе двигателя. Это наглядно подтверждается сравнительным анализом винтовых характеристик работы двигателя и моментов топливоподачи (рис. 37), проведенным В. А. Хромых [70] для различных режимов главных судовых двигателей: «Бурмейстер и Вайн» 874VTBF160 (теплоход «Тикси»), 10 000 э. л. с. при 115 об/мин, ТНВД золотниково-го типа с регулированием по концу подачи; МАН K7Z70/120С (теплоход «Углеральск»), 4700 э. л. с. при 100 об/мин, ТНВД клапанного типа со смешанным регулированием; «Зульцер» 6SD72 (теплоход «Немирович-Данченко»), 3750 э. л. с. при 120 об/мин, ТНВД клапанного типа с регулированием по началу подачи.

Преимуществом топливных насосов с регулированием по концу подачи является резкий и четкий конец процесса впрыскивания, что обеспечивает качественное распыливание и сгорание топлива. Недостаток этих насосов — жесткая работа двигателя на долевых нагрузках.

Преимуществом ТН с регулированием по началу подачи является мягкая работа двигателя на долевых нагрузках. Их недостатком — вялый конец впрыскивания, что ухудшает процесс сгорания.

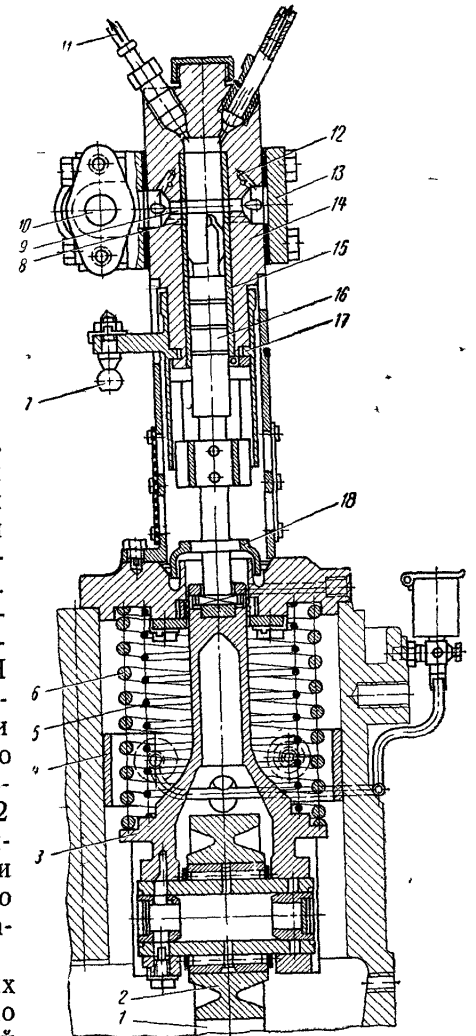


Рис. 35. Топливный насос двигателя «Бурмейстер и Вайн» типа 562VT2BF140:

1 — кулачковая шайба; 2 — ролик толкателя; 3 — толкатель; 4 — направляющая толкателя; 5 и 6 — пружины; 7 — поводок; 8 — разгрузочное отверстие; 9 — приемное отверстие; 10 — приемный патрубок; 11 — нагнетательный трубопровод; 12 — сверления для перепуска топлива; 13 — заглушка; 14 — корпус насоса; 15 — втулка; 16 — плунжер; 17 — поворотная втулка; 18 — отбойник



Смешанное регулирование клапанных насосов обеспечивает оптимальное регулирование дизелей. Достоинством его является четкий конец подачи и автоматическое регулирование опережения подачи на различных режимах работы. Однако у золотниковых насосов со смешанным регулированием невозможно раздельное регулирование начала и конца подачи. Здесь при регулировании одновременно изменяются оба момента подачи топлива. Так, при увеличении подачи топлива угол опережения уменьшается, а конец подачи становится более поздним, и наоборот.

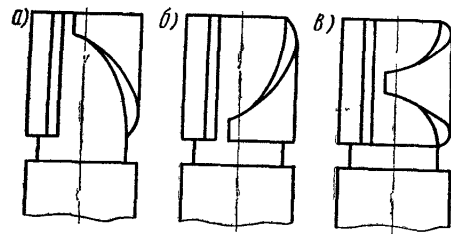


Рис 36. Плунжеры золотникового насоса, осуществляющие регулировку: а — по концу подачи; б — по началу подачи; в — по концу и началу подачи (смешанное регулирование)

Одновременное изменение нагрузки двигателя по всем цилиндрам происходит путем изменения положения топливной рукоятки поста управления, от которой через систему рычагов и тяг, общего приводного валика происходит воздействие на разворот золотниковых плунжеров у золотниковых насосов или на разворот эксцентриковых осей привода толкателей отсечных или всасывающих клапанов в клапанных насосах. Этим меняется цикловая подача топлива.

Индивидуальное регулирование цикловой подачи топлива в клапанных насосах производится путем изменения зазора между отсечным или всасывающим клапаном и их толкателями за счет изменения длины этих толкателей. Длина толкателя изменяется при помощи вращения гайки б (см. рис. 33) или резьбового соединения 9 (см. рис. 34).

С увеличением зазора (путем уменьшения длины толкателя) подача топлива в цилиндр увеличивается, при обратном действии — уменьшается.

В золотниковых насосах индивидуальная регулировка цикловой подачи производится изменением разворота золотникового плунжера, также с помощью изменения длины талрепной тяги. С увеличением длины тяги разворот плунжера уменьшается, а цикловая подача будет увеличиваться, при обратном действии — уменьшаться.

Изменяя этими способами цикловую подачу топлива, производят динамическую «подрегулировку» работающего двигателя.

**Регулирование равномерности подачи топлива по цилиндрам.** Равномерность подачи топлива по цилиндрам определяется и регулируется различными способами: на неработающем двигателе — замером цикловой подачи сбором топлива в мерительную мензурку; с помощью установки одинаковых ходов толкателей отсечных или всасывающих клапанов у клапанных насосов (одинаковой установки зазоров между клапанами и их толкателями), что

обеспечивает идентичность активного хода топливных насосов двигателя; установкой «нулевой подачи» топлива; на работающем двигателе — по показаниям давлений манометров и максиметров с поворотной головкой, установленных на на-

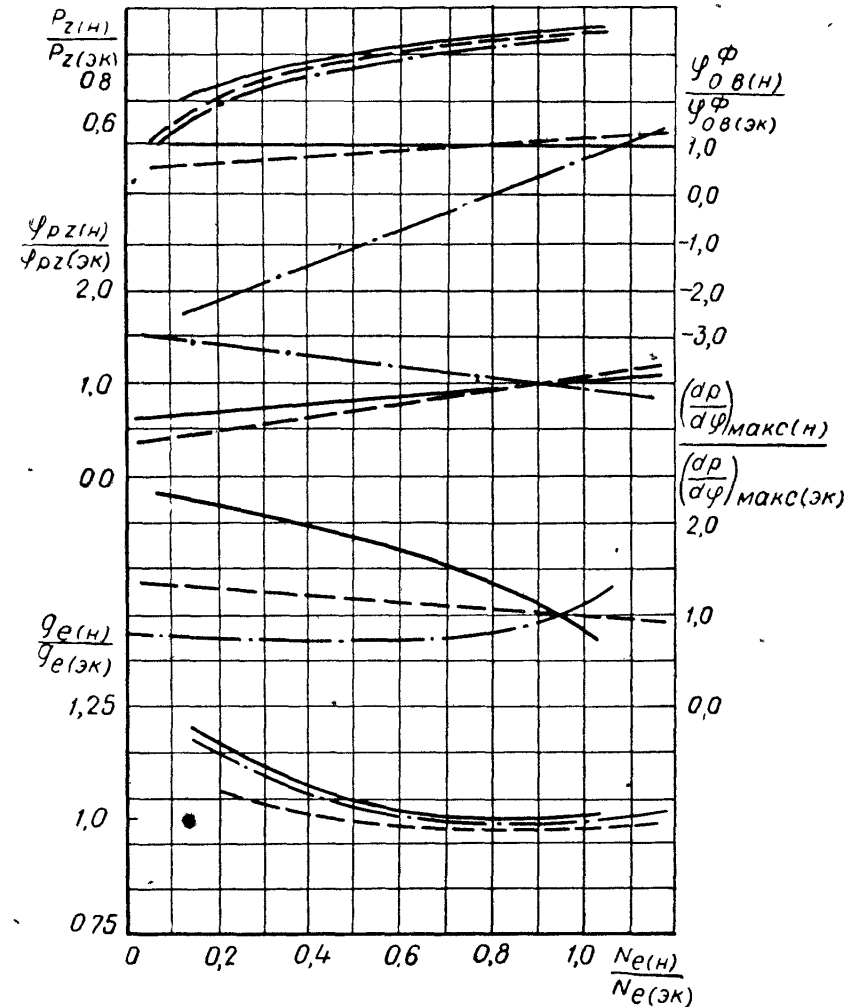


Рис. 37. Характеристики работы судовых двигателей теплоходов «Тикси» (—), «Немирович-Данченко» (— · — · —), «Углеуральск» (— · — · —):  $\varphi_{0\phi}$  — угол опережения впрыска;  $\varphi_{pz}$  — изменение угла, соответствующего максимальному значению  $p_z$ ;  $dp/d\varphi$  — максимальная скорость нарастания давления газов по углу поворота коленчатого вала

гнетательной полости топливных насосов; регулированием равномерности распределения  $N_v$ ,  $P_v$ ,  $P_z$ ,  $t_{o,r}$  по цилиндрам.

Регулирование равномерности подачи топлива по цилиндрам замером цикловой подачи производится в следующей последова-

тельности: реверсивное устройство устанавливается на передний ход; топливная рукоятка поста управления — на полную подачу, соответствующую номинальной мощности; отдается нагнетательный трубопровод проверяемого насоса; на нагнетательный штуцер устанавливается моментоскоп (рис. 38, б); ручным прокачиванием насоса удаляют из него воздух; прокачивая насос вручную, собирают в мерные стеклянные мензурки емкостью 100 см<sup>3</sup> 10—15 полных порций топлива с каждого насоса, подача топлива должна производиться с максимально возможной скоростью нажатия рычага прокачивания; после отстоя топлива в течение 10—20 мин определяется объем топлива, поданный на одну подачу.

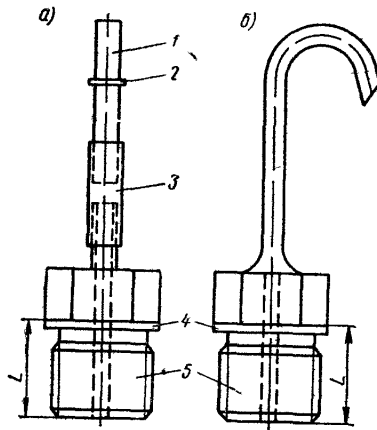


Рис 38 Моментоскопы: а — со стеклянной трубкой внутреннего диаметром 2—4 мм; б — с металлической Г-образной трубкой; 1 — трубка, 2 — резиновое или пенное колечко; 3 — резиновая трубка, 4 — прокладка, 5 — штуцер; L — размер, не больше длины гнезда штуцера, чтобы не помять его уплотняющую поверхность

Цикловой подачей (насосом или форсункой) называют единичную подачу топлива, осуществляемую системой впрыска при каждом рабочем цикле. На номинальном режиме цикловая подача определяется по формуле

$$g_{ц} = \frac{g_e N_e}{i n 60 z k} \text{ г/цикл,}$$

- где  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива, г/э. л. с. ч;  
 $N_e$  — эффективная мощность двигателя на расчетном режиме, э. л. с.;  
 $i$  — число рабочих цилиндров;  
 $n$  — частота вращения коленчатого вала, об/мин;  
 $z$  — коэффициент тактности: для двухтактных двигателей  $z=1$ ; для четырехтактных  $z=0,5$ ;  
 $k$  — количество топливовпрыскивающих элементов на одном цилиндре. Если на каждый цилиндр установлен один насос и одна форсунка, то  $k=1$ . Если на цилиндре установлены две форсунки, работающие от своего насоса, то  $k=2$ . При разветвленной системе, когда две (или более) форсунки одного цилиндра работают от одного топливного насоса, цикловые подачи для каждого насоса необходимо считать при  $k=1$  и отдельно для форсунок при  $k$ , равном числу форсунок.

Степень неравномерности подачи (отклонение в производительности) насосов двигателя допускается 2—3%.

Степенью неравномерности подачи называется отношение разности подачи топлива между цилиндрами (из которых один получает наибольшее, а другой наименьшее количество топлива) к наименьшему подаваемому количеству его. Степень неравномерности подачи топлива выражается в процентах и определяется по формуле

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\min}} 100\%,$$

где  $v_{\max}$ ,  $v_{\min}$  — подача топлива, соответственно наибольшая и наименьшая, см<sup>3</sup>.

Если нет соответствия между замеренной подачей и рекомендованной и степень неравномерности подачи более допустимой, то такой топливный насос необходимо подрегулировать.

При проведении относительного сравнения равномерности подачи топлива между цилиндрами подачу топлива можно осуществить, вращая двигатель валоповоротным устройством. В этом случае можно воспользоваться одной мензуркой емкостью 10—50 см<sup>3</sup>.

При вращении двигателя валоповоротным устройством оценка цикловой подачи насоса производится не менее чем по трем замерам.

Если индексы (указатели топливных насосов) одинаковы у зотниковых насосов или равны ходы толкателей всасывающих или отсечных клапанов в клапанных насосах, а цикловая подача разная, то это указывает на разную плотность насосов.

Регулирование равномерности подачи топлива по цилиндрам путем установки одинаковых ходов толкателей отсечных или всасывающих клапанов производится с помощью линейного индикатора в следующей последовательности: реверсивное устройство устанавливается на передний ход; топливная рукоятка — на номинальную подачу; со штуцера над отсечным клапаном (при регулировании по началу подачи), или над впускным (при регулировании по концу подачи), или с обеих штуцеров (при смешанном регулировании) снимаются нагнетательные трубопроводы; снимаются штуцеры, клапаны и детали, закрывающие соответствующие толкатели; спускается топливо из магистрали наполнения насоса, чтобы предотвратить искажения в показаниях линейного индикатора; устанавливается линейный индикатор так, чтобы он непосредственно или с помощью вставки касался торца толкателя; вращая двигатель валоповоротным устройством по показанию индикатора определяют ход толкателя, который сравнивается с рекомендованным в инструкции по эксплуатации насоса или указанным в результатах стендовых испытаний. В случае несоответствия производится подрегулировка насоса тем способом, каким он регулируется.



*Регулирование равномерности подачи топлива на работающем двигателе по показаниям манометров и максиметров с поворотной головкой, установленных на нагнетательной полости топливных насосов.* Обычно в паспорте двигателя указывается давление топлива, создаваемое ТН в нагнетательном трубопроводе при нормальном состоянии топливоподающей аппаратуры. Например, для двигателя «Бурмейстер и Вайн» 874VT2BF160 нормальное давление топлива в нагнетательном трубопроводе должно быть  $600 \text{ кгс/см}^2$ . В случае нарушения плотности плунжерной пары топливного насоса или иглы с направляющей форсунки давление топлива в манометре или максиметре с поворотной головкой будет меньше рекомендованного. Значит, и количество поданного топлива в цилиндр будет меньше. Чтобы выровнять работу двигателя на таком цилиндре, необходимо увеличить подачу топлива индивидуальной подрегулировкой насоса.

*Окончательное регулирование равномерности подачи топлива производится на работающем двигателе на номинальной нагрузке или близкой к ней — выравниванием распределения цилиндровой мощности  $N_i$  с учетом распределения параметров  $p_i$ ,  $p_z$ ,  $p_c$ ,  $t_{o,i}$  по цилиндрам, снятием и анализом развернутых или смещенных индикаторных диаграмм. Только таким образом можно осуществить оптимальное регулирование двигателя. Правильное регулирование двигателя можно осуществить лишь на исправной топливной аппаратуре.*

После того как двигатель будет отрегулирован на полной нагрузке, необходимо проверить его работу на режиме с малой нагрузкой. При этом максимальное давление сгорания не должно превышать допустимого для этого режима. Если окажется, что давление сгорания больше допустимого, рекомендуется равномерно уменьшить подачу топлива по всем цилиндрам.

Данные регулирования двигателя следует всегда заносить в специальный формуляр, который является отправным материалом для последующего регулирования и анализа работы двигателя.

**Проверка и регулирование угла опережения подачи топлива.** Как уже указывалось, различают геометрический (по насосу) и действительный (по форсунке) углы опережения (начала и конца) подачи топлива.

Геометрический угол опережения подачи топлива измеряется на маховике двигателя от момента начала нагнетания топливным насосом определенного цилиндра, что соответствует моменту закрытия приемного отверстия плунжером во втулке золотникового насоса или моменту закрытия всасывающего (перепускного) канала в клапанных насосах, до в. м. т. этого цилиндра

Действительный угол опережения подачи топлива соответствует моменту начала подъема иглы форсунки и определяется по осциллограммам, снятым электрическим осциллографом. Величина действительного угла опережения определяется: скоростью увеличения давления топлива в топливной системе, величиной затяга пружины иглы форсунки, ее массой и движущихся с ней частей,

длиной нагнетательного трубопровода, величиной остаточного давления топлива в нем, плотностью топливного насоса, маркой применяемого топлива.

На рабочий процесс двигателя оказывает воздействие действительный угол опережения подачи топлива. Оптимальное его значение определяется в результате стендовых испытаний двигателя на заводе-строителе. Одновременно с действительным углом определяется и геометрический угол, по показаниям которого и параметрам рабочего процесса двигателя в процессе эксплуатации судят о правильности регулировки двигателя.

Опытные данные показывают, что оптимальный действительный угол опережения  $\varphi$  равен периоду задержки самовоспламенения  $\tau$  по углу поворота коленчатого вала. Действительный угол опережения меньше геометрического на  $5-15^\circ$ .

Всякое отклонение угла опережения от оптимального значения приводит к ухудшению экономических показателей работы двигателя. При увеличении угла опережения от оптимального процесс сгорания характеризуется высокими значениями  $p_z$ , увеличивается скорость нарастания давления  $\Delta p_z$  по углу поворота коленчатого вала, температура отходящих газов понижается,  $p_i$  уменьшается. Работа двигателя происходит жестко и может сопровождаться стуками.

При уменьшении угла опережения процесс сгорания будет характеризоваться мягкой работой двигателя, максимальное давление сгорания уменьшается, температура отходящих газов увеличивается,  $p_i$  также уменьшается.

Поэтому в случае изменения параметров работы двигателя в процессе его эксплуатации сверх норм, допустимых ПТЭ, следует произвести проверку, а при необходимости регулировку угла опережения. Необходимость проверки угла опережения возникает в случае смещения кулачной шайбы топливного насоса или ее замены, после ремонта распределительного вала, для проверки плотности топливных насосов косвенным путем, а также после изменения натяжения цепи привода распределительного вала, при изменении топлива, отличающегося своими характеристиками от рекомендованного.

В процессе эксплуатации состояние топливной аппаратуры ухудшается, уменьшается плотность плунжерных пар топливных насосов и игл с направляющими форсунок. Это приводит к тому, что при рекомендованном геометрическом угле опережения действительный угол может уменьшаться, отчего изменятся и параметры работы двигателя. В этом случае необходимо увеличить геометрический угол опережения. Величина изменения геометрического угла подбирается в процессе регулировки двигателя на номинальных оборотах.

Способ регулирования и определения геометрического угла опережения зависит от конструкции топливного насоса. Наиболее широкое применение на морском флоте получил способ определения начала (конца) подачи топлива с помощью моментоскопа

(см. рис. 38). Однако его применение целесообразно только на насосах, имеющих хорошие, неизношенные плунжерные пары, иначе из-за больших утечек топлива фактический геометрический угол будет отличаться от замеренного. К тому же этот способ применим на насосах, имеющих нагнетательные клапаны.

Проверка начала (конца) подачи с помощью моментоскопа производится в следующей последовательности: реверсивное устройство ставят на передний ход; топливную рукоятку поста управления устанавливают на номинальную подачу; с проверяемого топливного насоса отсоединяют нагнетательный трубопровод; прокачивают насос вручную до полного удаления из него воздуха; на нагнетательный штуцер насоса устанавливают моментоскоп; в стеклянной трубке 1 моментоскопа (см. рис. 38, а) уровень топлива устанавливают примерно на ее середине и фиксируют резиновым или пеньковым колечком; валоповоротным устройством проворачивают двигатель на передний ход до момента начала подъема уровня (мениска) топлива в стеклянной трубке (или до момента начала вытекания топлива из трубки — см. рис. 38, б), который определяет начало подачи топлива; по маховику двигателя определяют угол начала подачи топлива, замеряемый от точки, соответствующей моменту начала движения мениска или вытекания топлива из трубки до в. м. т. этого цилиндра; в случае необходимости определить угол конца подачи топлива продолжают вращать двигатель до момента, когда прекратится вытекание топлива из трубки моментоскопа, этот угол определяется на маховике двигателя от в. м. т. определяемого цилиндра до положения, соответствующего моменту прекращения вытекания топлива.

Определение угла начала (конца) подачи топлива на каждом насосе двигателя необходимо повторить два-три раза, чтобы результаты не отличались более чем на 0—0,5 градуса.

Иногда на некоторых двигателях встречаются маховики, на которых указано только положение верхних мертвых точек по цилиндрам без разбивки его в градусах. В этом случае геометрический угол начала (конца) подачи топлива

$$\varphi_{\text{оп}}^{\text{г}} = \frac{360l}{\pi D},$$

где  $l$  — длина дуги маховика от метки, соответствующей началу (концу) подачи топлива, до в. м. т. этого цилиндра, мм;

$D$  — диаметр маховика, мм.

Чтобы увеличить геометрический угол начала подачи топлива, необходимо кулачную шайбу сместить в направлении вращения распределительного вала на передний ход; чтобы уменьшить угол  $\varphi_{\text{оп}}^{\text{г}}$ , поступают наоборот. Перестановка кулачной шайбы выполняется различными способами в зависимости от конструкции ее крепления на распределительном валу. Эти способы указываются в инструкции по обслуживанию двигателя. Обычно смещение кулачной шайбы на один зуб у вспомогательных двигателей или на

1 мм у главных двигателей изменяет максимальное давление сгорания на 1 кгс/см<sup>2</sup>.

Если кулачная шайба симметрична и работает на передний и задний ход (например, у двигателя 8ДР43/61), то увеличение угла подачи топлива на передний ход приведет к уменьшению угла подачи на задний ход, и наоборот. В этом случае устанавливается экономически правильный или требуемый заводом-строителем угол подачи топлива на передний ход, так как этот режим работы двигателя является основным.

На двигателях «Бурмейстер и Вайн» марок 550VTBF110, 562VTB2BF140 и 874VTBF160, имеющих топливные насосы золотникового типа с регулировкой по концу подачи и без нагнетательных клапанов, геометрические углы подачи топлива невозможно определить с помощью моментоскопа или такое определение вызывает большую погрешность. В этом случае угол опережения определяют путем нахождения момента перекрытия приемных отверстий во втулке плунжером, что соответствует углу начала подачи топлива насосом.

Данная проверка осуществляется в следующей последовательности: реверсивное устройство устанавливают на передний ход; топливную рукоятку поста управления — на номинальную подачу; перекрывают клапаны у проверяемого насоса на подвод топлива к насосу и на перепуск от насоса, чтобы предотвратить излишнюю потерю топлива; с проверяемого топливного насоса отдают заглушку 13 (см. рис. 35), которая расположена с противоположной стороны от подводящего топливного трубопровода к насосу, ожидают, пока топливо не стечет из нагнетательной полости, нагнетательных и перепускного трубопроводов; вал двигателя валоповоротным устройством вращают на передний ход, плунжер топливного насоса поднимается вверх, совершая нагнетательный ход; наблюдающий смотрит в открытое приемное отверстие 9 (см. рис. 35), подсвечивая его фонариком; при подъеме плунжера вверх наблюдающий перекрывает приемное отверстие; момент перекрытия приемного отверстия боковой поверхностью плунжера будет соответствовать геометрическому началу подачи топлива; геометрический угол начала подачи топлива замеряется на маховике двигателя от точки, соответствующей моменту перекрытия приемного отверстия плунжером, до в. м. т. этого цилиндра.

На тех насосах, где наблюдающему непосредственно не видно приемного отверстия (так как мешает следующий насос), можно успешно наблюдать его с помощью зеркала.

У клапанных насосов с регулировкой по началу подачи топлива (например, на двигателях 8ДР43/61, ДР30/50, на дизелях фирмы «Зульцер» SD72, 5SAD72, 6TD56, типа RD) производится проверка и регулировка угла конца подачи топлива, который должен быть постоянным. Конец подачи топлива определяется по моменту прекращения выливания топлива из трубки моментоскопа (см. рис. 38, а) или с помощью линейного индикатора.

Для определения конца подачи топлива с помощью линейного

индикатора поступают следующим образом: реверсивное устройство устанавливают на передний ход; топливную рукоятку поста управления — на полную подачу; с топливного насоса снимают нагнетательный трубопровод; вынимают из насоса нагнетательный клапан вместе с седлом (гнездом) и пружиной; спускают топливо из магистрали наполнения насоса, чтобы предотвратить искажения в показаниях линейного индикатора; проворачивают двигатель валоповоротным устройством до тех пор, пока поршень проверяемого насоса не дойдет до в. м. т. примерно на 30—35°; устанавливают линейный индикатор так, чтобы он касался доньшки плунжера; продолжают вращать двигатель на передний ход и наблюдают за показанием линейного индикатора, которое будет увеличиваться; момент, когда стрелка линейного индикатора перестает вращаться и показывает наибольшее значение, что соответствует крайнему верхнему положению плунжера насоса, является геометрическим концом подачи топлива. Угол на маховике двигателя от в. м. т. проверяемого цилиндра до положения, соответствующего крайнему верхнему положению плунжера насоса, является геометрическим углом конца подачи топлива.

При регулировании работы двигателя необходимо помнить, что изменять угол начала или конца подачи путем перестановки кулачной шайбы следует тогда, когда углы значительно отличаются от рекомендованных, или при переходе на другой сорт топлива. В остальных случаях осуществляется подрегулировка на работающем двигателе за счет изменения длины талрепной тяги у насосов золотникового типа или за счет изменения длины толкателей штоков впускных или отсечных клапанов у клапанных насосов с регулированием по концу или началу подачи топлива (см рис. 33), либо обоих сразу в клапанных насосах со смешанным регулированием.

Необходимо, к сожалению, отметить, что в паспортных данных, в инструкциях по обслуживанию двигателей, в отчетах по регулировке на стендовых и ходовых приемо-сдаточных испытаниях часто не указывают ни действительные, ни геометрические углы начала и конца подачи топлива. Это является большим недостатком судовой технической документации. При их отсутствии можно пользоваться данными табл. 17, где большие значения этих углов даны для тяжелых сортов топлива.

**Регулирование нулевой подачи.** Предварительная регулировка двигателя заканчивается проверкой нулевого положения насоса. Цель ее — проверить одновременное выключение всех топливных насосов при положении топливной рукоятки на «стоп». Установка нулевого положения насосов также обеспечивает равномерность распределения подачи топлива по цилиндрам.

Проверку нулевой подачи можно производить различными методами в зависимости от конструкции и способа регулирования насоса.

Наиболее простым и общим является следующий метод: топливную рукоятку поста управления ставят в положение «стоп»;

с помощью валоповоротного устройства коленчатый вал устанавливают в положение, в котором ролик толкателя проверяемого насоса не соприкасается с кулачной шайбой или сошел на ее цилиндрическую часть; с проверяемого насоса снимают нагнетательный трубопровод; насос прокачивают вручную и наблюдают за появлением топлива; если топливо не появляется, то нулевая подача установлена правильно, в противном случае необходимо произвести регулировку насоса.

Обычно для надежной остановки двигателя топливные насосы регулируют так, чтобы подача топлива прекращалась не при нулевом положении топливной рукоятки и указателей положения насосов, а на два — четыре деления раньше нулевого положения.

Чтобы проверить, на каком делении указателя положения насоса прекращается подача топлива, поступают следующим образом начинают прокачивать вручную насос с нулевого деления, постепенно увеличивая подачу топлива, воздействуя индивидуально на каждый насос; момент, когда произойдет рост давления в насосе и появится топливо в нагнетательном штуцере, будет началом нулевой подачи топлива. Можно поступать и в обратном порядке, постепенно уменьшая подачу топлива и прокачивая насос вручную до момента срыва давления топлива и прекращения его вытекания из нагнетательного штуцера, что соответствует нулевой подаче топлива.

Регулируется нулевая подача теми же способами и воздействием на те же органы насоса (в зависимости от конструкции и метода его регулирования), что и при регулировании цикловой подачи (количества подаваемого топлива), только при топливной рукоятке поста управления в положении «стоп» и указателе положения насоса на втором — четвертом делении.

**Проверка плотности топливных насосов.** С увеличением износа прецизионных деталей увеличиваются протечки топлива через неплотности, что приводит к снижению и неравномерности подачи топлива по цилиндрам, к запаздыванию его подачи и, как следствие, к нарушению процесса сгорания и равномерности параметров работы двигателя по цилиндрам, ухудшению его экономических показателей.

Вот почему необходимо постоянно следить за состоянием и работой топливных насосов, своевременно проверять их плотность в целом и в отдельности плунжерных и клапанных пар. Сроки периодических осмотров ТНВД указываются в инструкциях по их обслуживанию и в среднем для малооборотных двигателей составляют 4—6 тыс. ч.

Плотность топливных насосов может определяться различными способами.

**Определение плотности топливного насоса** наиболее просто осуществляется с помощью манометра или максиметра с поворотной головкой в следующей последовательности: реверсивное устройство ставят на передний ход; топливную рукоятку поста управления устанавливают на полную подачу; валоповоротным устройством

двигатель проворачивают так, чтобы ролик толкателя проверяемого топливного насоса вышел на цилиндрическую часть топливной кулачной шайбы; с насоса снимают нагнетательный трубопровод; вынимают нагнетательный клапан; вручную прокачивают насос до полного удаления воздуха; на нагнетательный штуцер устанавливают манометр или максиметр с поворотной головкой (можно устанавливать их на штатное место для манометров у насосов мощных дизелей, тогда на штуцер необходимо поставить заглушку); прокачивают насос вручную и создают в нем давление  $200 \text{ кгс/см}^2$ ; нажатием на рычаг ручной прокачки поддерживают это давление постоянным; определяют время, в течение которого сохраняется это постоянное давление, и сравнивают с рекомендованным инструкцией значением; обычно это время составляет 15—20 сек для новых плунжерных пар и 5—7 сек для изношенных; если время совпадает с рекомендованным, то плотность насоса считается удовлетворительной.

Проверка плотности насоса осуществляется также путем постановки заглушки вместо манометра и подвеса на рычаге груза, который создает давление топлива примерно  $200 \text{ кгс/см}^2$ . Длину рычага и вес груза можно определить из формулы, приведенной в разделе «Определение плотности плунжерных пар при постоянном давлении». Под действием подвешенного груза плунжер поднимается вверх, вытесняя топливо из рабочей полости насоса через имеющиеся зазоры. В момент открытия перепускного клапана или соединения спиралеобразного выреза плунжера золотникового насоса с отсечным или приемным отверстием произойдет срыв груза. Плотность насоса считается удовлетворительной, если время от момента подвеса груза до его срыва составит не менее одной минуты. Данным способом проверяют ТНВД двигателей мощностью до 2000—2500 и. л. с.

Нарушение плотности топливного насоса можно обнаружить и по увеличению уровня масла в корпусе топливного насоса.

Приведенные способы проверки плотности не могут указать, какая из прецизионных пар насоса пропускает топливо. Поэтому производят выявление плотности отдельных пар насоса; плунжерных пар, клапанов со своими гнездами.

**Проверка плотности плунжерных пар топливных насосов.** Простейший способ: после промывки втулки и плунжера в дизельном топливе вводят плунжер во втулку; закрывают всасывающее и основное отверстия с торца втулки и отводят плунжер; под плунжером образуется разрежение, под действием давления атмосферного воздуха плунжер должен возвратиться в исходное положение.

Другой простой способ проверки основан на силе трения: плунжерную пару ставят в вертикальное положение и выдвигают плунжер из втулки примерно на 50—70% его рабочей поверхности, затем плунжер отпускают; под действием силы собственного веса плунжер должен плавно опуститься вниз; то же самое необходимо повторить, меняя угловое положение плунжера относительно втул-

ки; во всех случаях плунжер должен плавно опускаться вниз. Однако этот способ характеризует не столько герметичность, сколько качественное состояние соприкасающихся поверхностей плунжерной пары. Поэтому основным способом определения плотности плунжерных пар является гидравлическое испытание под постоянным или переменным давлением топлива.

**Испытание при постоянном давлении** основано на определении времени протекания топлива через зазоры плунжерной пары под действием на плунжер постоянного усилия от подвешенного груза (время и давление должны указываться в инструкции по обслуживанию насоса).

Испытания производят на специальном приспособлении (рис. 39). На столе 9 монтируется стакан 6, в который вставляется плунжерная пара 7—8 с прокладками 1. Втулка 8 с торца герметизируется заглушкой 2 на болтах или на резьбе. Через сверление 4 в стакане и приемное отверстие 5 во втулке надплунжерное пространство заполняется топливом, а через отверстие 3 из него удаляется воздух. После заполнения топливом надплунжерного пространства сверления 3 и 4 заглушаются.

Для определения плотности плунжерной пары освобождается рычаг 13 с грузом 11 от стопора 10 и одновременно включается секундомер. Через роликовый толкатель 14 усилие от рычага с грузом передается плунжеру 7. Под воздействием постоянного груза плунжер сжимает топливо с постоянной силой, в надплунжерном пространстве создается постоянное давление топлива, под действием которого топливо через зазоры между втулкой и плунжером вытесняется из надплунжерного пространства, плунжер поднимается вверх. Когда отсечная кромка плунжера откроет приемное отверстие во втулке, груз быстро упадет. В этот момент останавливают секундомер. Усилие от груза при срыве рычага (при отсечке подачи топлива) воспринимается пружинным амортизатором 12.

Данное приспособление может иметь различное конструктивное исполнение. Например, может применяться один рычаг или система рычагов для груза в зависимости от размеров плунжерной

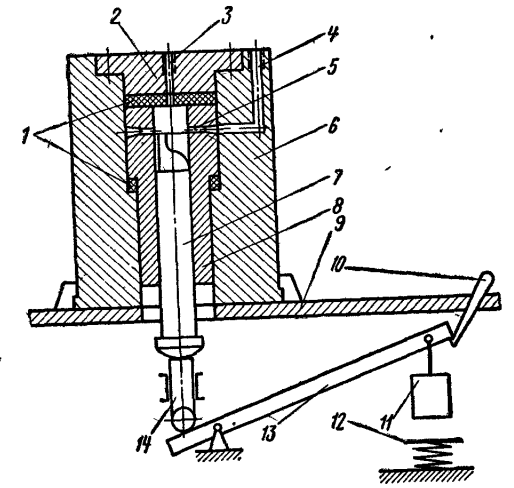


Рис. 39. Принципиальная схема приспособления для испытания плунжерных пар при постоянном давлении топлива

пары и необходимого давления при испытании, а следовательно и необходимого веса груза. Приспособление может быть выполнено или только для одного размера плунжерной пары, или для разных размеров, тогда имеется набор различных стаканов.

Вес груза определяется по формуле

$$P = f \cdot p \text{ кг,}$$

где  $P$  — вес груза, кг;

$f$  — площадь поперечного сечения плунжера, см<sup>2</sup>;

$p$  — необходимое давление для испытания плунжерной пары, кгс/см<sup>2</sup>.

Определим, например, какой груз необходимо подвесить, чтобы создать давление топлива в 400 кгс/см<sup>2</sup>, если диаметр плунжера равен 20 мм;

$$P = 0,785 \cdot 4 \cdot 400 = 1256 \text{ кг.}$$

Естественно, такой большой груз приложить непосредственно к плунжеру невозможно, поэтому применяют рычажные системы. Длина рычажной системы обратно пропорциональна весу подвешиваемого груза при испытаниях

Испытания при переменном давлении основаны на замере времени падения давления топлива в рабочей полости плунжерной пары от одного заданного значения до другого (время и давление указываются в инструкции по обслуживанию насоса).

В данном способе плунжер неподвижен, а давление топлива в приспособлении создается посторонним источником — топливным ручным прессом. Приспособления могут быть разной конструкции. Плунжерная пара (рис. 40), плунжер 3 и втулка 4, помещаются в корпус приспособления 5. Сверху плунжерная пара зажимается заглушкой 8, имеющей отверстия 10 для выпуска воздуха и 9 — для нагнетания топлива. Ручным прессом 12 с помощью нагнетательного трубопровода 9 топливо подается в рабочую полость 7. После того как через отверстие 10 удалят воздух и появится топливо, оно заглушается. Продолжая нагнетать топливо прессом, давление топлива в рабочей полости приспособления доводят до значений, указанных в инструкции, обычно до 600 кгс/см<sup>2</sup> — контролируется по манометру 11 (на рис. 40 2 — контргайка; 6 — прокладка; 13 — отверстие для сбора топлива).

Плотность плунжерной пары оценивается по времени падения давления топлива (например, с 600 до 500 кгс/см<sup>2</sup> за 30 сек) и для каждого типа насоса оговаривается конкретно инструкцией. Время опрессовки определяется не только зазором у плунжерных пар, но и вязкостью дизельного топлива, применяемого при испытаниях. Поэтому в инструкции по опрессовке плунжерных пар всегда указывается температура и вязкость топлива. Температура топлива не должна быть ниже 20°С

Плотность плунжерной пары иногда оценивают по количеству утечки топлива через зазоры плунжерной пары за определенное время. Эта утечка не должна превышать 70 г в минуту. Данным

способом проверка осуществляется, например, на приспособлении (рис. 40, б), топливо собирается у отверстия 12 в мензурку.

В приспособлении, указанном на рис. 40, а, плунжер может устанавливаться в любом положении активного хода плунжера с помощью упора 1. Это позволяет определять плотность плунжерной пары по всей ее рабочей длине.

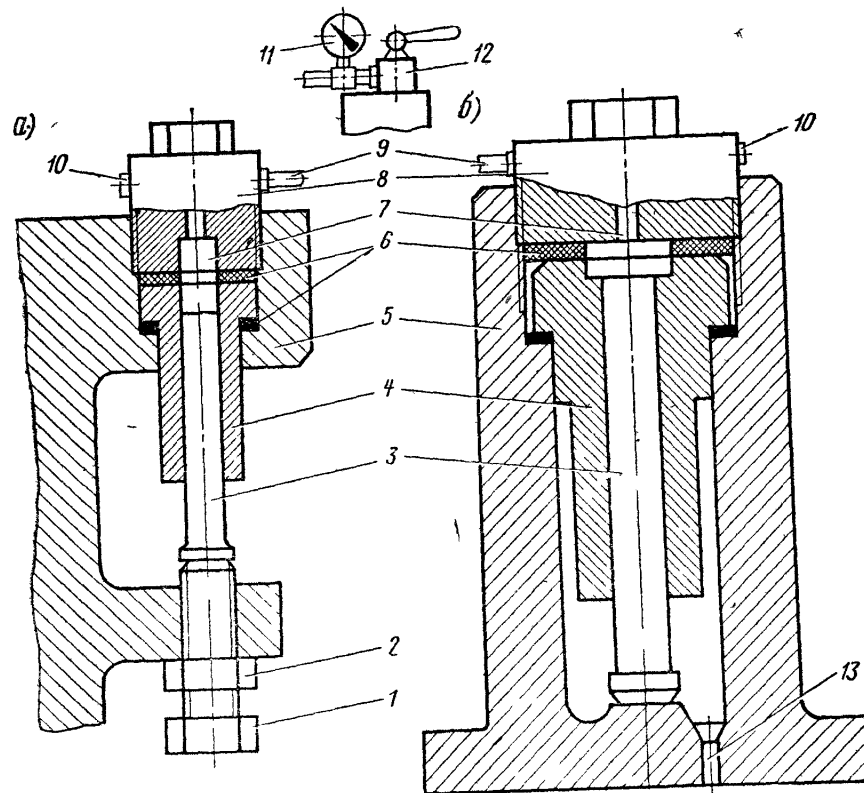


Рис 40 Приспособления для испытания плунжерных пар на плотность при переменном давлении

Разность плотностей плунжерных пар, установленных на одном двигателе, не должна превышать: ±15% средней плотности для новых плунжерных пар; ±20% средней плотности для изношенных плунжерных пар.

Необходимо, к сожалению, отметить, что на большинстве тепловых двигателей с мощными двигателями нет приспособлений для испытания плунжерных пар. Это отрицательно сказывается на состоянии и работе ТНВД.

Проверка плотности клапанов ТНВД. Плотность клапанов имеет существенное значение для правильной работы ТН. Вот почему необходимо регулярно производить вскрытие и осмотр кла-

панов, проверку их герметичности и, в случае необходимости притирать клапаны.

Правильные данные о плотности клапанов в своих гнездах можно получить путем их испытания в приспособлениях (рис. 41) всасывающий 1 и нагнетательный 6 клапаны вместе со своими гнездами 2 помещают в приспособлении 3 и крепят в первом случае гайкой 4, во втором — штуцером 5. К приспособлению в сборе присоединяют нагнетательный трубопровод с манометром. Руч-

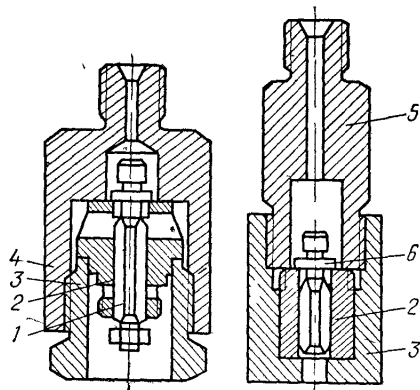


Рис. 41. Приспособление для испытания клапанов ТНВД на плотность

ки воздуха будут выходить на поверхность топлива.

Проверка плотности клапанов (нагнетательных и впускных) с помощью керосина проводится следующим способом: клапан и гнездо вынимают из насоса, клапан ставят в гнездо и сверху наливают керосин, который не должен просачиваться под клапан.

**Проверка и регулирование форсунок.** Наиболее часто работа двигателя нарушается из-за неисправности форсунок (рис. 42), что легко обнаруживается по качеству работы двигателя.

К основным признакам неисправности работы форсунок относятся: повышение или понижение температуры отработавших газов на отдельных цилиндрах двигателя; появление дымного выхлопа при работе двигателя без перегрузки; нарушение равномерности  $p_z$  в цилиндрах; произвольное снижение мощности и  $p_i$  в отдельных цилиндрах; увеличение расхода топлива при одном и том же положении топливной рукоятки; появление стуков в одном или нескольких цилиндрах или в нагнетательных трубопроводах.

Неисправность работы форсунок может наступить из-за применения загрязненного и обводненного топлива, неправильной сборки и регулировки форсунок, неправильного монтажа на двигателе, нарушения режима охлаждения форсунок, ослабления затяжки пружины вследствие уменьшения ее жесткости и т. д. В результате применения загрязненного топлива увеличиваются износы преци-

зионных пар и диаметр отверстий распылителей форсунок. Наличие воды, особенно при высокосернистом топливе, вызывает коррозирование деталей форсунок, что часто приводит к зависанию иглы. Из-за неправильной сборки и монтажа форсунок образуются перекосы, зависание иглы распылителя, неплотности в соединениях.

Неисправность работы форсунок приводит к нарушению четкости впрыска, процесса распыливания и сгорания, подтеканию и прекращению подачи топлива и т. д.

Качество впрыска зависит прежде всего от давления впрыска, регулируемого натяжением пружины 4 (см. рис. 42) форсуночной иглы. При слабом натяге пружины впрыск топлива начинается раньше, а его продолжительность увеличивается. От этого увеличивается расход топлива, ухудшается процесс распыливания, смесеобразования, воспламенения и сгорания, увеличивается нагар в цилиндре из-за неполного сгорания. Запаздывание отсечки впрыска может также наступить из-за торможения иглы распылителя в направляющей вследствие перекоса, попадания механических примесей, коррозии прецизионных поверхностей, а также из-за износа седла распылителя, запирающей поверхности иглы и торца толкателя.

При увеличенном натяге пружины наблюдается запаздывание и сокращение периода впрыска, увеличивается давление впрыскиваемого топлива. Из-за повышенного давления подается большое количество топлива в цилиндр за небольшой промежуток времени, увеличивается дальность факела, топливо попадает на стенки камеры сгорания, отчего происходит его коксование и нагарообразо-

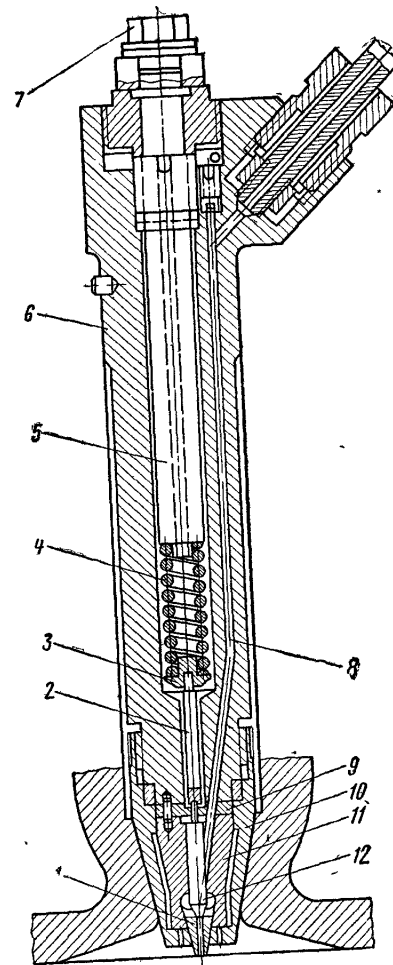


Рис. 42. Форсунка двигателя МАН К6Z57/80:

1 — распылитель; 2 — нажимной шток; 3 — тарелка; 4 — пружина; 5 — шток; 6 — корпус форсунок; 7 — пробка; 8 — канал для подвода топлива; 9 — упорная шайба; 10 — колпак; 11 — иглодержатель; 12 — игла форсунок



вание. Нарушение смесеобразования приводит к ухудшению процесса сгорания, жесткой работе двигателя, снижению его экономичности.

Распространенным дефектом форсунок является подтекание. При подтекании на распылителе до и после впрыска возникают капли топлива. От этого в сопловых отверстиях распылителя в камере сгорания образуется нагар, увеличение которого в цилиндре приводит к потере подвижности и ломке поршневых колец. Подтекание вызывается износом запирающей иглы и седла распылителя, перекосом иглы, перегревом форсунки и отложением кса са внутри седла распылителя, перекосом форсунки относительно гнезда в крышке цилиндра, образующимся во время ее монтажа и чрезмерного зажима.

Значительное влияние на распыл топлива и протекание процесса сгорания оказывает состояние сопловых отверстий. В процессе эксплуатации сопловые отверстия изнашиваются, отчего увеличивается их диаметр. Это является причиной увеличения расхода топлива, снижения давления распыла топлива, нарушения процесса впрыска и распыливания топлива, ухудшения процесса сгорания и экономичности двигателя.

Увеличение диаметра соплового отверстия при неизменности давления впрыска и противодействия среды приводит к увеличению дальности факела вследствие увеличения расхода топлива, более грубому распыливанию топлива и уплотнению ядра факела, а также уменьшению угла распыливания. Вследствие этого топливо попадает на поверхность головки поршня, втулки, крышки цилиндра и вызывает местный перегрев этих деталей, увеличивая их теплонепропускную способность, что может привести к аварийным последствиям.

Образование нагара в сопловых отверстиях приводит к ухудшению процесса впрыска, ударам в форсунке и ее нагреванию. Засорение (при неудовлетворительной фильтрации) и образование нагара в сопловом отверстии могут привести к полной потере способности пропускать топливо, увеличению сопротивления для его прохода. В системе возрастает давление топлива, возникают удары в нагнетательном трубопроводе и происходит нагревание при продолжительной работе может произойти разрыв нагнетательного трубопровода. Засорение сопловых отверстий нарушает охлаждение форсунки. Местный перегрев распылителя у засорившегося отверстия способствует выгоранию части сопла распылителя.

От неравномерного распределения топлива в камере сгорания при засорившихся сопловых отверстиях ухудшается процесс сгорания и экономичность работы двигателя. Засорение сопловых отверстий сопровождается понижением температуры отработавших газов и максимального давления сгорания в рабочем цилиндре.

Своевременная проверка и регулировка форсунок обеспечивает правильную работу двигателя. Периодичность проверки и регули-

ровки определяется инструкцией завода-изготовителя по обслуживанию форсунок и Правилами технической эксплуатации. Независимо от состояния форсунок через каждые 250—500 ч работы у высокооборотных двигателей и через 600—1000 ч у малооборотных двигателей требуется проверять форсунки на стенде; в это время определяется давление впрыска, качество распыливания, высота сопловых отверстий, герметичность. При обнаружении значительного отклонения от нормальной работы форсунки немедленно заменяется запасной, при незначительном отклонении форсунка заменяется запасной при первой же стоянке судна.

Проверка и регулировка форсунок заключаются в следующем: до разборки форсунки после снятия ее с цилиндра внешним осмотром определяется состояние распылителя и колпака; определяется давление и качество распыла; проверяется герметичность форсунки; после разборки, очистки и промывки проверяется состояние всех деталей и их размеры, производится необходимый ремонт; после сборки форсунки проверяется ее герметичность, производится регулировка давления открытия иглы и качества распыла.

Когда форсунка снята с цилиндра, внешним осмотром определяют качество ее работы по количеству и расположению нагара на распылителе и колпаке, выясняется нет ли выгорания у сопловых отверстий. Затем форсунку устанавливают на стенд (рис. 43) для проверки давления и качества впрыска топлива. Стенд состоит из топливного пресса 4, нагнетательного трубопровода 2, через который топливо подводится к проверяемой форсунке 1. Давление топлива, создаваемое прессом, определяют по манометру 3.

Перед проверкой давления впрыска из системы удаляют воздух. Для этого открывают контрольный клапан на форсунке и прокачивают топливо до полного удаления воздуха, после чего клапан закрывают. Продолжая прокачивать насос, в системе повышают давление топлива. Давление впрыска топлива (открытия иглы) определяют по максимальному отклонению стрелки манометра в момент начала распыливания топлива.

Одновременно на стенде определяют чистоту сопловых отверстий по количеству и направлению топливных струй. Для этого перед форсункой на расстоянии примерно 1—2 см устанавливают бумажный экран, на который подают топливо резким нажатием на рычаг топливного пресса. Количество, форма и расположение топливных пятен на экране (рис. 44) характеризуют чистоту сопловых отверстий, а также качество распыливания. Последнее характеризуется интенсивностью впрыскивания, резкостью отсечки

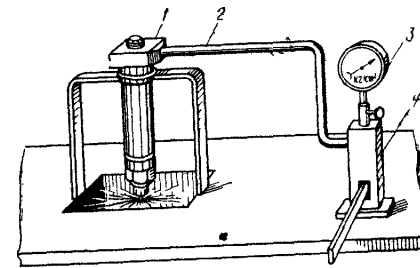


Рис. 43 Пресс для испытания форсунок



и тонкостью распыливания, которое определяется визуально или с помощью установленного экрана. Распыл топлива форсунки должен сопровождаться звенящим звуком. Для получения нормального смесеобразования топливо, выходящее из каждого отверстия распылителя во время впрыска, должно быть распылено в туманообразного состояния и равномерно распределено по поперечному сечению факела. В факеле не должно быть заметных отдельных капель, сплошных струй и сгущений, он должен иметь определенную длину и угол распыливания.

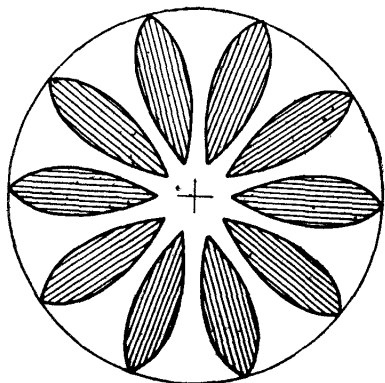


Рис. 44. Изображение на экране впрыска топлива форсункой

Чистоту сопловых отверстий, а следовательно и качество распыливания, можно определить и другим способом. Колпак, крепящий распылитель форсунки, обертывают листом бумаги в один слой, и резким нажатием на рычаг топливного пресса осуществляют подачу топлива форсункой. Затем бумагу снимают и разворачивают. По числу и расположению отверстий на бумаге можно судить о чистоте сопловых отверстий. При правильном сверлении и чистоте сопловых отверстий на развернутом листе бумаги все отверстия будут лежать на одной

прямой линии и на равных расстояниях одно от другого. При проверке и регулировании форсунки необходимо соблюдать осторожность и не подставлять руки под сопло, так как струя топлива, выходящая из форсунки под большим давлением, пробивает кожу.

Допускаемое отклонение давления открытия иглы (табл. 17) от нормального состояния составляет не более  $\pm 5-10 \text{ кгс/см}^2$ . При большем отклонении форсунки подлежат регулированию, которое осуществляется изменением натяга пружины.

Если давление открытия иглы уменьшилось в процессе эксплуатации более допустимого, то увеличением натяга пружины устанавливают нормальное давление и снова производят проверку качества распыливания, которая окончательно характеризует состояние сопловых отверстий и качество распыливания.

Равномерность давления открытия иглы форсунок обеспечивает равномерность количества подаваемого топлива по цилиндрам.

Проверка герметичности форсунок производится с целью определения износа прецизионных деталей и состояния уплотнительных соединений. Она осуществляется на том же стенде, что и проверка давления открытия форсунки (см. рис. 43).

О герметичности форсунки судят по времени падения давления

гоплива в полости форсунки — по манометру. Пределы испытательных давлений и время падения давлений оговариваются для каждой форсунки инструкцией. Согласно ПТЭ дизелей герметичность форсунок считается удовлетворительной, если время падения давления на  $50 \text{ кгс/см}^2$  составляет не менее 15 сек для новых пар и 5 сек для изношенных.

Давление топлива в форсунке при испытании на герметичность устанавливается близкой к давлению открытия форсунки, при этом распылитель должен быть сухим. После впрыска сопло вытирают насухо и наблюдают, не появится ли на нем топливо. Если на распылителе до и после впрыска появляется топливо, то форсунка подлежит разборке и ремонту. Давление, при котором форсунка испытывается на герметичность, может быть меньше, равно или больше давления впрыска форсунки. Это давление устанавливается регулировкой зажима пружины форсунки. Герметичность устанавливаемых на двигателе форсунок не должна отличаться более чем на 25% ее средней величины.

В случае нарушения герметичности форсунки, чистоты сопловых отверстий и качества распыливания производится разборка форсунки, проверка всех ее деталей и необходимый ремонт. При обнаружении на запирающей поверхности иглы и седла распылителя рисок, царапин, наклепа, небольших забоин или неравномерного износа эти детали притираются.

Как уже указывалось выше, большое влияние на правильный распыл, смесеобразование, горение и экономичность работы двигателя оказывает диаметр сопловых отверстий. При отклонении диаметров сопловых отверстий на  $\pm (10-15) \%$  от номинальных размеров экономичность работы двигателя понижается на 4—5%.

Загрязненные и закоксовавшиеся сопловые отверстия прочищают калибровочными иглами, диаметр которых на 0,05—0,1 мм меньше номинального, затем промывают в чистом керосине или дизельном топливе и продувают сжатым воздухом. После этого проверяют диаметры сопловых отверстий предельными калибровочными иглами. Не допускается увеличение диаметра соплового отверстия более чем на 10% от нормального. Если диаметр одного из отверстий увеличился более чем на 10%, то распылитель бракуют.

Наиболее частым дефектом форсунок является износ уплотняющих поверхностей иглы форсунки и седла распылителя. Этот дефект на собранной форсунке выявляют испытанием на герметичность, а после разборки, промывки и обдувки перечисленных деталей легко обнаруживают визуально. Незначительный износ запирающей поверхности иглы и седла распылителя устраняют взаимной притиркой. При образовании значительной кольцевой выработки в седле распылителя иглу и распылитель заменяют новым комплектом.

Со временем, после нескольких притирок запирающей поверхности иглы и седла распылителя, износа торцевой части иглы ход иглы возрастает, одновременно с этим возрастает скорость ее дви-

жения. Вследствие этого при закрытии форсунки игла садится на седло распылителя, а при ее открытии ударяется об упор с большой силой. От этого еще в большей степени увеличивается износ седла, иглы, упора и сокращается срок их службы. Поэтому необходимо контролировать ход иглы форсунки, не допуская его увеличения больше значения, рекомендованного инструкцией.

Проверяют величину хода иглы чаще всего с помощью свинцовой проволоки. Для этого вокруг хвостовика иглы укладывают кольцо из свинцовой проволоки диаметром на 0,1—0,2 мм более нормального хода иглы, указанного в инструкции. Форсунку собирают, колпаку распылителя дают нормальный затяг. Затем форсунку вновь разбирают и измеряют толщину свинцовой проволоки, которая и определяет ход иглы. Ход иглы в различных двигателях находится в пределах 0,3—1,1 мм, он всегда указывается в инструкции по эксплуатации форсунки.

После очистки, промывки, проверки всех деталей и исправления ненормальностей форсунка собирается для окончательной проверки и регулировки. Производят вначале проверку форсунки на герметичность, затем регулируют давление открытия иглы и проверяют качество распыливания. В случае удовлетворительной оценки состояния и регулировки форсунки она признается пригодной к эксплуатации.

Таблица

Результаты предварительной и окончательной проверки форсунок

Дата проверки	Форсунка снята с цилиндра № _____	Количество часов работы форсунки	Внешний вид форсунки, распылителя до промывки	Впрыск		Количество действующих отверстий	Герметичность форсунки
				Давление	Качество		

Все данные по предварительной и окончательной проверке и регулированию форсунки заносятся в специальный журнал или формуляр (табл. 18), что позволяет анализировать состояние форсунок.

## Глава IV

### ИНДИКАТОРЫ И ИХ ПРИВОДЫ

#### § 12. Индикаторы

Индицирование двигателя заключается в последовательном снятии индикаторных диаграмм со всех цилиндров с помощью индикатора для анализа по ним рабочего процесса, определения цилиндровой мощности и давлений. Снятие диаграмм производится при постоянной нагрузке двигателя, установившемся режиме — обычно после 6-часовой его работы, при волнении не более 3 баллов и истинном ветре не более 7 м/сек или 4 баллов.

На морском флоте применяются поршневые индикаторы «Майгак» типа «50» или «30» с наружной цилиндрической пружиной. Индикатор типа «50» (рис. 45) применяется при индицировании двигателей до 300 об/мин, а индикатор типа «30» — для двигателей до 500 об/мин. Для снятия индикаторных диаграмм с двигателей с частотой вращения выше 500 об/мин применяются стержневые индикаторы.

В двигателях, не имеющих индикаторных приводов, для снятия развернутых индикаторных диаграмм применяются те же поршневые индикаторы с наружной пружиной, барабан которых имеет независимый привод от часового механизма (рис. 46), или электрический индикатор.

Конструкция индикатора типа «30» аналогична типу «50», за исключением размеров, которые соответственно меньше. Индикатор типа «50» применяется с барабанами двух диаметров — 40 и 50 мм. Индикатор типа «30» имеет один барабан диаметром 30 мм.

Индикатор типа «50» (см. рис. 45) состоит из пишущего механизма, который представляет систему шарнирно связанных между собой рычагов, обеспечивающую прямолинейное и параллельное оси барабана движение пишущего рычага 22 с увеличением масштаба 1:6. Значения инертности и мертвого хода его очень малы. На конце пишущего механизма имеется отверстие с резьбой, куда ввинчивается пишущий карандаш. Крышка 24 цилиндра индикатора, несущая на себе шток 20 с поршнем 30 и пишущий механизм, крепится на корпусе 28 накидной гайкой 26. На кор-

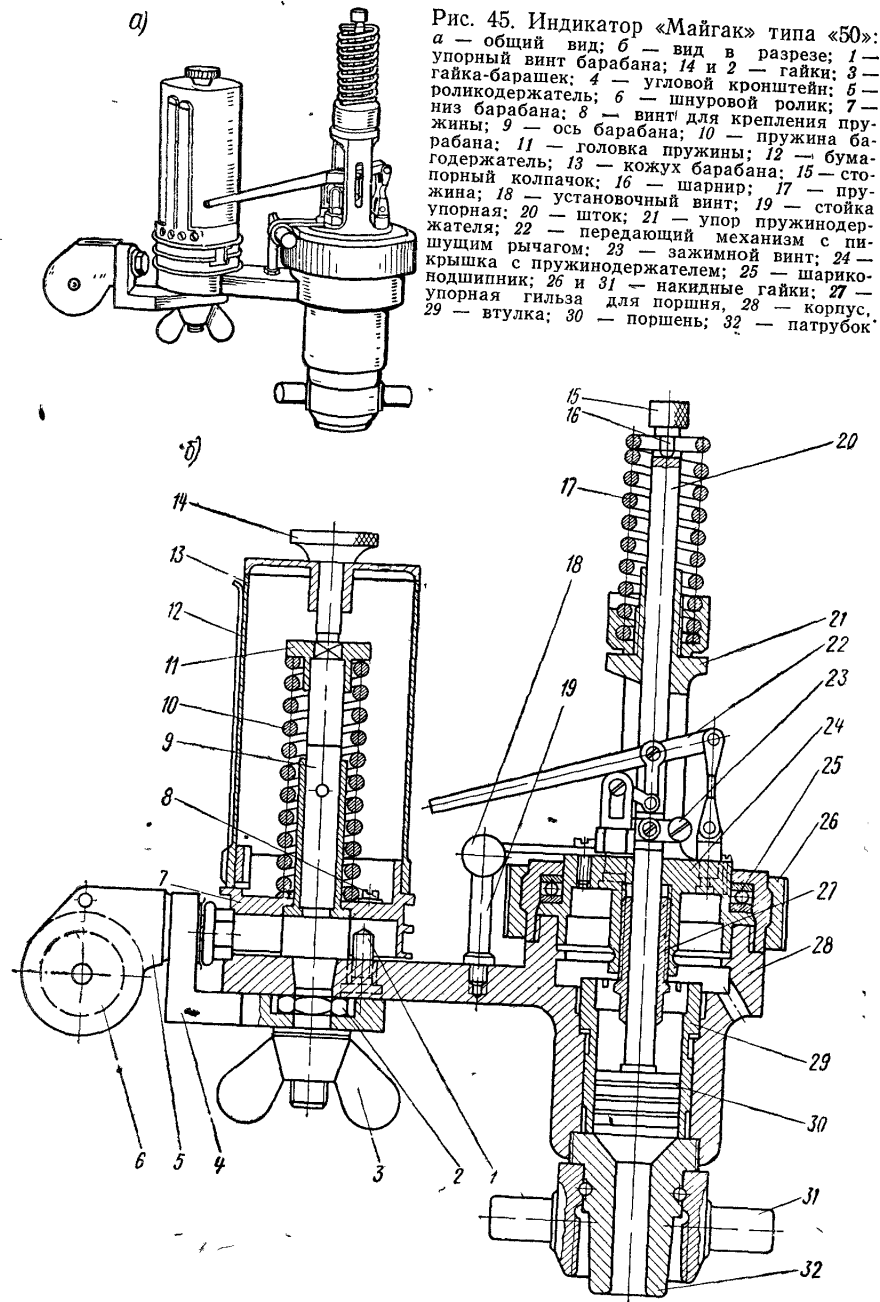


Рис. 45. Индикатор «Майгак» типа «50»: а — общий вид; б — вид в разрезе; 1 — упорный винт барабана; 14 и 2 — гайки; 3 — гайка-барашек; 4 — угловой кронштейн; 5 — роликодержатель; 6 — шнуровой ролик; 7 — низ барабана; 8 — винт для крепления пружины; 9 — ось барабана; 10 — пружина барабана; 11 — головка пружины; 12 — бумагодержатель; 13 — кожух барабана; 15 — стопорный колпачок; 16 — шарнир; 17 — пружина; 18 — установочный винт; 19 — стойка упорная; 20 — шток; 21 — упор пружинодержателя; 22 — передающий механизм с пишущим рычагом; 23 — зажимной винт; 24 — крышка с пружинодержателем; 25 — шарико-подшипник; 26 и 31 — накидные гайки; 27 — упорная гильза для поршня; 28 — корпус; 29 — втулка; 30 — поршень; 32 — патрубок.

пуге с помощью гайки-барашка 3 укрепляется ось барабана 9 и угловой кронштейн 4 с роликодержателем 5. Индикатор крепится на индикаторном клапане с помощью накидной гайки 31 и патрубку 32. Шариковый подшипник 25 обеспечивает минимальный износ, поворот крышки на 360° и запись диаграмм на обе стороны барабана.

Пружина 17 надевается на шток поршня таким образом, чтобы упорный шарик верхнего витка заходил в прорезь конца штока, после чего головка пружины навинчивается до конца резьбы на специальный упор 21 пружинодержателя, выполненный как одно целое с крышкой цилиндра, внутри которого проходит шток поршенька. Пружина в прорези штока застопоривается колпачком 15. Пружины применяются двухходовые, работающие на растяжение. В корпус индикатора ввинчивается цилиндрическая втулка 29, в которой движется поршень.

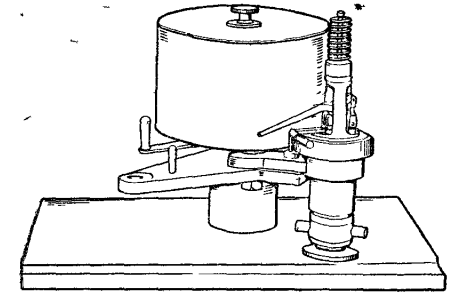


Рис. 46 Индикатор с независимым приводом от часового механизма

На барабане для удержания индикаторной бумаги крепится бумагодержатель 12 в виде двух плоских пружинящих планок (лапок) разной длины для удобства закладывания листа бумаги. Барабан вращается вокруг неподвижной оси 9 под действием шнура, закрепленного и намотанного на нижней его части и соединенного с поводком индикаторного привода с помощью крючка. Спиральная пружина 10 внутри барабана при этом закручивается для обратного его поворота. Угол поворота барабана пропорционален перемещению поршня индикатора. Поэтому величины давлений, отмеченные карандашом по направлению оси ординат, будут пропорциональны ходу поршня индицируемого цилиндра двигателя.

При открытом индикаторном клапане под действием давления газов поршень индикатора перемещается, пружина 17 при этом растягивается пропорционально давлению газов в цилиндре двигателя. Одновременно с этим поршень 30 передает свое движение пишущему механизму, карандаш которого перемещается параллельно оси барабана. При снижении давления газов в цилиндре двигателя пружина индикатора сжимается и опускает поршень и вместе с ним карандаш пишущего механизма. В результате движения карандаша и вращения барабана, осуществляемого вокруг своей оси, карандашом пишущего механизма вычерчивается индикаторная диаграмма.

Нажим пишущего рычага регулируется установочным винтом 18, который упирается в упорную стойку 19 и закрепляется контргайкой таким образом, чтобы пишущий механизм мог легко,

без трения, производить запись на бумаге. Недопустим такой режим на пишущий рычаг, при котором он сгибается. От этого рвется бумага, быстро срабатывает пишущий карандаш и уменьшается точность индикаторной диаграммы.

Точность индикаторной диаграммы во многом зависит от частоты вращения двигателя, максимального давления сгорания, скорости движущихся частей и жесткости пружины индикатора. Этим искажения объясняются вибрацией пишущего механизма. Поэтому существуют разные типы индикаторов с набором сменных цилиндров-поршневых пар и пружин, предназначенных для съемки диаграмм с двигателями разной быстроходности. Например, конструкция индикатора типа «30» подобна конструкции индикатора типа «50», но отличается от нее меньшими движущимися массами пишущего механизма, благодаря чему имеет более высокую частоту собственных колебаний, что делает его пригодным для индицирования двигателей, работающих до 500 об/мин.

Размеры индикаторных диаграмм, получаемых при помощи этих индикаторов, приведены в табл. 19.

Таблица 19  
Размеры индикаторных диаграмм

Размеры индикаторов	Индикаторы			
	типа „50“	типа „50“	типа „30“	стержневой
Диаметр барабана индикатора, мм	50	40	30	30
Наибольшая длина диаграммы, мм	120	90	70	60
Наибольшая высота диаграммы, мм	50	50	30	25

Стержневой индикатор (рис. 47) по устройству аналогичен индикатору с цилиндрической пружиной. Отличительной его особенностью является то, что на корпусе расположена горизонтальная стержневая пружина равного сопротивления, закрепленная посредством конуса и гайки. Другой ее шарикообразный конец шарнирно соединен с поршеньком индикатора. Барабан расположен в средней части корпуса на неподвижной оси.

Индикатор снабжен набором стержневых пружин разной жесткости и несколькими поршеньками с соответствующими втулками. Пишущий механизм индикатора увеличивает перемещение поршенька в 8 раз. Размеры индикаторной диаграммы, снятой стержневым индикатором, приведены в табл. 19.

Цилиндр, поршень и шток притерты в индикаторе, поэтому не целесообразно менять их на другие. Ввиду этого эти детали имеют одинаковую маркировку. Смена их и заказ новых должны производиться всегда в комплекте.

**Выбор индикаторных поршеньков и пружин.** За базовый, нормальный поршень индикаторов типа «50» и «30» принимают пор-

шеньек диаметром  $d=20,27$  мм. Его также называют паровым, так как он применяется при индицировании паровых машин. Кроме нормального поршенька 1/1, индикаторы имеют сменные поршеньки других диаметров, площади которых составляют 1/2 ( $d=14,33$  мм), 1/5 ( $d=9,06$  мм), 2/1 ( $d=28,67$  мм), 1/20 ( $d=4,53$  мм), 1/50 ( $d=2,866$  мм) от площади нормального поршенька

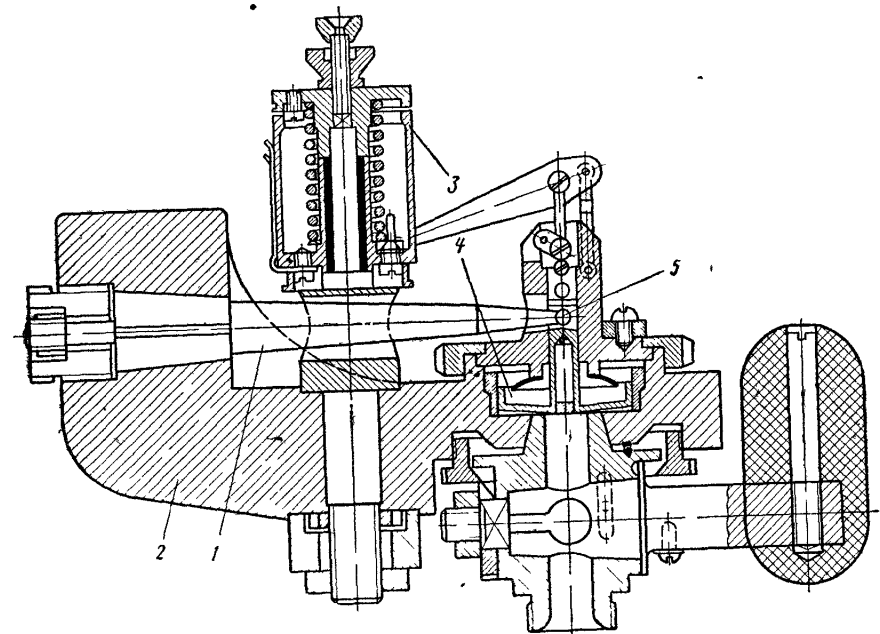


Рис 47 Стержневой индикатор  
1 — стержневая пружина 2 — корпус, 3 — барабан 4 — поршень, 5 — шарнир стержневой пружины

При установке поршенька с меньшим диаметром масштаб пружины уменьшается, а предельное измеряемое давление увеличивается во столько раз, во сколько площадь нового поршенька меньше площади нормального (табл. 20).

Индицирование двигателей обычно осуществляется поршеньком диаметром 9,06 мм, поэтому его часто называют дизельным. Нормальный поршеньек со слабыми пружинами

Таблица 20  
Выбор индикаторных поршеньков

Отношение площадей поршеньков	Диаметр поршенька, мм	Максимальное давление, кгс/см <sup>2</sup>	
		Индикатор типа „50“	Индикатор типа „30“
1/1	20,27	30	50
1/2	14,33	60	100
1/5	9,06	150	250
1/20	4,53	600	1000
1/50	2,866	1500	2500
2/1	28,67	—	25

применяется для снятия диаграмм малых давлений, не превышающих  $5 \text{ кгс/см}^2$ , при исследовании процессов всасывания и выпуска в четырехтактных двигателях и процессов продувки и выпуска двухтактных двигателей. Кроме того, он применяется для индицирования продувочного насоса и цилиндров низкого давления компрессора. По этой причине в комплекте судового индикатора, как правило, имеются только две цилиндрично-поршневые пары с диаметрами 9,06 и 20,27 мм

Выбор индикаторных пружин производится в зависимости от максимального давления газов в цилиндре двигателя. Для индикаторов типа «50» и «30» применяются двухходовые цилиндрические пружины различной толщины и упругости. Путем их смены один и тот же индикатор можно использовать для любых давлений, встречающихся в практике. На опорной и боковой частях головки пружины указывается ее номер, показывающий масштаб пружины для нормального поршенька. Определение масштаба пружин для других поршеньков, а также максимального давления, при котором можно использовать данные пружины, удобнее всего производить по специальной табличке, прикрепленной к внутренней стороне крышки индикатора (табл 21, 22).

При индицировании высокооборотных двигателей для уменьшения влияния инерции движущихся масс индикатора, которая может сказаться в появлении волн на линии горения и расширения, рекомендуется применять более жесткие пружины. Для диаграмм,

Таблица 21

Таблица пружин индикатора типа «50»

Отношение поршней	Диаметр поршня, мм	Характеристика пружины													
		30	25	16	12	10	7	6	5	4	3,5	3	2,5	2	1,5
1/1	20,27	0,5	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16	20	25	30
1/2	14,33	Пружины для измерения вакуума					3	2,5	2	1,75	1,5	1,25	1	0,75	
1/5	9,06						1,2	1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	
1/20	4,53						0,3	0,25	0,2	0,175	0,15	0,125	0,1	0,075	
1/50	2,866						0,12	0,1		0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	
							400	500		700	800	1000	1250	1500	

Примечание. В графе «Характеристика пружины» числитель дроби — масштаб пружины, мм/1 кгс·см<sup>-2</sup>, знаменатель — максимально допустимое давление, кгс/см<sup>2</sup>

Таблица 22

Таблица пружин индикатора типа «30»

Отношение поршней	Диаметр поршня, мм	Характеристика пружины													
		4	3	2,4	2	1,6	1,2	0,9	0,8	0,75	0,6	0,5	0,45	0,4	0,3
2/1	28,66	8	10	12	15	17	20	25	30	32	40	45	50	60	70
1/1	20,27	2	1,5	1,2	1	0,9	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,24	0,2	0,16	0,12
1/2	14,33	1	0,75	0,6	0,5	0,45	0,4	0,3	0,25	0,2	0,175	0,15	0,125	0,1	0,075
1/5	9,06	0,4	0,3	0,24	0,2	0,18	0,16	0,125	0,1	0,075	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025
1/20	4,53	0,1	0,075	0,06	0,05	0,045	0,04	0,03	0,024	0,02	0,016	0,0125	0,01	0,008	0,006
1/50	2,866	0,04	0,03	0,024	0,02	0,018	0,016	0,0125	0,01	0,008	0,006	0,0045	0,0035	0,0025	0,002
		800	1000	1250	1500	1750	2000	2500	320	400	500	600	700	800	1000

Примечание. В графе «Характеристика пружины» числитель дроби — масштаб пружины, мм/1 кгс·см<sup>-2</sup>, знаменатель — максимально допустимое давление, кгс/см<sup>2</sup>

снимаемых индикатором типа «30», со слабой пружиной рекомендуется применять поршень с отношением 2/1. Иногда при снятии диаграмм со слабой пружиной необходимо поднять атмосферную линию на индикаторной диаграмме. Это можно сделать установкой под опорную часть пружины прокладочной шайбы.

У индикатора со стержневой пружиной, как и у индикаторов типа «50» и «30», за нормальный принят поршень диаметром  $d=20,27$  мм (1/1). Также имеется один сменный поршень, площадь которого составляет 2/1 ( $d=28,67$  мм) от площади нормального. Масштаб стержневых пружин указывается в паспорте индикатора и на самой пружине.

Как пользоваться таблицами для выбора нужной пружины для индицирования двигателя и определения ее масштаба, видно из следующего примера.

Требуется снять нормальные индикаторные диаграммы с двигателя «Бурмейстер и Вайн» 874VT2BF160, где максимальное давление сгорания  $65$  кгс/см<sup>2</sup>. Для съемки диаграмм с дизелей применяется дизельный поршень диаметром  $9,06$  мм. Отношение площади этого поршенька к нормальному равно 1/5. В табл. 21 этот поршень располагается в третьем горизонтальном ряду сверху. В знаменателях дробей этого ряда, обозначающих максимальное допустимое давление пружин, находим значение, равное или чуть большее максимального давления сгорания индицируемого двигателя. При выборе пружины со значением давления меньше, чем в двигателе, высота диаграммы может оказаться больше, чем высота индикаторной бумаги. Найденное значение давления пружины, которой можно снимать диаграммы, является  $70$  кгс/см<sup>2</sup>. Масштаб этой пружины для данного поршенька берется из числителя, он равен 0,7. Номер пружины равен масштабу пружины нормального поршенька, значения которого находятся в первом ряду. Он определится, если поднимемся по столбцу соответствующей дроби до числителя первого ряда. Номер выбранной пружины будет 3,5.

Комбинация поршенька с пружиной должна обеспечить минимальное искажение характера изменения давления в рабочем цилиндре.

Для чего частота собственных колебаний подвижной системы индикатора  $\nu$  должна превышать частоту вращения индицируемого двигателя не менее чем в 30 раз. Для индикаторов типа «50» и «30» она определяется по следующим формулам:

$$\text{для нормального поршенька } 1/1 \quad \nu = \frac{300}{\sqrt{m}} \text{ кол/сек};$$

$$\text{для поршенька } 1/2 \quad \nu = \frac{210}{\sqrt{m}} \text{ кол/сек};$$

$$\text{для дизельного поршенька } 1/5 \quad \nu = \frac{134}{\sqrt{m}} \text{ кол/сек},$$

$$\text{для поршенька } 2/1 \quad \nu = \frac{425}{\sqrt{m}} \text{ кол/сек},$$

где  $m$  — масштаб пружины, мм/кгс·см<sup>-2</sup>

Для индикатора со стержневой пружиной частота собственных колебаний определяется по формулам:

$$\text{для поршенька } 1/1 \quad \nu = \frac{566}{\sqrt{m}} \text{ кол/сек};$$

$$\text{для поршенька } 2/1 \quad \nu = \frac{746}{\sqrt{m}} \text{ кол/сек}.$$

При правильно выбранном поршеньке и пружине должно соблюдаться отношение

$$\frac{30\nu}{n} \geq 15,$$

где  $n$  — частота вращения двигателя, об/мин.

**Тарировка индикаторных пружин.** С течением времени работы индикаторных пружин их упругость может уменьшиться. Следовательно, изменится и масштаб пружины. Отклонение в масштабе пружины может достигать иногда 10%. При пользовании такой пружиной ошибка в определении мощности будет достигать такой же величины. Поэтому, чтобы получить правильное значение мощности и давлений, необходимо не реже одного раза в год все пружины, находящиеся в работе, подвергать тарировке, в результате чего в масштаб пружин вносят соответствующую поправку.

Проверка пружин производится с помощью специального устройства (рис. 48) или с помощью грузопоршневых манометров типа МП-60 или МП-600. Это устройство состоит из массивной фундаментной плиты 1 с уровнем 2 и тремя установочными винтами под плитой, которых на рис. 47 не видно, двух стоек 4 и траверсы 7 с винтовым штуцером 8 посередине для крепления индикатора. Для проверки пружин используется обычный индикатор «Майгак» типа «50» и «30».

Если пружины проверяются на растяжение, индикатор подвешивается к траверсе. При измерении пружин на сжатие индикатор устанавливается на верху траверсы. В обоих случаях прижимной колпачок заменяется на винт с крючком 6, на который подвешивается стержень 5 с тарелкой (подвеска) для кладки гирь 3. Контрольные гири рассчитаны для поршня размером 1/1 (диаметр 20, 27 мм) и весят 3,227 кг. Гири изготавливаются из железа.

Комплект гирь состоит из одной уравнивательной гири с подвесным стержнем и тарелкой весом 3,227 кг, 17 контрольных гирь по 3,227 кг, одной гири весом 1,6135 кг, пяти гирь по 0,6454 кг и пяти гирь по 0,3227 кг. Гири меньшего веса применяются для проверки слабых пружин.

Под действием гирь пружина индикатора будет растягиваться так же, как под действием газов на поршень в цилиндре индикатора.

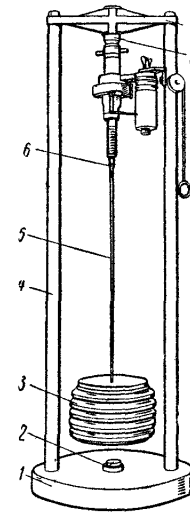


Рис 48 Устройство для тарировки индикаторных пружин

тора. Пружины на сжатие проверяются в тех случаях, если они работают в условиях вакуума.

Тарировка пружины производится в следующей последовательности: надевают на индикатор пружину, которую необходимо проверить; вместо прижимного колпачка навинчивают винт с крючком; закрепляют индикатор на штуцер траверсы; надевают на барабан индикаторную бумагу; поворачивая барабан за шнур и прикоснувшись карандашом к бумаге, проводят атмосферную линию  $AA$  (рис. 49), соответствующую состоянию ненагруженной пружины; подвешивают на крючок подвеску;

накладывают равномерно на подвеску гири. После прибавления каждой гири и прихода пружины в состояние покоя касаются карандашом индикаторной бумаги и, поворачивая барабан за шнур, проводят на ней горизонтальную линию. Таким образом получают линии 1, 2, 3, ..., 12 (см. рис. 49).

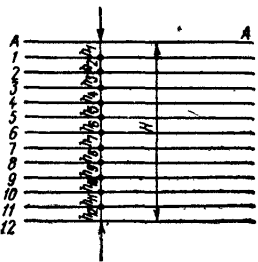


Рис. 49 Тарировка индикаторных пружин

При проверке пружин нагрузку равномерно увеличивают от нуля до максимального давления сгорания, на которое рассчитана пружина, т. е. накладывают количество контрольных гирь, равное знаменателю дроби для данного номера пружины нормального поршенька и типа индикатора (см. табл. 21 и 22). Достигнув максимальной нагрузки, груз равномерно уменьшают, делая отметки на бумаге. Отметки, соответствующие одинаковой нагрузке как при нагружении, так и при разгрузке, должны совпадать. В противном случае пружина не пригодна к работе, так как совершенно нарушена ее жесткость.

Масштаб пружины при нормальном поршеньке определяется делением высоты  $H$  (см. рис. 49), измеренной с точностью до 0,1 мм, на число положенных гирь. Он также равен расстоянию между проведенными горизонтальными линиями  $h_1, h_2, h_3, \dots, h_{12}$ .

Для дизельного поршенька масштаб определяется делением расстояния  $H$  на максимальное давление сгорания, на которое рассчитана данная пружина.

Если пружина не изменила своих упругих свойств, то масштаб ее будет совпадать с данными табл. 21 и 22. Так, например, для пружины № 4 нормального поршенька и индикатора «Майгак» типа «50» при  $H$ , равном 48 мм, масштаб будет равен  $48 \text{ мм} : 12 \text{ кгс/см}^2 = 4 \text{ мм/1 кгс}\cdot\text{см}^{-2}$ . Для дизельного поршенька масштаб в этом случае будет равен  $48 \text{ мм} : 60 \text{ кгс/см}^2 = 0,8 \text{ мм/1 кгс}\cdot\text{см}^{-2}$ .

Если упругие свойства пружины нарушились, т. е. жесткость уменьшилась, то масштаб ее увеличится. Тогда расстояния  $H$  станут больше, следовательно, увеличатся и расстояния  $h$ . В этом случае вводят поправку в масштаб пружины для каждого поршенька. Например, при тарировке индикаторной пружины расстояние  $H$  оказалось равным 49 мм. Тогда масштаб для нормального

поршенька будет равен  $4,08 \text{ мм/1 кгс}\cdot\text{см}^{-2}$ , для дизельного поршенька —  $0,817 \text{ мм/1 кгс}\cdot\text{см}^{-2}$ . Определенный в результате тарировки масштаб пружины заносится в специальный формуляр, который имеется на судне.

Проверку пружин индикаторов производят приборные службы пароходства или палата мер и весов.

Тарировка на поршневом манометре производится так же, как и на специальном устройстве. Несмотря на то что проверка на устройстве более кропотлива, она дает более точные результаты.

### § 13. Подготовка к снятию индикаторных диаграмм

Подготовка индикатора к индицированию производится в следующей последовательности.

1. Проверить индикаторные клапаны или краны; они должны легко открываться и закрываться, резьба на индикаторном клапане должна быть исправной. Проверить крепление индикатора на индикаторном клапане, чтобы накидная гайка индикатора плотно прижимала его к клапану; клапаны должны быть хорошо притерты и не иметь пропусков. Пропуски клапанов легко определить рукой. Если при закрытом клапане поднести к нему руку ладонью вниз, то при наличии пропуска почувствуется движение и тепло выходящих газов.

Для перекрытия индикаторного канала служат клапаны или краны. На современных двигателях применяются только клапаны, которые являются более удобными в работе и не требуют особого ухода, поэтому в дальнейшем слово «краны» не будет упоминаться. Резьба клапана, на которую навертывается накидная гайка индикатора, обычно газовая, размером  $\frac{3}{4}$  дюйма.

2. Подготовить индикатор к съемке диаграмм:

смазать поршневую пару индикатора, все движущие части и шарниры. Смазка индикатора производится костью маслом или цилиндрическим, которым смазывают цилиндры главного двигателя;

проверить трение поршенька и штока в цилиндре индикатора. Если под действием собственного веса поршень не опускается или опускается очень быстро, индикатор к применению не годен (будет или очень большое трение или большие пропуски газа);

движение карандаша должно быть перпендикулярно атмосферной линии. Атмосферная линия снимается при неподвижном карандаше и вращающемся барабане, вертикальная линия — при неподвижном барабане и подвижном карандаше;

выбрать и установить нужную пружину (см. § 12). Пружина выбирается на максимальное давление сгорания в цилиндре. Вместе с тем следует выбрать такую пружину, чтобы диаграмма занимала возможно большую площадь индикаторной бумаги, так как при этом подсчеты могут быть сделаны наиболее точно. Лишь для быстроходных машин чтобы уменьшить силы инерции пишущего механизма, приходится сознательно выбирать более жесткую пружину;



проверить состояние индикаторного шнура, его крепление на индикаторе, длину, крепление крючка. Для присоединения шнура к барабану индикатора на конце его следует завязать узелок, лучше двойной, как показано на рис. 50. Лишний конец шнура за узелком надо обрезать и вложить его в специальный прорез в шкиве барабана. Сделав затем на шкиве около полутора оборотов шнура, продевают его через отверстие роликодержателя. Необходимо

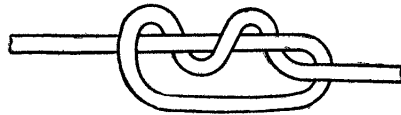


Рис 50 Узелок на конце шнура

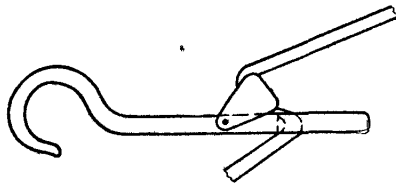


Рис 51 Крепление шнура на крючке

применять шнур с металлической жилкой или плетеный; новый шнур надо предварительно вытянуть. Крючок применяется для соединения шнура с поводком индикаторного привода и для удлинения или укорачивания шнура. Крючок крепится на шнуре (рис. 51) с помощью прореза в правой цилиндрической части крючка. Окончательную длину шнура подбирают при установке индикатора на каждый цилиндр; проверить состояние индикаторного карандаша, если необходимо, заменить его или заточить. Заточку лучше всего производить надфилем или мелкой наждачной бумагой и так, чтобы диаграмма рисовалась тонкой, четкой линией и бумага не рвалась. В настоящее время применяются металлические карандаши из мягкого металла (латуни, алюминия), а для них — специальная меловая бумага в блоках по 50 листов размерами, приведенными в табл. 23;

Таблица 23

Размеры бумаги для снятия индикаторных диаграмм

Тип индикатора	Диаметр барабана индикатора, мм	Размер бумаги, мм
«30»	30	50×145
«50»	40	65×145
«50»	50	65×180
Индикатор с независимым часовым приводом	151	90×490—500

и барабан вращается от прикосновения руки без приложения усилия, следует пружину подтянуть. Для этого отдают гайку 14, снимают кожух барабана 13, головку пружины 11 поднимают, чтобы ее посадочное гнездо вышло из четырехгранника оси 9, и закручивают. После этого головку пружины снова опускают

на стопорящую четырехгранную поверхность оси барабана.

3. Надеть бумагу на барабан и закрепить ее лапками бумагодержателя. Чтобы надеть бумагу на барабан, следует загнуть на ней с одной короткой стороны край внутрь меловой поверхности на 5—10 мм. Заложив этот край листа за конец более длинной лапки бумагодержателя примерно на 15—20 мм ее высоты, плотно обертывают бумагу вокруг барабана и закладывают другую сторону листа за конец короткой лапки так, чтобы и второй край листа оказался в разрезе между лапками на одном уровне с первым краем листа. Затем, взяв двумя пальцами нижние края листа, попавшие в разрез, и прижимая ладонью другой конец сверху, надевают лист на барабан.

Бумагу надевают меловой стороной наружу, она должна плотно облегать барабан и упираться в нижний его буртик. Лапки бумагодержателя должны удерживать бумагу от перемещения. Если бумага перемещается, то необходимо снять лапки с барабана и подогнуть их во внутреннюю сторону.

4 Перед установкой индикатора на цилиндр необходимо продуть индикаторный канал, открыв индикаторный клапан, при этом надо соблюдать предосторожность, чтобы не обжечь себя или близстоящих людей.

5. Установить индикатор так, чтобы пишущий механизм был обращен к наблюдателю для удобства снятия диаграмм, индикаторный шнур располагался параллельно движению поводка индикаторного привода, а ролик повернуть в такое положение, чтобы шнур не терся о его обойму во время работы.

6 Подобрать длину шнура такой, чтобы индикаторная диаграмма рисовалась по середине индикаторной бумаги и барабан не стучал об ограничитель хода, не имел слабину, а двигался плавно. Особенно опасно, если шнур окажется слишком коротким, так как в этом случае может произойти поломка индикатора или обрыв шнура, после чего барабан под действием пружины резко ударяет по упорному винту, что часто кончается обрывом пружины барабана.

Чтобы убедиться в правильности выбора длины шнура, надо, не зацепляя крючок за поводок привода и держась за него рукой, натянуть шнур дальше обеих мертвых точек поводка привода. Поводок (или кольцо тросика индикаторного привода с поворотной головкой) не должен уходить дальше крючка, а наоборот, на 5—10 мм не доходить до него. Только после этого крючок зацепляют за поводок или кольцо тросика индикаторного привода. Если нет стуков или слабин, то окончательно проверяется, нормально ли работает индикатор, снятием пробной диаграммы. По виду и расположению индикаторной диаграммы (рис. 74) можно окончательно убедиться в правильности установки индикатора и выбора длины шнура. Пробные индикаторные диаграммы до начала испытаний должны быть сняты со всех цилиндров двигателя и устранены возможные неисправности.

7. Перед съемкой индикаторных диаграмм необходимо про- греть индикатор, соединив его с газовой полостью цилиндра.

8. Перед началом испытаний всегда необходимо проверять пра- вильность установки индикаторных приводов. Это можно сделать путем снятия диаграмм сжатия при выключенных топливных на- сосах. Если индикаторный привод установлен правильно, то линии сжатия и расширения совпадают. Более подробно о проверке и регулировке привода см. § 14.

#### § 14. Индикаторные приводы

При съемке индикаторных диаграмм вращение барабана инди- катора должно пропорционально соответствовать движению порш- ня двигателя. Такая передача движения осуществляется путем применения специальных устройств — индикаторных приводов, ко- торые уменьшают ход поршня двигателя до необходимых разме- ров.

На морских современных двигателях широкое применение на- ходят в основном три вида индикаторных приводов: эксцентрико- вые, рычажные и с поворотной головкой. Эксцентриковые приво- ды применяются на двигателях фирмы «Бурмейстер и Вайн» и ее лицензиатов, рычажные — на двигателях фирмы МАН, с поворот- ной головкой — на двигателях фирмы «Зульцер». Наиболее про- стым по конструкции является эксцентриковый привод, более сложным — с поворотной головкой

**Эксцентриковые приводы.** У этих приводов (рис. 52) барабан индикатора получает движение от эксцентрика 11 (кулачной шай- бы), насаженного на валу 10, обычно являющимся распределе- тельным валом. Через рычаг 8 с роликом 9, муфту-опору 7 и ры- чаги 4 и 5, которые укреплены под постоянным углом, движение передается барабану индикатора. Рычаг 8 все время прижимается к эксцентрику пружиной 6. Индикаторный шнур с помощью крюч- ка прикрепляется к поводку 3. Привод включается в работу и выключается нажатием на ручку 1 и выведением стопора 2. Ры- чаг 4 с поводком 3 совершает вертикальные движения пропорцио- нально движению поршня двигателя, если соблюдается равенство отношений

$$\frac{r}{l} = \frac{R}{L},$$

где  $r$  — эксцентриситет, равный расстоянию между осями экс- центрика и вала, на котором он насажен;

$$l = \frac{D+d}{2};$$

- $R$  — радиус кривошипа;
- $L$  — длина шатуна;
- $D$  — диаметр эксцентрика;
- $d$  — диаметр ролика 9.

В многоцилиндровых двигателях для индикаторного привода у каждого цилиндра предусматривается отдельный эксцентрик, на- саженный на распределительный вал.

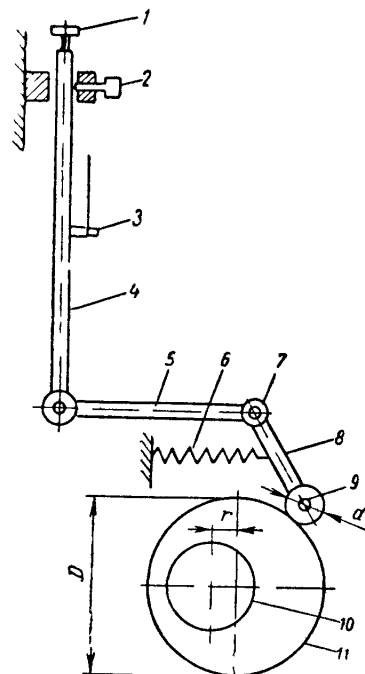


Рис. 52 Эксцентриковый привод

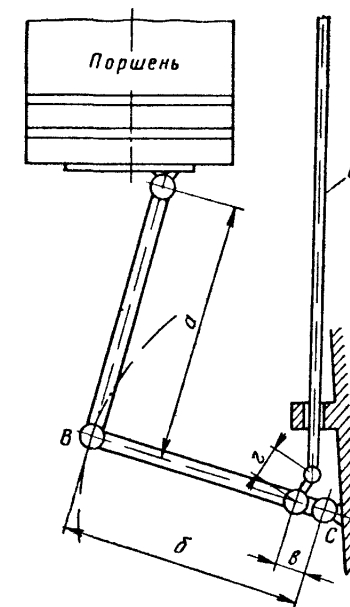


Рис. 53 Рычажный привод

**Рычажный привод.** При рычажном приводе (рис. 53) в тронко- вых двигателях движение барабану индикатора передается сис- темой рычагов  $a, b, v, z, d$  от каждого поршня или шатуна, в крещкопфных — от шатуна или головного подшипника. Сам при- вод располагается внутри картера двигателя, наружу выводится лишь конец рычага  $d$ , к которому крепится шнур индикатора. Привод постоянно находится в движении, пока работает двига- тель. В этом его недостаток, так как с течением времени могут возникнуть слабину в сочленениях из-за износа и ослабления соединений.

При соблюдении отношения  $\frac{b}{a} = \frac{g}{z}$  и отсутствии слабину в со- членениях индикаторный привод точно передает движение поршня.

**Индикаторный привод с поворотной головкой** (рис. 54) позво- ляет снимать все виды индикаторных диаграмм, в том числе и смещенные диаграммы. Для снятия нормальных диаграмм указа- тель поворотной головки 10 устанавливают против цифр, указы- вающих номера индицируемых цилиндров. Для снятия смещенных

диаграмм указатель поворотной головки устанавливают против красных цифр. Внешний вид индикаторного привода с поворотной головкой разных типов двигателей имеет небольшое различие но принципы устройства и работы одинаковы.

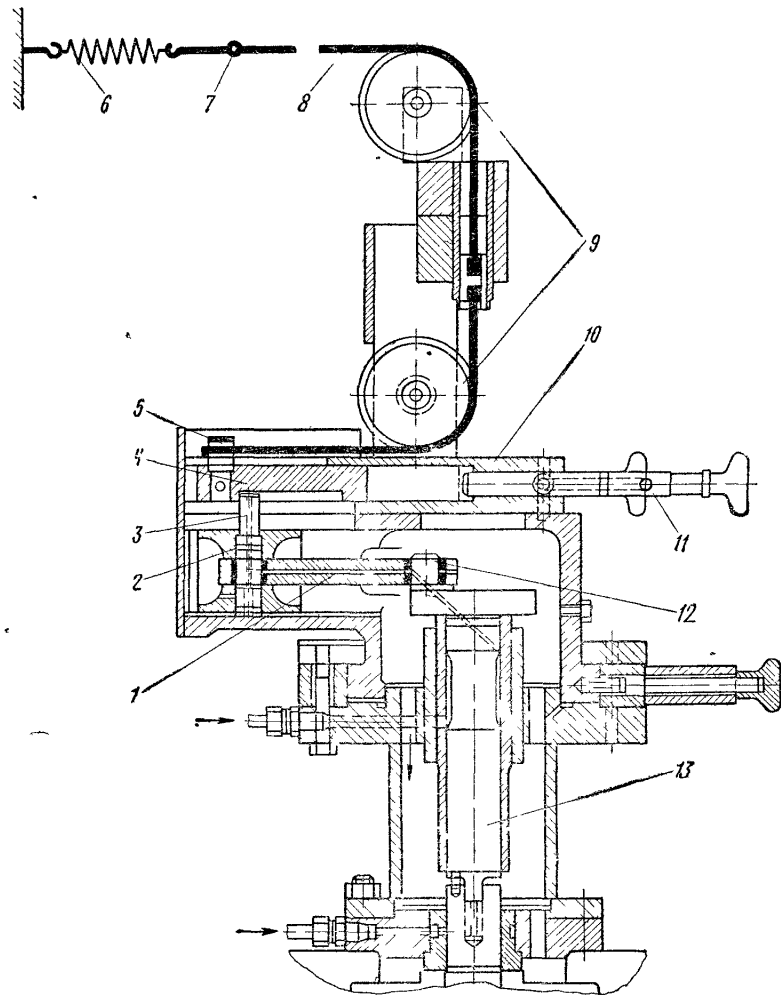


Рис. 54 Индикаторный привод с поворотной головкой

При снятии диаграмм крючок индикатора зацепляют за кольца 7, укрепленные для каждого цилиндра на стальном тросике 8, проходящем над всеми цилиндрами двигателя. Тросик одним концом крепится к пружине 6, держащей его в натянутом состоянии, другим концом, проходя через блоки 9, надевается на поводок 5. Поводок 5 укреплен на цилиндрической вставке 4, которая при-

водится в действие пальцем 3 и совершает движение в соответствии с движением поршня двигателя. Палец 3 крепит поршень 2 и шатун 1, приводимые в действие от вертикального вала 13 посредством кривошипа 12. Вал 13 приводится во вращение через конические шестерни от распределительного вала двигателя. Все постоянно работающие части индикатора привода смазывают циркуляционным маслом.

После съемки индикаторных диаграмм необходимо тросик отсоединить от поводка 5, чтобы он не вытягивался, а пружина не растягивалась. Для выключения привода штоком 11 цилиндрическую вставку 4 фиксируют в крайнем положении.

Точность индикаторных диаграмм, снимаемых на приводе с поворотной головкой, во многом зависит от состояния шестерен, натяжения пружин, установки индикатора, параллельности индикаторного шнура тросику.

**Проверка индикаторного привода на неработающем двигателе.** Точность снимаемых индикаторных диаграмм в большей степени зависит от правильной установки и технического состояния индикаторного привода. Необходимо, чтобы вращение барабана, передаваемое от индикаторного привода, точно соответствовало движению поршня двигателя. Главным условием правильности работы привода является совпадение мертвых точек привода и поршня рабочего цилиндра двигателя.

Самый простой способ проведения такой проверки осуществляется с помощью индикатора. Для этого с индикатора снимают пружину и устанавливают его на индикаторном клапане проверяемого цилиндра. На барабан надевают бумагу, проводят атмосферную линию, вращая барабан за шнур рукой. Включают индикаторный привод, крючок шнура индикатора зацепляют за поводок привода. Пишущий механизм отводят от бумаги. Вращением валоповоротного устройства шатун (мотыль) проверяемого цилиндра устанавливают примерно на  $30^\circ$  до в. м. т., одновременно вращается барабан индикатора, так как он соединен с приводом. При этом положении шатуна карандаш пишущего механизма на бумаге барабана проводят вертикальную линию (рис. 55).

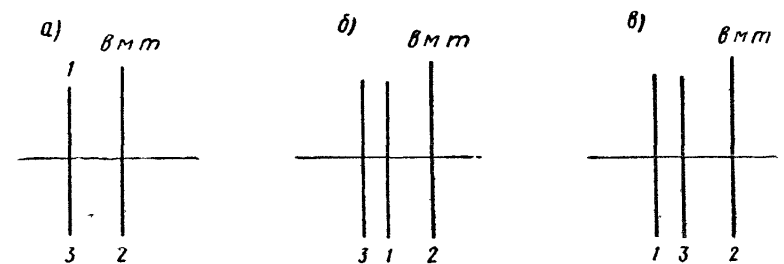


Рис. 55 Проверка индикаторного привода на неработающем двигателе  
а — привод установлен правильно, б — привод опережает поршень, в — привод отстает от движения поршня

После этого шатун устанавливают в в. м. т. и аналогично делают вторую отметку на индикаторной бумаге. Затем шатун устанавливают на  $30^\circ$  после в. м. т. и делают на бумаге третью отметку. Каждую отметку-линию необходимо пронумеровать на бумаге отдельно, чтобы определить соответствие вращения индикаторного барабана движению поршня или установить, что привод опережает его или отстает от него.

Если первая и третья отметки совпадают (рис. 55, а), значит верхнее положение поршня соответствует верхнему положению привода. Если третья отметка переходит влево дальше, чем первая линия (рис. 55, б), то индикаторный привод будет опережать движение поршня, а если не доходит до первой отметки, а располагается справа от нее (рис. 55, в), то привод отстает от движения поршня.

Аналогично проверяют соответствие нижних мертвых точек поршня и привода. Для повышения точности проверки соответствия мертвых точек поршня и привода по рассмотренному способу необходимо предварительно устранить слабины в соединяемых частях привода, правильно подобрать длину индикаторного шнура. Кроме того, чтобы выбрать слабины кривошипно-шатунного механизма проверяемого цилиндра, особенно у крейцкопфных двигателей, вращение совершают или на передний ход, или на задний. Перед вращением двигателя все его индикаторные клапаны должны быть открыты.

При несовпадении крайних положений поршня двигателя и индикаторного привода необходимо выяснить, в чем причина, и устранить ее.

Эксцентрикные приводы регулируют путем перезаклинивания эксцентрика. Если привод опережает мотыль, то эксцентрик необходимо повернуть в сторону, обратную его вращению, и наоборот. Иногда бывает достаточно сменить ролик, и погрешность привода ликвидируется. Поворот муфты-опоры 7 (см. рис. 52) в сторону вращения вала или в обратную сторону перемещает верхнюю часть диаграммы влево или вправо. Если на всех цилиндрах привод оказался отстающим, что может произойти в результате вытяжки цепи распределительного вала, то это устраняется путем перезаклинивания эксцентриков или изменения натяжения цепи.

Проверка и исправление рычажного привода производится следующим образом. Поршень проверяемого цилиндра устанавливают в среднее положение. Если привод установлен правильно, то рычаг б (см. рис. 53) примет строго горизонтальное положение. В противном случае изменяют положение точки В или С, добиваясь горизонтального положения рычага б.

Проверку и регулировку приводов с поворотной головкой осуществляют постановкой новых шестерен, увеличением натяжения пружины или выбором нового положения для указателя поворотной головки, где погрешность исчезает.

Иногда приходится проверять все возможные варианты неисправностей привода, а если проверка осуществляется с помощью

индикатора, необходимо убедиться, что последний находится в исправном состоянии.

**Проверка индикаторного привода по диаграммам на работающем двигателе.** Правильность работы индикаторного привода на ходу проверяют с помощью диаграммы сжатия, снятой при выключенной подаче топлива в цилиндр, при этом индикатор соединен с индикаторным приводом.

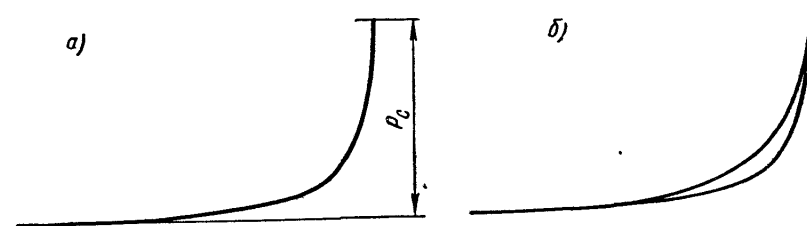


Рис. 56 Диаграммы сжатия, снятые индикаторным приводом: установленным правильно (а) и неправильно (б)

При правильно установленном индикаторном приводе линии сжатия и расширения сливаются и диаграмма имеет вид, показанный на рис. 56, а. Это будет выполняться только при отсутствии значительных пропусков газов через поршневые кольца или выпускной клапан и соблюдении необходимых условий при индицировании.

Если образуется площадка на диаграмме сжатия (рис. 56, б), то она указывает, что индикаторный привод установлен неправильно и его необходимо отрегулировать. При снятии нормальной индикаторной диаграммы таким приводом мощность цилиндра будет увеличиваться или уменьшаться на величину мощности этой площадки в зависимости от того, как будет проходить линия расширения — выше или ниже линии сжатия.

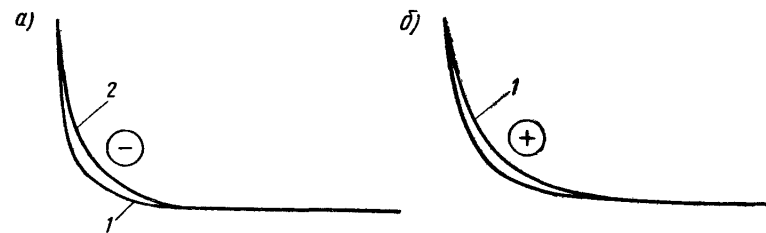


Рис. 57. Определение знака площадки диаграммы сжатия при неисправном индикаторном приводе

Когда линия расширения 1 расположена ниже линии сжатия 2 (рис. 57, а), значит индикаторный привод отстает от мотыля двигателя, площадка имеет отрицательный знак, мощность цилиндра будет уменьшаться на величину мощности этой площадки. При обработке подобных индикаторных диаграмм эта площадка долж-

на прибавляться. Если линия расширения расположена выше линии сжатия (см. рис. 57, б), значит индикаторный привод опережает мотыль двигателя, площадка имеет положительный знак, мощность цилиндра завышается на величину мощности этой площадки. При обработке таких индикаторных диаграмм эта площадка должна вычитаться.

При анализе диаграмм сжатия, когда проверяется привод и когда образуется площадка, невозможно сразу определить, какая из кривых является линией сжатия, а какая — расширения. Для их определения поступают следующим образом. Вначале снимают нормальную индикаторную диаграмму. Затем, отсоединив шнур от привода, закрыв индикаторный клапан и не снимая бумагу с барабана, на всей длине линии сжатия делают несколько пометок в виде точек или крестиков (рис. 58), так как заранее не известно, где и как пройдет линия расширения, какой ее вид.

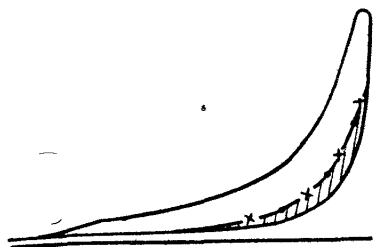


Рис. 58 Определение положения линии расширения на диаграмме сжатия при неисправном индикаторном приводе

После этого вновь соединяют индикатор с приводом, открывают индикаторный клапан, выключают подачу топлива в цилиндр и снимают диаграмму сжатия. Линия сжатия совпадет; вторая кривая, если имеется погрешность привода, будет линией расширения. В нашем примере она проходит ниже

линии сжатия. Диаграмма сжатия на рис. 58 представлена заштрихованным участком.

Изображение диаграммы сжатия с неправильно установленным приводом может быть различным, например в виде площадок в верхней, средней и нижней ее частях (рис. 59, а, б, в) или в виде восьмерки (рис. 59, г).

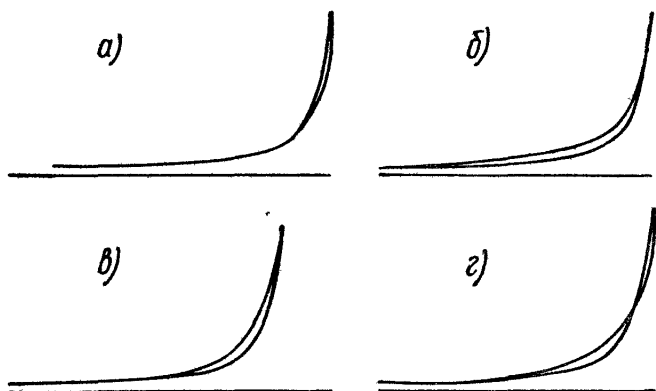


Рис. 59 Изображения диаграмм сжатия при неправильно установленных индикаторных приводах

Причины погрешности индикаторных приводов могут быть разными. неправильная установка эксцентрика (кулачной шайбы) для индикаторного привода; слабины и люфты; износ кулачковой шайбы или набегающего на нее ролика, неправильная длина тяг, ослабление пружин; вытяжка цепи, отчего происходит несоответствие между углом поворота коленчатого вала и кулачком индикаторного привода, в этом случае поправка будет одинаковая на всех приводах — и так далее в зависимости от конструкции привода.

При наличии погрешности индикаторного привода необходимо ее ликвидировать. Когда по тем или иным причинам погрешность не устраняется, иногда сознательно ее делают в виде восьмерки с разными знаками, но чтобы отрицательная и положительная площадки были равны. Тогда погрешность как бы компенсируется, взаимно уничтожается.

Если погрешность большая и невозможно ее устранить, то необходимо всегда на нормальную диаграмму наносить диаграмму сжатия с указанием линии сжатия (см. рис. 58). При планиметрировании таких индикаторных диаграмм вносят корректировку путем обвода диаграммы, учитывая или не учитывая эту площадку. Каждый раз можно не снимать поправку привода, а один раз определить ее площадь и знак и в дальнейшем их учитывать.

Проверка индикаторного привода должна проводиться при эксплуатации двигателя ежегодно, после ремонта и перед любыми испытаниями, связанными с определением мощности двигателя

Глава V

ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ И ИХ ОБРАБОТКА

§ 15. Снятие индикаторных диаграмм

После подготовки индикатора к индицированию переходят к съемке индикаторных диаграмм. Вначале наносят атмосферную линию (соединив индикатор с приводом), не открывая индикаторного клапана и слегка прижав карандаш к бумаге. Затем полностью открывают индикаторный клапан и снимают диаграмму любого вида. Делать это нужно внимательно, быстро (но без спешки), чтобы не перегреть индикатор.

Карандаш пишущего механизма на короткое время придвигают к поверхности бумаги (на один-два оборота двигателя), затем его отводят, после чего быстро закрывают индикаторный клапан, снимают крючок с поводка привода и отключают индикаторный привод. После этого с барабана снимают бумагу и проверяют качество нанесенной индикаторной диаграммы. Если она выполнена удовлетворительно, на ней отмечают номер и полость цилиндра, номер двигателя. Черновые записи делают на загибах бумаги.

Разовая съемка индикаторных диаграмм со всех цилиндров двигателя является одним комплектом одного опыта. В течение опыта равномерно должно быть снято не менее трех комплектов диаграмм. Каждый комплект должен быть завернут отдельно с указанием номера опыта, номера комплекта, частоты вращения двигателя, даты и времени съемки, масштаба пружины.

Закончив съемку диаграмм одного комплекта, а также в случае перегрева индикатора его необходимо снять с индикаторного клапана, установить в монтажный штуцер на краю упаковочного ящика, разобрать (отсоединить крышку индикатора с пишущим механизмом и поршеньком от остальной части), прочистить, дать остыть и смазать, затем собрать и продолжить индицирование, а если опыт закончен — убрать в упаковочный ящик.

Закончив испытания, с индикатора рекомендуется снять пружины. Если индикатору предстоит долгое бездействие или переноска по морозу, надо вывинтить рабочую втулку.

**Нормальные диаграммы.** Нормальными индикаторными диаграммами называются диаграммы, представленные на рис. 60 и 61. По ним определяется среднее индикаторное давление  $p_i$ , максимальное давление сгорания  $p_z$ , индикаторная мощность цилиндра  $N_i$ , а также характер рабочего процесса в цилиндре.

Вид нормальной индикаторной диаграммы (при исправном индикаторе, индикаторном приводе и правильной съемке диаграмм),

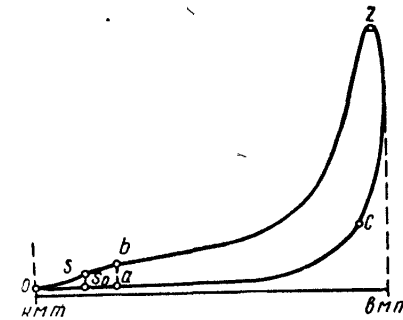


Рис 60. Нормальная индикаторная диаграмма двухтактного двигателя

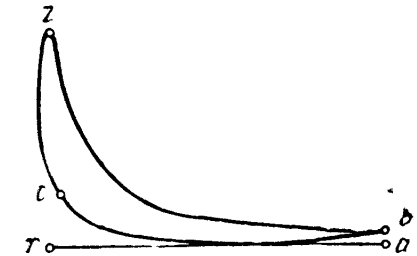


Рис 61 Нормальная индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя

расположение ее характерных точек зависят от тактности двигателя, наличия и типа наддува, фаз распределения, объема камеры сжатия, технического состояния цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), топливной аппаратуры, турбовоздуходувки, режима и внешних условий работы двигателя и т. д., т. е. от тех факторов, которые влияют на рабочий процесс двигателя.

Нормальная индикаторная диаграмма двухтактного двигателя с характерными точками рабочего процесса представлена на рис. 60. Рабочий процесс в них совершается за один оборот коленчатого вала в следующей последовательности. После закрытия продувочных (точка  $s_0$ ) и выпускных окон или клапанов (точка  $a$ ) происходит сжатие свежего воздуха. Не доходя до в. м. т. на величину действительного угла опережения, начинаются подача топлива в цилиндр, смесеобразование и физико-химические процессы подготовки топлива к самовоспламенению. В точке  $c$  начинается самовоспламенение и процесс сгорания топлива. Точка  $z$  соответствует максимальному давлению процесса сгорания;  $z-b$  — процесс расширения газов, сгорания и догорания топлива

В точке  $b$  открываются выпускные окна или клапаны, происходит свободный выпуск газов из цилиндра (предварение выпуска). Давление газов в цилиндре понижается до давления продувочного воздуха  $p_c$ . В точке  $s$  открываются продувочные окна, период  $sOs_0$  соответствует принужденному выпуску-продувке и наполнению цилиндра свежим зарядом воздуха. В точке  $s_0$  закрываются продувочные окна. В момент закрытия продувочных окон давле-

ние газов в цилиндре близко к давлению газов в выпускном коллекторе  $p_0$ .

В точке  $a$  происходит закрытие выпускных окон или клапанов. От положения точки  $a$  зависит потеря заряда или дозарядка. Если выпускные окна или клапаны закрываются раньше продувочных окон, то происходит дозарядка двигателя (рис. 62,  $a$ ); если позже, то потеря заряда воздуха двигателя (рис. 62,  $b$ ). Это определяется типом продувки. Крайние точки диаграммы (левая и правая) соответствуют верхней и нижней мертвым точкам.

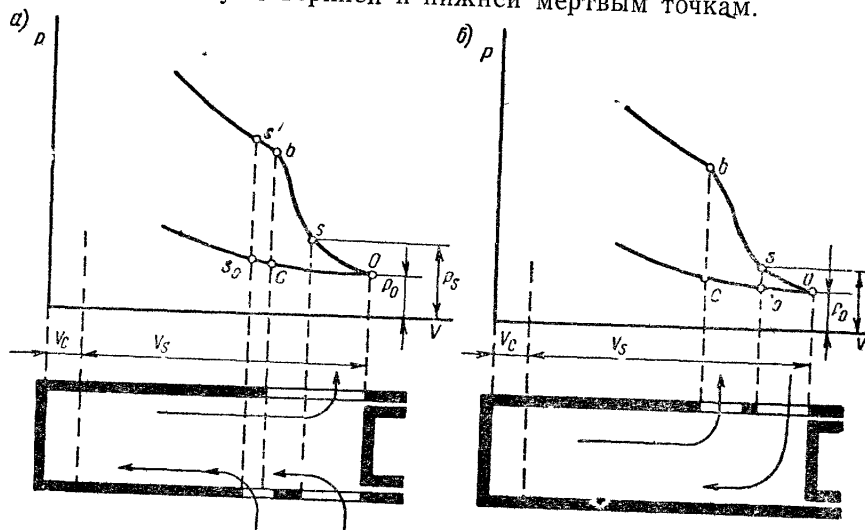


Рис 62 Схематические индикаторные диаграммы выпуска и продувки двигателей  
 $a$  — «Зульцер» 8МН42 с петлевой двусторонней продувкой,  $b$  — МАН К6757/80С с петлевой односторонней продувкой;  $b$  — открытие выпускных окон;  $c$  — закрытие выпускных окон (на рис 60 этой точке соответствует точка  $a$ ),  $s, s'$  — открытие продувочных окон,  $s_0, s'_0$  — закрытие продувочных окон

У нормальных индикаторных диаграмм, снимаемых жесткой пружиной, вид процесса выпуска и продувки двигателей с разными типами продувки почти одинаков. Это различие будет наблюдаться при съемке выпуска и продувки слабой пружиной.

На рис. 61 представлена нормальная индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя. Она имеет почти такой же вид, как и у двухтактного двигателя, только нижняя ее часть касается атмосферной линии. При более слабой пружине диаграмма будет иметь вид, как на рис. 69. Из принципиальной индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя (рис. 63) видно, что рабочий процесс совершается за два оборота коленчатого вала; за один оборот происходят процессы выпуска и наполнения цилиндра, а за другой — процессы сжатия, сгорания и расширения.

В точке  $b$  (см. рис. 63) открывается выпускной клапан. Выпуск газов начинается до прихода поршня в н. м. т., что делается для лучшей очистки цилиндра от отработавших газов. Поэтому на диа-

грамме в конце хода расширения наблюдается резкое понижение давления. Процессе выпуска газов происходит по линии  $br$  (четвертый такт), когда давление больше атмосферного, причем до давления увеличивается при восходящем движении поршня от н. м. т к в. м. т из-за сопротивления выпускной системы.

При нисходящем движении поршня от точки  $r$  до точки  $a$  происходит процесс всасывания или впуска воздуха в цилиндр (первый такт). Давление в цилиндре за этот период ниже атмосферного (для двигателей без наддува). На восходящем движении поршня от точки  $a$  до  $c$  происходит сжатие поступившего в цилиндр воздуха (второй такт). Не доходя до в. м. т. на угол действительного опережения, подается топливо в цилиндр. Происходят смесеобразование, физико-химические процессы подготовки топлива к самовоспламенению.

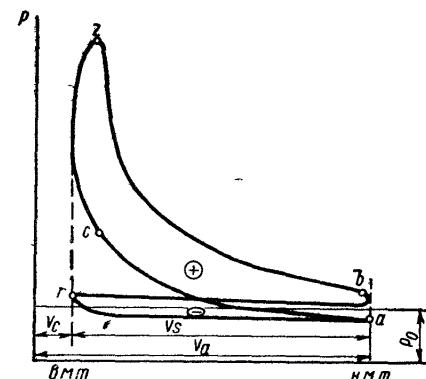


Рис. 63. Принципиальная индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя

В точке  $c$  происходит воспламенение топлива. Вследствие восходящего движения поршня в начальный период сгорания топлива, которое совершается с определенной скоростью, давление газов в цилиндре резко возрастает, но не по вертикальной прямой, а по кривой, наклонной к оси ординат. После в. м. т. процесс сгорания идет при увеличивающемся объеме, поэтому, несмотря на интенсивное горение, давление газов в цилиндре вначале повышается, а затем понижается. В точке  $z$  давление газов достигает своего максимального значения. По линии  $zb$  происходит процесс сгорания, догорание топлива и расширение газов, т. е. рабочий ход поршня (третий такт).

Как видно из рис. 63, индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя состоит из двух площадок — верхней и нижней. Верхняя ее часть соответствует полезной работе газов в цилиндре, нижняя — отрицательной работе, которая затрачивается на выпуск отработавших газов и наполнение цилиндра свежим зарядом воздуха. При определении индикаторной мощности цилиндра эта площадка должна вычитаться из полезной работы газов. Однако ввиду незначительной величины отрицательной работы, не превышающей 3% от полезной работы, и вследствие того, что при съемке индикаторной диаграммы линии выпуска и впуска сливаются с атмосферной из-за жесткой пружины, ее не учитывают и относят к механическим потерям.

К сожалению, большинство современных главных и вспомогательных четырехтактных двигателей не имеют индикаторных при-



водов. Это затрудняет контроль за правильностью рабочих процессов в цилиндрах и определение индикаторной мощности двигателя. В качестве примера четырехтактного главного двигателя, имеющего индикаторный привод, можно привести двигатель «Бурмейстер и Вайн» типа 614TE150 мощностью 2867 и. л. с. пр

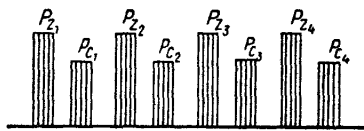


Рис. 64. Диаграммы-гребенки

94 об/мин, установленный на танкере «Батуми» 1931 г. постройки и двигатель МАН марки 84ГР мощностью 1550 и. л. с. пр 160 об/мин (два таких двигателя установлены на танкере «Азербайджан» постройки 1938 г.).

**Диаграммы-гребенки.** Диаграммы-гребенки служат для опре

деления максимального давления сгорания и сжатия газов в рабочих объемах цилиндров двигателя (рис. 64). Чаще всего они снимаются при регулировке двигателей.

Диаграммы-гребенки снимаются поршневым индикатором, который сообщается с рабочей полостью цилиндра, но не соединяется с индикаторным приводом. Поэтому карандаш пишущего механизма будет писать только вертикальные линии. Периодически вращая барабан индикатора рукой при помощи шнура, снимают несколько значений  $p_z$  и  $p_c$  с каждого цилиндра, которые изображаются линиями, иногда разной высоты, отличающимися несколькими миллиметрами. Поэтому при дальнейшей обработке таких диаграмм берется их среднее значение путем проведения горизонтальной линии, усредняющей эти высоты. Значения  $p_z$  и  $p_c$  для каждого цилиндра определяются как расстояния между атмосферной и усредняющей линиями в миллиметрах, деленные на масштаб пружины.

Гребенки давления сжатия снимаются при выключенной подаче топлива в цилиндр. Диаграммы-гребенки  $p_z$  и  $p_c$  могут сниматься на один лист, как показано на рис. 64, или отдельно на разные листки индикаторной бумаги.

**Развернутые индикаторные диаграммы.** Эти диаграммы служат для анализа процесса горения в цилиндре в области в. м. т., а также для определения среднего индикаторного давления в двигателях, не имеющих индикаторного привода. Для снятия развернутых индикаторных диаграмм применяются механические или электрические индикаторы. Общий вид такой диаграммы, снятой индикатором с независимым приводом от часового механизма, показан на рис. 75 и 76.

Так как развернутая диаграмма снимается при равномерном вращении барабана в одну сторону, то длина диаграммы показывает не ход поршня в определенном масштабе, как в нормальной диаграмме, а продолжительность цикла тоже в некотором масштабе, выраженную во времени или в углах поворота коленчатого вала. Поэтому для определения среднего индикаторного давления развернутую диаграмму необходимо соответствующим образом

обработать или перестроить в нормальную по ходу поршня. Для обработки развернутых диаграмм на них должны быть нанесены атмосферная линия и отметки мертвых точек поршня.

Если индикатор не имеет приспособления для автоматического нанесения мертвых точек, то последние находят графически, но для этого необходимо одновременно со съемкой развернутой диаграммы процесса горения наносить на нее развернутую диаграмму сжатия при выключенной подаче топлива. Обработку развернутых диаграмм см. в § 18.

**Смещенные диаграммы.** Применяются для анализа процесса сгорания, работы топливных насосов высокого давления (ТНВД) и форсунок. По ним судят об относительном угле начала подачи топлива в цилиндр, а также определяют давление воспламенения топлива  $p_c'$  и максимальное давление сгорания  $p_z$ . В практике обычно приравнивают давление  $p_c'$  к давлению сжатия  $p_c$ .

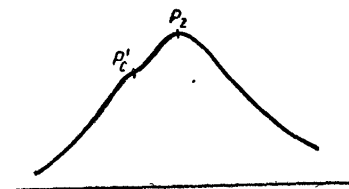


Рис. 65. Смещенная индикаторная диаграмма

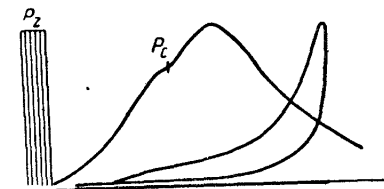


Рис. 66. Общий вид индикаторных диаграмм, последовательно снимаемых на индикаторную бумагу

На рис. 65 представлен общий вид смещенной индикаторной диаграммы двухтактного двигателя. Ее снимают теми же индикаторами, что и нормальные диаграммы, соединяя с приводом соседнего цилиндра, мотыль которого расположен под углом 90 или 120°. На современных дизелях фирмы «Зульцер» при определенных положениях индикаторной головки снимаются смещенные диаграммы

Обычно смещенную диаграмму снимают вручную после съемки нормальной диаграммы и на том же листе бумаги. Сняв крючок индикаторного шнура с поводка индикаторного привода и вращая барабан за шнур, снимают гребенку максимального давления сгорания в цилиндре. Когда карандаш пишущего механизма находится внизу и должен совершать движение вверх, быстрым равномерным движением левой руки, держащей шнур, вращают барабан, и карандаш вычерчивает кривую смещенной диаграммы (рис. 66). Скорость вращения барабана для съемки смещенной диаграммы зависит от частоты вращения двигателя. Чем меньше оборотов, тем медленнее надо его вращать.

**Диаграммы сжатия.** Диаграммы сжатия снимают тем же способом, что и нормальные индикаторные диаграммы, только с выключенной подачей топлива. Если индикаторный привод установлен правильно, то диаграммы сжатия имеют вид, показанный на

рис. 56, а, если привод имеет погрешность в установке, то образуется площадка (см. рис. 56, б), Максимальная высота диаграммы равняется давлению сжатия в цилиндре  $p_c$ . По этим диаграммам обычно проверяют и регулируют правильность установки и работы индикаторного привода. По диаграммам сжатия также можно определять и регулировать давление сжатия в цилиндрах.

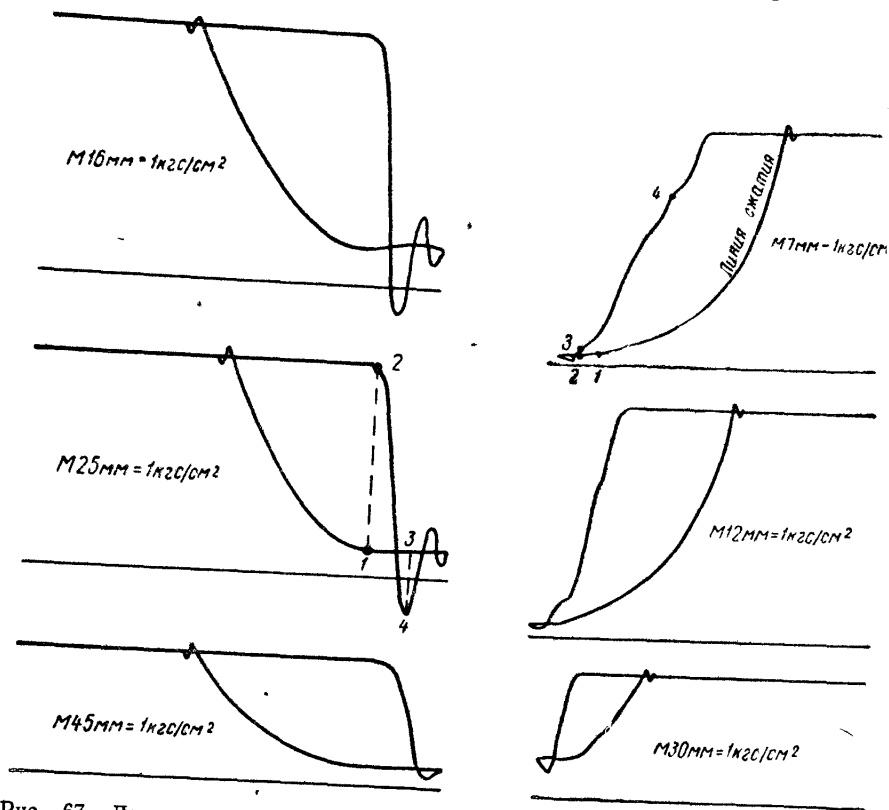


Рис. 67. Диаграммы выпуска-продувки двигателя МАН К6Z57/80А с петлевой односторонней продувкой, снятые с одного цилиндра пружинами разных масштабов: 2 и 1 — открытие и закрытие выпускных окон, 4 и 3 — открытие и закрытие продувочных окон

Рис. 68. Диаграммы выпуска-продувки двигателя «Бурмейстер и Вайн» 562VT2BF140 с прямоточной клапанной продувкой, снятые с одного цилиндра пружинами разных масштабов: 4 и 1 — моменты открытия и закрытия выпускного клапана, 3 и 2 — моменты открытия и закрытия продувочных окон

**Диаграмма выпуска и продувки.** Данные диаграммы снимаются слабой пружинкой и применяются для анализа процессов выпуска, продувки и наполнения, т. е. для процессов, когда поршень находится вблизи н. м. т. Так как эти процессы совершаются в области низких давлений (порядка  $5 \text{ кгс/см}^2$  и ниже), то для съемки таких диаграмм используется индикатор с нормальным (паровым)

поршеньком диаметром 20, 27 мм. При этом применяются пружины № 6, 10, 12, 20, 30, 40. Чем слабее пружина, тем более нагляднее, полнее изображаются исследуемые процессы (рис. 67—69).

Диаграммы выпуска и продувки снимаются обычным способом, как и нормальные диаграммы. Чтобы не произошло поломки индикатора при съемке такой диаграммы, необходимо после смены поршенька переставить ограничитель хода на втулке штока индикатора. Во время съемки диаграммы шток поршенька под воздействием давления газов в цилиндре, превышающего жесткость пружины, упирается своим заплечиком в крышку индикатора и находится в таком положении, пока давление в цилиндре не снизится до давления, на которое рассчитана пружина. По этой причине верхняя часть диаграммы получается обрезанной по горизонтальной линии.

Как правило, индикаторные клапаны имеют незначительные пропуски, которые обычной пружинкой, рассчитанной на рабочее давление в цилиндре, не фиксируются. При индцировании слабой пружинкой эти пропуски вызывают петлю на атмосферной линии или она располагается выше своего истинного положения. Поэтому рекомендуется атмосферную линию наносить на индикаторную бумагу при нахождении индикатора на упаковочном ящике, вращая барабан рукой.

Общий вид диаграмм, снятых слабой пружинкой индикатором типа «50» или «30», представлен на рис. 67 и 68. На них нанесены характерные точки Ординаты этих точек соответствуют давлениям в цилиндре в данные моменты.

Вид диаграмм выпуска-продувки зависит от тактности двигателя (см. рис. 67—69), типа продувки (см. рис. 67 и 68), масштаба индикаторной пружины, фаз газораспределения и технического состояния наддувочно-выпускного тракта и цилиндра-поршневой группы. Поэтому по внешнему виду таких диаграмм можно су-

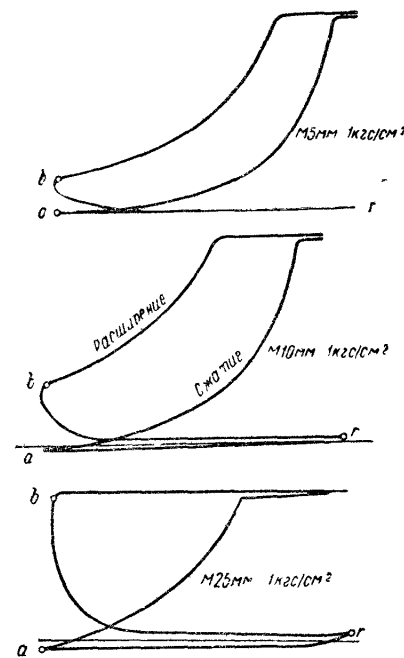


Рис. 69. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя МАН 84ГР6, снятая с одного цилиндра слабыми пружинами разных масштабов: а — конец всасывания и начала сжатия, в — конец расширения и начала открытия выпускного клапана, г — конец выпуска и начала всасывания

дить о техническом состоянии наддувочно-выпускного тракта и цилиндра-поршневой группы, а также о правильности фаз газораспределения и процессов газообмена.

Однако такая оценка может производиться только при сравнении снятых диаграмм выпуска-продувки с образцовыми рекомендованными диаграммами, с нанесенными характерными точками (прилагаются к судовой технической документации). Такими точками называются точки диаграммы выпуска-продувки, соответствующие моментам открытия и закрытия органов газораспределения, а также наименьшему давлению в цилиндре.

Образцовые диаграммы выпуска-продувки должны сниматься на стендовых и ходовых приемо-сдаточных испытаниях, когда двигатель наиболее правильно отрегулирован и его техническое состояние наилучшее. К сожалению, на этих испытаниях диаграммы выпуска-продувки не снимаются и не прилагаются к технической документации, что является существенным недостатком.

На диаграммах выпуска-продувки, снимаемых индикатором «Майгак» типа «50» или «30», трудно определить положение характерных точек, соответствующих моментам газораспределения. К тому же, ввиду переменных скоростей движения поршня по углу поворота коленчатого вала, расстояние между в. м. т. и н. м. т. индикаторной диаграммы нельзя разбить равномерно в градусах и соответственно фазам газораспределения перенести их на контур диаграммы выпуска-продувки.

В технической литературе нигде не приводятся способы определения положения характерных точек на диаграммах выпуска-продувки, снимаемых индикаторами «Майгак» типа «50» или «30» со слабыми пружинами. Ниже описываются три способа, позволяющие выполнить эту работу.

1. На работающем двигателе снимаются диаграммы выпуска-продувки. После окончания перехода судна на неработающем двигателе устанавливают на индикаторный клапан индикатор без пружины. На барабан индикатора надевают индикаторную бумагу. Проводят атмосферную линию на индикаторной бумаге, вращая барабан с помощью шнура рукой. Включают индикаторный привод проверяемого цилиндра, крючок шнура индикатора закрепляют за поводок привода. Пишущий механизм отведен от бумаги.

Вращая коленчатый вал двигателя валоповоротным устройством на передний ход, устанавливают поршень проверяемого цилиндра точно в в. м. т., а на индикаторной бумаге пишущим механизмом проводят вертикальную черту (рис. 70, б). Затем двигатель снова вращают на передний ход и через лючки выхлопного или продувочного коллектора (или при снятой цилиндровой крышке сверху цилиндра) наблюдают моменты открытия продувочных и выхлопных окон. При клапанном газораспределении наблюдают открытие клапанов. В эти моменты при прекращении вращения двигателя валоповоротным устройством на индикаторную бумагу наносят соответствующие отметки-линии пишущим

механизмом, а также определяют соответствующие углы на маховике двигателя. Затем снова вращают коленчатый вал, отмечают на индикаторной бумаге положение н. м. т. поршня, моменты закрытия выхлопных и продувочных окон (или клапанов) и замеряют соответствующие им углы на маховике

Работу по определению в м. т., н. м. т., моментов открытия и закрытия продувочных и выхлопных окон или клапанов, нанесение отметок-линий необходимо проделать не менее трех раз на каждом цилиндре.

После этого моменты газораспределения, нанесенные на индикаторную бумагу при неработающем двигателе (см. рис. 70, б), переносят на диаграммы выпуска-продувки одноименных цилиндров (рис. 70, а). Это выполняется следующим образом. От н. м. т. (см. рис. 70, б) до линий-отметок замеряют отрезки и откладывают их соответственно от н. м. т. на атмосферной линии (см. рис. 70, а). В полученных точках восстанавливают перпендикуляры до пересечения с контуром диаграммы выпуска-продувки, что и определяет положение характерных точек.

Для повышения точности данного способа рекомендуется соблюдать идентичность в индикаторной бумаге, установке индикаторов, в типе шнура и его длине, применяемых при съемке диаграмм выпуска-продувки и при нанесении моментов газораспределения на стоянке на индикаторную бумагу.

2. Моменты газораспределения, которые определены опытным путем или взяты из технической документации, на диаграмму выпуска-продувки можно нанести также с помощью следующего дополнительного графического построения (рис. 71).

Это построение выполняется под диаграммой выпуска-продувки. На середине атмосферной линии, равной длине индикаторной диаграммы, описывают полуокружность с центром в точке О. На полуокружности от н. м. т. с помощью транспортира откладывают углы газораспределения, получают точки А, Б, В. В сторону от в. м. т. на продолжении диаметра полуокружности откладывают в масштабе радиуса мотыля, равном половине хода поршня, т. е.

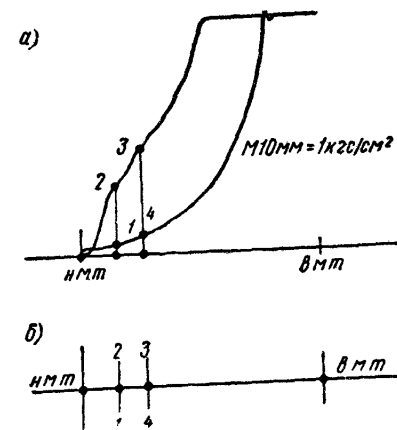


Рис 70 Определение положения характерных точек на диаграмме выпуска-продувка двигателя «Зульцер» 6TD56 с петлевой двусторонней продувкой.

а — диаграмма выпуска продувки, б — нанесение на индикаторную бумагу с помощью индикатора отметок, соответствующих фазам газораспределения 1 и 2 — открытие и закрытие выпускных окон, 3 и 4 — открытие и закрытие продувочных окон

половине длины индикаторной диаграммы, длину шатуна  $L$  радиусом, равным длине шатуна с центрами на продолжении диаметра (точки  $O_1, O_2, O_3$ ), проводят дуги через точки на полуокружности  $A, B, B'$  до пересечения с диаметром. Получают точки  $A', B', B''$ . В этих точках, которые соответствуют положению поршня в момент открытия и закрытия органов газораспределения, восстанавливают перпендикуляры до пересечения с контуром

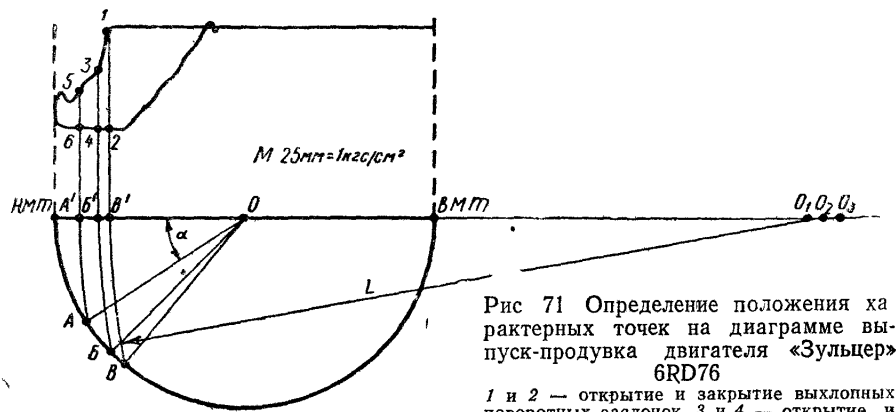


Рис 71 Определение положения характерных точек на диаграмме выпуск-продувка двигателя «Зульцер» 6RD76  
1 и 2 — открытие и закрытие выхлопных поворотных заслонок 3 и 4 — открытие и закрытие высоких продувочных окон 5 и 6 — открытие и закрытие низких продувочных окон  $L$  — длина шатуна

диаграммы выпуска-продувки. Полученные на диаграмме точки 1, 2, 3, 4, 5, 6 будут соответствовать моментам газораспределения данного цилиндра и определяют ее характерные точки

3 Этот метод учитывает конечную длину шатуна, т. е. поправку Брикса  $\frac{R^2}{2L}$  ( $R$  — радиус шатуна, равный половине хода поршня  $H/2$ ,  $L$  — длина шатуна).

Построение выполняется следующим образом. Под диаграммой выпуска-продувки (рис. 72) на атмосферной линии или на линии, проведенной ниже атмосферной и параллельно ей, с центром, расположенным на половине длины индикаторной диаграммы, проводят полуокружность. Из центра  $O_1$  в сторону н. м. т. откладывают в масштабе диаграммы (длины диаграммы) поправку Брикса, получают центр  $O_2$ . С помощью транспортира из центра  $O_2$  откладывают от н. м. т. углы газораспределения для данного цилиндра, определенные опытным путем или взятые из технической документации, до пересечения с полуокружностью. На полуокружности получают точки  $A, B, B'$ . Из этих точек восстанавливают перпендикуляры к атмосферной линии и продолжают их до пересечения с контуром индикаторной диаграммы. Полученные точки на диаграмме выпуска-продувки 1, 2, 3, 4 определяют соответствующие моменты газораспределения на данном цилиндре

Диаграммы выпуска-продувки снимают также с помощью индикатора с независимым приводом от часового механизма или с помощью осциллографирования. На рис. 73 представлены диаграммы выпуска-продувки, снятые слабой пружиной одного масштаба индикатором «Майгак» типа «50» и индикатором с независимым приводом на одном режиме при  $n=110$  об/мин и  $N_i = 9220$  и л. с. с двигателя «Бурмейстер и Вайн» типа

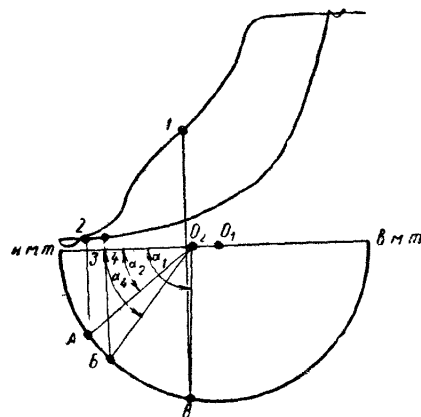


Рис 72 Определение положения характерных точек на диаграмме выпуск-продувка двигателя «Бурмейстер и Вайн» 562VT2BF140  
1 и  $\alpha_1$  — момент и угол начала открытия выхлопного клапана 2 3  $\alpha_2$  — моменты и угол открытия и закрытия продувочных окон 4 и  $\alpha_4$  — момент и угол закрытия выпускного клапана  $O_1$   $O_2$  — поправка Брикса

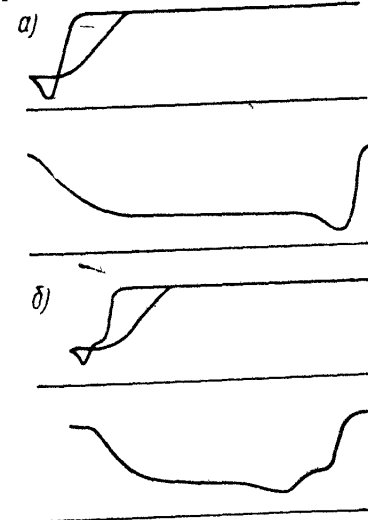


Рис 73 Диаграммы выпуска-продувки двигателя «Бурмейстер и Вайн» 874VTBF160 (теплоход «Тикси»), снятые индикатором «Майгак» типа «50» и индикатором с независимым часовым приводом одной и той же пружиной с первого и второго цилиндров

874VTBF160 теплохода «Тикси». Если на индикаторе с независимым приводом имеется отметчик нанесения мертвых точек, то на такой диаграмме легко определить давления процессов выпуска-продувки в любой момент поворота коленчатого вала.

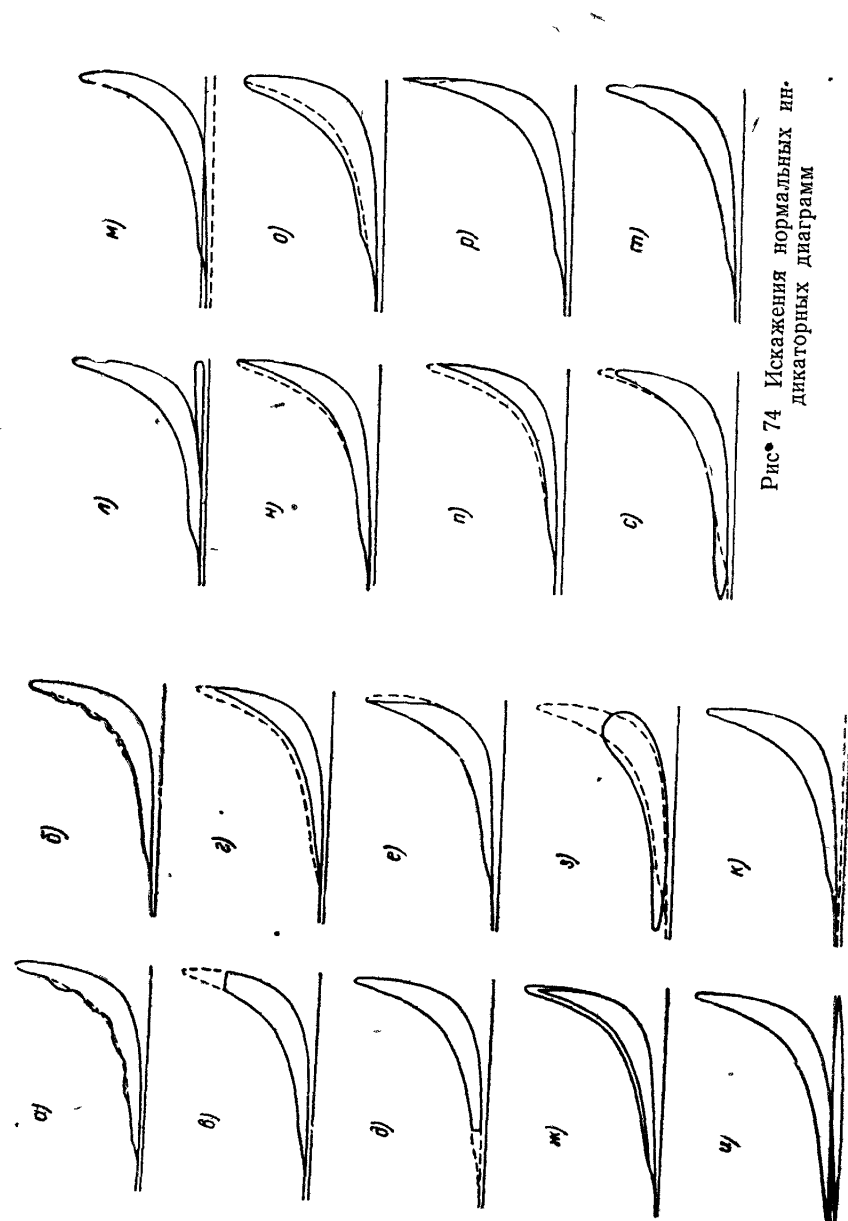
### § 17. Искажения индикаторных диаграмм

Искажения индикаторных диаграмм могут появиться вследствие неисправности индикатора, индикаторного привода, индикаторного клапана и трубки и других приспособлений для индицирования, неправильно выбранной индикаторной пружины, длины и типа шнура, плохого качества работы и регулирования топливной аппаратуры, и вследствие процессов, происходящих в цилиндре

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся искажения нормальных диаграмм, их возможные причины и способы устранения (табл. 24). Причины искажения диаграмм в большинстве случаев можно определить по их внешнему виду.

## Причины искажения индикаторных диаграмм и способы их устранения

Вид искажения диаграммы	Возможные причины искажения	Способы устранения искажений
<p>Линия расширения имеет волнистый (рис 74, а) или ступенчатый (рис. 74, б) вид</p>	<p>Повышенное трение в поршневой паре индикатора, перекося штока, попадание из индикаторной трубы и клапана кокса, грязи, металлической стружки, недостаточный прогрев индикатора, колебания пишущего механизма при многооборотном двигателе, пропуски поршневых колец двигателя</p>	<p>Вскрыть, промыть, протереть и смазать поршневую пару, сменить масло на менее вязкое, хорошо продуть индикаторную трубу и клапан, прогреть индикатор</p> <p>Поставить более жесткую пружину или заменить индикатор с типа «50» на тип «30»</p> <p>Если данные мероприятия не устраняют искажения, то причина их в перекосе поршневого штока. В этом случае необходимо заменить всю поршневую пару</p>
<p>Площадь и высота диаграммы небольшие (рис (рис. 74, в)</p>	<p>Слабая индикаторная пружина, пишущий механизм закреплен с помощью хомутка на штоке поршенька выше своего нормального положения</p>	<p>При невозможности замены новой поршневой парой при обработке диаграммы необходимо провести ее корректировку путем проведения средней линии между вершинами волн, по которой следует планиметрировать диаграмму</p> <p>Установить новые поршневые компрессионные кольца на двигатель</p> <p>Поставить более жесткую пружину, хомутик пишущего механизма опустить ниже установленного</p>
<p>Площадь и высота диаграммы небольшие (рис 74, г)</p>	<p>Очень жесткая индикаторная пружина</p>	<p>Выбрать пружину, чтобы максимальное давление ее, на которое она рассчитана, было больше максимального давления газов в цилиндре приблизительно на <math>5 \text{ кгс/см}^2</math></p>
<p>Рвется шнур, при плохо вытянутом шнуре он не рвется, а вытягивается, диаграмма обрезается в конце процесса расширения по вертикальной линии (рис. 74, д) барабан стучит об ограничитель</p>	<p>Короткий индикаторный шнур</p>	<p>Установить правильную длину индикаторного шнура</p>



Рис\* 74 Искажения нормальных индикаторных диаграмм

Вид искажения диаграммы	Возможные причины искажения	Способы устранения искажений
Диаграмма обрезается по вертикальной линии, в конце процесса сжатия (рис. 74, е) слышится стук барабана об ограничитель	Длинный индикаторный шнур	Установить правильную длину индикаторного шара
Чертится двойной контур индикаторной диаграммы (рис 74, ж)	Индикаторный шнур вытягивается, съемка диаграммы начата холодным индикатором, смещение бумаги из-за плохого крепления к барабану, ослабление крепления хомутика пишущего механизма на штоке индикатора	Необходимо использовать предварительно вытянутый шнур, при длинном веревочном шнуре более 1,5 м применять стальные ленты или тросики Хорошо прогреть индикатор перед съемкой диаграммы Отрегулировать зажим лапок бумагодержателя на барабане Закрепить хомутик пишущего механизма на штоке индикатора
Диаграмма значительно искажена, нет ее ярко выраженного вида. Высота диаграммы значительно уменьшена, линии сжатия и расширения сильно закруглены (рис 74, з)	Неполностью открыт индикаторный клапан, сечение индикаторных труб недостаточно или велика их длина	Полностью открыть индикаторный клапан, если это не устраняет дефект диаграммы, необходимо заменить индикаторные трубы на трубы большего сечения
Вычерчивается площадка возле атмосферной линии у четырехтактных двигателей (рис 74, и), у двухтактных двигателей атмосферная линия вычерчивается ниже своего положения (рис 74, к)	Гайка, крепящая пружину на штоке индикатора, не довернута до конца, искажение диаграмм происходит на величину зазора между гайкой и пружиной	Проверить крепление индикаторной пружины гайкой, завернуть гайку до конца
Атмосферная линия имеет петлю (рис 74, л) или проходит через площадь диаграммы (рис 74, м)	Пропуски индикаторного клапана	Притереть индикаторный клапан
Диаграмма имеет очень заостренный верх (рис 74, н) или, наоборот, слишком утолщена в верхней части (рис 74, о), высота диаграммы нормальная	Неправильно установлен индикаторный привод. В первом случае индикаторный привод опережает мотыль двигателя, во втором случае — отстает	Проверить и отрегулировать индикаторный привод способами, указанными в § 14
Диаграмма имеет острый верх, высота диаграммы уменьшена (рис 74, п)	Большие пропуски газа из-за износа компрессионных колец поршня двигателя, потеря герметичности выхлопных клапанов	Заменить компрессионные кольца, почистить и притереть выхлопные клапаны и установить правильный зазор

Вид искажения диаграммы	Возможные причины искажения	Способы устранения искажений
Слишком высокая и заостренная диаграмма, значение $p_z$ увеличено против нормального (рис 74, р)	Большое опережение подачи топлива	Установить нормальное опережение подачи топлива
Утолщение диаграммы в конце расширения, выпуск и продувки, диаграмма имеет заниженную высоту (рис 74, с)	Догорание топлива на линии расширения, слишком поздняя подача топлива, загрязнен газотводящий тракт, вследствие чего происходит торможение выпуска	Установить нормальное опережение подачи топлива, прочистить продувочные и выхлопные окна

После всех исправлений правильный вид нормальной индикаторной диаграммы будет таким, как на рис 74, т.

### § 18. Обработка индикаторных диаграмм

**Определение по диаграмме мощности и давлений.** Индикаторная мощность двигателя определяется с помощью индикаторных диаграмм или косвенным путем для двигателей, которые не имеют индикаторного привода.

Индикаторная мощность одного цилиндра определяется по формуле

$$N_{ин} = k p_i n,$$

где  $k$  — постоянная цилиндра (коэффициент, зависящий от размера цилиндра);

$p_i$  — среднее индикаторное давление, кгс/см<sup>2</sup>;

$n$  — частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Постоянная цилиндра для двигателя простого действия и для верхней полости двигателя двойного действия определяется по формуле

$$k = \frac{\pi D^2 s z}{18000}.$$

Для нижней полости цилиндра двигателя двойного действия

$$k = \frac{\pi (D^2 - d_{ш}^2) s z}{18000},$$

где  $D$ ,  $d_{ш}$  — диаметр поршня и штока, см;

$s$  — ход поршня, м;

$z$  — коэффициент, определяющий тактность двигателя (для двухтактных двигателей простого действия  $z=1$ , для четырехтактного  $z=0,5$ ).

Мощность всего двигателя равна сумме мощностей его цилиндров:

$$N_i = \Sigma N_{ц.}$$

Среднее индикаторное давление находят по нормальным индикаторным диаграммам с помощью планиметра или по развернутым индикаторным диаграммам с помощью графического, графоаналитического или аналитического методов подсчета. Аналитический метод в практике почти не употребляется, поэтому его не будем рассматривать.

По нормальным индикаторным диаграммам среднее индикаторное давление  $p_i$  определяется отдельно для каждого цилиндра в двигателях простого действия, а в двигателях двойного действия отдельно для верхней и нижней полости по формуле

$$p_i = \frac{f}{ml} \text{ кгс/см}^2$$

где  $f$  — площадь индикаторной диаграммы, мм<sup>2</sup>;

$l$  — длина индикаторной диаграммы, мм;

$m$  — масштаб индикаторной пружины, мм/кгс·см<sup>-2</sup>.

По окончании проведения опытов производят обработку индикаторных диаграмм. С помощью планиметрирования определяют  $p_i$ , снимают значения  $p_z$  и  $p_c$ . Как правило, после съёмки нормальной диаграммы на эту же индикаторную бумагу снимают от руки смещенную диаграмму и диаграмму-ребенку  $p_z$  (см. рис. 66.) Определение всех данных лучше всего производить по форме, соответствующей табл. 25.

Таблица 25

Форма записи для обработки диаграмм

Опыт № .	Комплект №	Частота вращения...						
		Номер цилиндра	$\frac{f}{ml}$	$p_i$	$A=kn$	$N_{ц.}=P_i A$	$p_z$	$p_c$
1								
2								
3								
...								
Средние значения				$N_{идв} =$				

Значение температур выхлопных газов приводят для полноты сравнительной оценки распределения нагрузки по цилиндрам и необходимой ее регулировки.

Обычно редко применяется масштаб пружин 1:1, поэтому значения  $p_z$  и  $p_c$  снимаются с индикаторной диаграммы как ординаты от соответствующих точек до атмосферной линии масштабной линейкой или, при ее отсутствии, простой линейкой. В этом случае значения ординат  $p_z$  и  $p_c$  в миллиметрах заносятся в соответствующие графы табл. 25 слегка карандашом. После их деления на масштаб пружины истинное значение  $p_z$  и  $p_c$  пишется чернилами или отчетливо карандашом. Все операции по обработке диаграмм рекомендуется производить в следующей последовательности:

планиметрируются все диаграммы, площади которых записываются в соответствующих графах табл. 25;

во всех диаграммах замеряются их длины, значения ординат  $p_z$  и  $p_c$  и заносятся в табл. 25;

определяется значение произведения  $kn$ , которое постоянно для каждого комплекта или опыта, если частота вращения не изменилась;

подсчитывается  $p_i$  на логарифмической линейке для каждого цилиндра и записывается в соответствующей графе табл. 25. Значение  $p_i$  умножают на  $A=kn$ , получают мощность цилиндра и записывают ее. Эти действия производят последовательно для всех цилиндров каждого комплекта и опыта;

определяют все значения  $p_z$ , деля ординаты на масштаб пружины последовательно для всех цилиндров каждого комплекта и опыта. Таким же образом определяют и значения  $p_c$ .

Такая последовательность операций при обработке диаграмм значительно увеличивает производительность труда, сокращает время их обработки и снижает утомляемость теплотехников и механиков.

После обработки диаграмм те из них, которые вносят в отчет, необходимо обвести штриховыми или штрихпунктирными линиями, так как с течением времени они выгорают и становятся совершенно незаметными.

Длина индикаторных диаграмм измеряется между перпендикулярами к атмосферной линии, которые касаются крайних точек диаграмм. Измерять длину непосредственно по атмосферной линии не рекомендуется ввиду возможной ошибки за счет сдвига бумаги на барабане при подготовке и съёмке диаграмм. Измерение длины следует производить на каждой диаграмме, так как она зависит не только от длины хода индикаторного привода, но и от толщины бумаги и длины индикаторного шнура.

**Графо-аналитический расчет среднего индикаторного давления по развернутой диаграмме.** Развернутые индикаторные диаграммы для подсчета среднего индикаторного давления  $p_i$  снимаются с помощью индикатора с независимым приводом обычно с тех двигателей, которые не имеют индикаторного привода. По ним также исследуются процессы сгорания, расширения, выпуска и продувки. Однако, чтобы можно было производить такие исследования, анализы и определения  $p_i$ , необходимо на развернутую диаграм-



му всегда наносить атмосферную линию и отметки мертвых точек поршня двигателя.

Если индикатор не имеет приспособления для автоматического нанесения мертвых точек поршня двигателя, то они находятся графически. Для этого одновременно со съемкой развернутой диаграммы давлений сгорания на нее же снимается диаграмма сжатия (рис. 75).

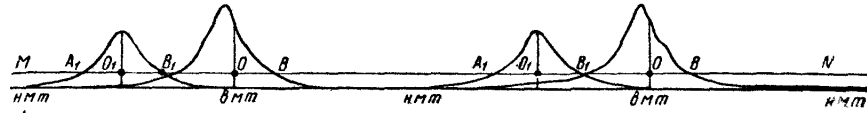


Рис. 75 Определение положения мертвых точек двигателя на развернутой диаграмме

При обработке диаграмм проводят дополнительно линию MN параллельно атмосферной линии на расстоянии 7—8 мм вверх от нее. Затем делят один из отрезков  $A_1B_1$  между линиями сжатия и расширения диаграммы сжатия пополам, получают точку  $O_1$ . Далее откладывают от линии сжатия развернутой диаграммы на прямой MN отрезок  $OB_1$ , равный  $O_1B_1$ . Через полученные точки O проводят прямые линии, перпендикулярные атмосферной линии. Точки пересечения этих перпендикулярных прямых с атмосферной линией и будут верхними мертвыми точками развернутой диаграммы.

Для двухтактных двигателей н. м. т. определяется путем деления пополам расстояния OO между двумя смежными в. м. т. Для четырехтактных двигателей н. м. т. определяются делением расстояния OO на четыре равные части, которые откладываются от точки O вправо и влево.

Для графо-аналитического расчета среднего индикаторного давления [26 и 27] из в. м. т. (точка O) развернутой диаграммы (рис. 76) восстанавливают перпендикуляр OA длиной 180 мм. После этого от точки O по прямой OA откладывают отрезки  $O-1=\alpha_1$ ,  $O-2=\alpha_2$ , ...,  $O-10=\alpha_{10}$ , длины которых в определенном масштабе соответствуют углам поворота коленчатого вала за равные части хода поршня.

Так как длина OA в рассматриваемом случае выбрана равной 180 мм, то как для двухтактных, так и для четырехтактных двигателей масштаб будет равен  $1 \text{ мм} = 1^\circ$  п. к. в. Длины отрезков  $O-1$ ,  $O-2$  и так далее будут различными для разных двигателей.

Конец прямой линии (точка A) соединяется с нижними мертвыми точками  $B'$  и  $B''$ , которые являются соответственно концами линий расширения и сжатия. Потом из каждой точки на прямой OA параллельно прямым  $AB'$  и  $AB''$  проводят прямые до пересечения с атмосферной линией  $B'B''$ . Из полученных точек  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$ , ...,  $10'$ , а также  $1''$ ,  $2''$ ,  $3''$ , ...,  $10''$  восстанавливают перпендикуляры до пересечения с линией расширения и сжатия развер-

нутой диаграммы. В результате этого на линии расширения получают точки  $a$ ,  $b$ ,  $v$ , ...,  $k$  и на линии сжатия  $a'$ ,  $b'$ ,  $v'$ , ...,  $k'$ .

Затем производят суммирование всех ординат отдельно линии расширения и линии сжатия и определяют средние ординаты:

$$P_{\text{рас}} = \frac{1'a + 2'b + \dots + 10'k}{10} \text{ мм};$$

$$P_{\text{сж}} = \frac{1''a' + 2''b' + \dots + 10''k'}{10} \text{ мм}.$$

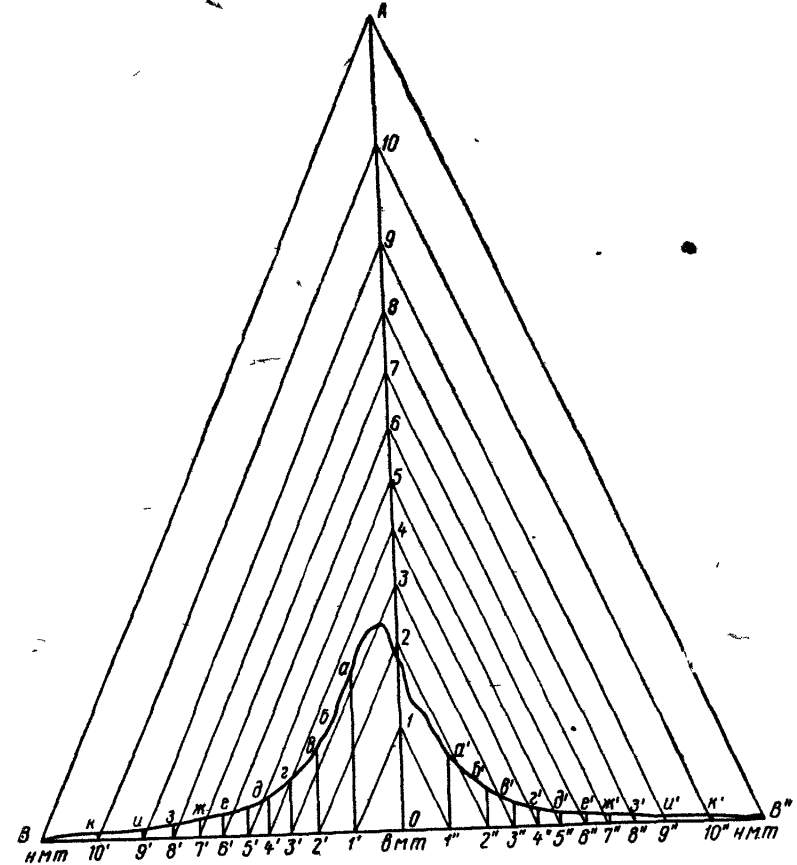


Рис. 76. Графо-аналитический метод определения среднего индикаторного давления

Тогда среднее индикаторное давление будет равно

$$P_i = \frac{P_{\text{рас}} - P_{\text{сж}}}{m} \text{ кгс/см}^2,$$

где  $m$  — масштаб пружины индикатора.

Длины отрезков  $O-1$ ,  $O-2$ ,  $O-3$  и т. д., определяющие углы поворота коленчатого вала  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_{10}$ , подсчитываются по формуле

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{(s-R)(s-H)}{RH}},$$

где  $R$  — радиус шатуна, мм;

$H$  — отстояние поршня двигателя от оси коленчатого вала, мм;

Определение углов  $\alpha$  производится по предлагаемой табл. 26, которая применяется для всех режимов работы данного двигателя и развернутых диаграмм, снятых с него

Определение величины  $H$  понятно из рис. 77. Ход поршня разбивают на десять равных частей, каждую из них делят пополам и находят величину  $H$ . Например:

$$H = L + R;$$

$$H_1 = (L + R) - \frac{2R}{10 \cdot 2} = (L + R) - \frac{R}{10};$$

$$H_2 = (L + R) - \left( \frac{2R}{10} + \frac{2R}{10 \cdot 2} \right) = (L + R) - \frac{3R}{10};$$

$$H_3 = (L + R) - \frac{5R}{10}$$

и т. д.;

$L$  — длина шатуна двигателя, мм.

Погрешность определения  $N_i$  по данному способу составляет 2—3%. Она во многом зависит от правильности нанесения мертвых точек, при смещении которых от истинного положения на  $1^\circ$  ошибка в определении  $p_i$  достигает 8—10%.

Прямую  $OA$  (см. рис. 76) можно провести из в. м. т. (точка  $O$ ) и под любым углом. В этом случае проводятся две такие прямые под одним и тем же углом к атмосферной линии:  $OA'$  — для линии расширения и  $OA''$  — для линии сжатия развернутой индикаторной диаграммы (рис. 78). Преимущества этого способа в том, что все построения выполняются на том же листе бумаги, на котором снята индикаторная диаграмма.

**Определение среднего индикаторного давления перестроением развернутой диаграммы в нормальную.** Для определения среднего индикаторного давления необходимо развернутую диаграмму перестроить в нормальную по ходу поршня  $H$ . Для этого (рис. 79) вначале определяют длину развернутой диаграммы, для чего расстояние  $\pi r$  ( $r$  — радиус барабана индикатора) откладывают вправо и влево от в. м. т. на атмосферной линии. Если у индикатора не было отметчика мертвых точек, то их находят описанным выше способом.

Затем диаграмма делится вертикальными линиями через каждые  $30^\circ$  (или  $15, 10, 5^\circ$ ) от в. м. т. Чем больше делений, тем более точным будет построение. Отрезки вертикальных линий между атмосферной линией и линиями сжатия и расширения будут ор-

динатами давлений сжатия и расширения в масштабе пружины индикатора.

Отдельно, лучше всего под развернутой диаграммой, как на рис. 79, описывают полуокружность радиусом, равным одной четверти длины развернутой диаграммы, или  $\frac{\pi r}{2}$ .

Ее также делят на равное число частей через  $30^\circ$ . В левую сторону от в. м. т. (точка  $O$ ) полуокружности откладывают на продолжении диаметра в масштабе радиуса  $R$  мотыля длину  $L$  шатуна, которую определяют для данного двигателя из отношения  $\lambda = R/L$ .

После этого радиусом, равным длине шатуна  $L$  с центрами на продолжении диаметра, проводят дуги через точки деления полуокружности до пересечения с диаметром. Получают точки  $0, 1, 2, 3, 4, 5, 6$ , которые соответствуют положениям поршня через  $30^\circ$  поворота мотыля. От-

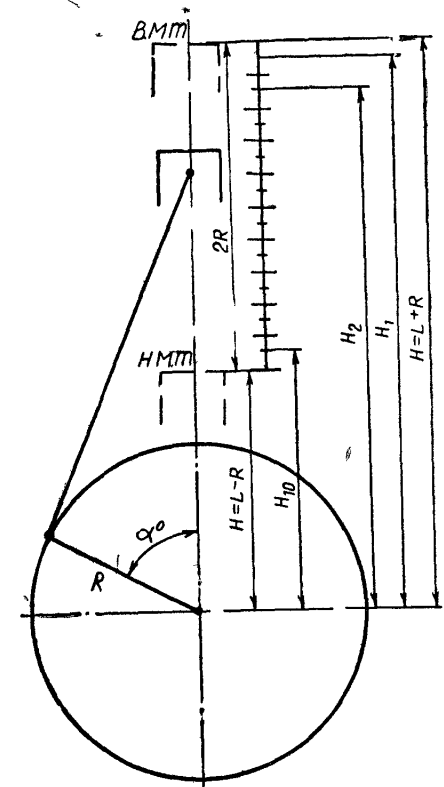


Рис. 77 Нахождение положения поршня

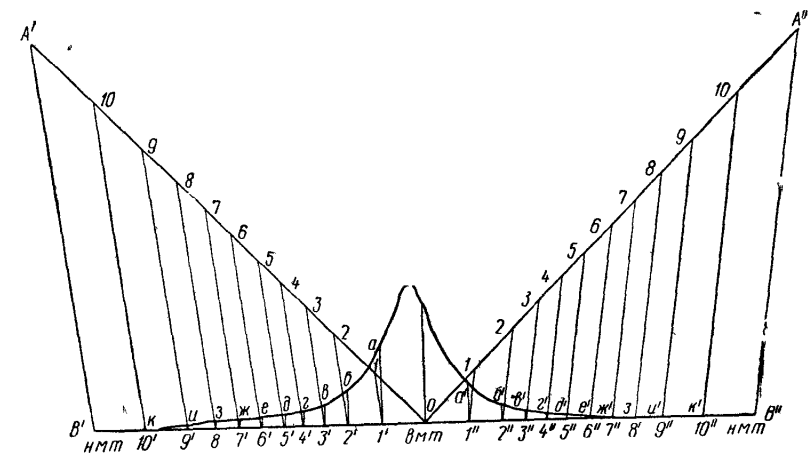


Рис. 78. Графо-аналитический метод определения среднего индикаторного давления

резки 0—1, 0—2, 0—3... будут выражать ход поршня от в. м. т. при повороте мотыля на эти же углы.  
Из полученных точек 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 восстанавливают перпендикуляры. Проводят прямую MN параллельно диаметру полуокружности, которая будет являться атмосферной линией нор-

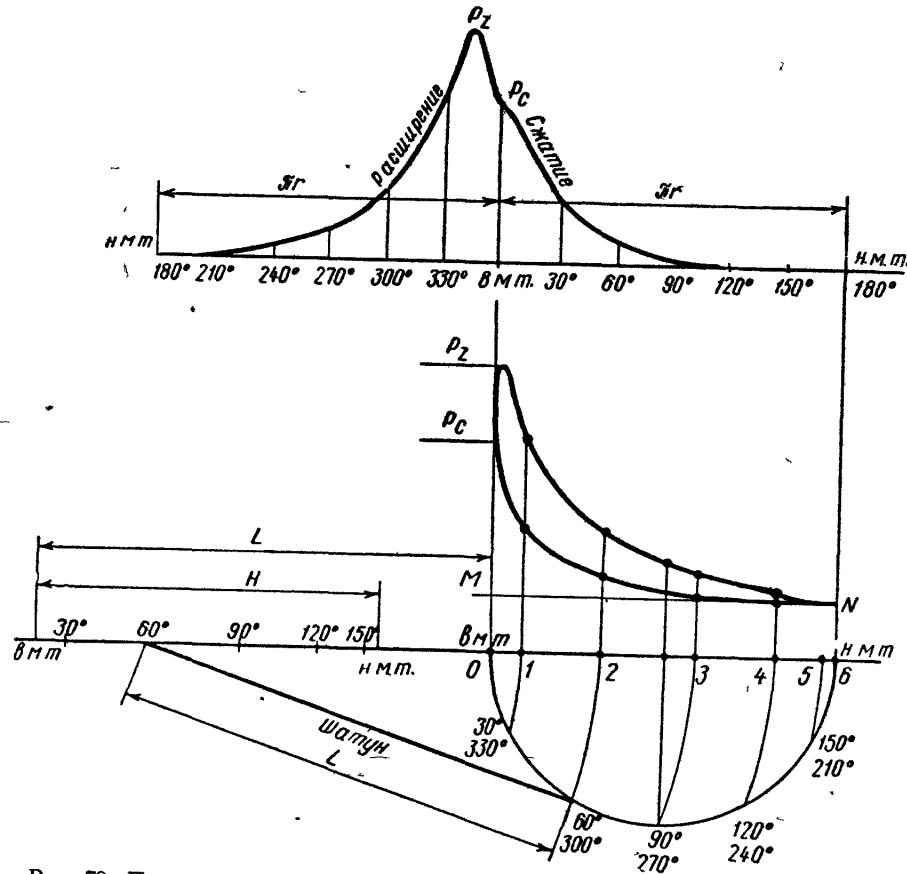


Рис. 79. Перестроение развернутой индикаторной диаграммы в нормальную

мальной диаграммы. От атмосферной линии на восстановленных перпендикулярах, соответственно углам поворота шатуна, откладывают вверх ординаты давлений сжатия и расширения, снятые с развернутой диаграммы.

Соединяя полученные точки плавными кривыми, получают контур нормальной индикаторной диаграммы. Среднее индикаторное давление определяют путем планиметрирования диаграммы.

**Определение среднего индикаторного давления при помощи номограммы.** Рассмотренные предыдущие два способа определе-

Обозначение	Величина $H_i$ , мм	$s = \frac{R+H+L}{2}$	$(s-R)$	$(s-H)$	$(s-R)(s-H)$	$RH$	$\frac{(s-R)(s-H)}{RH}$	$\sqrt{\frac{(s-R)(s-H)}{RH}}$	$\frac{1}{\lambda}$	$\alpha$
$H$										
$H_1$										
$H_2$										
$H_3$										
$H_4$										

ния среднего индикаторного давления по развернутым индикаторным диаграммам громоздки, требуют значительной затраты времени и имеют повышенную погрешность, особенно во втором способе. Все это создает определенные трудности для обработки таких диаграмм во время теплотехнических испытаний и для эксплуатационников.

Ниже описывается метод определения среднего индикаторного давления  $p_i$  с помощью номограммы (рис. 80) зависимости угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  от хода поршня для любого типа двигателей [52]. Определяется отношение

$$\lambda = R/L,$$

где  $R$  — длина кривошипа, мм;  
 $L$  — длина шатуна, мм.

Из номограммы для десяти расчетных точек соответственно определенному значению  $\lambda$  находят углы:

$$1-\alpha_1, 2-\alpha_2, \dots, 10-\alpha_{10}.$$

Для сохранения постоянной расчетной базы при различной длине развернутой индикаторной диаграммы в координатах  $p_i - \alpha$  ввиду изменения частоты вращения двигателя или других факторов расчетные точки (углы) откладываются на произвольно проведенной прямой  $AB$  длиной 90 или 180 мм в обе стороны от в. м. т. и параллельно атмосферной линии диаграммы (рис. 81). Поскольку длина  $AB$  выбрана равной 90 или 180 мм, то масштаб будет равен  $1 \text{ мм} = 2^\circ$  или  $1^\circ$  п. к. в.

Если индикатор с независимым приводом не имеет приспособления для автоматического нанесения мертвых точек, то их находят вышеописанным способом.

Через точки  $B$  и окончание такта сжатия и расширения (н. м. т.) проводят прямые до пересечения в произвольной точке  $C$

на ординате, проходящей через в. м. т. Соединяют точку *C* с расчетными точками (углами) на *ВАВ* прямыми, которые пересеку атмосферную линию в точках, соответствующих искомому положению поршня при соответствующих углах п. к. в.

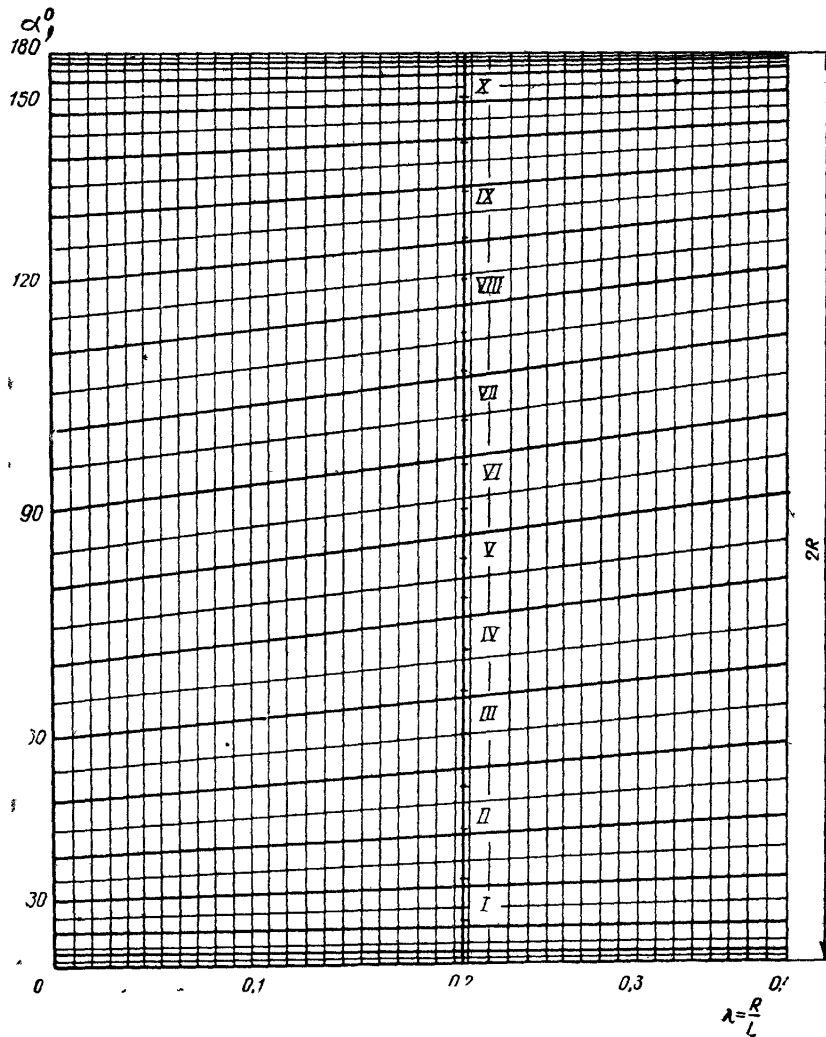


Рис 80 Номограмма зависимости углов поворота кривошипа от положения поршня

Из полученных точек на атмосферной линии восстанавливают перпендикуляры до пересечения с кривыми сжатия и расширения и получают искомые ординаты давлений сжатия и расширения в координатах  $p_i$ — $a$ . Вычитая из суммы ординат расширения сумму ординат сжатия и поделив разность на число расчетных ор-

динат и масштаб пружины индикатора, получают среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{\Sigma p_{\text{рас}} - \Sigma p_{\text{сж}}}{10m} \text{ кгс/см}^2,$$

где  $\Sigma p_{\text{рас}}$  — сумма ординат расширения;  
 $\Sigma p_{\text{сж}}$  — сумма ординат сжатия;  
 $m$  — масштаб пружины индикатора;  
 10 — число расчетных ординат.

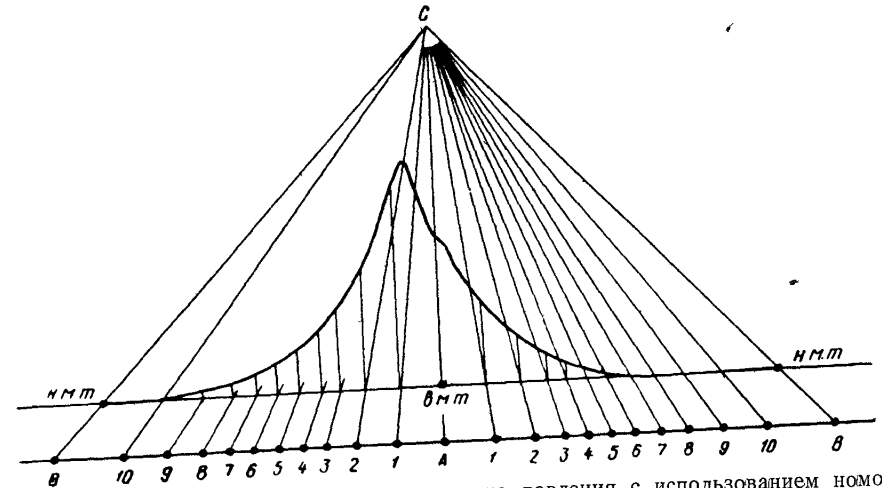


Рис 81 Определение среднего индикаторного давления с использованием номограммы

**Определение мощности двигателя косвенными методами.** В случае, когда главные и вспомогательные двигатели не оборудованы индикаторными приводами, например двигатели «Герлиц» 8SV55uA, 8DP43/61, «Букау-Вольф», или отсутствуют приборы для замера индикаторной или эффективной мощности (индикатор, торсиометр), мощность для различных целей можно определить косвенными методами. Эти методы применимы при наличии совмещенных графиков нагрузочных характеристик, снятых на стендовых испытаниях двигателей при различных скоростных режимах. Этот метод дает точные результаты, если соблюдены следующие условия:

- двигатель находится в хорошем техническом состоянии;
- регулировка двигателя соответствует той, для которой снимались нагрузочные характеристики;
- максимальное давление сгорания  $p_z$  и температура отработавших газов  $t_{o,r}$  совпадают с соответствующими параметрами стендовых испытаний.

Для определения мощности двигателей по нагрузочным характеристикам при испытании должны быть замерены часовой

расход топлива и частота вращения двигателя в минуту. Рассмотрим некоторые из этих способов [48].

1. Определение эффективной мощности по нагрузочным характеристикам зависимости удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  от эффективной мощности  $N_e$  двигателя при различных скоростных режимах. Существует приближенная зависимость, когда при постоянных водоизмещении и дифференте судна мощность, поглощаемая гребным винтом постоянного шага, пропорциональна кубам чисел частоты вращения двигателя, т. е.

$$N'_e = N_e \left( \frac{n'}{n} \right)^3, \quad (1)$$

где  $N_e$  — номинальная эффективная мощность двигателя при номинальной частоте вращения  $n$ ;

$N'_e$  — эффективная мощность двигателя при частоте вращения  $n'$ .

Удельный эффективный расход топлива при частоте вращения  $n'$  равен

$$g'_e = \frac{G'}{N'_e}. \quad (2)$$

Подставляя значение  $N'_e$  в формулу (2), получим

$$g'_e = \frac{G'}{N_e} \left( \frac{n}{n'} \right)^3 \text{ кг/э. л. с. ч.}, \quad (3)$$

где  $G'$  — часовой расход топлива, кг/ч, при скоростном режиме  $n'$ .

Имея совмещенный график нагрузочных характеристик  $g = f(N_e)$  (рис. 82) и подсчитав по формуле (3) удельный эффективный расход топлива  $g'_e$  при скоростном режиме испытаний  $n'$ , из графика можно определить величину  $N'_e$ .

2. Определение эффективной мощности по нагрузочным характеристикам зависимости часового расхода топлива  $G$  от среднего эффективного давления  $p_e$  при различных скоростных режимах

Пользуясь совмещенным графиком нагрузочных характеристик, по замеренному при скоростном режиме испытаний  $n'$  часовому расходу топлива  $G'$  определяют среднее эффективное давление  $p'_e$  (рис. 83).

Зная  $p'_e$ , находят эффективную мощность двигателя по формуле

$$N_e = \frac{p_e V_{ц} n}{A} \quad (4)$$

или

$$N_e = c p_e n, \quad (5)$$

где  $p_e$  — среднее эффективное давление, кгс/см<sup>2</sup>;  
 $V_{ц}$  — рабочий объем всех цилиндров, л;

$n$  — частота вращения двигателя, об/мин;

$A$  — коэффициент, равный 900 для четырехтактных и 450 для двухтактных двигателей;

$c$  — постоянная двигателя, равная произведению  $ki$  ( $k$  — постоянная цилиндра,  $i$  — число цилиндров двигателя).

3. Определение эффективной мощности по нагрузочным характеристикам зависимости отношения часового расхода топлива к частоте вращения двигателя  $G/n$  от среднего эффективного давления  $p_e$  при различных скоростных режимах. Подсчитав величину  $G'/n'$  при скоростном режиме испытаний  $n'$ , определяют по совмещенному графику нагрузочных характеристик среднее эффективное давление  $p_e$  (рис. 84), а затем — эффективную мощность по формуле (4) или (5).

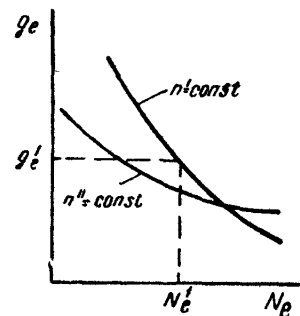


Рис. 82. Совмещенный график нагрузочных характеристик зависимости  $g_e = f(N_e)$

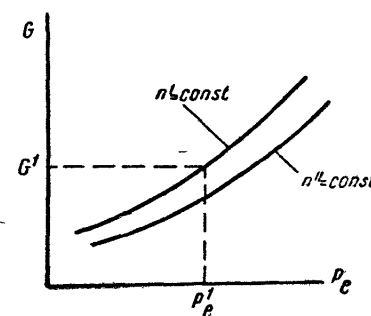


Рис. 83. Совмещенный график нагрузочных характеристик зависимости  $G = f(p_e)$

Примечания: 1. Значения  $N_e$  и  $p_e$  для скоростных режимов, не отображенных на совмещенных графиках нагрузочных характеристик (см. рис. 82—84), но находящихся в интервале частоты вращения, для которых имеются кривые  $g_e$ ,  $G$  и  $G/n$ , могут быть определены путем интерполяции.

2. При отсутствии нагрузочных характеристик эффективную мощность двигателя можно ориентировочно определить по формуле

$$N_e = \frac{G}{g_e}, \quad (6)$$

где  $G$  — часовой расход топлива при испытаниях, кг/ч;

$g_e$  — удельный расход при номинальном режиме работы, взятый из паспортных данных, кг/э. л. с. ч.

На суда отделеми теплотехники нормы работы двигателя задаются в и. л. с. Как ее подсчитать? Для этого надо знать механический к. п. д. двигателя, а лучше иметь зависимость  $\eta_m = f(N_i)$  или  $\eta_m = f(n)$ .

Чаще всего на судне нет совмещенных графиков, а имеются результаты стендовых испытаний. В этом случае  $N_e$ ,  $N_i$  и  $\eta_m$  определяют следующим образом. Подсчитываются данные табл. 27 по результатам стендовых испытаний двигателя. На основании этих данных строят график зависимости  $p_e = f(G/n)$  (рис. 85).

Таблица 27

Таблица для построения зависимости  $p_e = f\left(\frac{G}{n}\right)$  по результатам стендовых испытаний

Расчетные величины и их обозначение	Номер опыта
Часовой расход топлива $G, \text{кг/ч}$ Частота вращения коленчатого вала двигателя $n, \text{об/мин}$ Отношение $G/n$ Эффективная мощность двигателя $N_e, \text{э. л. с.}$ Среднее эффективное давление всего двигателя $p_e, \text{кгс/см}^2$ $p_e = \frac{N_e}{cn}$ Построение графика зависимости $p_e = f(G/n)$ (см. рис 85)	

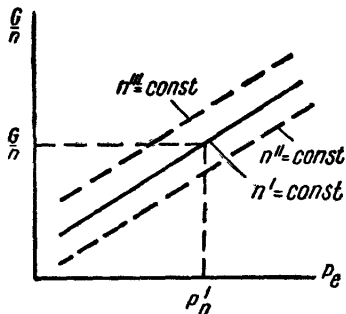


Рис 84 Совмещенный график нагрузочных характеристик зависимости  $G/n = f(p_e)$

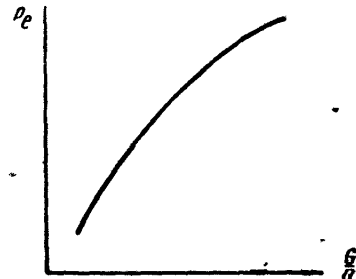


Рис 85 График зависимости  $p_e = f(G/n)$ , построенный по результатам стендовых испытаний

По результатам теплотехнических испытаний или эксплуатационных измерений с использованием рис. 85 определяют эффективную и индикаторную мощности и механический к. п. д. согласно табл. 28.

4. Определение мощности дизель-генераторов. Определение эффективной мощности дизель-генераторов производится по следующим формулам:

для генераторов постоянного тока

$$N_e = 1,36 \frac{IU}{\eta_r} \text{ э. л. с.};$$

для генераторов переменного тока

$$N_e = 2,35 \frac{IU}{\eta_r} \cos \varphi \text{ э. л. с.},$$

где  $I$  — сила тока,  $a$ ;  
 $U$  — напряжение тока,  $v$ ;  
 $\eta_r$  — к. п. д. генератора с учетом нагрузки;  
 $\cos \varphi$  — коэффициент мощности.

Таблица 28

Определение эффективной и индикаторной мощности и механического к. п. д.

Расчетные величины и их обозначение	Способ определения	Номер опыта
Частота вращения коленчатого вала двигателя $n, \text{об/мин}$ Часовой расход топлива на двигатель $G, \text{кг/ч}$ Отношение $G/n$ Значение $p_e$ , соответствующее отношению $G/n, \text{кгс/см}^2$ Эффективная мощность двигателя $N_e, \text{э. л. с.}$ Коэффициент трения $K_{тр}$ , определяемый по номинальным данным двигателя * Мощность трения во время теплотехнических испытаний $N_{тр}, \text{л. с.}$ Индикаторная мощность двигателя $N_i, \text{л. с.}$ Механический к. п. д. двигателя $\eta_m$	По результатам измерения То же » Снимается с графика (см рис 85) $N_e = cp_e n$ $K_{тр} = \frac{N_i - N_e}{n}$ где $N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$ $N_{тр} = K_{тр} n$ $N_i = N_e + N_{тр}$ $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$	

\* Принимается постоянным для всех режимов

## ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ

## § 19. Цели теплотехнических испытаний и их виды

В соответствии с действующим «Типовым положением об отделе теплотехники пароходства» теплотехнические партии проводят следующие испытания силовых судовых установок.

**Паспортные (полные) испытания** судов новой постройки, а также отдельных старых после модернизации или большого ремонта с целью определения технико-эксплуатационных и теплотехнических показателей и характеристик всей силовой установки в целом и всех входящих в состав ее механизмов, аппаратов и систем;

определения ходовых, маневренных и инерционных характеристик судна, пуска-реверсивных характеристик главной силовой установки, выявления конструктивных и эксплуатационных недостатков в работе силовой установки и разработки рекомендаций по их устранению;

выявления и установления оптимальных режимов работы силовой установки для основных эксплуатационных режимов работы судна;

установления норм работы судна, расхода топлива, смазки, воды; задания мощности силовой установке, скорости судна.

**Наладочно-регулирующие испытания** механизмов, аппаратов, агрегатов и силовой установки в целом с целью.

внедрения на серийных судах оптимальных режимов, отработанных на головных судах или одном из судов этого типа;

выявления и установления оптимальных режимов работы главных и вспомогательных двигателей, котлов, отдельных вспомогательных механизмов;

регулировки и наладки двигателей, механизмов, агрегатов, тепловых схем, автоматики и сигнализации,

наладки работы установок на новых сортах топлива и масла;

внедрения передовых методов технической эксплуатации.

**Контрольные испытания (обследования)** с целью: проверки технического состояния силовой установки, автоматики, сигнализации и контрольно-измерительных приборов и уровня их технической эксплуатации;

проверки выполнения заданных норм судну или, наоборот, причин их невыполнения;

проверки работы на внедряемых новых сортах топлива и масла

**Специальные испытания** с целью: проверки особенностей новых режимов работы,

выяснения отдельных вопросов по эксплуатации оборудования, особенностей применяемых новых сортов топлива, смазочных масел,

изыскания путей улучшения характеристик работы силовых установок,

определения причин ненормальностей работы отдельных механизмов, причин аварий и т. д.

Наиболее подробными и трудоемкими из перечисленных видов испытаний являются полные паспортные испытания судна. Они обычно проводятся отделами теплотехники пароходств совместно с научно-исследовательскими институтами по общей программе

При проведении паспортных и специальных испытаний часто применяется осциллографирование рабочего процесса двигателя, работы топливной аппаратуры и т. д.

В практике не всегда целесообразно проводить паспортные испытания в полном объеме. Очень часто требуется испытать отдельные его составляющие, т. е. провести сокращенные паспортные испытания. Однако в утвержденных «Типовом положении об отделе теплотехники» и «Положении об организации и проведении теплотехнических испытаний на судах Министерства морского флота», которыми руководствуются в настоящее время, нет никаких подразделений паспортных испытаний, что является, по нашему мнению, упущением.

Широкое распространение в пароходствах находят сокращенные паспортные испытания с целью нормирования работы судна, которые называют нормировочными испытаниями. Здесь не проводят испытания всех вспомогательных механизмов, а испытывают только вспомогательные двигатели и котел. Не проводятся также инерционные и маневренные испытания судна, пуска-реверсивные (маневренные) испытания главного двигателя и определения его минимально устойчивой частоты вращения, минимальной частоты вращения двигателя и скорости судна, при которых судно слушается руля.

Термин *нормировочные теплотехнические испытания* широко и повсеместно распространен среди эксплуатационников, работников пароходств, управлений ММФ, научно-исследовательских институтов и учебных заведений Министерства морского флота, а также других министерств, что говорит о его необходимости и правовом признании.

Чтобы в дальнейшем не повторять термин *сокращенные паспортные теплотехнические испытания с целью нормирования работы судна*, о которых говорится во всей работе, для краткости будем применять термин *нормировочные теплотехнические испытания* или просто *испытания*.

Нормировочным испытаниям подвергаются все суда новых типов, поступающие в пароходства, суда после большого ремонта, после установки нового винта с измененными характеристиками, а также суда, на которых нормы работы силовой установки и другие показатели имеют большие расхождения от установленных.

Однако из-за малочисленности теплотехнических партий пароходств ими не могут быть охвачены все суда с целью проведения на каждом из них теплотехнических испытаний или обследований, кроме того, в различных эксплуатационных условиях судовые механики должны самостоятельно выбирать оптимальный режим работы силовой установки. Поэтому знать методику и уметь проводить нормировочные испытания в целом или сокращенно должны не только теплотехники, но и судовые механики, чтобы постоянно оценивать и осуществлять правильное регулирование главного двигателя и вспомогательных механизмов, определять экономические показатели и выбирать оптимальные режимы их работы, уметь во время приемо-сдаточных ходовых испытаний (после постройки судна или ремонта) правильно оценивать выполнение или определение всех необходимых параметров, особенно гарантийных, выяснить, соответствуют или нет заданные отделом теплотехники нормы работы судна фактическим, если на нем не проводились теплотехнические испытания и нормы заданы по однотипному судну, которое испытывалось (очень часто полного соответствия однотипных судов не бывает и нормы работы могут отличаться), в случае необходимости потребовать их своевременной корректировки или проведения испытаний и т. д. Следовательно, нормировочные теплотехнические испытания являются составным элементом технической эксплуатации энергетических установок, способствующим повышению их качества и экономичности.

Основной целью нормировочных теплотехнических испытаний судовых силовых установок является получение эксплуатационных характеристик работы главных и вспомогательных двигателей, вспомогательных котлов и силовой установки в целом. На основании полученных характеристик определяются оптимальные режимы и нормы работы судовых силовых установок.



Производится нормирование следующих показателей: технической мощности главных двигателей  $N_i$  в грузу и в балласте и соответственно им технической скорости судна  $v$  в узлах, расхода топлива и смазки на ходу, на стоянке при грузовых операциях и без них, расхода топлива на отопление и т. д.

Нормировочные испытания очень редко проводят как чисто нормировочные, в них включают элементы других видов испытаний: контрольно-регулируемых, наладочных, специальных.

**В задачу испытаний входят:** определение технико-эксплуатационных характеристик работы главных двигателей, вспомогательных механизмов и всей силовой установки в целом; разработка норм мощности, скорости, расхода топлива, смазки и воды для судна и контроль за их выполнением; проверка и регулировка двигателей на оптимальный режим работы; оценка технического состояния силовой установки; оценка правильности технической эксплуатации силовых установок и разработка рекомендаций по ее улучшению, контроль за выполнением мероприятий по совершенствованию топливо- и маслоиспользования на судах; контроль за правильностью ведения и составления машинной документации и отчетности; проверка соответствия винта корпусно-силовому комплексу; выявление недостатков в работе и конструкции силовой установки для их учета (при строительстве новых судов) и устранения на судах, находящихся в эксплуатации; выявление путей повышения рентабельности работы судна и моторесурса силовых установок; изучение, обобщение и распространение передового опыта технической эксплуатации, внедрение достижений науки и техники на судах; проверка наличия, состояния, правильности работы штатных контрольно-измерительных приборов и автоматики и т. д.

**Подготовка к испытаниям.** На основании плана теплотехнических испытаний судов парокотства или заказов сторонних организаций начальник отдела теплотехники поручает начальнику теплотехнической партии или другому работнику теплопартии (будем называть его руководителем теплопартии) провести нормировочные испытания на конкретном судне и сообщает ему цель испытаний. В зависимости от цели, характера и объема теплотехнических испытаний и типа судна ими решается вопрос о численности теплопартии.

В идеальном случае каждый участник партии должен обслуживать лишь один прибор, что обеспечивает одновременность отсчетов. Если по содержанию наблюдений не требуется одновременности в отсчетах, число наблюдателей может быть сокращено и все наблюдения может выполнить один наблюдатель. При средней сложности судовой силовой установки теплопартия направляется в составе двух теплотехников. Если силовая установка более сложная и предполагается большой объем работ, количество теплотехников увеличивают. Например, для теплотехнических испытаний дизель-электроходов типа «Амгуема» требуются три теплотехника, а на дизель-электроходах типа ледокол «Москва» их количество увеличивается до пяти.

На основании полученного задания руководитель теплопартии составляет подробную программу теплотехнических испытаний, в которой кратко указываются: цель испытаний и работы, которые необходимо произвести; режимы; количество и длительность опытов на каждом режиме испытаний — на ходу в грузу и в балласте, на стоянке с грузовыми операциями и без них; какие основные материалы необходимо получить в результате испытаний.

Программа испытаний подписывается начальником отдела теплотехники, групповым диспетчером службы эксплуатации этого судна и утверждается начальником механико-судовой службы парокотства.

Для правильного построения характеристик работы главного двигателя и ходовой характеристики судна выбирают не менее четырех режимов на переходе в грузу и в балласте. Рекомендуются следующие режимы главного двигателя при работе на винт:

$N_i = 25 \% N_{i \text{ ном}}$	чему соответствует	$n = 63 \% n_{\text{ном}}$
$N_i = 50 \% N_{i \text{ ном}}$	"	$n = 80 \% n_{\text{ном}}$
$N_i = 75 \% N_{i \text{ ном}}$	"	$n = 91 \% n_{\text{ном}}$
$N_i = 100 \% N_{i \text{ ном}}$	"	$n = 100 \% n_{\text{ном}}$
$N_i = 110 \% N_{i \text{ ном}}$	"	$n = 103 \% n_{\text{ном}}$

Количество и длительность этих опытов:

один опыт в течение 1 ч на режиме	25 %-ной нагрузки;
один опыт в течение 2 ч на режиме	50 %-ной нагрузки;
один опыт в течение 2 ч на режиме	75 %-ной нагрузки;
три опыта в течение 4 ч на режиме	100 %-ной нагрузки;
один опыт в течение 1 ч на режиме	110 %-ной нагрузки.

На установку каждого режима отводится 30 мин. Режимные опыты следует проводить в продолжение одних суток при одинаковых гидрометеорологических условиях и постоянной осадке судна.

Теплотехнические испытания, как правило, проводят без вывода судна из эксплуатации во время его рейсов. Испытания являются сложной и ответственной работой, к которой необходимо тщательно готовиться, чтобы получить правильные результаты, так как обстановка для повторных испытаний может оказаться неблагоприятной. Это обязывает более четко планировать работу партий, уметь обходиться минимальным количеством людей и приборов и выбирать объекты наблюдений так, чтобы каждое испытание давало наибольшие результаты.

Следует иметь в виду, что каждый тип силовой установки теплоходов или дизель-электроходов требует разной организации испытаний и разных приборов. Методика же испытаний должна быть единой, чтобы обеспечить достаточно высокий технический уровень и сопоставимость результатов испытаний однотипных и разных силовых установок, а также создавать обобщенные характеристики судов.

До отхода судна в рейс тщательно изучают: тип силовой установки, особенность ее устройства и работы, системы; конструкция и принцип работы топливных насосов высокого давления, их регулировка, устройство форсунок, рекомендованные распылители; рекомендованные заводом-строителем и отделом теплотехники сорта топлив и масел для силовой установки, заданные нормы расхода топлива и масла, мощности и скорости судна в грузу и в балласте, о чем делаются соответствующие выписки; месячные машинные отчеты этого судна и результаты их обработки.

При стоянке судна в порту приписки, кроме ознакомления с силовой установкой, необходимо проверить штатные контрольно-измерительные приборы, их состав, наличие, состояние и правильность работы. После этого устанавливают, какие приборы необходимо взять с собой в рейс и в каком количестве, а какие необходимо отремонтировать на судне или установить до отхода в рейс. Все приборы должны быть проверены, оттарированы.

Если судно стоит не в порту приписки, то для изучения силовой установки, проверки наличия и состояния штатных контрольно-измерительных приборов на него необходимо направить специалиста из парокотства заблаговременно до отхода.

В рейс необходимо взять все до мелочей (индикатор, пиметр, планиметр, секундомер, контрольные термометры, ручной тахометр, различную техническую литературу и пособия, инструкции, выписки, писчую бумагу, миллиметровку, кальку, карандаши, скрепки и т. д.), чтобы не было задержек в проведении испытаний и обработке их результатов.

Перед испытаниями необходимо проверить состояние корпуса и гребного винта по актам водолазного осмотра, выяснить, когда было последнее докование. Если у судна сильно оброс корпус или погнут винт, испытания проводить нельзя.

По прибытии на судно руководитель теплопартии знакомит с программой испытаний капитана и старшего механика, решает с ними все организационные вопросы, связанные с испытаниями и пребыванием теплопартии на судне, распределяет обязанности между ее членами, составляет план работ теплопартии на весь рейс и каждый рабочий день, а затем проводит его до сведения каждого члена. Он осуществляет общее руководство испытаниями, проверяет правильность составляемых таблиц, результатов измерений, работы приборов и механизмов, устанавливает частоту и равномерность отсчетов, начало и конец опы-

тов, время замеров. Кроме того, как правило, он производит индицирование двигателей.

При распределении обязанностей и объектов наблюдений между членами теплопартии необходимо руководствоваться их загруженностью и местом расположения объектов. Расстановку наблюдателей рекомендуется производить таким образом, чтобы измерения и запись наблюдаемых величин, поручаемые одному наблюдателю, сосредоточивались в одном месте, а порученные ему приборы были по возможности однотипны. Перегружать работой или составлять большую программу на короткий переход при малом количестве членов теплопартии не рекомендуется. Это создает спешку и нервозность в работе, сокращает количество необходимых замеров, отсчетов, опытов и длительность их проведения, что сказывается на точности и качестве результатов испытаний. В спешке обычно забывают или просто не успевают что-то сделать, выяснить, проверить, пронаблюдать, проанализировать.

Каждый участник теплопартии в соответствии с полученной обязанностью изучает свои объекты, составляет таблицу наблюдений в такой последовательности, чтобы исключить повторные хождения. Таблицу наблюдений закрепляют на картоне размером, чуть большим листа писчей бумаги стандартного формата, двумя скрепками сверху.

Производят установку и настройку необходимых для испытания приборов. Проверяют состояние топливной аппаратуры, плотность насосов высокого давления, начало подачи топлива, давление и качество распыла форсунок и т. д.

**Таблицы наблюдений, рабочие записи.** Все записи наблюдаемых и измеряемых величин необходимо вести в специальных таблицах наблюдения, заблаговременно разграфленных, с соответствующими наименованиями граф. Количество и вид измеряемых и наблюдаемых величин при испытании силовой установки могут изменяться в широких пределах в зависимости от вида и объема проводимых испытаний, от типа главного двигателя и всей силовой установки, количества членов теплопартии. Поэтому форма их может быть любая, но наиболее целесообразной представляется такая форма, которая удовлетворяет следующим требованиям:

для каждой наблюдаемой или измеряемой величины должна быть выделена специальная графа, чтобы при отсутствии записи в той или иной графе наблюдатель сразу видел, какие величины остались еще не измеренными;

наблюдатель не должен быть загружен даже самыми несложными подсчетами во время записей или отсчета. В таблице наблюдений обязательно должно быть написано то, что наблюдатель видит на приборе. Всякие поправки или подсчеты должны производиться впоследствии и так, чтобы их можно было проверить по записанным показаниям;

необходимо, чтобы записи, возложенные на одного наблюдателя, были сконцентрированы в одной таблице наблюдений. Если наблюдения производят несколько человек, необходимо, чтобы записи делались примерно в одно время, желательно, чтобы величины были записаны в таблице наблюдений в той последовательности, в какой производятся наблюдения. Эта последовательность обеспечивает соблюдение более точных промежутков между отсчетами по отдельным приборам, т. е. их равномерность;

рекомендуется, чтобы первыми записывались те величины, для измерения которых не требуется много времени. Поэтому и последовательность граф в таблице наблюдений должна соответствовать этому правилу;

во время замеров наблюдатели должны действовать в одном и том же порядке, это позволяет избежать пропусков в записях;

необходимо в эту же таблицу наблюдений внести рекомендованные фирмой значения наблюдаемых и измеряемых величин (их можно делать в графе «Примечание»), что позволяет путем сравнения с ними фактических параметров судить о правильности работы механизма или прибора;

все записи в таблицах наблюдения должны вестись карандашом, чисто, разборчиво. В таблице наблюдения должны быть указаны: дата испытаний, время записи наблюдаемых и измеряемых величин, номер опыта, цель, условия и его особенности. Необходимо привыкнуть работать и делать записи так, чтобы не

только участник испытания, но и другой работник через любое время мог закончить обработку материалов.

Трудно заранее в отделе разработать совершенную форму таблиц наблюдений, так как невозможно предусмотреть заранее, какие именно приборы будут использованы при испытании. Поэтому необходимо на судне всегда уточнять объекты наблюдений и наименование записей граф. Например, можно рекомендовать следующий вид таблицы наблюдений для среднего судна типа «Беломорсклес» при двух членах теплопартии (приложение 1).

Из рабочих таблиц наблюдений по окончании испытаний записи должны быть перенесены в чистовую сводную таблицу наблюдений (приложение 4), где они могут подвергаться и некоторой обработке (введению поправок, пересчету в другие величины, определению расчетных величин и т. п.). Эти чистовые сводные таблицы наблюдений целесообразно составлять, концентрируя измеряемые и расчетные величины по объектам, важности их значений и по степени их использования при дальнейшей обработке отчета.

Черновые рабочие таблицы наблюдений и замеров следует сохранять до полной обработки всех материалов испытаний, а лучше всего хранить в течение нескольких лет.

Руководителю испытаний рекомендуется вести дневник испытаний, в который записываются все необходимые к выполнению работы, режимы опытов, время их проведения, все основные результаты замеров, замечания, несправности и пути их устранения, некоторые памятки, неясности и ответы на них и т. д. Всякие неясности или обнаруженные ошибки сразу же выясняют и исправляют на судне, в крайнем случае повторяют измерения.

## § 20. Условия проведения теплотехнических испытаний

Для проведения нормировочных теплотехнических испытаний судна необходимо выполнение следующих условий.

Новые суда испытывают в течение первых шести месяцев после постройки; испытания с определением ходовых характеристик судов, плавающих в умеренных и северных широтах, и непосредственно по выходе из дока — для судов, плавающих в южных широтах. Корпус судна должен быть в хорошем техническом состоянии и не иметь сильного обрастания, при котором нормировочные испытания не должны проводиться;

гребной винт должен находиться в хорошем техническом состоянии, не иметь повреждений (изгибов и сильной коррозии) кромок и поверхности лопасти. Состояние корпуса и винта определяется периодическими водолазными осмотрами или по требованию теплотехников;

силовая установка должна находиться в удовлетворительном состоянии. Двигатели должны быть отрегулированы. Опыты проводятся только при установившемся режиме работы силовой установки;

все контрольно-измерительные приборы должны быть проверены в сроки, установленные инструкцией по их эксплуатации или правилами технической эксплуатации (приложение 10);

для проведения испытаний судно должно иметь полную загрузку (полную осадку), а также балластный переход;

судно должно быть забункеровано тем топливом, на котором оно обычно эксплуатируется;

испытания должны проводиться при волнении моря не больше 3 баллов и силе истинного (абсолютного) ветра не больше 4 баллов (или скорости ветра не больше 7,4 м/сек);

испытания морских судов должны проводиться на неограниченной воде, т. е. при значительных глубинах и удалении от берегов, когда дно и берега не влияют на сопротивление воды движению судна. В табл. 29 приведены минимальные глубины воды, при которых отсутствует влияние мелководья на скорость судна [66]. Таблица построена на основании экспериментальных данных отечественных и иностранных опытовых бассейнов.

Таблица 29

Минимальные глубины воды, не оказывающие влияния на скорость судна

Скорость хода, узлы	Осадка судна, м								
	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
	Глубина воды, м								
10	—	—	25	30	40	50	65	75	90
15	—	25	30	40	50	65	75	90	105
20	—	40	45	55	70	80	95	115	125
25	40	50	65	75	90	100	115	135	150
30	45	60	75	90	100	120	135	155	175
35	55	70	85	100	120	140	160	185	210

## § 21. Подготовка и проведение теплотехнических испытаний

Испытания должны начинаться не раньше чем через 4—6 ч после начала рейса, после того как главный двигатель полностью прогреется и наступит установившийся режим полного хода.

Вначале проводится пробный тренировочный опыт для оценки правильности работы силовой установки. Совместно со старшим или вахтенным механиком руководитель теплопартии устанавливает обычный эксплуатационный режим и проверяет регулировку двигателя, показания всех приборов, организацию испытаний, вносит тренировочно-контрольные записи в таблицы наблюдений. Если при этом обнаружатся большие несоответствия полученных результатов с рекомендованными параметрами работы установки, то их причина должна быть выявлена и устранена.

Только после того как каждый член теплопартии освоит свои задачи и действия на время проведения опытов, после предварительного контроля, проверки и оценки работы силовой установки, когда двигатель будет отрегулирован, начинают режимные и эксплуатационные опыты согласно утвержденной программе. Время и режим каждого опыта согласуются со старшим механиком и капитаном судна.

Режимные опыты определяются от номинальной мощности. Вначале определяют мощность по процентам из соотношения, например:

$$\left. \begin{array}{l} 100\% - N_{\text{ном}} \\ 75\% - N_x \end{array} \right\} N_x = \frac{75\% N_{\text{ном}}}{100\%} \text{ у. л. с.};$$

$$\left. \begin{array}{l} 100\% - 1000 \text{ у. л. с.} \\ 75\% - N_x \end{array} \right\} N_x = \frac{75 \cdot 1000}{100} = 750 \text{ у. л. с.};$$

$$\left. \begin{array}{l} 100\% - 1000 \text{ у. л. с.} \\ 50\% - N_x \end{array} \right\} N_x = \frac{50 \cdot 1000}{100} = 500 \text{ у. л. с.}$$

Здесь  $N_{\text{ном}}$  — номинальная, а  $N_x$  — определяемая мощность. Затем определяют, при какой частоте вращения будет выполняться эта мощность, по формуле

$$n_x = n \sqrt[3]{\frac{N_x}{N_{\text{ном}}}}$$

где  $n_x$  — частота вращения при мощности  $N_x$ , определенная вышеприведенным способом;

$N_{\text{ном}}$  — номинальная мощность при  $n$ , об/мин.

Так как определение частоты вращения по приведенной формуле занимает

много времени, проще воспользоваться процентными соотношениями мощности и частоты вращения от номинальных их значений.

После того как установится нужный режим с соответствующей частотой вращения главного двигателя, начинают опыт. За каждый опыт равномерно по времени снимают не менее трех комплектов индикаторных диаграмм, одновременно с этим производят замер расхода топлива (также не менее трех замеров), замеряют частоту вращения двигателя. Кроме того, по суммирующему метчику частоты вращения замеряют среднюю частоту вращения за весь опыт, так как могут изменяться внешние условия и частота вращения двигателя. В этом случае необходимо будет определить среднюю мощность главного двигателя за опыт от средней частоты вращения по кубической зависимости

$$N_{\text{ср}} = N_D \left( \frac{n_{\text{ср}}}{n_D} \right)^3,$$

где  $N_{\text{ср}}$  — средняя индикаторная мощность двигателя за опыт;

$N_D$  и  $n_D$  — мощность двигателя и частота вращения при индицировании;

$n_{\text{ср}}$  — средняя частота вращения двигателя за опыт.

Наблюдатели соответственно установленному времени и частоте в своих таблицах наблюдения производят записи показаний контрольно-измерительных приборов работы силовой установки. Таблицу наблюдений на мостике (см. приложение 2) заполняют вахтенные штурманы.

Испытания вспомогательных двигателей, котлов и других механизмов можно производить на ходу или на стоянке судна. Организация этих испытаний такая же, методика же измерений в каждом конкретном случае своя.

Для получения нагрузочных характеристик работы дизель-генераторов (см. рис. 3) их испытывают на режимах: холостого хода, при нагрузке 0%; 25, 50, 75 и 100% номинальной мощности генератора, которая измеряется в киловаттах (приборам на шите электростанции) На переход с одного режима на другой достаточно 10 мин.

Кроме нагрузочных характеристик работы дизель-генераторов, во время испытаний определяют средний часовой расход топлива ими на ходу в «рузу и в балласте, на стоянке под грузовыми операциями и без них. Проверка экономичности работы дизель-генераторов осуществляется определением удельного эффективного расхода топлива (в г/э. л. с. или в г/квт·ч).

На характер и объем испытаний вспомогательного котла значительное влияние оказывает его тип. Каждый котел должен иметь стендовые (нагрузочные) испытания, графические характеристики. К сожалению, на многих современных судах нет таких характеристик.

Паропроизводительность и расход топлива определяются потребным количеством пара на максимальной, номинальной и частичных нагрузках котла. Номинальная паропроизводительность указывается в паспорте котла. Экономичность котла определяет его к. п. д., который зависит от типа котла, совершенства процесса горения, качества изоляции и т. д.

Испытания вспомогательного котла проводят на установившихся режимах его работы, которые определяют по трем последовательно взятым замерам основных величин, характеризующих работу котла: часового расхода топлива  $V$ , паропроизводительности котла  $D_k$ , давления пара в котле  $P_k$ , температуры пара  $t_p$ , температуры уходящих газов  $t_{\text{ух г}}$ , содержания  $\text{CO}_2$  в дымовых газах и напора воздуха перед котлом  $H_k$ , причем колебания замеряемых величин не должны превышать допустимых значений.

Для котлов, работающих на мазуте, эти колебания не должны быть более (%): по расходу топлива  $\pm 2$ ; по паропроизводительности  $\pm 3$ ; по давлению пара в котле  $\pm 2$ ; по температуре перегретого пара  $\pm 2$ ; по температуре уходящих газов  $\pm 4$ ; по содержанию  $\text{CO}_2$   $\pm 3$ ; по напору воздуха перед котлом  $\pm 3$ ; по температуре питательной воды  $\pm 3$ .

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

При составлении перечня измеряемых величин исходят из программы испытания, тех показателей и характеристик, которые необходимо определить. Также

Члены теплопартии на судне на ходу и на стоянке не имеют права вмешиваться в работу машинной команды и самостоятельно, без разрешения старшего или вахтенного механика выполнять какие-либо работы по управлению главным и вспомогательными двигателями и механизмами, производить какую-либо разборку.

Во время испытаний должны строго соблюдаться требования «Правил техники безопасности на судах морского флота» при эксплуатации силовых установок. Все приборы и измерительные устройства должны быть установлены так, чтобы исключить возможность ожогов и других несчастных случаев. Открытые движущиеся части механизмов должны быть ограждены. Особенно надо соблюдать осторожность при продувке индикаторных кранов. Перед испытаниями руководитель теплопартии должен проинструктировать по правилам техники безопасности тех членов теплопартии, которые впервые участвуют в испытаниях.

## Глава VII

### ИЗМЕРЕНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ И КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

#### § 23. Планиметр и его применение для обработки индикаторных диаграмм

Цилиндровую мощность двигателя определяют по формуле

$$N_i = K P_i n \text{ и. л. с.},$$

где  $K$  — постоянная цилиндра;

$P_i$  — среднее индикаторное давление в цилиндре,  $\text{кгс/см}^2$ ,

$n$  — частота вращения коленчатого вала,  $\text{об/мин}$ .

Среднее индикаторное давление определяют по формуле

$$P_i = \frac{f}{m l} \text{ кгс/см}^2,$$

где  $f$  — площадь индикаторной диаграммы,  $\text{мм}^2$ ;

$m$  — масштаб индикаторной пружины,  $\text{мм/кгс} \cdot \text{см}^{-2}$ ;

$l$  — длина индикаторной диаграммы,  $\text{мм}$ .

Точность определения цилиндрической мощности и среднего индикаторного давления, а следовательно, и правильность регулировки двигателя во многом зависят от точности измерения площади диаграммы. В свою очередь точность измерения площади диаграммы зависит от правильности проверки и регулирования планиметра и методики планиметрирования.

Площадь индикаторных диаграмм измеряют планиметром, а при его отсутствии — графически методом трапеций.

Планиметр — прибор, применяемый для определения площадей фигур любой формы и масштаба. На судах применяют отечественные полярные планиметры марки ПП-2К и зарубежные. Отечественные (рис. 86) и зарубежные (рис. 87) планиметры по принципу устройства и действия одинаковы, хотя и имеют некоторые конструктивные различия. Например, польский планиметр имеет приспособление для сброса показаний и установки на нуль счетного барабана, отсчет с барабана и нониуса производится через увеличительную линзу, обводное стекло выполнено так же в виде линзы; имеется приспособление для передвижения счетной каретки на обводном рычаге.

Устройство планиметра. Планиметр (см. рис. 86) состоит из двух рычагов — полюсного 22 и обводного 1. На левой стороне обводного рычага находятся две каретки 2 и 5 со счетными механиз-

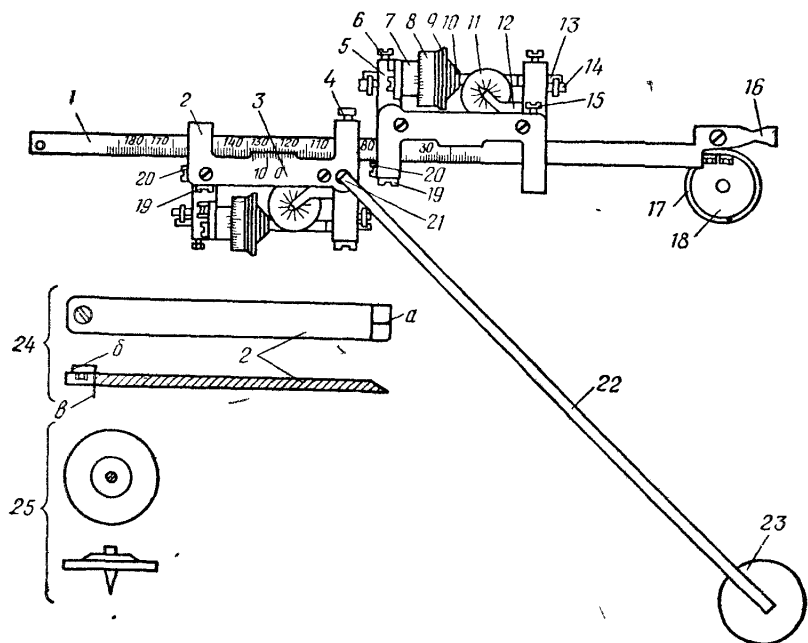


Рис 86. Полярный планиметр марки ПП-2К

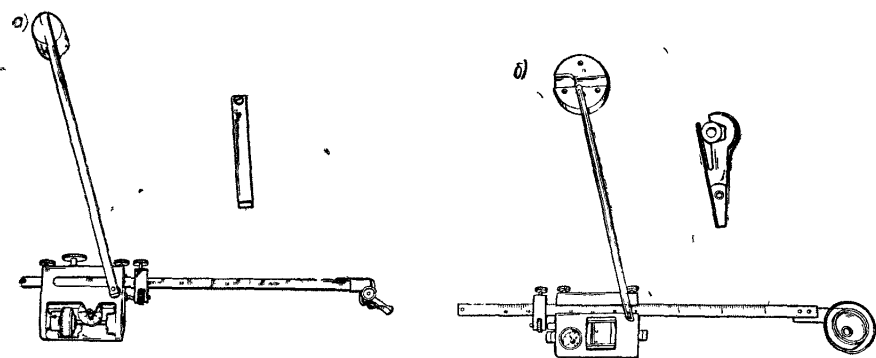


Рис 87. Внешний вид планиметров и поверочных линеек  
а—немецкого (ГДР), б—польского марки PL1

мами — основным (на каретке 2) и дополнительным (на каретке 5). Планиметры зарубежных фирм имеют только одну каретку с одним счетным механизмом.

Основной и дополнительный счетные механизмы состоят из горизонтальной оси 10, на которой укреплен обводной ролик 9

со счетным барабаном 8. Один оборот барабана соответствует повороту горизонтального счетного диска 11 на одно деление. Счетный барабан 8 разделен на 100 частей и снабжен нониусом 7 (верньером), укрепленным на каретке и позволяющим делать отсчеты с точностью до 0,001 оборота.

Таким образом, отсчет, выраженный в тысячных долях оборота счетного барабана 8, состоит из четырех цифр, из которых первая отсчитывается по стрелке 12 с горизонтального счетного диска 11, вторая и третья — по барабану 8, четвертая — по нониусу 7. Отсчет по нониусу берется при совпадении черты деления нониуса с чертой деления барабана.

Каретки 2 и 5 можно передвигать вдоль обводного рычага. Положение кареток фиксируется винтами 4 и 15. На каретке 2 имеется второй нониус 3 для установки счетного механизма на необходимый масштаб. Вторая каретка 5 при работе с планиметром должна вплотную придвинуться к основной.

На втором конце обводного рычага укреплены обводное стекло 18 с точкой посередине для обвода индикаторной диаграммы и шарнирный поводок 16 для удобства передвижения обводного рычага при обводе планиметра по контуру индикаторной диаграммы.

На верхней поверхности обводного рычага нанесена шкала для установки каретки по масштабу, указанному в свидетельстве планиметра. Обычно для планиметрирования индикаторных диаграмм применяется масштаб 1:10 000, позволяющий определять площадь непосредственно в  $см^2$  или  $мм^2$ . В этом случае отсчет по счетному диску дает число сотен, по барабану — число десятков и единиц, по нониусу — число десятых долей в  $см^2$ .

Полюсный рычаг 22 с одной стороны соединен с опорным грузом 23, стоящим на столе. Снизу груз имеет острие, которое является центром вращения рычага. С другой стороны полюсный рычаг имеет стержень с шаровидным концом, который вставляется в углубление в каретке, прижимая счетный барабан к бумаге, и дает возможность счетному механизму передвигаться по определенному закону.

К планиметру прилагаются запасные детали и инструмент: контрольный диск 25, поверочная линейка 24, запасное обводное стекло, лупа, запасная ось полюса и отвертка.

При перемещении точки обводного стекла или штифта планиметра по контуру индикаторной диаграммы обводной ролик катится совершенно свободно. Когда плоскость обводного ролика совпадает с направлением движения, он катится по диаграмме без проскальзывания. При отклонении плоскости ролика от направления движения проскальзывание увеличивается пропорционально углу отклонения. Когда угол равен  $90^\circ$ , ролик перестает вращаться и только скользит по диаграмме.

Если при неподвижном полюсе обвести обводным стеклом замкнутую площадь, то развернутая длина дуги, пройденная счетным барабаном, будет пропорциональна обведенной площади контура. Причем длина дуги будет изменяться в зависимости от

расстояния от каретки до обводного стекла. При масштабе 1:10 000 поворот счетного барабана на одно деление соответствует площади 100 мм<sup>2</sup> (1 см<sup>2</sup>).

**Проверка и регулировка планиметра.** Прежде чем пользоваться планиметром, необходимо тщательно протереть все его детали, очистить обводные ролики от смазки, поверить (проверить) и отрегулировать счетные механизмы, после чего каретки надежно закрепить на обводном рычаге. Планиметр проверяют на параллельность оси счетного механизма обводному рычагу и на установку счетного механизма на необходимый масштаб.

Отрегулированный планиметр должен удовлетворять следующим основным требованиям.

Вал счетного механизма 10 (см. рис. 86) должен вращаться на остриях керноштифтов 13 совершенно свободно, без зазора. При свободном вращении обводного ролика 9 зазор между счетным барабаном 8 и нониусом 7 должен быть не более 0,1 мм.

Зазор проверяют щупом или папиросной бумагой. Необходимая регулировка производится керноштифтами 13, концы которых имеют углубления, являющиеся подшипниками для оси 10 барабана 8. Керноштифты перемещают вращением установочных винтов 14. Зазор необходимо регулировать при отпущенных винтах 6 очень осторожно, так как при сильной затяжке одного из винтов 14 ось вала 10 может прийти в негодность.

Торец обводного ролика 9 должен быть перпендикулярен оси 10, которая, в свою очередь, должна быть параллельна оси обводного рычага, точнее, линии, соединяющей обводную точку с проекцией оси отверстия. Для проверки этого условия пользуются контрольным диском 25 и поверочной линейкой 24, которая на одном конце лицевой стороны имеет скос с риски (индексом) *a*, а на другом конце с нижней стороны — острие *b*, являющееся осью вращения, которое сверху прижимается винтом 6.

Проверку производят следующим образом. Вместо обводного стекла в оправу 17 помещают контрольный диск, острие которого вставляют в углубление на поверочной линейке. Планиметр устанавливают так, как указано на рис. 88, *a*. Острие линейки должно быть до отказа вколото в стол, на котором производится проверка. Обводный рычаг и поверочная линейка должны располагаться параллельно. Полюсный рычаг расположен слева от счетного механизма. Угол между рычагами составляет приблизительно 100°. При работе этот угол не должен быть менее 30°. Такое положение планиметра называется «полюс лево».

Отметив положение риски *a* поверочной линейки на бумаге черточкой и записав показания счетного механизма, производят два обвода обводным рычагом вокруг острия поверочной линейки при помощи обводного поводка. После каждого обвода в момент совпадения риски поверочной линейки с первоначальным ее положением, отмеченным чертой на бумаге, записывают показание счетного механизма.

Не изменяя положения полюса и придерживая его рукой, вы-

нимают стержень полюсного рычага из отверстия 21 (рис. 86) каретки 2 и отводят его в сторону. Не нарушая оси вращения поверочной линейки, разворачивают обводный рычаг со счетным механизмом в направлении, указанном стрелками (рис. 88, *a*), так, чтобы полюс 23 (рис. 86) оказался справа от счетного механизма.

Стержень полюсного рычага ставят в отверстие 21 каретки. Обводной рычаг и поверочную линейку устанавливают параллельно. Такое положение планиметра (рис. 8, *b*) называется «полюс право». В этом положении гол между рычагами в исходном положении также будет приблизительно равен 100°, а при обводе — не менее 30°.

Далее производят два обвода, как и при «полюсе лево», с отсчетами и записями показаний счетных механизмов в начале и в конце каждого обвода. Показание счетных механизмов при проверке планиметра на параллельность записывают в виде табл. 31.

Среднее арифметическое значение разности показаний счетного механизма при положении «полюс лево» должно равняться среднему арифметическому значению разности при положении «полюс право» и отличаться не более чем на  $\pm 3$  деления нониуса по каждому счетному механизму. Если это условие не соблюдается, следует произвести регулировку планиметра.

Каждый счетный механизм регулируется отдельно с помощью регулировочного винта 19 (см. рис. 86). Перед регулировкой стопорные винты 20 отдают. Вращая регулировочный винт, можно изменять угол между осями счетного ролика и обводного рычага.

Направление вращения регулировочного винта выбирают следующим образом. Если разность отсчетов при положении «полюс лево» оказалась меньше, чем при положении «полюс право», то

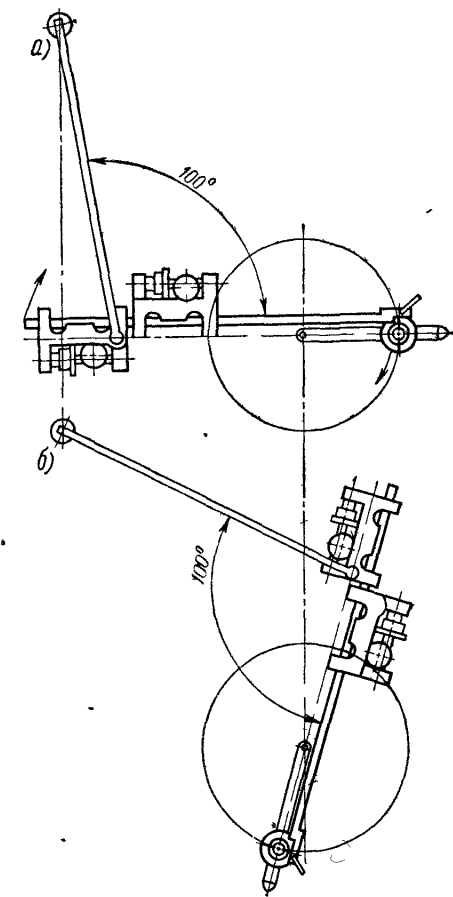


Рис 88 Расположение планиметра для проверки на «осность»  
*a*—при положении «полюс лево» *b*—при положении «полюс право»



Таблица 31

## Проверка планиметра на параллельность (пример записи)

Основной счетный механизм		Дополнительный счетный механизм		Основной счетный механизм		Дополнительный счетный механизм	
Отсчеты	Разность отсчетов	Отсчеты	Разность отсчетов	Отсчеты	Разность отсчетов	Отсчеты	Разность отсчетов
«Полюс лево»				«Полюс право»			
4364	—	4991	—	1439	—	3091	—
5364	1000	5992	1001	2442	1003	4094	1003
6364	1000	6994	1002	3445	1003	5099	1005

регулирующий винт 19 вывертывают, в противном случае — ввертывают.

Проверку, регулировку и исправления производят в несколько приемов до тех пор, пока расхождение разностей отсчетов при положениях «полюс лево» и «полюс право» у каждого счетного механизма окажется не более трех делений. По окончании проверки и регулировки регулировочные винты 19 фиксируют стопорными винтами 20, а контрольный диск заменяют обводным стеклом.

Польская инструкция по эксплуатации полярного планиметра РЛ1 (рис. 87, б), имеющего одну счетную каретку, рекомендует производить проверку на параллельность оси счетного механизма обводному рычагу путем двукратного обвода с помощью поверочной линейки при положениях «полюс лево» и «полюс право» для длин обводного рычага, обозначенных цифрами «6» и «10». Исходное положение планиметра и поверочной линейки для этой проверки показано на рис. 89, а.

Поверочная линейка 1 (рис. 89, б) фигурным вырезом закрепляется и вращается вокруг оси-кольца 3, имеющего снизу три шпильки, которые вкалывают в стол.

Начальное положение планиметра устанавливают следующим образом. Обводное стекло вставляют в отверстие кольца. Угол между рычагами планиметра в этом положении должен составлять 100°. Затем обводной рычаг приподнимают и вставляют обводным стеклом в отверстие 2 на поверочной линейке. Обвод рекомендуется начинать с того места, где счетный барабан меняет направление вращения при вращении поверочной линейки по окружности.

При длине обводного рычага, обозначенной цифрой «6», планиметр обводят два раза с помощью поверочной линейки при положении «полюс лево» и получают значение  $N_{r6}$ , а затем обводят при положении «полюс право» и получают значение  $N_{L6}$ . Разность отсчетов составляет

$$N_{r6} - N_{L6} = f_1 \leq \pm 3.$$

Аналогично поступают при длине обводного рычага, обозначенной цифрой «10». В этом случае получают

$$N_{r10} - N_{L10} = f_2 \leq \pm 3.$$

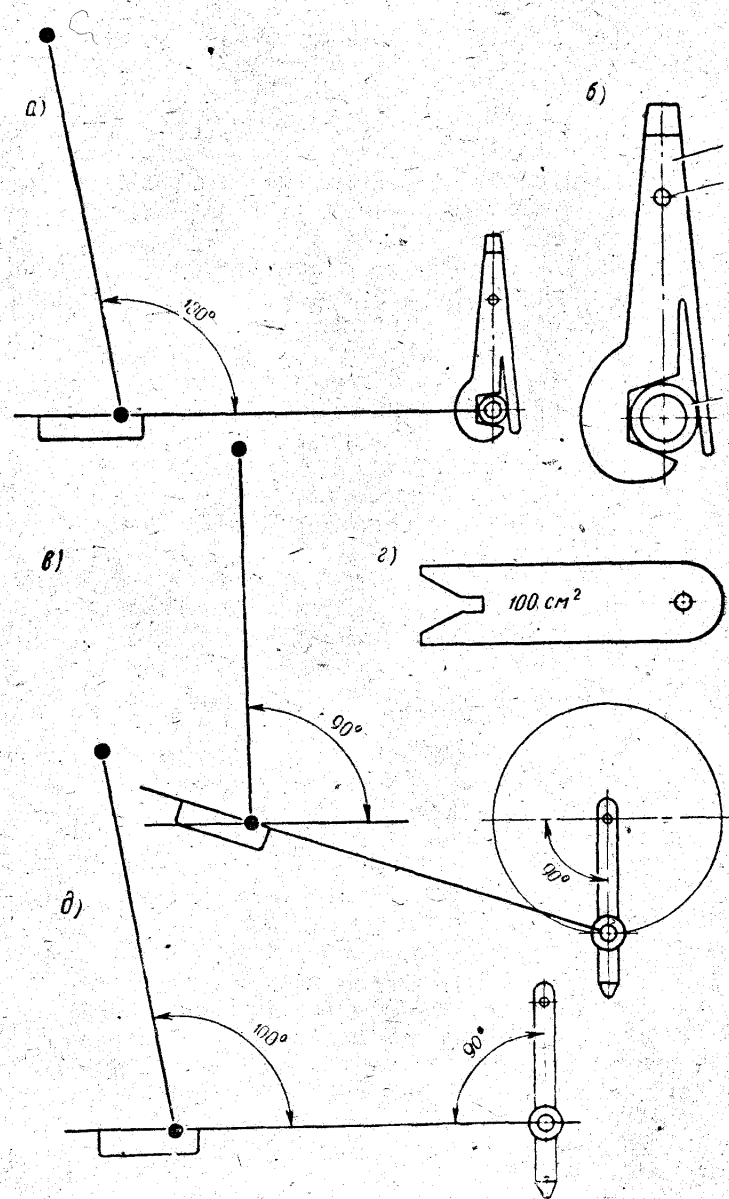


Рис. 89. Положение планиметра для проверки на необходимый масштаб (а, в, д) и поверочные линейки (б, е)



Параллельность оси и рычага считается удовлетворительной, если полученная разность

$$f_1 - f_2 \leq \pm 4.$$

При значениях  $f_1$  и  $f_2$  или разности  $f_1 - f_2$  больше допустимых планиметр должен быть отдан в мастерскую для проверки и регулировки.

Разность показаний счетного барабана дает площадь диаграммы непосредственно в квадратных сантиметрах лишь в том случае, если длина плеча обводного рычага подобрана специально. Правильность настройки планиметра на необходимый масштаб проверяют с помощью той же поверочной линейки. Как правило, применяют поверочную линейку с одним углублением на расстоянии 56,45 мм от опоры острия. Многие зарубежные планиметры имеют поверочные линейки фигурного вида (см. рис. 89, б, г). Площадь круга, описанная таким радиусом, равна точно 100 см<sup>2</sup>.

Рекомендуемое исходное положение планиметра и поверочной линейки для поверки соответствия необходимого масштаба показано на рис. 88, а и 89, а, в, д. Положение планиметра и поверочной линейки, изображенное на рис. 88, а, рекомендуется для поверочных линеек, имеющих простую форму (см. рис. 86). На рис. 89 указано положение планиметра для фигурных и простых поверочных линеек. Эти положения обеспечивают выполнение необходимого условия — при вращении линейки вокруг своей оси угол между рычагами планиметра должен находиться в пределах 30—150°. Для повышения точности показаний планиметра вращение поверочной линейки рекомендуется начинать с того положения, где счетный барабан планиметра меняет направление вращения.

При выполнении этой поверки снимают обводное стекло и на его место вставляют контрольный диск, ось которого ставят в углубление на поверочной линейке. На планиметрах старых марок обводной штифт вставляют в углубление линейки, а на многих зарубежных планиметрах — в отверстие 2 (см. рис. 89, б) или в фигурный вырез (см. рис. 89, г) линейки вставляется основание обводного стекла. На бумаге против риски  $a$  (см. рис. 86) поверочной линейки делается черточка. На некоторых зарубежных планиметрах обводная точка стекла ставится на черточку, если поверочная линейка имеет форму, изображенную на рис. 89, г. Счетный барабан устанавливают на ноль или, если установка на ноль не производится, записывают его значение. Затем несколько раз проворачивают обводной рычаг вокруг острия поверочной линейки, каждый раз наблюдая за показаниями основного счетного механизма, значения которых должны быть одни и те же (100 см<sup>2</sup>).

Если показания основного счетного механизма не совпадают, надо переместить каретку вправо или влево по обводному рычагу, в зависимости от того, увеличивает или занижает планиметр по-

казания. Перемещение каретки к обводному стеклу увеличивает показания планиметра, а от стекла — уменьшает.

Планиметры с одним счетным механизмом имеют механическое приспособление для передвижения каретки на обводном рычаге. Вращение маховичка этого приспособления на себя отодвигает счетный механизм от обводного стекла и уменьшает площадь диаграммы, а при вращении от себя — приближает к обводному стеклу счетный механизм и увеличивает площадь диаграммы (если приспособление расположено справа от счетной каретки и, наоборот, если приспособление расположено слева от нее).

Необходимую длину обводного рычага  $L_2$  можно определить по формуле

$$L_2 = L_1 \frac{N_1}{N_2},$$

где  $L_1$  — установленная длина обводного рычага;

$N_1$  — полученный отсчет счетного механизма;

$N_2$  — правильный отсчет счетного механизма, равный 10 000 мм<sup>2</sup>.

Когда при проверке правильности установленного масштаба с помощью поверочной линейки площадь круга получается больше или меньше 100 см<sup>2</sup> (например, 103,6 или 96,2 см<sup>2</sup>) и когда необходимо определить площадь небольшого числа диаграмм, можно не регулировать длину плеча обводного рычага. Действительную площадь диаграммы определяют в этом случае путем деления площади, определенной планиметром, на поправочный коэффициент (в данном примере на 1,036 и 0,962).

Иногда поверочные линейки имеют углубления на расстоянии 40, 60 и 80 мм от острия. Площадь круга, описанная такими радиусами, будет равняться 50,26; 113,09 и 201,06 см<sup>2</sup> соответственно. В этом случае планиметр можно поверить, установив его на радиус 60 или 80 мм поверочной линейки. Однако определение соответствующих площадей не наглядно и представляет собой некоторые неудобства, так как каждый раз приходится определять площади путем вычислений.

Чтобы этого не делать, лучше всего на такой поверочной линейке на расстоянии 56,45 мм от острия (для повышения точности это расстояние лучше отложить от линии 40 или 60 мм) сделать острым керном углубление, при поверке на котором площадь будет равняться 100 см<sup>2</sup>.

Рекомендуется вращать обводной рычаг вокруг острия поверочной линейки, держась не за поводок, а за поверочную линейку, так как малейшее качание планиметра может исказить результаты отсчетов.

При отсутствии поверочной линейки поверку планиметра можно производить, обводя какую-либо точно известную площадь, например квадрат с размерами 10×10 см на миллиметровой бумаге. После регулировки каретку необходимо закрепить винтом 4 (см. рис. 86).

Планиметр пригоден к эксплуатации, если погрешности не превышают допустимых величин.

Проверку на параллельность и на соответствие масштаба рекомендуется производить ежемесячно, особенно если планиметр подвергался встряске, находился на морозе (при переноске) или в условиях повышенной температуры наружного воздуха (например, в тропиках), а также после длительного перерыва в пользовании им.

**Методика планиметрирования.** Проверка планиметра и планиметрирование проводятся на ровном горизонтальном столе или на специальном толстом листе фанеры, покрытом ватманом или другой гладкой, но не лошеной бумагой. Бумага должна быть натянута и закреплена.

Индикаторную диаграмму прикалывают кнопками, чтобы она не смещалась. Ее также можно укреплять любыми плоскими грузиками — это не портит стол или фанеру. Иногда делают специальную доску для планиметрирования (рис. 90), которая снабжается двумя плоскими пружинами для крепления диаграммы.

При планиметрировании индикаторных диаграмм двигателей планиметр и диаграмму следует располагать по схеме (рис. 91, а) так, чтобы в среднем положении угол между рычагами планиметра составлял около  $100^\circ$ , а величины отклонений в обе стороны были примерно одинаковыми. Как указывалось выше, углы между рычагами при планиметрировании должны находиться в пределах  $30-150^\circ$ .

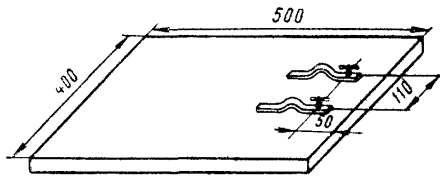


Рис 90 Доска для планиметрирования индикаторных диаграмм

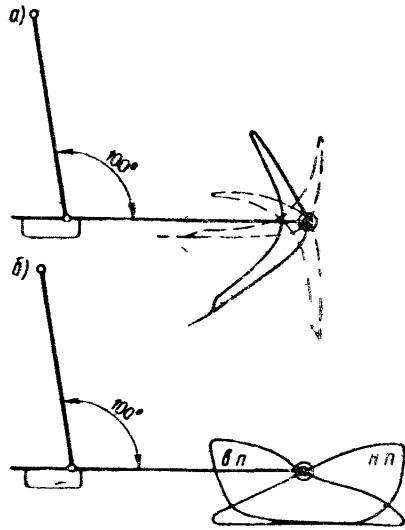


Рис 91 Исходное положение планиметра и индикаторных диаграмм для планиметрирования  
а—диаграмм, снятых с двигателей б—диаграмм, снятых с паровых машин

Обвод диаграммы лучше всего начинать с той точки, где обводной ролик счетного механизма планиметра не катится, а скользит вдоль своей оси. Это положение будет в средней части линии сжатия и расширения — в месте наиболее широкой части индикаторной диаграммы. Такое положение планиметра уменьшает ошибки в начале и в конце обвода площади диаграммы.

Для начала обвода в этом месте диаграммы остроотточенным карандашом делают черточку. Направление обвода диаграммы безразлично. Обычно обвод производят по часовой стрелке. При обводе диаграммы по часовой стрелке показания планиметра увеличиваются, при обводе против часовой стрелки — уменьшаются. Обводить надо осторожно, с постоянной скоростью, точно следуя по контуру диаграммы.

Если точка обводного стекла незначительно отклонилась от контура диаграммы в какую-нибудь сторону, то необходимо сделать такое же отклонение в другую сторону. При значительных отклонениях обвод диаграммы повторяют.

Не рекомендуется сильно нажимать на обводное стекло или штифт, так как от этого может приподняться обводной ролик и разобщиться с бумагой, что приведет к большим погрешностям измерения. Обводное стекло должно легко скользить по бумаге.

Обвод диаграммы для большей точности делается 2—3 раза подряд и берется среднее значение между показаниями счетного механизма на начало и конец обвода. Чтобы устранить влияние люфта в счетном механизме, повысить точность измерения и не терять времени на нулевую установку; перед началом планиметрирования барабан не ставят в нулевое положение, а путем произвольного вращения по часовой стрелке ставят центр обводного стекла или штифт на черточку отсчета. Это значение счетного механизма записывают. Затем после трехкратного обвода диаграммы в одном и том же направлении записывают конечное показание счетного механизма и путем деления разности отсчетов на количество обводов определяют среднее значение площади диаграммы.

При отсутствии навыка планиметрирования отсчет и запись показаний счетного механизма рекомендуется производить после каждого обвода. При незначительном отклонении показаний в определении площади диаграммы берут среднее значение между ними, а если отклонения большие, планиметрирование следует повторить.

При планиметрировании индикаторной диаграммы паровой машины, когда на одну бумагу снимают диаграммы с двух полостей, обвод контура рекомендуется начинать с точки пересечения обеих диаграмм (рис. 91, б). Планиметр и диаграмму устанавливают так, как указано на рисунке. В этом случае конец последнего обвода контура диаграммы одной полости и отсчет показаний счетного механизма является началом обвода и отсчета для контура диаграммы другой полости. Такая методика ускоряет работу по планиметрированию диаграммы и увеличивает точность отсчета.

По окончании работы с планиметром обводные ролики смазывают швейным или часовым маслом и планиметр укладывают в футляр.

После того как диаграммы спланиметрированы, контур их не-

обходимо обвести карандашом штриховой или штрихпунктирной линией, так как контур может на свету выгореть и стать совершенно незаметным.

#### § 24. Измерение частоты вращения главного двигателя

От правильности замера числа оборотов двигателя зависит определение его мощности и правильность суждений о его работе. Для измерения частоты вращения двигателя существуют два типа приборов: суммирующие число оборотов вала за определенный промежуток времени (суммирующие счетчики и тахоскопы) и приборы, фиксирующие число оборотов двигателя в данный момент времени, — тахометры.

*Суммирующие счетчики* позволяют измерить среднюю частоту вращения двигателя за определенный промежуток времени по следующей формуле:

$$n = \frac{n_2 - n_1}{T} \text{ об/мин,}$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — показания суммирующего счетчика в начале и в конце замера, об/мин;

$T$  — время замера, мин.

Суммирующие счетчики подразделяются на счетчики с рычажными и вращающимися приводами, которые производят суммирование оборотов в отношении 1:1, но бывают счетчики и с другим соотношением, например 1:2 (теплоход «Адмирал Сенявин» с двигателем «Зульцер» 8S60, счетчик которого показывает число оборотов в 2 раза меньше действительного), 1:5 и 1:10.

У малооборотных судовых двигателей до 150 об/мин, в основном старой конструкции, обычно применяются счетчики с приводом рычажного типа. В качестве привода для них используется любая часть двигателя, имеющая поступательно-возвратное движение, например тяга индикаторного привода или привод лубрикаторов для смазки цилиндровых втулок.

На современных малооборотных двигателях, а также у двигателей с частотой вращения выше 150 об/мин применяются суммирующие счетчики с вращающимся приводом. В качестве привода для них служат гибкий вал, цепная или зубчатая передача.

При отсчете средней частоты вращения по суммирующему счетчику необходимо одновременно снимать показания счетчика и включать или останавливать (на конец замера) секундомер или засекал время по часам. Секундомер включают, когда последние цифры счетчика показывают число, удобное для запоминания, например 00; 50; 100; 200 и т. д. Показание счетчика необходимо сразу же записывать. Если время замеряется по часам, то необходимо записать и время начала отсчета, причем запись показаний счетчика лучше производить по целым часам, половине или четверти часа, но обязательно каждый час. Чем больше время замера, тем точнее замер. Обычно делается замер счетчика на начало и на конец опыта. Также замеряются обороты при съемке каждого комплекта диаграмм в каждом опыте.

Когда стрелка секундомера или секундная стрелка часов становится приближаться к концу отсчета (50—10 сек), секундомер или асы надо поднести ближе к счетчику и наблюдать за секундной стрелкой. С наступлением по секундомеру конца отсчета фиксируют последние три цифры, после чего записывают в таблицу наблюдений остальные цифры показаний счетчика.

При частоте вращения, превышающей 400 об/мин, отсчет по суммирующему счетчику затруднителен вследствие быстрого прокакивания цифр. Поэтому высокооборотные двигатели оборудуются тахометрами. Малооборотные двигатели наряду с суммирующими счетчиками также всегда оборудуются тахометрами, которые в любой момент времени дают показания.

Суммирующие счетчики позволяют легче определять среднюю частоту вращения за рейс судна, которая важна для определения фактической мощности двигателя при обработке месячного машинного отчета. К тому же суммирующий счетчик позволяет замерить число оборотов с высокой точностью, но при условии, что сам счетчик работает исправно, а записи его показаний и времени произведены правильно.

*Тахоскопы* представляют собой комбинацию суммирующего счетчика и секундомера. При присоединении наконечника тахоскопа к торцу вала одновременно со счетчиком включается и секундомер, который при отключении прибора от вала автоматически останавливается. По показанию счетчика и секундомера определяется среднее за время замера число оборотов в минуту.

По конструкции тахоскопы бывают: простые, с автоматическим включением и выключением счетного механизма, с импульсными счетчиками, бесконтактные. Они изготавливаются различными научно-исследовательскими институтами по своим разработкам.

*Тахометры* показывают моментальное значение частоты вращения двигателя. По принципу действия они разделяются на механические (центробежные), магнитоиндукционные и электрические. Механические тахометры бывают стационарные (установленные на двигателе) и ручные (переносные). Электротахометры бывают только стационарные.

Чаще всего на судах устанавливаются механические тахометры, погрешность их работы от 1 до 8%. Погрешность магнитоиндукционных тахометров 1,5—2%, они очень просты и надежны в эксплуатации, мало содержат деталей. К их недостаткам относятся зависимость показаний от изменения поля магнита.

Электрические тахометры имеют погрешность от 0,2 до 2%. Указатели электрических тахометров располагаются у поста управления, на мостике, в каютах и т. д.

*Ручные тахометры.* Наибольшее распространение из ручных тахометров получил магнитный тахометр типа ИО-30 (рис. 92). Он предназначен для эпизодического измерения вращающегося вала от 30 до 30 000 об/мин на трех диапазонах: от 30 до 300; от 300 до 3000 и от 3000 до 30 000 об/мин.

Принцип действия тахометра основан на измерении сил, возникающих в результате взаимодействия вращающегося магнитного поля постоянного магнита, которому передается вращение от вала агрегата, с индукционными токами, наведенными этим полем в сплошном металлическом корпусе.

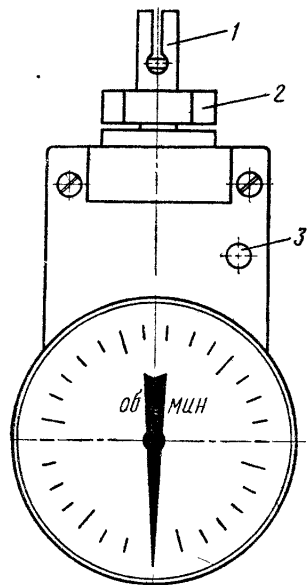


Рис 92 Ручной тахометр ИО-30

1 — выходной вал тахометра, 2 — поворотная головка для переключения диапазонов оборотов, 3 — кнопка для фиксации положения указательной стрелки

Переключение диапазонов оборотов производится путем поворота головки 2 выходного вала 1 тахометра. Продолжительность одного включения тахометра должна быть не более 4—5 сек. При переключении диапазонов измерения тахометр должен быть отключен от вращающегося вала агрегата. Если вращающийся вал агрегата расположен в малодоступном для выполнения отсчета показаний месте, то при подключении тахометра к вращающемуся валу стрелки его следует заарретировать (зафиксировать) путем нажатия кнопки 3. Затем тахометр отсоединяют от вращающегося вала и производят отсчет показаний стрелки по шкале тахометра.

Через каждые 250—300 включений тахометра необходимо производить смазку его подшипников путем добавления масла марки МВК-20 из резервуара, находящегося в футляре тахометра. Применение других масел не рекомендуется.

Для присоединения тахометра к вращающемуся валу различными способами к нему прилагается следующий комплект принадлежностей: стержень со штифтом, шкивок с наружным диаметром 32 мм и диаметром канавки 25 мм, конусный наконечник, наконечник с металлическим центром, наконечник с резиновым центром, скоба со шнуром.

Погрешность показаний тахометра в интервале температур окружающего воздуха от  $-10$  до  $+50^{\circ}\text{C}$  не более  $\pm 2\%$  от максимального значения шкалы в каждом диапазоне. Точность показаний ручного тахометра в значительной степени зависит от навыка работы с ним, степени соосности наконечника и вала двигателя, силы нажима, состояния соприкасающихся поверхностей.

Чтобы предотвратить проскальзывание наконечника в торце вала, он должен быть совершенно чистым, а резиновый наконечник тахометра покрыт мелом. Ручные тахометры должны своевременно подвергаться проверке.

Со временем точность показаний приборов уменьшается. Поэ-

тому в процессе эксплуатации счетчики и тахометры необходимо проверять ручным способом. Делается это следующим образом.

У двухтактных двигателей до 150 об/мин. и у четырехтактных до 300 об/мин можно производить отсчет непосредственно рукой с помощью секундомера. Для этого используются тяги лубрикаторов для смазки цилиндров, коромысло или толкатели выпускного клапана, которые совершают количество движений или качаний, равное частоте вращения двигателя, или имеют определенное передаточное число между валом двигателя и валом, приводящим эти механизмы в действие. Взявшись за них или положив на них руку, воспринимают их движение — «удары», которые и подсчитывают.

Включение секундомера и начало отсчета производят одновременно в момент нахождения детали в одном из крайних положений и касания руки. Причем отсчет необходимо производить с нуля, ибо с этого момента начинается отсчитываемый оборот и на отсчет «один» он заканчивается. В момент окончания отсчета при нахождении детали в том же крайнем положении выключают секундомер. Обычно считают число оборотов за одну минуту, но более точный замер должен быть произведен за 2—3 мин.

Иногда, наоборот, определяют время совершения, например 100 оборотов, а затем определяют частоту вращения по формуле

$$n = \frac{100 \cdot 60}{T} \text{ об/мин.},$$

где  $T$  — время, в течение которого совершаются 100 оборотов двигателя, сек.

## § 25. Замеры расхода топлива и масел

Часовой расход топлива является второй важной величиной после мощности, измеряемой в результате теплотехнических испытаний. От правильности их замера зависит удельный расход топлива, который является одним из главных показателей экономичности работы двигателя, правильности его регулировки и работы топливной аппаратуры.

Замер расхода топлива определяется по мерному баку, суммарному счетчику расхода топлива или расходной цистерне. Последний способ является наименее точным. Во всех способах измерения необходимо учитывать перепуск топлива от топливных насосов высокого давления, которое должно поступать снова в участок топливного трубопровода между счетчиком, мерным баком, расходной цистерной и двигателем или непосредственно в мерный бак или расходную цистерну, или должен замеряться отдельно, а затем вычитаться из общего расхода.

При замере расхода топлива по счетчику, гидростатическим, гидропневматическим или пневматическим приборам необходимо всегда проверять правильность полученных результатов расхода

топлива по ним, следовательно, и правильность работы таких приборов. Это достигается дублированием замера расхода топлива по другим имеющимся на судне приборам расхода топлива, например, расходной цистерне по мерным стеклам, а при отсутствии последних — с помощью футштока.

Перед производством замеров по расходной цистерне необходимо убедиться в правильности разбивки шкалы на мерных стеклах и соответствие объема цистерны путем замера ее геометрических размеров. Также должен быть проверен объем мерного бака между мерительными отметками.

В практике нередки случаи, когда нет такого соответствия. Иногда, например, при ремонте уменьшают или увеличивают объем расходной цистерны, а мерную шкалу оставляют старую, или после разборки и чистки мерных стекол мерную шкалу укрепляют неправильно и т. д.

Необходимо добиваться, чтобы на каждом судне были установлены суммарные счетчики расхода топлива или мерные баки, при наличии которых механик может правильно судить о работе двигателя, технически грамотно и экономично эксплуатировать его.

Рассмотрим различные способы измерения расхода топлива.

*Расход топлива по мерному баку.* Этому способу измерения отдают предпочтение многие дизелестроительные, судостроительные заводы и эксплуатационники. Он довольно точен, прост и не требует к себе большого внимания.

Конструкция мерного бака и схема его включения в топливный трубопровод двигателя показаны на рис. 93. Мерный бак состоит из трех объемов: верхнего, среднего и нижнего. Верхний

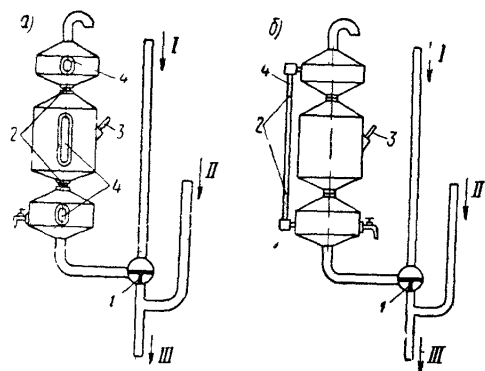


Рис 93. Установка мерного бака: а—с мерными стеклами между объемами, б—с общей стеклянной трубкой на высоту трех объемов 1—трехходовой кран, 2—мерные метки 3—термометр, 4—стекла, I—поступление топлива из расходной цистерны, II—перепуск топлива от ТНВД III—поступление топлива к двигателю

объем служит для того, чтобы успеть перевести работу двигателя с расходной цистерны на мерный бак и сделать отсчет времени секундомером на начало расхода топлива. Средний объем — мерный. Нижний объем служит для того, чтобы после замера времени расхода топлива между мерительными отметками можно было успеть перевести работу двигателя на расходную цистерну и не остановить двигатель. Верхний и нижний объемы мерного бака вмещают примерно по 5—7 л.

Мерный бак устанавливается ниже расходной цистерны, чтобы

он мог заполниться топливом самотеком, и выше или ниже топливозоподкачивающего насоса.

Мерный бак наполняют топливом путем включения его последовательно или в параллель с основным топливным трубопроводом. После того как он наполнится, работу двигателя переводят на топливо из мерного бака. За расходом топлива в мерном баке следят по его уровню в стеклянной трубке, соединяющей верхний и нижний объемы. Замеры топлива производятся между двумя мерными отметками, которые нанесены на стеклянной трубке, находящейся на уровне перемычек между объемами бака, что способствует более точному замеру топлива при качке судна. Объем между мерными отметками точно выверен.

Отсчет времени начинается с момента, когда топливо проходит верхнюю мерительную отметку на стеклянной трубке, и заканчивается при проходе топлива через нижнюю отметку.

Соответственно мерным отметкам на перемычках должны быть сделаны дублирующие отметки на случай, если стеклянная трубка будет разбита. Тогда после ее замены мерные отметки легко переносятся с перемычек на трубку.

Конструкция мерного бака с общей стеклянной трубкой, соединяющей верхний и нижний объемы (рис. 93, б), более рациональна, так как она обеспечивает непрерывный контроль за понижением или повышением уровня топлива в мерном баке и дает возможность своевременно приготовиться к фиксации начала и конца замера расхода топлива или прекращения его наполнения.

Необходимо на всех теплоходах, как с индицируемыми, так и с индицируемыми двигателями, всегда устанавливать мерные баки, которые должны удовлетворять следующим требованиям: бак устанавливается в доступном, удобном для работы и освещенном месте; объем мерного бака должен обеспечивать работу двигателя на номинальной мощности не менее 3—5 мин, расход топлива при помощи мерного бака замеряется одним человеком; объем между мерительными отметками должен быть точно выверен и указан на самом баке, а также занесен в перечень объемов цистерн и в формуляр двигателя. Мерительные отметки должны быть четко обозначены; мерный бак должен иметь простую конструкцию и состоять из трех объемов (предохранительных — верхнего, нижнего и мерного, расположенного по середине); мерительные отметки мерного бака должны быть хорошо видны и находиться на уровне человеческого роста; мерный бак имеет термометр для замера температуры топлива и кран в нижней части для тарировки мерного бака путем слива или для взятия пробы топлива; система для измерения расхода топлива должна иметь минимальное количество клапанов и кранов, включение мерного бака должно быть простым и быстрым.

Обычно мерные баки устанавливаются отдельно на главный и вспомогательные двигатели. Если мерный бак является для них общим, то топливоизмерительная система усложняется.

Перед началом замера расхода топлива необходимо тщательно

ознакомиться с топливной и топливоизмерительной системами по чертежу, а затем непосредственно в машинном отделении. Следует изучить, где и какие установлены клапаны и пробки, как они переводятся во время заполнения мерного бака и при переводе работы двигателя с мерного бака.

Если на судне нет мерного бака и суммарного счетчика расхода топлива, то теплотехническая партия перед рейсом устанавливает переносный мерный бак. Лучше всего для проведения теплотехнических испытаний иметь переносный мерный бак с двумя мерительными объемами, один из которых рассчитан на полную мощность двигателя, а другой — для малого хода и для испытания вспомогательных двигателей. В противном случае приходится долго ожидать окончания замера. Целесообразно проводить несколько замеров, которые покажут более точный результат. В этом случае один мерный объем изготавливается на 20—25 л, а второй на 10—15 л. Переносный бак желательно изготавливать из легкого материала, чтобы он был как можно легче. Такой бак с помощью резинового шланга с фланцем и трехходового крана подсоединяют к основному топливному трубопроводу в каждом конкретном случае по-своему.

В настоящее время некоторые судостроительные заводы стали вместо мерных баков общепринятой конструкции (см. рис. 93) применять мерные баки без разделения их на три объема и без измерительных конусов, т. е. баки сплошной цилиндрической конструкции высотой 2—3 м и диаметром 20—30 см. На боковой поверхности их на всю высоту сделаны мерные стекла.

Появление мерных баков новой конструкции вызвано увеличением мощности главных двигателей и часового расхода топлива, для измерения которого необходимы мерные баки большого объема. Они сложны в изготовлении и затруднительны в тарировке. В отличие от обычной конструкции мерных баков их называют топливными ресиверами, ибо своим внешним видом они напоминают продувочный ресивер двигателя. Топливные ресиверы установлены, например, на судах типа «Пятидесятилетие комсомола» и «Вытегралес».

Способ подключения топливных ресиверов и принцип измерения расхода топлива аналогичны мерному топливному баку. Измеряемый объем расхода топлива засекается и отсчитывается между любыми двумя отметками, объемы которых указаны на мерном стекле.

Время расхода топлива замеряется секундомером. Замеры необходимо проводить 3—5 раз. Часовой расход топлива  $G$  определяется по формуле

$$G = \frac{V \cdot \gamma \cdot 3600}{T} \text{ кг/ч,}$$

где  $V$  — объем мерного бака между мерными отметками, л;

$\gamma$  — удельный вес топлива при температуре его в мерном баке за время измерения, кг/дм<sup>3</sup>;

$T$  — время опорожнения мерного объема (между мерительными отметками), сек; устанавливается как среднее арифметическое между несколькими замерами.

Удельный вес топлива принимается по паспорту полученного топлива, если топливо одной марки, с поправкой на температуру топлива в мерном баке.

Если топливо представляет собой смесь двух марок, например моторного и дизельного, или одну марку (двух приемок), но с большим расхождением удельных весов и неизвестно их количественное соотношение, то удельный вес определяется с помощью ареометра по пробе, взятой из мерного бака, непосредственно в машинном отделении или в теплотехнической лаборатории. В этом же случае по отобранной пробе в теплотехнической лаборатории определяется калорийный эквивалент для перевода натурального топлива в условное.

При отличии температуры топлива от паспортной (20°C) удельный вес определяется по формуле

$$\gamma_t = \gamma - K(t_t - 20) \text{ кг/дм}^3,$$

где  $\gamma$  — удельный вес топлива по паспорту, кг/дм<sup>3</sup>;

$t_t$  — температура топлива, °C;

$K$  — температурная поправка удельного веса топлива на 1°C, которая принимается из табл. 32.

Способ определения расхода топлива по мерному баку при отсутствии утечек топлива наиболее точен и дает погрешность замера  $\pm 0,1\%$ .

В технических расчетах обычно удельный вес вещества  $\gamma$  приравнивается к его плотности  $\rho$ . Они имеют и одну размерность: г/см<sup>3</sup>, кг/дм<sup>3</sup>, кг/л; т/м<sup>3</sup>. Для наиболее точных расчетов  $\gamma = \rho \cdot g$ , где  $g$  — ускорение свободно падающего тела.

Таблица 32

Таблица температурных поправок

Удельный вес топлива, кг/дм <sup>3</sup>	Температурная поправка на 1°C	Удельный вес топлива, кг/дм <sup>3</sup>	Температурная поправка на 1°C
0,7500—0,7599	0,000831	0,86000—0,8699	0,000686
0,7600—0,7699	0,000818	0,8700—0,8799	0,000673
0,7700—0,7799	0,000805	0,8800—0,8899	0,000660
0,7800—0,7899	0,000792	0,8900—0,8999	0,000647
0,7900—0,7999	0,000778	0,9000—0,9099	0,000633
0,8000—0,8099	0,000765	0,9100—0,9199	0,000620
0,8100—0,8199	0,000752	0,9200—0,9299	0,000607
0,8200—0,8299	0,000738	0,9300—0,9399	0,000594
0,8300—0,8399	0,000725	0,9400—0,9499	0,000581
0,8400—0,8499	0,000712	0,9500—0,9599	0,000567
0,8500—0,8599	0,000699		



**Замер расхода топлива по счетчику.** Счетчики предназначены для измерения объемных количеств нефтепродуктов. По своему устройству и способу действия они отличаются друг от друга. Одни счетчики устанавливаются параллельно с основным топливным трубопроводом, другие включаются непосредственно в основную магистраль.

Выбор марки зависит от сорта, вязкости, часового расхода, рабочего давления и температуры измеряемого нефтепродукта, а также габаритов и веса счетчика. Для судовых нужд можно рекомендовать шестеренчатый счетчик типа 2-СВШС-25. Погрешность его составляет  $\pm 0,3-0,5\%$ .

Недостатком счетчиков является то, что их необходимо тарировать, а это делают только специальные мастерские, которые имеются не во всех портах. На малых режимах точность измерения значительно понижается.

**Определение расхода топлива по гидростатическим и гидропневматическим приборам.** Принцип действия этих приборов следующий. В зависимости от количества топлива в расходной цистерне на датчике, установленном в нижней части цистерны, будет разное гидростатическое давление топлива. Датчик передает это давление по трубкам, заполненным жидкостью или воздухом, на прибор в пост управления силовой установки. Шкала прибора градуирована в  $m^3$  и оттарирована на соответствие количества топлива в цистерне его давлению. Подобные приборы установлены, например, на танкерах типа «Певек» и «Алтай», на теплоходах типа «Пионер».

Практика пользования такими приборами во время теплотехнических испытаний для замера часового расхода топлива показала, что они дают значительные погрешности измерения, достигающие до 200 кг/ч. На точность их показаний действует крен и дифферент судна, качка. Неудобно ими пользоваться для замера расхода топлива и при работе двигателя на малых нагрузках, так как из-за небольшого расхода топлива приходится значительно увеличивать длительность опыта. Цена деления шкал приборов очень мелкая, к тому же чувствительность их также недостаточна, что снижает точность замера.

В дополнение к этим приборам необходимо предусматривать в топливной системе мерный бак или счетчик расхода топлива.

**Теплота сгорания топлива.** Известно, что одинаковые количества различных твердых и жидких топлив при сгорании выделяют различные количества тепла, что зависит от количества содержащихся в единицах их массы горючих элементов: углерода, водорода, серы.

Количество тепла, которое выделяется при полном сгорании единицы массы топлива (например, 1 кг), называется теплотой сгорания топлива. Она является основной характеристикой качества топлива и выражается в ккал/кг. Различают высшую и низшую теплоту сгорания.

**Высшей теплотой сгорания топлива** называется количество теп-

лоты, выделяющегося при полном сгорании 1 кг топлива, с последующим охлаждением продуктов сгорания до температуры конденсации водяных паров и использованием теплоты конденсации. **Низшей теплотой сгорания топлива** называется количество теплоты, выделяющегося при сгорании 1 кг топлива без использования теплоты конденсации паров. Теплота этих паров уносится с выходящими газами в двигателях внутреннего сгорания и с уходящими газами котлов.

Для тепловых расчетов используют величины теплоты сгорания, отнесенные к рабочей массе топлива, которые обозначаются: высшая  $Q_v^p$  и низшая  $Q_n^p$ .

Для того чтобы можно было осуществлять сравнение норм расхода топлива энергетических установок, подсчет фактического расхода топлива, количественную и качественную сравнительную оценку работы однотипных и различных двигателей судов при работе их на топливе, имеющем различную теплоту сгорания т. п., введено понятие **условное топливо**, теплота сгорания которого принята равной 7000 ккал/кг.

Для перевода натурального топлива в условное и наоборот пользуются так называемыми калорийными топливными эквивалентами  $\mathcal{E}$ , представляющими собой отношение низшей теплоты сгорания натурального топлива  $Q_n^p$  к теплоте сгорания условного топлива:

$$\mathcal{E} = \frac{Q_n^p}{7000}.$$

Определение количества условного топлива  $V_{усл}$  по известному количеству натурального топлива  $V_{нат}$  производится по формуле

$$V_{усл} = \mathcal{E} V_{нат}.$$

В табл. 33 приведены калорийные эквиваленты жидких топлив, применяющихся на флоте (на сухую массу), рекомендованные Центральным статистическим управлением и ЦНИИМФом.

При наличии в топливе воды калорийный эквивалент вычисляется по формуле

$$\mathcal{E}' = \left(1 - \frac{W^p}{100}\right) \mathcal{E} - \frac{6W^p}{7000},$$

где  $\mathcal{E}'$  — калорийный эквивалент с учетом содержащейся в топливе воды;

$W^p$  — содержание воды в рабочем топливе, %.

**Использование номограмм при применении топлива.** Во время проведения теплотехнических испытаний и в процессе эксплуатации энергетических установок широко пользуются номограммами, характеризующими применение топлива. Рассмотрим наиболее часто применяемые номограммы.

**Номограмма вязкость — температура.** Топливо, перед тем как будет сожжено в двигателе или котле, подвергается соответствующей



## Калорийные эквиваленты

Сорт топлива	ГОСТ или МРТУ	Калорийный эквивалент
<b>Отечественные</b>		
Дизельное	ГОСТ 305—32	1,45
Моторное ДТ	ГОСТ 1667—68	1,43
Моторное ДМ	ГОСТ 1667—68	1,43
Нефтяное газотурбинное	ГОСТ 10433—63	1,40
Экспортный мазут +10	МРТУ 12Н	1,40
Флотские мазуты	41—63	1,38
Топочный мазут 40	ГОСТ 10585—63	1,38
<b>Импортные</b>		
Marine fuel oil	—	1,38
Thin fuel oil	—	1,43
Marine diesel oil	—	1,43
Gas oil	—	1,45

щей подготовке, заключающейся в поддержании необходимой вязкости на пути его следования из танков к потребителю, в очистке от механических примесей, серы и воды.

Изменение вязкости топлива достигается путем его подогрева. Зависимость вязкости топлива от температуры приведена на номограмме (рис. 94). На этой номограмме по оси ординат дается вязкость в различных единицах измерения. По оси абсцисс расположена температура в градусах Цельсия или Фаренгейта. Наклонные прямые выражают в логарифмических координатах зависимости вязкости от температуры топлива.

Определение температуры подогрева топлива для проведения с ним различных операций (перекачивание, сепарация, подготовка к сжиганию) производится следующим образом. Находят точку, соответствующую паспортной вязкости и температуре, и через нее проводят прямую параллельно базовым наклонным прямым. Эта прямая будет выражать графическую зависимость вязкости данной партии топлива от его температуры.

Например, требуется определить, до какой температуры необходимо подогреть топливо, если оно должно подаваться для сжигания в двигателе при 2°Е. Проводим на номограмме горизонтальную прямую, соответствующую 2°Е, до пересечения с ранее проведенной наклонной прямой, выражающей зависимость вязкости данной партии топлива от температуры. Вертикальная прямая, проведенная через точку пересечения наклонной с горизонтальной линией, покажет, до какой температуры необходимо нагреть топливо.

Данная номограмма позволяет определять температуру подогрева топлива для перекачивания его различными типами насосов, для сепарации, для впрыска в двигатель или котел, на ней

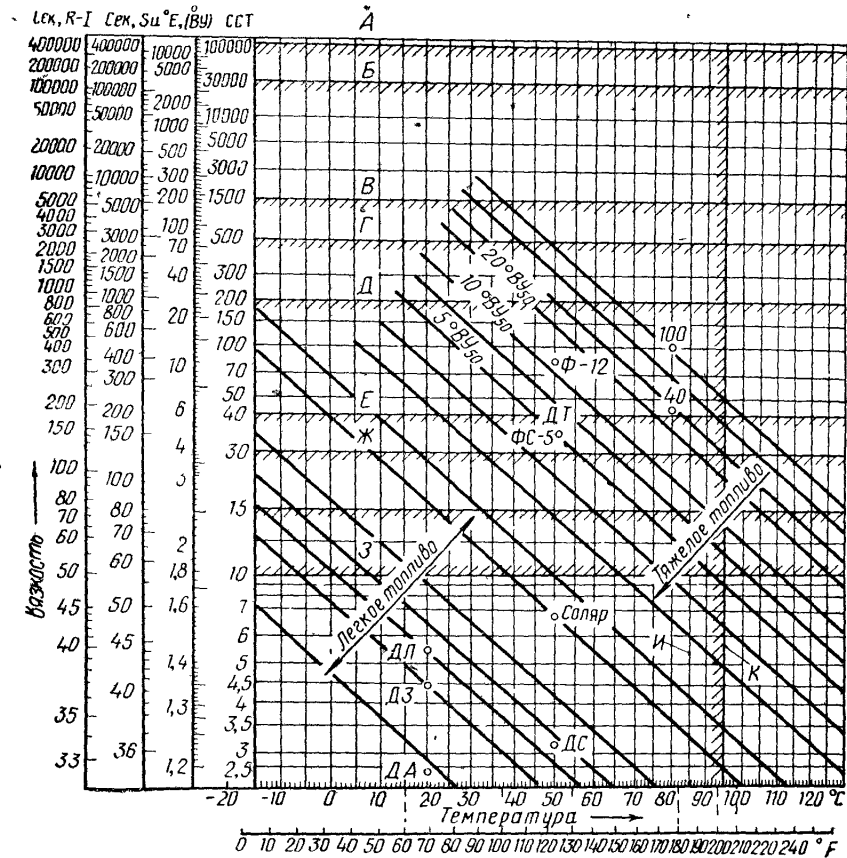


Рис. 94. Номограмма зависимости вязкости топлива от температуры подогрева:

А—граница затвердевания; Б—предел текучести. Верхние границы вязкости топлива: В—при перекачивании винтовыми и шестеренчатыми насосами; Г—при перекачивании поршневыми и скальчатыми насосами; Д—при перекачивании центробежными насосами; Е—при сепарации; Ж—при впрыске в цилиндр двигателя; З—область, соответствующая наименьшей вязкости топлива при впрыске в цилиндр двигателя; И—температура сепарации (85°С); К—верхний предел температуры подогрева топлива в открытой системе (Нанесенные точки марок топлива даны ориентировочно, их необходимо для каждой конкретной партии топлива уточнять по паспорту, вместо 2,5 сст, указанного на номограмме, брать 2,8 сст)

указаны границы этих операций. Она позволяет переводить вязкость из одной системы в другую.

Номограмма для определения вязкости смесей нефтепродуктов. В практике испытаний и эксплуатации силовых установок часто применяется смесь двух видов топлива. Поэтому, чтобы можно было пользоваться, например, номограммой вязкость — температура и решать по ней необходимые задачи, надо знать, какая

будет вязкость такой топливной смеси. Для этого пользуются номограммой вязкости смеси нефтепродуктов (рис. 95).

Данная номограмма построена следующим образом. По оси ординат, справа и слева номограммы отложены значения вязкости в градусах Энглера. Ось абсцисс разбита на 100 равных частей и определяет процентное соотношение смешиваемых нефтепродуктов. Слева на номограмме приведена шкала перевода кинематической вязкости в сантистоксах в градусы Энглера.

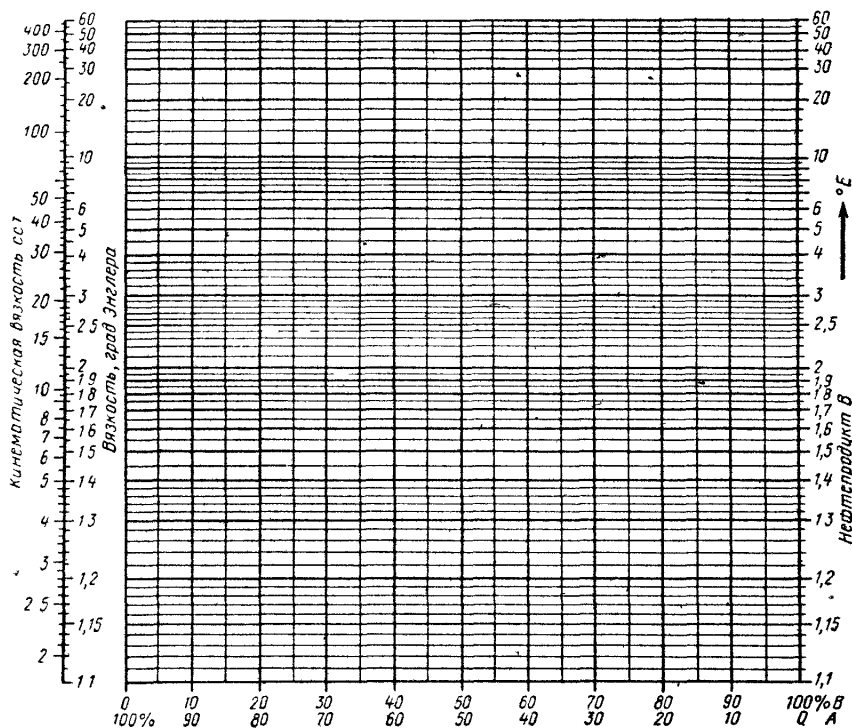


Рис. 95. Номограмма для определения вязкости смесей нефтепродуктов

Номограммой пользуются следующим образом. Например, необходимо определить вязкость смеси двух нефтепродуктов А и В, смешанных в соотношении 40 и 60%. Нефтепродукт А имеет вязкость 1,2°Е, нефтепродукт В — 4,5°Е. Вязкости нефтепродуктов берутся при одной и той же температуре. Слева на номограмме по оси ординат находим вязкость нефтепродукта А, равную 1,2°Е. Справа на номограмме по оси ординат находим значение вязкости 4,5°Е нефтепродукта В. Соединяем эти точки прямой линией. На оси абсцисс находим значение процентного соотношения количества смешанных нефтепродуктов, причем верхние значения даны для нефтепродукта В, нижние — для нефтепродукта А. Точка пересечения вертикальной линии, соответствующей процентному соотношению смешанных нефтепродуктов, с проведенной ранее

ямой линией и определим значение вязкости смеси, которое в этом примере будет равно 1,94°Е.

По данной номограмме можно также определять процентное соотношение двух нефтепродуктов для получения смеси заданной вязкости, если известны их вязкости в отдельности. Эта задача решается в порядке, обратном ранее рассмотренному примеру.

Номограмма позволяет определять вязкость смесей как топлив и масел, причем вязкость смешиваемых нефтепродуктов должна быть приведена к одной температуре. Известно, что по ГОСТу вязкость дизельного топлива приводится при 20°С, а вязкость морского топлива при 50°С. Вязкость дизельных масел по ГОСТу берется при 100°С, а моторных — при 50°С. Поэтому, чтобы пользоваться номограммой, необходимо, если смешивается дизельное и моторное топливо, привести их вязкость или к 50°С, или к 20°С, или к какой-либо другой температуре. Точно так же необходимо поступать и с маслами.

Приведение вязкости топлив к данной температуре можно произвести по номограмме «вязкость — температура», однако пользоваться ею для масел не рекомендуется, так как можно допустить значительную ошибку.

Номограмма изменения плотности нефтепродукта в зависимости от температуры. При определении расхода топлива на двигатель или котел, при определении количества принятого топлива при бункеровке или имеющегося на судне необходимо знать его плотность (удельный вес) в зависимости от его температуры.

Плотность нефтепродуктов при любой температуре можно определить по приведенной ранее формуле

$$\gamma_T = \gamma - K(t_T - 20) \text{ г/см}^3.$$

Однако эта задача проще решается с помощью номограммы изменения плотности нефтепродуктов в зависимости от температуры (рис. 96). Она построена следующим образом. Ось ординат определяет плотность нефтепродуктов (в г/см<sup>3</sup>), а ось абсцисс — температуру топлива от 0 до 140°С. Базовые наклонные прямые соответствуют плотности нефтепродуктов в зависимости от температуры с исходной плотностью при 20°С. Промежуточные значения определяются путем интерполяции.

Порядок пользования номограммой можно проследить по следующему примеру.

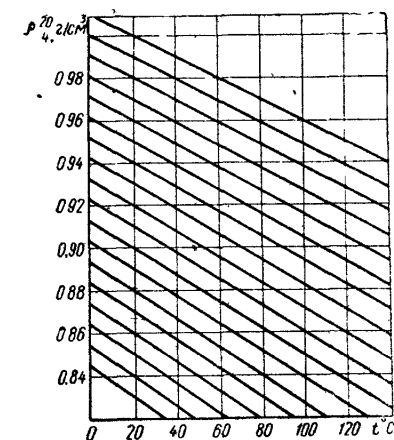


Рис. 96. Номограмма изменения плотности нефтепродукта в зависимости от температуры

Необходимо определить, какая плотность флотского мазута Ф-5 будет при его подогреве до 70°C, если по паспорту при 20°C его плотность равна 0,924 г/см<sup>3</sup>. На номограмме находим точку, которая соответствует плотности топлива при 20°C, затем через нее проводим наклонную прямую параллельно базовым прямым. Точка пересечения этой наклонной прямой с вертикальной прямой, соответствующей 70°C, определит плотность топлива при 70°C. В нашем примере эта плотность равна 0,882 г/см<sup>3</sup>.

**Расход масла.** Каждому судну задаются нормы расхода масла на ходу, при маневрах, на средний и малый ход, при стоянке судна с грузовыми операциями и без них.

Чтобы определить общий расход масла по судну на ходу, измеряют наличие масла во всех расходных и запасных цистернах, в сточной цистерне главного двигателя, в картерах дизель-генератора на начало рейса (перехода) на ходу или на стоянке перед отходом, когда судно загружено или в балласте. Желательно масло замерять через каждые сутки за весь переход и следить при этом, чтобы крен и дифферент были постоянными. Разность между общим количеством масла на начало и конец перехода, поделенная на время перехода, дает суточный или часовой его расход.

Кроме того, определяется удельный расход цилиндрического масла на главный и вспомогательный двигатели. Удельный расход цилиндрического масла определяется при номинальной мощности и номинальном числе оборотов при работе двигателя на передний ход по формуле

$$g_e = 60000 \frac{Q n t}{N_{ен} m(k_2 - k_1)} \text{ г/э. л. с. ч.},$$

или

$$g_e = 1000 \frac{Q_i}{N_{ен} m t} \text{ г/э л. с. ч.},$$

где  $Q$  — вес масла, израсходованного за время испытания из одного лубрикатора, кг;  $Q = \gamma V$ ;

здесь  $\gamma$  — удельный вес цилиндрического масла, г/см<sup>3</sup> (кг/дм<sup>3</sup>);

$V$  — объем масла, израсходованного за время замера, см<sup>3</sup> (дм<sup>3</sup>, л);

$n$  — номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

$i$  — число цилиндров двигателя;

$m$  — количество цилиндров, обслуживаемых одним лубрикатором;

$N_{ен}$  — номинальная мощность двигателя, э. л. с.;

$k_1$  и  $k_2$  — частота вращения двигателя по суммирующему счетчику на начало и конец замера, об/мин;

$t$  — время замера расхода цилиндрического масла, ч.

Если удельный расход цилиндрического масла определяется на режиме, отличном от номинального, в приведенные формулы не-

обходимо подставить значения  $N_e$  и  $n$ , развиваемые на этом режиме.

Объемный или весовой расход цилиндрического масла замеряется путем залива определенного объема масла в лубрикатор (отмечается уровень на нем перед и после долива) и определением времени его расхода, или наоборот, вначале замечается расход определенного количества масла, а его объем замеряется путем слива масла мерным сосудом.

Определенный удельный расход цилиндрического масла сравнивается с рекомендованным заводом-строителем. В случае значительного отклонения определенного удельного расхода цилиндрического масла от рекомендованного выясняют его причины.

На главном двигателе замеры цилиндрического масла необходимо производить на режимных опытах, минимум по три замера запыт. На дизель-генераторе — отдельно с грузооперациями, без них или при нагрузочных испытаниях.

Помимо замера часового расхода цилиндрического масла, рекомендуется произвести замер количества капель в минуту, подаваемых на каждую смазочную точку на полной нагрузке (двигателя), и сравнить его с рекомендованной заводом-дизелестроителем.

Расход циркуляционного масла на смазку главного двигателя измеряют по футштоку в сточной цистерне, а затем определяют по имеющимся на судне таблицам.

Для определения расхода циркуляционного масла на дизель-генератор измеряют наличие масла в картере мерным щупом на начало перехода (лучше всего при неработающем дизель-генераторе) и через двое-трое суток. Объем израсходованного масла определяют путем долива масла тарированным сосудом до первоначальной отметки.

На основании натуральных замеров, анализа расхода масла по месячным машинным отсчетам и учета данных дизелестроительных заводов по расходу масла устанавливаются нормы общего расхода масла на силовую установку на ходу и на стоянке. На ходу норма расхода масла задается в кг/ч или в г/и. л. с. ч. на об/мин. Для среднего хода принимается 75% расхода масла от нормы полного хода, для малого хода и для маневров — 50% от нормы полного хода. На стоянку судна норма расхода масла задается в кг/сутки отдельно для стоянки с грузооперациями и без них.

## § 26. Измерение скорости судна

Одной из важных величин, определяемых во время нормировочных испытаний судна, является техническая скорость судна. Техническая скорость судна — это его скорость при удовлетворительном техническом состоянии силовой установки, корпуса и винта, нормальных гидрометеорологических условиях, отсутствии течений, соответствующая заданной судну мощности при полной посадке в грузу и при переходе в балласте.

Скорость судна определяется относительно воды следующими способами: по лагу, по промеренному на морской навигационной карте расстоянию, на мерной миле, с помощью сбрасываемых с судна поплавков или по плавающим предметам.

**Определение скорости по лагу.** В практике судовождения наибольшее распространение получили способы определения скорости судна по лагу. Современные лаги измеряют скорость судна и пройденное расстояние не относительно поверхности земли, а относительно воды, которая может перемещаться, т. е. приборы дают относительное расстояние. Перемещение судна под действием течения лаги не учитывают. Идея создания абсолютного лага существует давно, но создать прибор, дающий пройденное расстояние относительно поверхности земли, пока не удалось.

Пройденное расстояние лаг измеряет в милях.

Лег не дает абсолютно точных показаний пройденного расстояния относительно воды. Эта ошибка зависит от типа лага и скорости судна, она определяется опытным путем для различных скоростей и вводится в показания как поправка или коэффициент лага. Поправка лага не остается постоянной и изменяется с течением времени работы лага. В связи с этим определять ее значения нужно как можно чаще. Наиболее точно поправка лага определяется на мерной миле.

Пройденное расстояние на счетчике лага необходимо отсчитывать строго по секундной стрелке часов на начало и конец замера. Скорость определяется как разность отсчетов показаний счетчика пройденного пути в милях, деленная на время замера. Размерность скорости — *миль/ч* или узлы.

Лаги делятся на донные и забортные. Обычно скорость определяют по донному лагу, а в случае неисправности или для проверки его показаний применяют забортные лаги. Донные лаги бывают гидромеханические и гидравлические.

Забортные лаги бывают механические и электромеханические. Часто возникают ошибки в их применении. Поэтому рассмотрим их более подробно.

Отечественная промышленность выпускает механические забортные лаги двух марок: ЛЗМ для скоростей от 5 до 15 узлов и ЛЗБ для скоростей до 25 узлов (рис. 97). Эти лаги отличаются один от другого передаточным числом в системе зубчатых колес счетчиков, а также особенностями устройств вертушек (угла наклона перьев вертушки к оси). Забортные механические лаги построены на принципе измерения пройденного расстояния.

На показания лага оказывает существенное влияние длина лаглиня. При укороченном лаглине лаг показывает расстояние менее пройденного, при удлиненном — более пройденного. Для большинства судов с нормальными обводами практикой установлена зависимость длины лаглиня от скорости хода судна (табл. 34). Для маломерных судов со сравнительно небольшой скоростью хода длину лаглиня принимают равной примерно двум длинам судна.

Зависимость длины лаглиня от скорости судна  
(средняя для большинства судов)

Скорость, узлы	12	15	18	20	25
Длина лаглиня, м	70	90—100	110—120	130—140	180—200

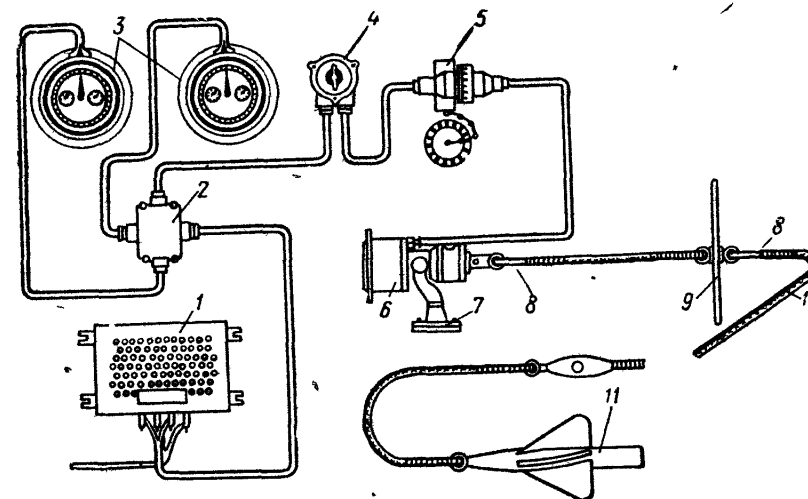


Рис. 97. Общая схема лага ЛЗБ (ЛЗМ)

1—коробка переменного сопротивления, 2—распределительная коробка, 3—электрические счетчики (репитеры), 4—выключатель, 5—штепсельная коробка, 6—гакабортный механический счетчик; 7—башмак, 8—гак, 9—маховик, 10—лаглинь; 11—вертушка с соединительной грушей

На лесовозах польской постройки типа «Беломорсклес», оборудованных электромеханическими забортными лагами типа LGE-6, инструкция рекомендует применять следующую длину лаглиня в зависимости от скорости хода (табл. 35).

Таблица 35

Зависимость длины лаглиня от скорости судна типа «Беломорсклес»

Скорость, узлы	12	14	16	18
Длина лаглиня, м	70—80	80—90	90—110	110—130

Рекомендации по использованию забортного лага до употребления лаглинь должен быть в избытке смочен во-

дой, а потом следует определить его длину. Для получения точных показаний лага можно пользоваться двумя лаглинями с разными откорректированными длинами: коротким для загруженного судна и длинным — для судна в балласте; местом установки счетчика лага является фальшборт в кормовой части главной палубы или же стрела на ходовом мостике.

Конструкция стрелы должна обеспечить положение винтового веретена вне кильватера судна, а также свободное вращение маховика лага. Выпускать лаглинь следует с подветренной стороны, иначе его будет заносить в кильватерную струю и на показания лага будет влиять водяной поток от гребного винта;

необходимо сличать показания счетчиков и репитеров.

**Определение скорости судна по промеренному на морской навигационной карте расстоянию.** Этим способом пользуются при плавании вблизи берегов. Для определения скорости пользуются двумя береговыми ориентирами (маяками, мысами, буями) или двумя обсервованными точками, расстояние между которыми измеряется на навигационной карте.

Чтобы повысить точность этого способа, расстояние между двумя ориентирами должно быть не менее 10 миль, судно должно выдерживать строго определенный курс, и рыскание его на курсе должно быть минимальным. Время прохождения судном ориентиров фиксируется с помощью судового пеленгатора, установленного перпендикулярно курсу судна, а не его диаметральной плоскости, как это иногда делается. Определение скорости судна по обсервованным точкам менее точно, чем по двум береговым ориентирам.

Сняв с карты расстояние между двумя береговыми ориентирами или двумя обсервованными точками, необходимо их сравнить с расстоянием, пройденным по лагу. В случае их значительного расхождения судоводитель должен повторить наблюдения. Если это расхождение остается, надо установить его причины, учитывая возможность действия течения и погрешности в поправке лага.

Необходимо всегда анализировать взаимное расположение обсервованных точек относительно линии курса (пути), проложенной на карте. Если линия, соединяющая эти точки и дающая фактическое перемещение судна, не будет параллельна линии курса (пути), проложенной на карте, необходимо, проверив наблюдения, постараться установить причины полученного расхождения. В этом случае можно ожидать влияния погрешности в поправке компаса или поправки на дрейф, а также влияния течения.

Получение обсервованной точки на курсе, особенно после длительного отсутствия определений, не может служить доказательством ее надежности. Хорошим средством контроля определения места судна является измерение глубин моря эхолотом при плавании в районе с глубинами 100—150 м.

Необходимо всегда за опыт производить не менее трех определений скорости между разными береговыми ориентирами или об-

сервованными точками. При определении скорости судна любыми способами вахтенному штурману дается для заполнения таблица наблюдений на мостике (см. приложение 2).

**Определение скорости судна на мерной миле.** Этот способ определения скорости судна самый точный, он аналогичен вышеописанному. Направление и длина мерной мили определяются береговыми створными знаками. Створ 1 (рис. 98), называемый *ведущим*, указывает направление (курс), которым должно следо-

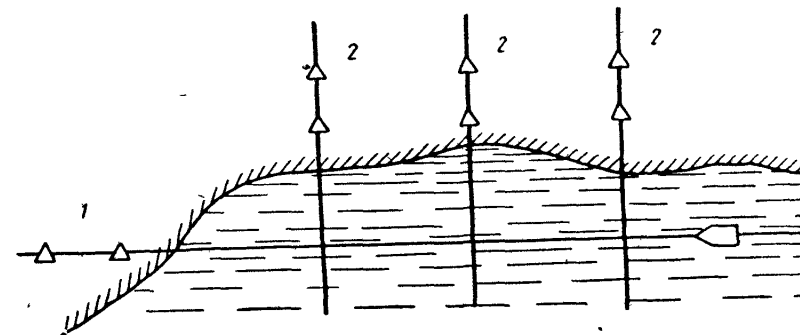


Рис. 98. Мерная миля

вать судно. С помощью ряда других створов 2, расположенных перпендикулярно ведущему на участке длиной в 3—10 миль и называемых *секущими*, делается отметка длины мерной мили. Расстояние между секущими створами точно известно. По времени прохождения расстояний между секущими створами определяется скорость судна. Мерные мили описаны в лоциях.

При нормальных гидрометеорологических условиях, отсутствии течения и достаточных глубинах этот способ дает наиболее точные результаты (одновременно на мерной миле проверяют работу лага и устанавливают его поправку). При этом могут быть следующие случаи.

1. Если на мерной миле нет течения, то скорость судна определяется по формуле

$$v_d = v = \frac{3600s}{t},$$

де  $v_d$  и  $v$  — скорость судна соответственно относительно воды и относительно грунта, узлы;

$s$  — расстояние между секущими створами, мили;

$t$  — время пробега, сек.

2. Если на мерной миле действует постоянное течение  $v_t$  и направление его совпадает с направлением ведущего створа, то время попутного пробега будет  $t_1 < t$ , а обратного  $t_2 > t$ . Причем ни при попутном, ни при обратном пробегах скорость относительно грунта не будет равна скорости относительно воды:

$$v \neq v_d.$$

Для определения скорости судна относительно воды, развиваемой двигателем при данной частоте вращения, необходимо сделать два пробега в противоположных направлениях и составить два уравнения:

$$\text{для попутного пробега } s = (v_n + v_r) \cdot t_1;$$

$$\text{для обратного пробега } s = (v_n - v_r) \cdot t_2.$$

Решая эти два уравнения, получим скорость относительно воды при данной средней частоте вращения (*об/мин*):

$$v_n = s \frac{t_2 + t_1}{2t_1t_2}.$$

Если  $v_n$  нужно получить в узлах, а  $s$  дано в милях,  $t$  в секундах, формула примет вид

$$v_n = \frac{3600(t_2 + t_1)}{2t_1t_2} s.$$

Попутно можно определить скорость течения на мерной миле:

$$v_r = s \frac{t_2 - t_1}{2t_1t_2};$$

$$v_r = \frac{3600s(t_2 - t_1)}{2t_1t_2}.$$

Среднюю частоту вращения, соответствующую скорости судна, получим как среднее арифметическое из частот вращения на двух пробегах:

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2}.$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — частота вращения двигателя соответственно на попутном и обратном пробегах.

4. Если течение непостоянно, но скорость его меняется равномерно, а направление близко к направлению ведущего створа, делают три пробега: два в одном направлении и один в обратном. Скорость в попутном пробеге

$$v_1 = \frac{3600s}{t_1},$$

в обратном

$$v_2 = \frac{3600s}{t_2},$$

а во втором попутном направлении

$$v_3 = \frac{3600s}{t_3}.$$

Скорость судна по лагу определяется как среднее из результатов трех пробегов (с удвоенной величиной скорости среднего пробега):

$$v_n = \frac{v_1 + 2v_2 + v_3}{4}.$$

Аналогично для оборотов

$$n = \frac{n_1 + 2n_2 + n_3}{4}.$$

4. При приливно-отливных течениях рекомендуется делать шесть пробегов — три до наступления полной воды и три — после. По трем пробегам определяют средневзвешенную скорость до и после полной воды. Затем рассчитывают среднюю из двух полученных

5. Если течение постоянное и направление его не совпадает с направлением ведущего створа, а составляет какой-то угол, то в этом случае скорость определяется векторно-аналитическим способом (указан в учебниках по навигации).

Испытания проводят минимум на трех режимах работы: полном, среднем и малом ходах для судна в грузу и отдельно в балласте.

**Определение скорости с помощью сбрасываемых с судна поплавков.** Способ применим для сравнительно тихоходных и длинных судов. Их скорость не должна превышать 15 узлов при длине судна не менее 100 м.

Для измерения скорости на носу и на корме судна перпендикулярно его диаметральной плоскости устанавливаются створы в виде доски или рейки, вдоль которых смотрят два наблюдателя. Расстояние между створами тщательно измеряется. Кормовой створ не должен находиться близко к корме, чтобы поплавок не попал в зону действия гребного винта.

Замер производится следующим образом. С носа судна бросают поплавок на расстоянии 10—20 м от борта. При прохождении поплавок через носовой створ первый наблюдатель включает свой секундомер и подает знак любым способом (телефон, звонок, свет, взмах руки и т. д.) второму наблюдателю, который также включает свой секундомер. При прохождении кормового створа этот наблюдатель останавливает свой секундомер и одновременно подает знак первому наблюдателю, который тоже останавливает свой секундомер. За время прохождения расстояния между створами берется среднее показание обоих секундомеров. Можно пользоваться и одним секундомером.

Если между наблюдателями невозможно установить связь, то измерение времени можно произвести, пустив одновременно перед замером оба секундомера и затем остановив их при прохождении поплавком каждого створа. Время прохождения расстояния между створами определяется как разность показаний этих двух секундомеров.

Число измерений за опыт должно быть не менее трех, скорость берется как среднее арифметическое трех измерений. Для тихоходных и длинных судов этот способ довольно точен.

**Определение скорости по плавающим предметам,** преимущественно по плавающим льдинам, аналогично вышеописанному. Этим

способом можно определять довольно точно скорость судов длинной даже меньше, чем 100 м, и со скоростью выше, чем 15 узлов.

Во всех рассмотренных способах скорость определяется по формуле

$$v = s/t,$$

где  $v$  — скорость судна, узлы;

$s$  — путь, пройденный между двумя ориентирами за время измерения, мили;

$t$  — время прохождения между двумя ориентирами, ч.

Необходимо всегда для контроля определять скорость судна любыми двумя способами.

Правильность замеренной скорости проверяется по эксплуатационному графику  $v=f(n)$ , построенному по результатам испытаний. Всякое значительное отклонение графика от прямой указывает на неточность определения его составляющих или на влияние гидрометеорологических условий.

При определении скорости надо учитывать следующие факторы, вызывающие уменьшение скорости судна [49]:

увеличение водоизмещения судна сверх нормального на 5% вызывает уменьшение скорости на 1%;

обрастание подводной части корпуса может повлечь за собой потерю в скорости до 20—30%;

дифферент судна на нос значительно уменьшает его скорость. Дифферент на корму, по крайней мере при полной нагрузке также уменьшает его скорость, хотя и несколько меньше, чем дифферент на нос.

Крен судна в пределах нескольких градусов вызывает незначительную потерю в скорости, но стремление судна катиться в сторону приподнятого борта требует частой перекладки руля, что в свою очередь вызывает еще некоторую потерю в скорости. При значительном крене нарушается симметрия обводов погруженной части корпуса и нормальная ее обтекаемость, что влечет за собой потерю в скорости до 10—15%.

При встречном или близком к нему направлении ветра потеря в скорости может достигать значительных размеров, доходя у некоторых (тихоходных) судов до 20—30%.

Волнение моря значительно увеличивает сопротивление воды движению судна, вызывает перебои в работе двигателей, требует частой перекладки руля, т. е. прямо и косвенно влияет на величину скорости.

На мелководье скорость судов может понижаться на 10—15%.

## § 27. Измерение давлений, температур и влажности воздуха

**Измерение давлений.** Измеряют абсолютное, избыточное давление и вакуум. Действительное давление в какой-либо среде (газе, жидкости) называется абсолютным давлением  $p_{абс}$ , отсчитыва-

ется от абсолютного нуля давления и обозначается *ата* или *кгс/см<sup>2</sup>*.

Избыточным давлением  $p_{изб}$  (газа в баллоне, пара в котле, топлива в топливном трубопроводе и т. д.) называется разница между абсолютным давлением в этой среде и окружающим атмосферным давлением при условии, что это абсолютное давление больше атмосферного. Давления больше атмосферного, т. е. избыточные, измеряются манометрами (в этом случае давление называется еще манометрическим), обозначаются *ати* или *кгс/см<sup>2</sup>*.

Нормальное атмосферное (барометрическое) давление воздуха  $p_6$  — это давление, соответствующее давлению ртутного столба высотой 760 мм рт. ст. при температуре воздуха 15°C; в системе МКГСС приблизительно равно 1,033 кгс/см<sup>2</sup>. Давление, равное 1,033 кгс/см<sup>2</sup>, является единицей измерения давления и называется физической атмосферой, 1 атм = 1,033 кгс/см<sup>2</sup>.

Для удобства расчета в технике за единицу измерения давления принято давление в 1 кгс/см<sup>2</sup>, называемое технической атмосферой, 1 ат = 1 кгс/см<sup>2</sup>.

Исходя из этого, абсолютное давление будет определяться формулой

$$p_{абс} = p_{изб} + p_6$$

или

$$p_{ата} = p_{ати} + 1.$$

Давление ниже атмосферного называется разрежением или вакуумом и обозначается  $p_h$ :

$$p_h = p_6 - p_{абс}.$$

Разрежение измеряется в мм вод. ст., мм рт. ст., в процентах или в кгс/см<sup>2</sup>. При измерении разрежения атмосферное давление принимается за нуль. Отсчет разрежения ведется в сторону уменьшения давления и приближения к абсолютному нулю давления. В этом случае говорят, что разрежение растет. Абсолютная пустота соответствует 760 мм рт. ст., или 100% разрежения.

Во время проведения испытаний, особенно на старых судах, необходимо всегда обращать внимание на размерность давлений, показываемых приборами, которые могут быть в кг/см<sup>2</sup>, ата, ати, атм, мм рт. ст. и т. д., и приводить их к одной системе. Перевод разрежения из одних единиц в другие производится по формулам:

$$p_h' = 1 - \frac{p_h''}{100} = 1 - \frac{p_h'''}{735,6};$$

$$p_h'' = \frac{100 p_h'''}{735,6} = (1 - p_h') 100;$$

$$p_h''' = \frac{735,6 p_h''}{100} = (1 - p_h') 735,6,$$



где  $p'_h$  — разрежение, ата;

$p''_h$  — то же, %;

$p'''_h$  — то же, мм рт. ст.

В судовых силовых установках встречаются величины давлений от сотен кгс/см<sup>2</sup> в топливной системе ДВС до глубокого разрежения в конденсаторе котельной установки или в вакуумном испарителе.

Для измерения давлений применяются следующие приборы: барометры — для атмосферного давления; манометры — для давления больше атмосферного; микроманометры (напоромеры) — для малых давлений больше атмосферного, до 500 — 1000 мм вод. ст.; вакуумметры и микровакуумметры (тягомеры) — для разрежения; мановакуумметры — для давления или разрежения (одним прибором); дифференциальные манометры — для перепада давлений.

Приборы для измерения давления по принципу действия бывают жидкостные, пружинные, поршневые, электрические и т. д.

**Жидкостные измерители давления.** На судах обычно применяются U-образные манометры (рис. 99). Простота конструкции, надежность в эксплуатации, небольшая стоимость и достаточная точность, постоянство показаний независимо от срока службы обуславливают их широкое применение. Предел измерения таких приборов от нескольких мм вод. ст. до 3 кгс/см<sup>2</sup>, рабочая жидкость — вода, ртуть, спирт.

Величина измеряемого давления определяется по формуле

$$p = \gamma h \text{ г/см}^3,$$

где  $\gamma$  — удельный вес рабочей жидкости в трубке, г/см<sup>3</sup>;

$h$  — разность уровней, см.

Удельные веса некоторых жидкостей, (г/см<sup>3</sup>): ртуть 13,6, вода 1,0, спирт 0,8.

При пользовании U-образными манометрами, заполненными водой или спиртом, отсчет производится по нижнему уровню мениска жидкости (рис. 100, а), а при заполнении ртутью — по верхнему уровню мениска (рис. 100, б).

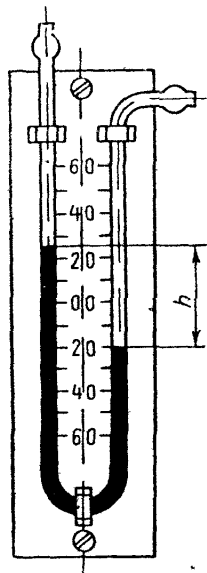


Рис. 99 U-образный манометр

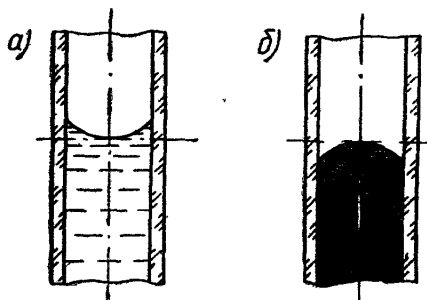


Рис. 100. Снятие отсчета по жидкостному измерителю давления при заполнении трубки водой и спиртом (а) и ртутью (б)

Жидкостные измерители давления на судах употребляются как вакуумметры, тяго- и напоромеры для замера: давления продувочного и наддувочного воздуха двигателей, давлений отработанных газов до и после турбины, утилизационных котлов, перепада давлений воздуха между топкой и фронтом, а также в газоходе спомогательных котлов.

**Пружинные измерители давления** наиболее распространены на судах, являются основным типом судовых манометров. В качестве датных приборов применяются манометры типа МТК (манометр технический корабельный) класса точности 2,5. Приборы классов 5 и 1 — контрольные.

Принцип действия этих приборов состоит в измерении деформации упругих элементов (трубчатых пружин, мембран), происходящих под действием давления среды. Основной частью манометров типа МТК является одновитковая трубчатая пружина эллиптического сечения. К одному концу ее подводится измеряемое давление, другой конец пружины запаян и соединен с указательной стрелкой. При увеличении давления трубка будет разгибаться, при уменьшении — закручиваться и перемещать стрелку.

Манометры должны своевременно поверяться. Гарантией правильности работы манометра является то, что при установившемся режиме работы двигателя показания манометра должны находиться в пределах, характерных для данного двигателя и режима. Если данные условия не выполняются, необходимо выяснить их причину, продуть подводящий трубопровод и, если это не помогает, проверить манометр.

К достоинствам пружинных манометров относятся: большая чувствительность и большой диапазон измерения — от 0,2 до 1000 кгс/см<sup>2</sup>, точность показаний, возможность изготовления приборов самых малых размеров.

**Грузопоршневые манометры** (ГОСТ 8291—57) выпускаются с верхним пределом измерения от 2,5 до 2500 кгс/см<sup>2</sup>, классов 0,2 и 0,5. Эти манометры на судах не применяются. Приборы класса 0,2 типа МП-60 или МП-600 используются в береговых поверочных лабораториях для проверки пружинных манометров и индикаторов.

**Максиметры.** Для контроля и регулирования максимального давления сгорания и давления сжатия газов в рабочих цилиндрах двигателей, особенно неиндицируемых, кроме пружинных индикаторов типа «Майгак», широко применяются максиметры модели 709 и 1711. На судах для этой же цели иногда применяется газовый максиметр «Зульцер». Такой же конструкции максиметры Зульцер применяются для определения давления топлива после опливнового насоса высокого давления.

Максиметр модели 1709 (рис. 101) манометрического типа; действие его основано на том, что газы, проходя через невозвратный клапан, воздействуют на трубчатую пружину манометра, усилие которой передается указательной стрелке; пределы измерения: 100, 160 и 250 кгс/см<sup>2</sup>, погрешность  $\pm 1,5\%$ .

Максиметр состоит из двух основных узлов манометра 11, измеряющего максимальное давление сгорания в рабочем цилиндре двигателя и клапанного приспособления, которое в сборе с манометром способно сохранять

давление после отсоединения максиметра от измеряемого цилиндра. Клапанное приспособление состоит из невозвратного клапана 5, игольчатого клапана 14 с маховичком 13, дроссельной шайбы 9 и амортизирующей стальной трубки 10.

Невозвратный клапан располагается внутри ребристого корпуса 8, который с помощью штуцера 3, ниппеля 2 и накидной гайки 1 с маховичком 16 присоединяется к индикаторному клапану цилиндра. Шток невозвратного клапана движется в направляющей 6, на верхнем конце которой установлены регулировочный винт 15 и стопорная гайка 7. При помощи регулировочного винта подъем клапана устанавливается 0,15—0,2 мм. Невозвратный клапан опирается на седло 4.

Игольчатый клапан 14 с маховичком 13 служит для сброса давления и выпуска газов из максиметра после замера. Клапан предохраняется от выворачивания стопором 12. Дроссельная шайба, малый ход невозвратного клапана и большой объем газа за ним обеспечивают плавное повышение давления при пульсирующем потоке измеряемого газа и уменьшают колебания стрелки манометра

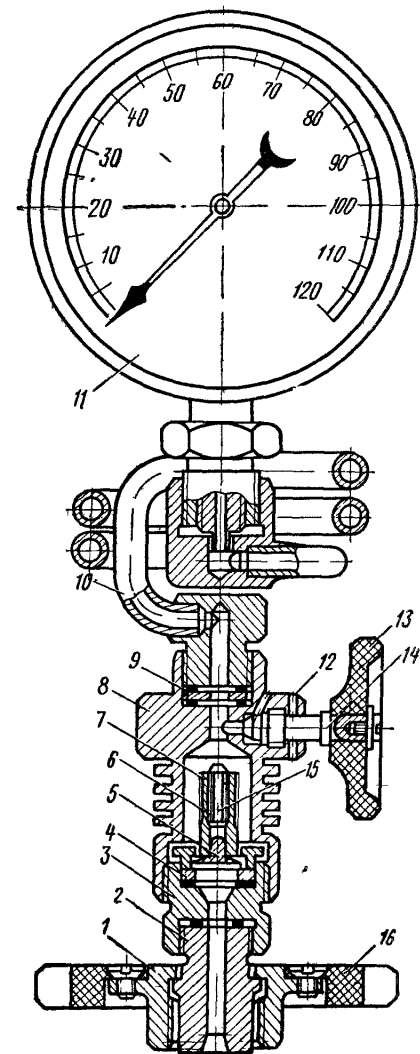


Рис 101 Максиметр модели 1709

при замере. Стальная спиральная трубка 10 предназначена для предохранения манометра от нагрева и вибрации.

Порядок измерения максимального давления в цилиндре двигателя: продуть индикаторный клапан; присоединить максиметр к нему; закрыть игольчатый клапан, открыть индикаторный кла-

пан и через несколько секунд после этого и остановки стрелки на максимальном давлении произвести отсчет давления по шкале манометра (за максимальное давление принимается средняя величина, показываемая стрелкой при ее колебании), закрыть индикаторный кран, открыть игольчатый клапан, максиметр снять с индикаторного крана. После выпуска газа прибор вновь готов к действию.

Модель максиметра 1711 отличается от модели 1709 увеличенными габаритами ниппеля и штуцера, которые позволяют устанавливать прибор в местах, недоступных для модели 1709.

Газовый и топливный максиметры «Зульцер» (рис 102) представляют собой поршневой манометр с винтовой противодействующей пружиной и автоматической установкой на измеряемое давление, погрешность измерения  $\pm 1\%$ .

Верхний предел измерения газового максиметра 80 или 105  $кгс/см^2$ , топливного максиметра 1000—1400  $кгс/см^2$ .

Пиметр — индикатор среднего давления по времени — предназначен для контроля работы двигателя внутреннего сгорания, а также регулирования двигателей на равномерное распределение нагрузки по цилиндрам. В настоящее время широкое применение на судах находит пиметр П-3, реже пиметр старой конструкции П-2.

Основные характеристики пиметра П-3: пределы измерения прибора, отсчитываемые по манометру МТК-49 — 6, 10, 16, 25  $кгс/см^2$ , основная допустимая погрешность показаний по всей шкале не более  $\pm 1,5\%$  максимального значения шкалы; минимальная частота вращения двигателя 100  $об/мин$ , вес не более 3,5  $кг$ .

Пиметр П-3 (рис 103) состоит из узла подключения 1, переносного капилляра 2, основного капилляра 8, дополнительного капилляра 9, манометра 6 типа МТК-49, укрепленного на штуцере 5, вентиля сброса давления 7, вентиля включения дополнительного капилляра 4.

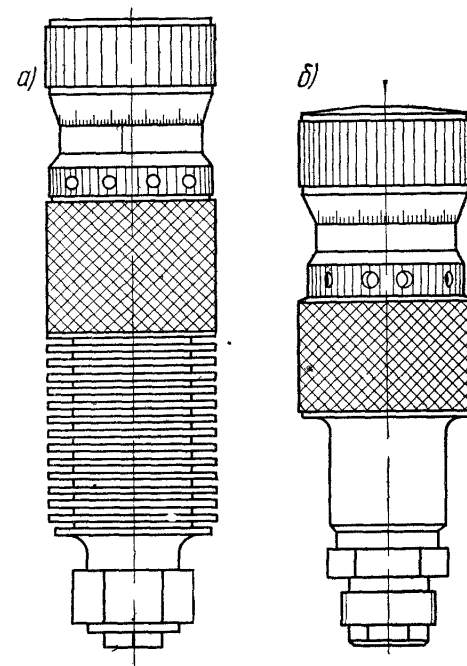


Рис 102 Максиметры с поворотной головкой системы «Зульцер»  
а—газовый, б—топливный

Основной капилляр длиной 20 м намотан на штуцер 5 и на корпус вентиля 7, откуда снова подводится к штуцеру 5. Основной капилляр является гасителем колебаний давлений, которые развиваются при работе двигателя. Таким образом, стрелка манометра показывает среднее давление.

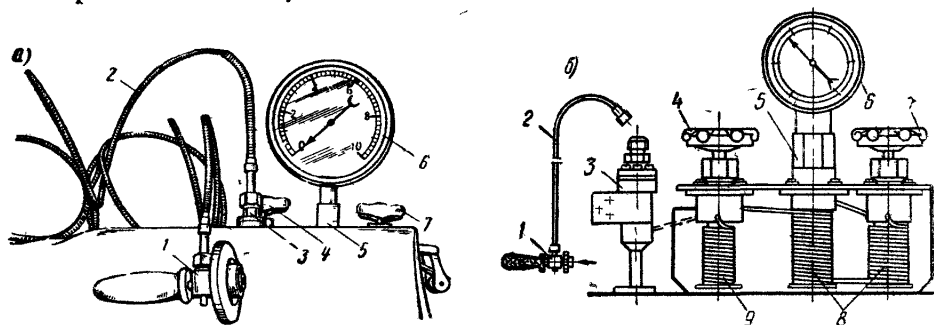


Рис. 103. Пиметр П-3:  
а—общий вид; б—принципиальная схема

Для ограничения частоты свободных колебаний стрелки в прибор введен дополнительный капилляр, который может быть включен в работу вентилем 4, на корпус которого намотан сам капилляр. При закрытом вентиле газ, поступающий от двигателя, проходит через дополнительный капилляр. При открытом вентиле газ проходит в основной капилляр, минуя дополнительный. Фильтр 3 предназначен для очистки поступающих от двигателя газов. К нему присоединяется второй конец переносного капилляра.

Принцип действия пиметра П-3: давление газов, развивающееся в цилиндре двигателя, поступает через узел подключения 1, переносный капилляр 2, фильтр 3, дополнительный капилляр 9 в основной капилляр 8 прибора и далее через штуцер 5 в манометр 6.

Прибор может контролировать работу двухтактных и четырехтактных двигателей. Пиметр П-3 является прибором переносного типа. Все узлы уложены в специальном футляре.

При работе нельзя допускать, чтобы пиметр без необходимости нагревался; поэтому рекомендуется: открывать индикаторный клапан только перед получением отсчета по прибору; не производить замеры более 5 мин; периодически, через 50—100 замеров, очищать и промывать фильтр.

На судах применяются также электрические измерители давления — дистанционные манометры ЭДМУ.

Измерение температуры в судовых условиях производится в жидких и газообразных средах, при давлениях от атмосферного до  $70 \text{ кгс/см}^2$  жидкостно-стеклянными и манометрическими термометрами, электрическими термометрами сопротивления и термоэлектрическими пирометрами (термопарами).

Жидкостно-стеклянные термометры заполняются ртутью или спиртом, ртутными (основные в судовых установках) измеряют температуры в интервале от  $-30$  до  $+500^\circ\text{C}$ , спиртовыми — минимальные температуры (от  $-25$  до  $-65^\circ\text{C}$ ).

Эти термометры делятся: по конструкции — на палочные и с вложенной шкалой, по назначению — на образцовые и рабочие. Образцовые термометры изготавливаются как лабораторными, так и техническими. Палочные термометры обладают высокой точностью и применяются в основном для лабораторных измерений или как контрольные термометры на судах. Технические термометры имеют вложенную шкалу и погружаемой нижней частью (хвостовиком), обладающие повышенной прочностью по сравнению с палочными, применяются в силовых установках как штатные приборы.

Палочный термометр (рис. 104, а) представляет собой толстостенную капиллярную трубку 1 из термостойкого стекла, на которой нанесены деления шкалы 2. Пространство в капилляре над ртутью заполняется инертным газом, обычно азотом. При наблюдении сквозь толщу стекла капилляр со ртутью представляется значительно увеличенным, что позволяет точно производить отсчет температур. Резервуар с ртутью 3 имеет наружный диаметр, одинаковый с наружным диаметром капиллярной трубки, равный 6—8 мм.

Технический стеклянный термометр (рис. 104, б) с вложенной шкалой (ГОСТ 2823—59) представляет собой капиллярную трубку 1 малого наружного диаметра, укрепленную на плоской стеклянной пластинке 2 молочного цвета, помещенной сзади капилляра, на которой нанесена шкала. Капилляр со шкалой помещены в стеклянную оболочку 5, припаянную к резервуару 3 со ртутью. На оболочке против нулевого деления шкалы наносится несмываемой краской метка, чтобы проверить правильность установки шкальной пластины. Сверху оболочка закрыта пробкой 4, залитой гипсом.

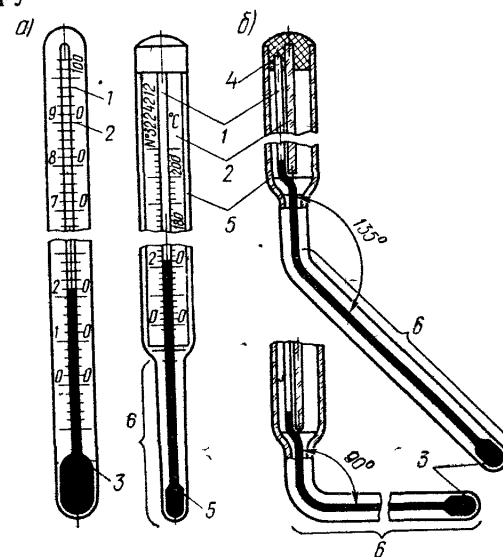


Рис. 104. Жидкостно-стеклянные термометры:

а—палочный, б—технический с вложенной шкалой и погружаемой нижней частью (прямой и угловой); 1—капиллярная трубка; 2—пластинка с температурной шкалой; 3—резервуар с ртутью; 4—пробка; 5—оболочка; 6—хвостовая часть

Ртутные термометры находят широкое применение в технических измерениях благодаря их преимуществам, которые заключаются в простоте устройства и монтажа, невысокой стоимости, надежности действия при достаточно высокой точности измерений. Однако им присущи следующие недостатки: неудобство отсчета, особенно в затемненных или в труднодоступных для наблюдения местах, запаздывание показаний вследствие большой тепловой инерции (для измерений мгновенных показаний), невозможность автоматической регистрации и передачи показаний на расстояние, малая прочность. Эти недостатки ртутных термометров обуславливают одновременное применение других типов приборов для измерения температур, таких, как электрические термометры сопротивления и термоэлектрические пирометры (термопары).

Перед проведением испытаний (а также и в период эксплуатации) ртутные термометры необходимо подвергнуть внешней проверке, которая должна выявить, что ртуть в капилляре не имеет разрывов; шкала термометра не имеет повреждений и надежно закреплена; у термометров с вложенной шкалой нестирающаяся метка совпадает с делением шкалы; капиллярная трубка плотно прилегает к шкале; длина хвостовика технического термометра и защитной оправы доходит до середины трубопровода или коллектора, в котором производится измерение температуры, все применяемые термометры своевременно поверены.

Разрыв жидкости в капилляре ликвидируют путем медленного нагревания (или охлаждения для высокоградусного термометра) всего термометра до тех пор, пока оторвавшаяся часть не соединится с основной жидкостью.

Для установки и защиты термометров от повреждений применяют защитные оправы (рис. 105). Защитные оправы для технических стеклянных термометров изготавливаются по ГОСТ 3029—59. В зависимости от условий эксплуатации устанавлива-

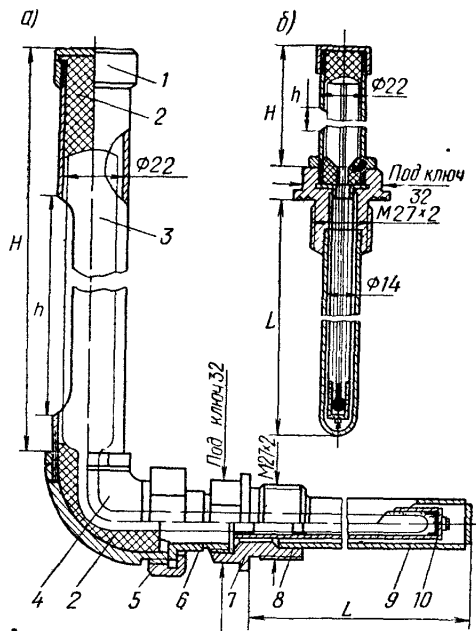


Рис. 105 Оправы термометров  
а—углового, б—прямого 1—крышка, 2—асбестовая набивка 3—футляр 4—колесо, 5—накидная гайка, 6—ниппель, 7—штуцер с защитной гильзой, 8—пыж, 9—сетка, 10—жидкий или сыпучий наполнитель

ются следующие типы оправ для технических стеклянных ртутных термометров, изготавливаемых по ГОСТ 2823—59: А — оправы, допускающие непосредственное соприкосновение резервуара термометра с измеряемой средой, применяют при давлениях измеряемой среды, близких к атмосферному; Б — оправы, изолирующие резервуар термометра от непосредственного соприкосновения с измеряемой средой, применяют при условном давлении измеряемой среды до  $64 \text{ кгс/см}^2$ ; В — оправы, изолирующие резервуар термометра от непосредственного соприкосновения с измеряемой средой, применяют при условном давлении измеряемой среды до  $320 \text{ кгс/см}^2$ .

Температурные пределы применения оправ определяются номерами термометров, для которых они предназначены.

В зависимости от предела измерения температуры термометры имеют номера от 1 до 11 (табл. 36). Цена деления термометров  $0,5—10^\circ\text{C}$

Таблица 36

Температурные пределы применения оправ

Номер термометра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Пределы измерения, °С	0—50	От —35 до +50	0—100	0—150	0—200	0—250	0—300	0—350	0—400	0—450	0—500

По форме оправы разделяются на прямые и угловые, изогнутые под углом  $90^\circ$  и  $135^\circ$  (рис. 105). (Конструкция оправы с углом  $90^\circ$  такая же, как и при  $135^\circ$ .)

Основные размеры оправ должны соответствовать указанным на рис. 105 и в табл. 37.

Таблица 37

Основные размеры оправ

Высота верхней части $H$ , мм Высота смотрового окна $h$ , мм	150	200	260
	80	130	190
Монтажная длина $L$ , мм	60, 80, 100, 120, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000		

Изготавливая оправы на судне, необходимо придерживаться рекомендуемых размеров. В случае заказа оправ следует правильно указывать размеры и температурный предел их применения. Примеры условных обозначений для заказа оправ

а) оправа прямая, работающая при условном давлении, близком к атмосферному, с высотой верхней части 200 мм и монтажной длиной 160 мм, предназначенная для термометра №... (ГОСТ 2823—59): оправа А200—160 мм (ГОСТ 3029—59) для термометра №...;

б) оправа угловая (изогнутая под углом 90°), работающая при условном давлении до 64 кгс/см<sup>2</sup>, с высотой верхней части 260 мм и монтажной длиной 320 мм, предназначенная для термометра №... (ГОСТ 2823—59): оправа Б<90° 260—320 мм (ГОСТ 3029—59), для термометра №...

Необходимо следить за состоянием оправ. Оправы должны ежегодно проверяться на прочность путем обпрессовки давлением. Вышедшие из строя (прогорание или сквозное коррозионное разъедание) необходимо своевременно заменить новыми.

Осуществляя измерения ртутными термометрами, необходимо помнить, что технические термометры с вложенной шкалой тарируются при полностью погруженном хвостовике. Если указание о глубине погружения на термометре отсутствует, термометр поверяется при погружении до отсчитываемого деления (полное погружение). Палочные термометры тарируются при погружении всего термометра в измеряемую среду. Поэтому, измеряя температуру с помощью палочных термометров, необходимо делать поправку на высоту выступающей части термометра по формуле

$$\Delta t = \alpha n (t_n - t_b),$$

где  $\Delta t$  — поправка показаний термометра, которая должна прибавляться к показанию термометра, °С;

$\alpha$  — коэффициент линейного расширения столбика ртути в капилляре, принимается равным 0,00016;

$n$  — высота выступающей части столбика ртути по шкале (рис. 106), °С;

$t_n$  — показания термометра измеряемой среды, °С;

$t_b$  — температура окружающей среды, °С.

Допустимые погрешности стеклянных ртутных термометров указаны в табл. 38.

Таблица 38

Допустимые погрешности стеклянных ртутных термометров

Температурный интервал, °С	Цена деления, °С			
	0,5	1	2	5 и 10
0—100	±1	±1	±2	±5
101—200	±1	±2	±2	±5
201—300	—	±3	±4	±10
301—400	—	—	±4	±10
401—500	—	—	—	±10

\* Манометрические термометры работают на принципе использования зависимости давления жидкости, пара или газа, заполняющих замкнутую полость термометра, от температуры. При повышении температуры измеряемой среды термобаллон нагревается, этого объем газа в нем увеличивается, следовательно, увеличивается и его давление. Это давление передается через капиллярную трубку и воздействует на мембрану манометра, отчего релка манометра перемещается.

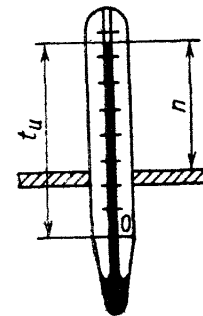


Рис. 106 Учет влияния выступающей части палочного термометра на показания температуры

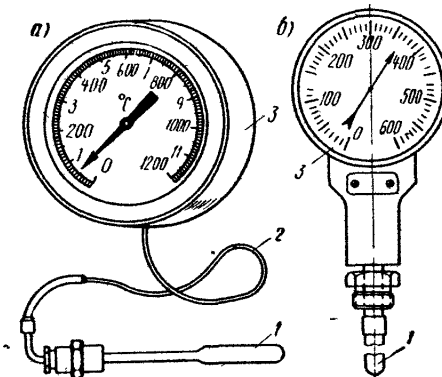


Рис. 107 Манометрические термометры

Термометр состоит из термобаллона 1 (рис. 107, а), капиллярной трубки 2 и пружинного манометра 3 со шкалой, отградуированной на температуру. Иногда манометрические баллоны выполняются по-другому (рис. 107, б), эти термометры установлены, например, на теплоходах типа «Беломорсклес» для измерения температур отработавших газов.

Пределы измерения температур зависят от рода рабочей жидкости или газа, которой заполняется термометр. При заполнении термометров ртутью пределы измерений составляют от —30 до +500°С. Отсутствие электрических цепей позволяет применять их во взрывоопасных средах.

Манометрические термометры обладают повышенной инерцией, их показания устанавливаются не сразу, точность измерения ±1,5% максимального значения на шкале.

При эксплуатации необходимо периодически (один раз в месяц) проверять точность показаний прибора, сравнивая их с показаниями ртутного стеклянного термометра. Вскрытие прибора, его ремонт и регулировку разрешается производить только в специальных мастерских.

Электрические термометры сопротивления применяют для измерения температур от —200 до +650°С. Принцип действия тер-

мометров сопротивления основан на изменении электрического сопротивления металла при изменении его температуры.

Термометры сопротивления (рис. 108) состоят из датчика (термометра сопротивления) 1, источника питания 2 и измерителя температуры 3, шкала которого градуирована в градусах. Датчик представляет собой катушку из медной или платиновой проволоки, или полупроводник (термистор). Датчик из медной проволоки позволяет производить измерения температур до 150°C, из платиновой проволоки — до 650°C. На судах применяются термометры сопротивления в виде комплектов, например комплект ЭТК-50.

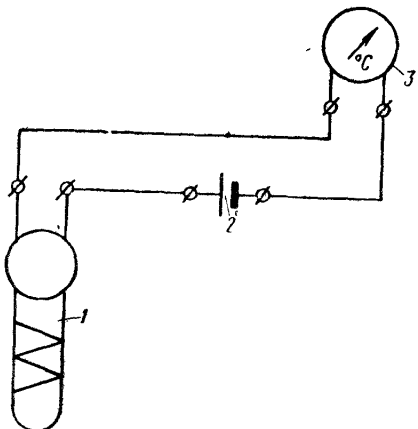


Рис. 108. Схема электрического термометра сопротивления

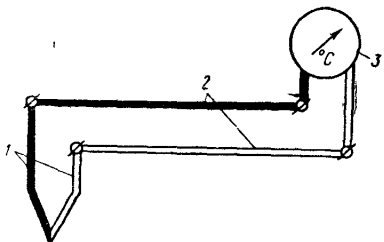


Рис. 109. Схема термоэлектрического пирометра (термопары)

с собой два металлических проводника, спаянных или сваренных на одном конце. Рабочий конец термометра называется горячим спаем. Свободные концы проводников спаяны порознь (холодный спай) с компенсационными проводами 2 (имеющими постоянное сопротивление), через переключатель соединенными с измерителем 3.

Для правильной работы прибора необходимо, чтобы свободные концы проводников имели постоянную температуру. Для автоматического внесения поправок в показания прибора при изменении

Погрешность измерений составляет  $\pm 0,5-1\%$ , она возникает за счет переходных сопротивлений в местах контактов, поэтому при эксплуатации термометра необходимо следить за их плотностью и чистотой. Погрешность измерений возникает также из-за изменения сопротивления соединительной линии под воздействием температуры окружающей среды; такая погрешность устраняется компенсационным устройством (в схеме).

Термоэлектрические пирометры (термопары) работают на принципе измерения термоэлектродвижущей силы (т. э. д. с.), возникающей при нагревании горячего спая термопары (рис. 109); широко применяются при измерении температур пара, отходящих газов в дизелях и котельных установках.

Термоэлектрический пирометр состоит из датчика (термопары) 1, представляющего

температуры внешней среды применяются специальные корректоры. Измерителем т. э. д. с. в судовых установках чаще всего являются милливольтметры типа МВТ магнитоэлектрической системы, шкалы которых градуированы в °С. На теплоходах применяются термопары в виде термоэлектрических комплектов, например типа ТКД-50 (рис. 110).

Термопары изготавливают из различных сплавов (хромель-алюминь, хромель-копель, платинородий-платина), что позволяет измерять температуры в пределах от  $-200$  до  $+1600$ °С.

Установка термометров. Точность измерения температур во многом зависит от правильной установки термометра в измеряемой среде. Если температура измеряется в движущемся потоке трубопровода или коллектора, то теплоприемник (резервуар с ртутью, горячий спай термопары, катушка или полупроводник термометра сопротивления) должен доходить до середины этого потока.

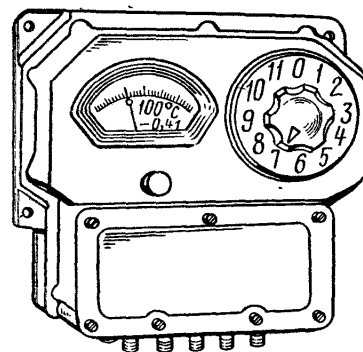


Рис. 110. Милливольтметр с встроенным переключателем термоэлектрического комплекта ТКД-50

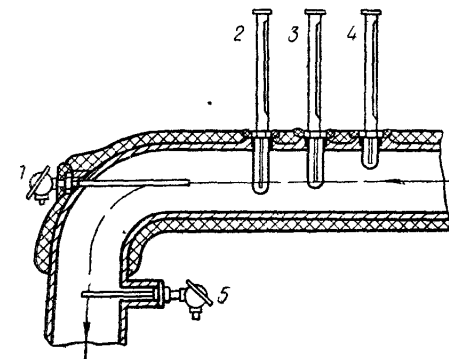


Рис. 111. Установка оправ с термометрами: 1 и 2 — правильная; 3; 4; 5 — неправильная

Ртутные термометры, термометры сопротивления и термопары всегда помещаются в защитные оправы, которые укрепляются с помощью резьбы на трубопроводах или коллекторах. Их длина должна соответствовать длине термометров. Установка термометров и ее влияние на точность измерений показаны на рис. 111 и в табл. 39.

Таблица 39

Влияние установки термометров на точность измерений

Термометр (позиция на рис. 111)	1	2	3	4	5
Температура, °С . . . . .	386	385	384	371	341
Погрешность измерения температуры, °С . . . . .	0	+1	+2	+15	+45

Наиболее точные измерения получаются тогда, когда термометры установлены навстречу движущейся измеряемой среде в месте ее наибольшей скорости, т. е. в середине трубопровода или выхлопного коллектора. Лучшим местом установки термометров является колено трубопровода против движущегося потока (см. рис. 111, термометр 1). При диаметрах трубопровода более 200 мм оправа может быть установлена перпендикулярно оси трубопровода, при меньших диаметрах рекомендуется устанавливать оправы наклонно навстречу движущемуся потоку измеряемой среды (рис. 112).

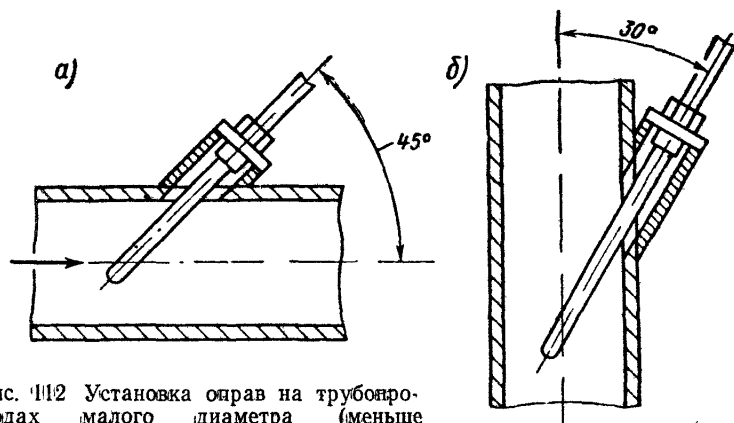


Рис. 112 Установка оправ на трубопроводах малого диаметра (меньше 200 мм): а — на горизонтальном трубопроводе, б — на вертикальном

Термометры должны своевременно поверяться, а также должны выполняться инструкции по их эксплуатации и установке. Невыполнение или нарушение вышеперечисленных условий приводит к существенным ошибкам в измерениях температур, нарушениям ПТЭ энергетических установок и, как следствие, к авариям.

Температура отработавших газов дизелей всегда должна замеряться, помимо электрических термометров, ртутными термометрами. При составлении отчетов по стендовым, ходовым приемодаточным и теплотехническим испытаниям температура отработавших газов должна записываться по приборам двух типов, с указанием, по какому прибору производился замер.

**Измерение влажности воздуха.** Влажность воздуха можно определить различными способами. В практике для этого наибольшее применение получили волосяные гигрометры и психрометры. (от греч. психра — холод и метро — измеряю). Волосяные гигрометры менее точны, требуют постоянного ухода, проверки, аккуратного обращения, бояться сотрясений. Принцип действия психрометра основан на разности показаний сухого и смоченного термометров в зависимости от влажности окружающего воздуха

Психрометры (рис. 113) состоят из двух одинаковых ртутных термометров, закрепленных в специальной оправе. Шарик (резервуар) правого термометра плотно обернут батистовым фитилем, юнец которого опущен в изогнутую трубку. В нижней части трубки налита дистиллированная вода. Этот термометр называется влажным. У другого, левого, термометра, называемого сухим, баллон открыт. Сухой термометр показывает температуру окружающей среды.

Показания обоих термометров будут одинаковы только при насыщении окружающего воздуха водяными парами. Если же воздух не насыщен парами, то вследствие испарения воды с поверхности батиста, облегающего резервуар, влажный термометр будет показывать более низкую температуру. Разность между показаниями сухого и влажного термометров будет тем больше, чем меньше относительная влажность воздуха, так как скорость испарения тем больше, чем суше воздух.

Относительная влажность воздуха определяется по показаниям сухого и влажного термометров по специальной психрометрической таблице (табл. 40) или психрометрическому графику (рис. 114). В этой таблице слева по вертикали приведены показания влажного термометра, сверху по горизонтали — разность показаний сухого и влажного термометров. В точке пересечения вертикальных и горизонтальных данных находится определяемая относительная влажность воздуха в процентах.

**Определение относительной влажности по психрометрическому графику:** сверху графика по горизонтали приведены показания термометров; по вертикальным линиям отмечают показания сухого термометра, а по наклонным — влажного термометра; в точке пересечения этих линий получают значение относительной влажности, выраженной в процентах (нанесена по середине или слева таблицы по вертикали).

Для повышения точности в определении показаний психрометра смачивать батист во влажном термометре рекомендуется за

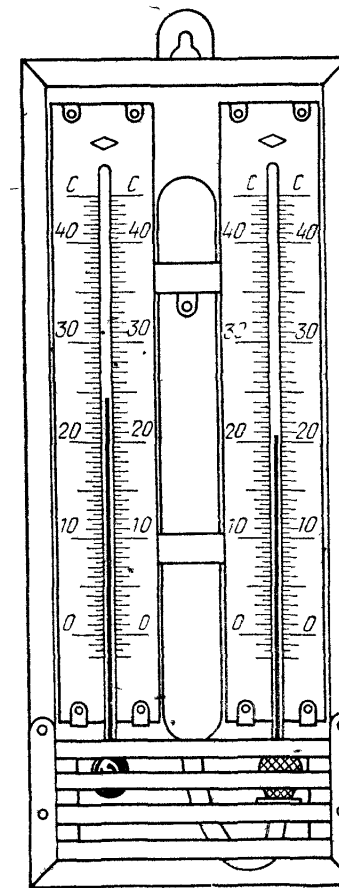


Рис. 113. Психрометр



Психрометрическая таблица для температур от 0° до +30° по влажному термометру

Показание влажного термометра, °С	Относительная влажность, %, при разности показаний сухого и влажного термометров																										
	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13
0	100	90	81	73	64	57	50	43	36	31	26	20	16	11	7	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	100	90	82	74	66	59	52	45	39	33	29	23	19	16	11	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	100	90	83	75	67	61	54	47	42	35	31	26	23	18	14	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	100	90	83	76	69	63	56	49	44	39	34	29	26	21	17	13	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	100	91	84	77	70	64	57	51	46	41	36	32	28	24	20	16	14	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	100	91	85	78	71	65	59	54	48	43	39	34	30	27	23	19	17	13	10	—	—	—	—	—	—	—	—
6	100	92	85	78	72	66	61	56	50	45	41	35	33	29	26	22	19	16	13	10	—	—	—	—	—	—	—
7	100	92	86	79	73	67	62	57	52	47	43	39	35	31	28	25	22	18	15	12	11	—	—	—	—	—	—
8	100	92	86	80	74	68	63	58	54	49	45	41	37	33	30	27	25	21	18	15	14	—	—	—	—	—	—
9	100	92	86	81	75	70	65	60	55	51	47	43	39	35	32	29	27	24	21	18	17	—	—	—	—	—	—
10	100	94	87	82	76	71	66	61	57	53	48	45	41	38	34	31	28	26	23	21	19	—	—	—	—	—	—
11	100	94	88	82	77	72	67	62	58	55	50	47	43	40	36	33	30	28	25	23	20	—	—	—	—	—	—
12	100	94	88	82	78	73	68	63	59	56	52	48	44	42	38	35	32	30	27	25	22	21	—	—	—	—	—
13	100	94	88	83	78	73	69	64	61	57	53	50	46	43	40	37	34	32	29	27	24	23	21	19	—	—	—
14	100	94	89	83	79	74	70	66	62	58	54	51	47	45	41	39	36	34	31	29	26	25	23	21	20	—	—

Продолжение табл. 40

З. В. И. Соловьев

Показание влажного термометра, °С	Относительная влажность, %, при разности показаний сухого и влажного термометров																										
	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13
15	100	94	89	84	80	75	71	67	63	59	55	52	49	46	43	41	37	35	33	31	28	27	25	23	21	19	—
16	100	95	90	84	80	75	72	67	64	60	57	53	50	48	44	42	39	37	34	32	30	28	26	24	23	21	20
17	100	95	90	84	81	76	73	68	65	61	58	54	52	49	46	44	40	39	36	34	31	30	28	26	25	23	21
18	100	95	90	85	81	76	74	69	66	62	59	56	53	50	47	45	42	40	37	35	33	31	30	28	26	24	23
19	100	95	91	85	82	77	74	70	66	63	60	57	54	51	48	46	43	41	39	37	34	33	31	29	28	26	24
20	100	95	91	86	82	78	75	71	67	64	61	58	55	53	49	47	44	43	40	38	36	34	32	31	29	27	26
21	100	95	91	86	83	79	75	71	68	65	62	59	56	54	51	49	46	44	41	39	37	36	34	32	30	29	27
22	100	95	91	87	83	79	76	72	69	65	63	60	57	55	52	50	47	45	42	40	38	37	35	33	32	30	29
23	100	96	91	87	83	80	76	72	69	66	63	61	58	56	53	51	48	46	43	41	39	38	36	35	33	31	30
24	100	96	92	88	84	80	77	73	70	67	64	62	59	56	53	52	49	47	44	42	40	39	37	36	34	32	31
25	100	96	92	88	84	81	77	74	70	68	65	63	59	58	54	52	50	47	45	44	42	40	38	37	35	34	32
26	100	96	92	88	85	81	78	75	72	69	66	63	61	58	56	53	51	49	47	45	43	41	40	38	36	35	33
27	100	96	92	89	85	82	78	75	72	69	67	64	61	59	56	54	52	50	48	46	44	42	41	39	37	36	34
28	100	96	92	89	85	82	79	76	73	70	67	65	62	60	57	55	53	51	49	47	45	43	41	40	38	37	35
29	100	96	92	89	85	82	79	76	73	70	68	65	63	60	58	55	54	52	50	48	46	44	42	41	39	38	36
30	100	96	92	89	85	82	79	76	74	71	68	65	63	61	58	55	54	52	50	48	46	45	43	42	40	39	37

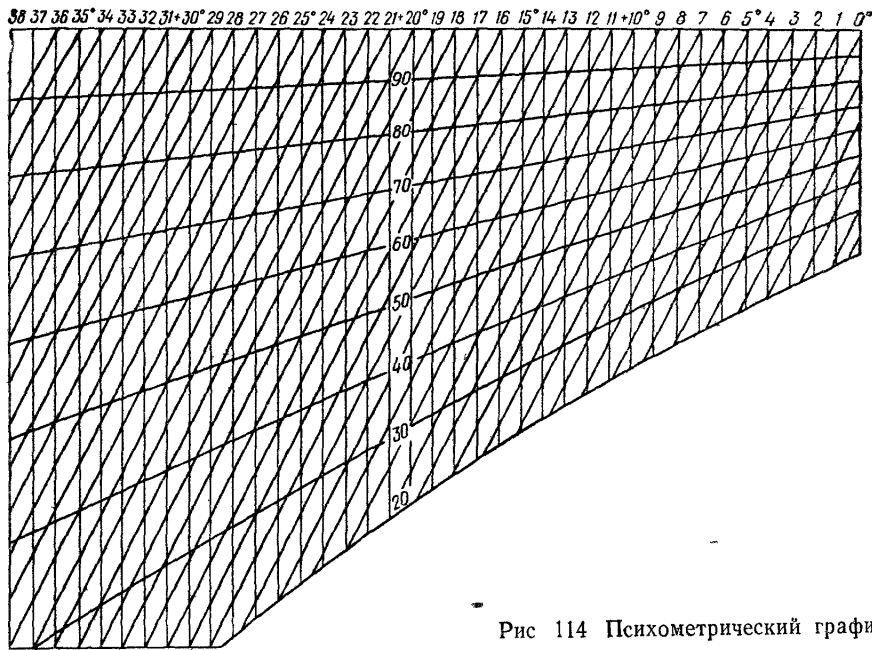


Рис 114 Психометрический график

4 мин до наблюдения. Особенно тщательно необходимо выполнять инструкцию по применению аспирационных психрометров, имеющих заводную головку, создающую воздушный поток у резервуаров термометров, скорость которого влияет на его показания.

### § 28. Учет ветра при испытаниях

Ветер — это перемещение воздуха с определенной скоростью. В судовождении различают следующие виды ветра: истинный (абсолютный, действительный), курсовой и кажущийся (относительный, наблюдаемый, видимый).

Истинный ветер  $v$  — это перемещение воздуха, вызываемое неравномерным распределением атмосферного давления в различных частях атмосферы. Он измеряется приборами, находящимися в покое относительно Земли. Во время хода судна истинный ветер определяется на круге Севастопольской морской обсерватории (круг СМО, или ветротчет), на маневренном планшете или путем простого графического построения на бумаге.

Курсовой ветер  $K$  образуется от движения судна. По величине он равен скорости судна (в  $м/сек$ ) и действует в направлении, противоположном курсу судна.

Кажущийся ветер  $W$  является результатом взаимодействия истинного и курсового ветров. Графически величина кажущегося ветра (сила и скорость) равна геометрической сумме векторов истинного и курсового ветров. Скорость кажущегося ветра на судне из-

меряется анемометром, направление его определяется по флюгеру, дыму, вымпелу или ветровому конусу.

Порядок графического определения скорости и направления истинного ветра, если известны скорость судна в узлах, скорость кажущегося ветра (в  $м/сек$ ) и его направление относительно курса судна:

1) переводят скорость судна из узлов (в  $м/сек$ ) по формуле

$$v = \frac{v_c \cdot 1852}{3600} = v_c \cdot 0,515 \text{ м/сек,}$$

(где  $v_c$  — скорость судна, узлы;

2) по значениям курсового и кажущегося ветров строят в принятом масштабе параллелограмм скоростей (рис. 115), откладывая векторы скоростей от точки их приложения  $O$ . вектор  $K$  — вектор курсового ветра, по значению равный скорости судна (в  $м/сек$ ), а по направлению противоположный направлению движения судна;  $W$  — вектор кажущегося ветра (отложен в том направлении, которое указывает флюгер или дым), есть равнодействующая вектора истинного ветра  $v$ , который необходимо найти, и вектора курсового ветра  $K$ ;

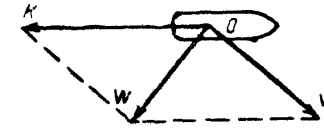


Рис 115 Параллелограмм скоростей

3) соединяют концы векторов  $K$  и  $W$  прямой, из точки приложения скоростей  $O$  проводят отрезок  $v$ , равный и параллельный этой прямой так, чтобы диагональю образующегося параллелограмма был вектор кажущегося ветра  $W$ . Вектор  $v$  будет истинным ветром в принятом масштабе, направление которого соответствует направлению истинного ветра.

Сила истинного ветра измеряется в баллах и определяется или по шкале Бофорта (табл. 41) после определения соответствующей

Таблица 41

Сила истинного ветра (шкала Бофорта)					
Баллы	Наименование ветра	Скорость ветра на высоте 6 м над поверхностью моря $м/сек$	Баллы	Наименование ветра	Скорость ветра на высоте 6 м над поверхностью моря, $м/сек$
0	Штиль	0—0,5	7	Крепкий ветер	12,5—15,2
1	Тихий ветер	0,6—1,7	8	Очень крепкий ветер	15,3—18,2
2	Легкий ветер	1,8—3,3	9	Шторм	18,3—21,5
3	Слабый ветер	3,4—5,2	10	Сильный шторм	21,6—25,1
4	Умеренный ветер	5,3—7,4	11	Жестокий шторм	25,2—29,0
5	Свежий ветер	7,5—9,4	12	Ураган	более 29,0
6	Сильный ветер	9,9—12,4			

скорости ветра, или по внешним признакам (состоянию моря или наземных предметов) — указываются в имеющейся на судах литературе и пособиях (см. приложение 6).

Величина кажущегося ветра зависит от взаимного направления истинного ветра и курса судна, от величины их скоростей. Если угол  $\alpha$  между направлением действия истинного ветра и курсом судна тупой (рис. 116, а) и если этот угол увеличивается до  $180^\circ$ , то кажущийся ветер будет уменьшаться; при совпадении направления истинного ветра с курсом судна, когда угол  $\alpha = 180^\circ$ , кажущийся ветер равен разности курсового и истинного ветров. Когда угол  $\alpha$  между направлением действия истинного ветра и курсом судна острый (рис. 116, б) и если он уменьшается, то кажущийся ветер будет

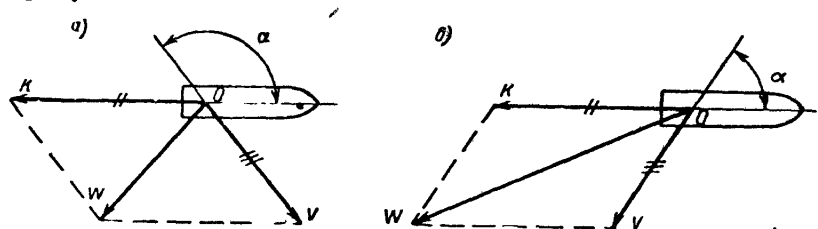


Рис. 116. Изменение величины кажущегося ветра от взаимного направления истинного ветра и курса судна

увеличиваться; при  $\alpha = 0$  кажущийся ветер равен сумме курсового и истинного ветров.

Согласно рекомендациям специальной литературы теплотехнические испытания энергетических установок судов разрешается проводить при силе ветра не более 4 баллов, т. е. при скорости ветра  $7,4$  м/сек. Но в определении самого ветра в этой литературе имеются различные, прямо противоположные названия. Так, в работе [33] он именуется абсолютным ветром. В работах [32; 41] он именуется в одних местах относительным ветром, в других — просто ветром. В работе [53] рекомендуется определять относительный ветер и все расчеты приводить к условиям безветрия. В других работах [29; 42; 72] о теплотехнических испытаниях вообще не говорится об учете ветра и о его наименованиях.

Поэтому при проведении теплотехнических испытаний естественно возникает вопрос, какой ветер необходимо учитывать и указывать в отчетах по этим испытаниям.

При одних и тех же гидрометеорологических условиях и скорости судна различным ветрам, измеряемым на судне, будут соответствовать различные их численные значения. Поэтому в зависимости от наименования определяемого ветра возможности проведения теплотехнических испытаний также будут различными. Однако не каждый ветер может характеризовать состояние погоды. Так, о недопустимости использования кажущегося ветра в качестве оценки состояния погоды могут служить следующие простые, но наглядные примеры.

**Пример 1. Безветрие.** Судно идет со скоростью 16 узлов или  $8,23$  м/сек. Какова кажущаяся скорость ветра и можно ли проводить теплотехнические испытания при этих условиях?

Здесь скорость кажущегося ветра будет равна скорости курсового ветра, явного скорости судна. Но допустимый предел проведения испытаний  $7,4$  м/сек. Изначит, на судне нельзя проводить теплотехнические испытания. Но это абсурдно, так как на самом деле судно идет в условиях безветрия.

**Пример 2.** Судно идет со скоростью 14 узлов, или  $7,2$  м/сек. Скорость встречного истинного ветра  $1$  м/сек. Какая будет кажущаяся скорость ветра и можно ли проводить теплотехнические испытания?

Скорость кажущегося ветра будет  $7,2 + 1 = 8,2$  м/сек. Снова скорость кажущегося ветра больше допустимой для проведения теплотехнических испытаний, снова абсурд, так как на самом деле скорость истинного ветра совсем незначительная, почти безветрие.

**Пример 3.** Скорость судна 14 узлов, или  $7,2$  м/сек. Скорость попутного истинного ветра  $12,5$  м/сек. Чему равна кажущаяся скорость ветра и можно ли проводить теплотехнические испытания?

Скорость кажущегося ветра равна  $12,5 - 7,2 = 5,3$  м/сек. Кажется, можно проводить испытания, но на самом деле судно испытывает сильное попутное воздействие истинного ветра силой в 7 баллов, винт становится «легким», двигатель будет работать со значительным недогрузом. Снова кажущийся ветер не может характеризовать истинное состояние погоды — ветра.

Из приведенных примеров видно, что имея такой переменный характер, кажущийся ветер не может быть критерием, определяющим условия проведения теплотехнических испытаний. Курсовой ветер также не может определять условия проведения испытаний, так как его величина изменяется с изменением хода судна.

Таким критерием может быть только истинный ветер, который не зависит от скорости и направления движения судна. Только относительно истинного ветра (его скорости или силы) можно определять или сравнивать условия проведения теплотехнических испытаний. Сила истинного ветра сообщается в машинное отделение штурманами и указывается в машинной отчетной документации.

## § 29. Определение к. п. д. котла, расхода топлива, пара и паропроизводительности котла

**Определение к. п. д. котла.** Коэффициентом полезного действия котла (к. п. д.) называется отношение количества тепла, используемого на получение пара, к количеству тепла, которое может выделиться при полном сгорании топлива, затраченного за то же время.

Для вспомогательных котлов теплоходов, которые вырабатывают насыщенный пар, к. п. д. определяется следующим образом.

Количество тепла, использованного на парообразование, определяется выражением

$$D_k(i_p - t_{п.в}) \text{ ккал},$$

где  $D_k$  — полная паропроизводительность котла, кг/ч;

$i_p$  — теплосодержание (энтальпия) пара, ккал/кг (определяется по термодинамической таблице или диаграмме  $i-S$ );

$t_{п.в}$  — температура питательной воды,  $^\circ\text{C}$ .

С другой стороны, если расход топлива в час  $B$  кг, а его теплота сгорания  $Q_n^p$  ккал/кг, то тепло, которое может выделиться топливом при полном сгорании, будет равно  $B \cdot Q_n^p$  ккал/ч.

Следовательно, к. п. д. котла определится по формуле

$$\eta_k = \frac{D_k(t_n - t_{п.в})}{BQ_n^p}$$

Таблица 42

Определение к. п. д. котла по обратному балансу

Определяемые величины	Обозначения	Размерность	Источник или формула	Номер опыта
Содержание влаги в топливе	WP	%	Элементарный анализ топлива	
зола в топливе	AP	%	То же	
водорода	HP	%	»	
углерода	CP	%	»	
азота	NP	%	»	
серы	SP	%	»	
кислорода	OP	%	»	
Низшая теплота сгорания топлива	$Q_n^p$	ккал/кг	»	
Характеристика топлива	$\beta$	—	$\beta = 2,37 \left( HP - \frac{OP}{8} - \frac{SP}{6} + \frac{NP}{25} \right) \frac{1}{K^p} + 0,005,$ где $K^p = CP + 0,368 SP$	
Температуры окружающего воздуха	$t_{х.в}$	°C	Измерения при испытаниях	
уходящих газов	$t_{у.г}$	°C	То же	
Содержание в дымовых газах:				
RO <sub>2</sub>	RO <sub>2</sub>	%	Газовый анализ	
O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	%	То же	
RO <sub>2</sub> +O <sub>2</sub>	RO <sub>2</sub> +O <sub>2</sub>	%	»	
Содержание CO	CO	%	$CO = \frac{(21 - \beta RO_2) - (RO_2 + O_2)}{0,605 + \beta}$	
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	—	$\alpha = \frac{21 - 7,91 \frac{O_2 - 0,5CO}{100 - (RO_2 + CO + O_2)}}{21}$	
Потери тепла с уходящими газами	$q_2$	%	$q_2 = \left[ 0,32 \frac{K^p}{0,54(RO_2 + CO)} + 0,37 \frac{9HP + WP}{80,4} \right] (t_{у.г} - t_{х.в}) \frac{100}{Q_n^p}$	
от химической неполноты сгорания	$q_3$	%	$q_3 = 3,2CO \cdot \alpha$	
в окружающую среду	$q_5$	%	Принимается. Обычно для вспомогательных судовых котлов $q_5 = 4 \div 6\%$	
К п д котла	$\eta_k$	%	$\eta_k = 1 - q_2 - q_3 - q_5$	

Однако не всегда имеется возможность измерить паропроизводительность, часовой расход топлива и определить к. п. д. котла по приведенной формуле. В таком случае его можно определить по уравнению обратного теплового баланса (табл. 42)

$$\eta_k = 1 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5,$$

где  $q_2$  — потеря тепла с уходящими газами;

$q_3$  — потеря тепла от химического недожога;

$q_4$  — потеря тепла от механического недожога; для жидких топлив  $q_4 = 0$ ;

$q_5$  — потеря тепла в окружающую среду.

Анализ дымовых газов производится с помощью прибора Ор-а; элементарный состав топлива принимается из паспорта топлива или определяется путем лабораторного анализа отобранной пробы [3; 29; 41].

**Определение расхода топлива и пара на судовые нужды.** Тепло, дущее на отопление помещений, расходуется на подогрев сменяющегося в помещении воздуха и на покрытие потерь тепла через аружные стенки, оно может быть определено по формуле [53]

$$Q = \alpha_1(F + \alpha_2V)\Delta t \text{ ккал/ч},$$

где  $V$  — объем отапливаемых помещений, м<sup>3</sup>,

$F$  — Общая наружная поверхность помещений (в том числе палуб, отделяющих помещения трюмов от наружного воздуха) и т. п., м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  — разность между средней температурой помещений и температурой наружного воздуха, °C,

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты, величина которых зависит от качества изоляции помещений и интенсивности вентиляции. Коэффициент  $\alpha_2 = 2$ . Коэффициент  $\alpha_1 = 2$  при отсутствии индивидуальных конденсационных горшков на грелках;  $\alpha_1 = 1,2$  при наличии таковых.

Расход пара на отопление вычисляется по формуле

$$D = \frac{Q}{i - i'} = \frac{\alpha_1}{i - i'} (F + 2V) \Delta t \text{ кг/ч},$$

где  $i$  — начальное теплосодержание пара, расходуемого на отопление, ккал/кг;

$i'$  — теплосодержание конденсата, поступающего из системы отопления (обычно 100—110 ккал/кг), ккал/кг.

Значительное влияние на расход пара на отопление имеет состояние и качество работы конденсационных горшков, которые могут вместе с конденсатом пропускать большое количество неконденсировавшегося пара. Поэтому перед испытанием системы необходимо убедиться в исправном действии конденсационных горшков. Расход тепла и пара на бытовые нужды (на подогрев мытьевой воды, на прачечную и т. д.) всецело зависит от особенностей установки. На современных судах, оборудованных душевыми и подводом горячей воды к умывальникам, расход тепла на указан-

ные цели составляет около 8000 ккал на одного человека в сутки, на старых судах он не превышает 2500 ккал.

Полный расход пара на обогрев помещений и бытовые нужды составляет [53]

$$D = \frac{\alpha_1(F+2V)\Delta t + mq_m}{i - i_1} \text{ кг/ч,}$$

где  $q_m$  — принимается равным от 110 (для старых судов) до 320 ккал/ч на человека (для современных судов);

$m$  — число членов экипажа и пассажиров.

Расход топлива на обогрев помещений и бытовые нужды мы получим, если все затраченное тепло разделим на теплоту сгорания топлива:

$$B = \frac{Q + mq_m}{Q_H^p} = \frac{\alpha_1(F+2V)\Delta t + mq_m}{Q_H^p} \text{ кг/ч.}$$

В грубом приближении при сжигании 1 кг топлива образуется 10 кг пара; из этого соотношения можно определять расход топлива, зная расход пара, или наоборот.

В практике часто расход топлива на отопление определяется следующим образом. Замеряют расход топлива на вспомогательный котел по расходной цистерне с подачей пара на отопление помещений, обогрев танков и бытовые нужды. Затем отключают отопление помещений примерно на четыре часа и за этот период определяют расход топлива. Таких опытов необходимо сделать не менее трех. Разность между двумя замерами (с отоплением и без отопления помещений) и будет расходом топлива на отопление помещений.

Норма расхода топлива на бытовые нужды отдельно не задается, она входит в общую норму расхода топлива силовой установкой на ходу и на стоянке с грузовыми операциями и без них.

Расход топлива на отопление также можно определить из разности паропроизводительностей котла, замеренных по конденсату в теплом ящике на двух режимах — с отоплением и без отопления, по формуле

$$B = \frac{D(t_{п.в} - i_{п.в})100}{\eta_k Q_H^p} \text{ кг/ч,}$$

где  $D$  — часовой расход питательной воды, кг/ч;

$i_{п.в}$  — теплосодержание пара в котле, ккал/кг;

$i_{п.в}$  — теплосодержание питательной воды, ккал/кг (с достаточной точностью можно принять  $i_{п.в} = t_{п.в}$ ),

здесь  $t_{п.в}$  — температура питательной воды;

$\eta_k$  — к. п. д. котла, %.

Для определения расхода топлива на отопление помещений лучше всего построить график расхода топлива на отопление в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 117) желательнее в интервале температур от +10 до -30°C и ниже.

**Расход топлива и пара на обогрев танков.** На судне в зимнее время производится обогрев танков пресной воды, топливно-балластных, топливных и масляных, которые соприкасаются с наружным воздухом, для предотвращения их замерзания и для возможности перекачивания топлива и масла.

Нормы расхода топлива на обогрев танков обычно входят в общие нормы работы силовой установки на ходу и на стоянке. Это не совсем правильно, так как при плюсовых температурах окружающего воздуха, примерно выше 5°C, обогрев танков прекращается. В то же время при пониженных минусовых температурах окружающего воздуха и пониженных температурах забортной воды обогрев танков увеличивается. Кроме того, из условий рейса судно по-разному балластируется: иногда берут пресную воду в ахтерпик и форпик, иногда их не заполняют. Или, например, при балластном переходе определенные цистерны будут соприкасаться с наружным холодным воздухом и охлаждаться, а в полном грузу — нет. Для подогрева танков можно подавать пар путем полного открытия клапана или только частичного его открытия, достаточного для предотвращения замерзания танков. Можно подавать пар на все танки сразу или поочередно.

Из-за этих переменных условий эксплуатации судна очень трудно установить нормы на отопление танков. При всех значительных отклонениях в обогреве танков старшим механикам необходимо составлять акт на увеличенный расход топлива, который будет учтен при обработке месячного машинного отчета.

**Расход топлива на подогрев груза (мазута), на пропарку и мойку грузовых танков на танкерах.** На танкерах опытными замерами определяют расход топлива на подогрев мазута перед сдачей его грузополучателю в одном, двух или во всех грузовых танках сразу (в кг/ч). Таким же образом определяется расход топлива (в кг/ч) на мойку одного грузового танка моечными машинками или вручную.

**Расход топлива на пропарку топливных танков и цистерн перед ремонтом и осмотром** не нормируется, а израсходованное топливо списывается актом, где указывают: какие танки и цистерны пропаривались; дату и длительность пропарки в часах; количество топлива, израсходованного на пропарку.

**Определение расхода пара (паропроизводительности котла)** является одним из важнейших измерений, проводимых во время испытаний котла. Для этого существуют следующие способы: по замеру конденсата в теплом ящике или в мерном баке; по замеру

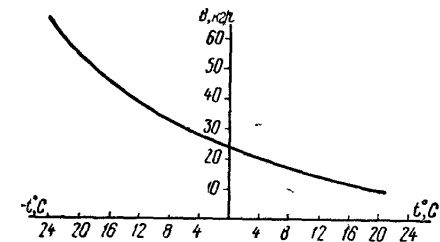


Рис. 117. Зависимость расхода топлива на отопление и обогрев судна от температуры наружного воздуха

конденсата с помощью дроссельной диафрагмы, по замеру расхода свежего пара с помощью дроссельной диафрагмы.

Наибольшее применение в практике испытаний находит способ определения расхода пара с помощью замера конденсата в теплом ящике. Для этого подачу питательной воды на котел переводят с теплого ящика на танк. Воду из теплого ящика спускают, открыв спускной клапан или вывинтив спускную пробку. Замеряют внутреннюю полезную площадь дна теплого ящика, если он небольшого размера, или одного из его отсеков, если его можно изолировать от других. Когда теплый ящик (или один из его отсеков) освободится от воды или после замера нижнего уровня воды в нем рейкой закрывают спуск воды из теплого ящика. В теплый ящик будет поступать конденсат; засекают по секундомеру начало поступления конденсата. Теплый ящик наполняют конденсатом до любого уровня, который также отмечается на рейке. В этот момент останавливают секундомер. Расход пара (паропроизводительность котла на данном режиме работы) определится по формуле

$$D = \frac{V\gamma 60}{t} \text{ кг/ч,}$$

где  $D$  — расход пара (паропроизводительность котла),  $\text{кг/ч}$ ;

$V = sh$  — мерный объем теплого ящика или бака,  $\text{л}$ ;

$\gamma$  — удельный вес конденсата,  $\text{кг/л}$ ;

$t$  — время замера (наполнения),  $\text{мин}$ ,

$s$  — полезная площадь для теплого ящика,  $\text{дм}^2$ ,

$h$  — высота наполнения теплого ящика конденсатом (между двумя отметками на рейке на начало и конец замера),  $\text{дм}$ .

Таким же способом можно замерить расход пара на обогрев любого танка — при возможности замера конденсата, выходящего из них, т. е. если имеются спускные трубы с клапанами. Для этого используется любой оттарированный сосуд.

Шкала силы ветра

Сила ветра, баллы	Словесное обозначение ветра	Скорость ветра			Среднее давление на по- верхности, нормаль- ной к ветру, кгс/см <sup>2</sup>	Влияние ветра на наземные предметы	Влияние ветра на поверхность моря, озера или крупного водохранилища
		м/сек	км/ч	узлы			
0	Штиль	0—0,5 (0)	0—1 (0)	0—1 (0)	0	Дым поднимается отвесно или почти отвесно, вымпел и листья на деревьях неподвижны	Зеркально-гладкая поверхность
1	Тихий ветер	0,6—1,7 (1)	2—6 (4)	1,2—3,3 (2)	0,1	Флюгер не устанавливается по ветру. Кольшутся отдельные листья. Дым поднимается наклонно, указывая направление ветра	Рябь
2	Легкий ветер	1,8—3,3 (2,5)	7—12 (9)	3,5—6,4 (5)	0,5	Ощущается как легкое дуновение. Слегка колеблются флаги и вымпелы. Листья непродолжительно шелестят	Появляются небольшие гребни волн
3	Слабый ветер	3,4—5,2 (4,5)	13—18 (16)	6,6—10,1 (9)	2	Листья и тонкие ветви деревьев постоянно колеблются. Высокая трава и посевы хлебов начинают колебаться. Ветер развеивает флаги и вымпелы	Небольшие гребни волн начинают опрокидываться, но пена не белая, а стекловидная
4	Умеренный ветер	5,3—7,4 (6,5)	19—26 (23)	10,3—14,4 (13)	4	Приводит в движение тонкие ветви деревьев; поднимает с земли пыль. По высокой траве и посевам пробегает волны. Вытягивается вымпел	Хорошо заметны небольшие волны, гребни некоторых из них опрокидываются, образуя местами белую клубящуюся пену (барашки)



Сила ветра, баллы	Словесное обозначение ветра	Скорость ветра			Среднее давление на поверхности, нормальной к ветру, кгс/см <sup>2</sup>	Влияние ветра на наземные предметы	Влияние ветра на поверхность моря, озера или крупного водохранилища
		м/сек	км/ч	узлы			
5	Свежий ветер	7,5—9,8 (8,5)	27—35 (31)	14,6—19,0 (17)	6	Качаются ветви и тонкие стволы деревьев. Вытягиваются большие флаги	* Волны принимают хорошо выраженную форму, повсюду образуются барашки
6	Сильный ветер	9,9—12,4 (11)	36—44 (40)	19,2—24,1 (22)	11	Качаются толстые сучья деревьев, шумит лес. Высокая трава и посевы временами ложатся на землю; гудят телеграфные провода	Появляются гребни большой высоты; их пенящиеся вершины занимают большие площади, ветер начинает срывать пену с гребней волн
7	Крепкий ветер	12,5—15,2 (14)	45—54 (50)	24,3—29,5 (27)	17	Качаются стволы деревьев, гнутся большие ветви и сучья. Ходьба против ветра заметно затруднена. Слышится свист ветра около строений и неподвижных предметов (метеобудка)	Гребни очерчивают длинные валы ветровых волн; пена, срываемая ветром с гребней волн, начинает вытягиваться полосами по склонам волн
8	Очень крепкий ветер	15,3—18,2 (17)	55—65 (60)	29,7—35,4 (33)	23	Качаются большие деревья, ломаются тонкие ветви и сухие сучья. Движение против ветра заметно задерживается. Шум прибоя волн на побережьях больших озер и морей слышен на значительном расстоянии	Длинные полосы пены срываются ветром, покрывают склоны волн, местами сливаясь, достигают их подошвы
9	Шторм	18,3—21,5 (20)	66—77 (72)	35,6—41,8 (39)	35	Наблюдаются небольшие повреждения строений; ломаются большие сучья деревьев; сдвигаются с места легкие предметы	Пена широкими, плотными, сливающимися полосами покрывает склоны волн, отчего поверхность становится белой, только местами во впадинах волн видны свободные от пены участки
10	Сильный шторм	21,6—25,1 (23)	78—90 (84)	42,0—48,8 (45)	46	Наблюдаются разрушения, некоторые деревья могут быть сломаны	Поверхность моря покрыта слоем пены; воздух наполнен водяной пылью и брызгами; видимость значительно уменьшена
11	Жестокий шторм	25,2—29,0 (27)	91—104 (97)	49,0—56,3 (53)	64	Ветер производит значительные разрушения, ломает стволы деревьев	Поверхность моря покрыта плотным слоем пены. Горизонтальная видимость ничтожна
12	Ураган	свыше 29,0	свыше 104	свыше 56	свыше 74	Наблюдаются катастрофические разрушения, деревья вырываются с корнем	То же

Примечания 1 В скобках дана округленная средняя скорость  
2 Сила и скорость ветра измерены на высоте 6 м над поверхностью моря

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

СТЕПЕНЬ ВОЛНЕНИЯ И СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТИ МОРЯ, ОЗЕРА, КРУПНОГО ВОДОХРАНИЛИЩА ПОД ВЛИЯНИЕМ ВЕТРА

Степень волнения, баллы	Словесная характеристика волнения	Высота волны, м	Признаки для определения состояния поверхности моря, озера, крупного водохранилища
0	Волнение отсутствует	0	Зеркально-гладкая поверхность
1	Слабое	0,1 — 0,25	Рябь, появляются небольшие гребни волн
2	Умеренное	0,25 — 0,75	Небольшие гребни волн начинают опрокидываться, но пена не белая, а стекловидная
3	Значительное	0,75 — 1,25	Хорошо заметны небольшие волны, гребни некоторых из них опрокидываются, образуя местами белую клубящуюся пену — «барашки»
4	Значительное	1,25 — 2,0	Волны принимают хорошо выраженную форму, повсюду образуются «барашки»
5	Сильное	2,0 — 3,5	Появляются гребни большой высоты, их пенящиеся вершины занимают большие площади, ветер начинает срывать пену с гребней волн
6	Сильное	3,5 — 6,0	Гребни очерчивают длинные валы ветровых волн, пена, срываемая с гребней ветром, начинает вытягиваться полосами по склонам волн
7	Очень сильное	6,0 — 8,5	Длинные полосы пены, срываемые ветром, покрывают склоны волн, местами, сливаясь, достигают их подошв
8	Очень сильное	8,5 — 11,0	Пена широкими плотными сливающимися полосами покрывает склоны волн, отчего поверхность становится белой, только местами, во впадинах волн видны свободные от пены участки
9	Исключительное	11,0 и более	Поверхность моря покрыта плотным слоем пены, воздух наполнен водяной пылью и брызгами, видимость значительно уменьшена

ПЕРИОДИЧНОСТЬ ОБЯЗАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРКИ МЕР И ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Меры и измерительные приборы	Периодичность поверки (не менее)
<i>Для линейных и угловых измерений</i>	
Индикаторы рычажные и часового типа	Один раз в год
Приборы для измерения уровня жидкости	Один раз в 2 года
глубиномеры	То же
рулетки с лотом	»
измерительные рейки	»
метроштоки	Один раз в год
Миниметры	Один раз в 2 года
Калибры контрольные для поверки планиметров	То же
Рулетки металлические	
<i>Для измерения времени</i>	
Секундомеры, хронометры, хроноскопы	Один раз в 2 года
<i>Для измерения частоты вращения</i>	
Тахометры механические и электрические с датчиком	Один раз в 2 года
<i>Для измерения давления, разрежения и мощности</i>	
Манометры и мановакуумметры пружинные класса 4 и более высоких классов	Один раз в год
Вакуумметры пружинные	Один раз в 2 года
Тягомеры, напорометры и тягонапорометры	То же
Микроманометры	»
Пиметры механические	»
Индикаторы мощности	»
<i>Для измерения расхода</i>	
Дифманометры-расходомеры	Один раз в год
<i>Для измерения температуры</i>	
Термометры лабораторные с ценой деления не менее 0,1°C, калориметрические, метастатические, манометрические	Один раз в 2 года
Термометры технические	То же
Термометры для испытания нефтепродуктов	»
Термометры дистанционные	»
Термометры сопротивления	»
Термопары	»
Милливольтметры (гальванометры) и логометры пирометрические	»
Пирометры оптические и радиационные	»

Меры и измерительные приборы	Периодичность поверки (не менее)
Приборы для определения температуры вспыхи нефтепродуктов <i>Для измерения электрических и магнитных величин</i>	Один раз в два года
Амперметры, вольтметры, ваттметры класса 1,5 и более высоких классов, шунты и добавочные сопротивления к ним Соленомеры электрические Тестеры Омметры и мегомметры  <i>Гидрометеорологические приборы</i>	Один раз в 2 года
Анемометры Барометры, анероиды Психрометры Термометры	То же » » »
	Один раз в год » » »

Примечания: 1. Находящиеся в применении и на хранении меры и измерительные приборы должны подвергаться государственной поверке в сроки не реже указанных в приложении 8.

2. Меры и контрольно-измерительные приборы должны представляться для государственной поверки: по истечении установленного срока государственной поверки; после ремонтов приборов независимо от срока поверки; в тех случаях, когда при проведении чистки или мелкого ремонта было нарушено поверительное клеймо или пломба.

3. Пригодность прибора к эксплуатации подтверждается клеймом либо свидетельством. Запрещается эксплуатация приборов с истекшим сроком поверки или не имеющих клейма либо свидетельства о поверке

СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ ДАВЛЕНИЯ

Наименование единицы давления и условное обозначение	Ньютон на квадратный метр (н/м <sup>2</sup> )	Бар = 10 <sup>5</sup> н/см <sup>2</sup> = 1 дин/см <sup>2</sup>	Физическая атмосфера (атм)	Техническая атмосфера (кгс/см <sup>2</sup> )	Миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.)	Миллиметр водяного столба (мм вод. ст.)
Ньютон на квадратный метр н/м <sup>2</sup>	1	10 <sup>-5</sup>	—	10,2 × 10 <sup>-6</sup>	7,5 × 10 <sup>-3</sup>	0,102
Бар	10 <sup>5</sup>	1	0,9817	1,02	750	10,2
Физическая атмосфера (атм)	1,013 × 10 <sup>5</sup>	1,013	1	1,033	760	10,33
Техническая атмосфера (кгс/см <sup>2</sup> )	98,1 × 10 <sup>3</sup>	0,981	0,968	1	735,6	10
Миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.)	133,3	133,3 × 10 <sup>-5</sup>	0,00131	0,00136	1	13,6
Миллиметр водяного столба (мм вод. ст.)	9,807	9,807 × 10 <sup>-5</sup>	0,968 × 10 <sup>-4</sup>	0,0001	0,0736	1

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

УДЕЛЬНЫЙ ВЕС МОРСКОЙ ВОДЫ

Названия морей и океанов	Летом		Зимой		
	Летом	Зимой	Летом	Зимой	
Азовское море	1,003	1,008	Карское море	1,017	1,022
Атлантический океан	1,026	—	Охотское море	1,025	—
Балтийское море	1,010	1,012	Северное море	1,025	1,027
Белое море	1,018	1,020	Тихий океан	1,024	1,028
Баренцево море	1,027	1,028	Финский залив	1,000	1,002
Берингово море	1,023	—	Черное море	1,010	1,012
Каспийское море	1,005	1,010	Японское море	1,021	1,028

Примечание. В технических расчетах часто приравнивается удельный вес вещества  $\gamma$  к его плотности  $\rho$ . Они имеют и одну размерность: г/см<sup>3</sup>, кг/дм<sup>3</sup>, т/м<sup>3</sup>, кг/л. Для наиболее точных расчетов  $\gamma = \rho g$ , где  $g$  — ускорение свободно падающего тела.