

## НОМОГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

А.А. Обозов, к.т.н.;

ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»

Статья посвящена вопросам оценки эффективности функционирования турбокомпрессоров (ТК) судовых малооборотных дизелей. Рассматриваются аналитические зависимости для определения КПД компрессора, турбины и ТК в целом, приводятся номограммы для нахождения этих характеристик графическим способом. Использование приведенных в статье номограмм позволяет осуществлять оперативную диагностику ТК в эксплуатационных условиях.

Качество функционирования судового малооборотного дизеля зависит в значительной степени от качества функционирования турбокомпрессоров (ТК), обеспечивающих наддув и газообмен цилиндров дизеля. У современных малооборотных дизелей среднее эффективное давление на режиме номинальной мощности достигает величины 19–20 бар. Это требует подачи воздуха в цилиндры двигателя с давлением, приблизительно равным 3,65–3,85 бар (указано абсолютное давление продувочного воздуха). ТК должны также обеспечивать требуемый расход воздуха через двигатель. Только в этом случае достигается уровень коэффициента избытка воздуха при сгорании, необходимый для качественного сгорания топлива, приемлемый уровень тепловой напряженности деталей ЦПГ и надлежащее качество газообмена. В последние годы значительное внимание уделяется проблеме обеспечения экологических параметров малооборотных дизелей и, в частности, проблеме выбросов окислов азота с отработавшими газами. Известно, что экологические характеристики дизеля напрямую взаимосвязаны с параметрами воздухообмена.

Для достижения высокой топливной экономичности судовых двигателей рабочий процесс в цилиндре организуется таким образом, чтобы при заданной цикловой подаче топлива получить в цикле максимально возможную индикаторную работу. Это требование выполняется за счет увеличения фазы расширения рабочего тела в цикле (осуществляется более позднее открытие выпускного клапана). В результате такой орга-

низации рабочего процесса уменьшается количество энергии выпускных газов, подводимой к турбинной ступени турбонаддувочных агрегатов. Снижение энергии, подводимой к турбинной ступени ТК (при наличии высоких требований к параметрам наддува) выдвигает на передний план необходимость использования высокоэффективных агрегатов наддува. В настоящее время ведущие фирмы, производящие ТК (ABB (Швейцария), M A N (Германия), «Mitsubishi H.I.» (Япония)), поставляют ТК для наддува судовых малооборотных дизелей с высоким суммарным КПД, достигающим 68% в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Пиковый (максимальный, достигаемый в одной точке характеристики) уровень суммарного КПД у этих ТК достигает 75%.

При постройке двигателей на дизелестроительных заводах осуществляется взаимная «подгонка» гидравлической характеристики двигателя (определяется в основном геометрией соплового аппарата и рабочего колеса турбины ТК) и характеристики компрессорной ступени  $\eta_{comp} = f(G_{air}, n)$ . Гидравлическая характеристика двигателя должна пролегать в области высоких значений КПД компрессорной ступени и в то же время она должна быть достаточно удалена от помпажной области. Адиабатический КПД компрессорной ступени современного ТК в области эксплуатационных режимов достигает 86–87%.

Как показывает опыт обследования ряда двигателей производства БМЗ, характеристики компрессорной ступени ТК в процессе эксплуатации более или менее стабильны. КПД компрессорной ступени в основном определяется величиной зазоров между сопрягаемыми деталями проточной части компрессора, которые остаются неизменными. Иначе обстоит дело с турбинной ступенью ТК. В процессе эксплуатации двигателя происходит засорение (закоксовывание) соплового аппарата турбинной ступени ТК. При попадании посторонних частиц в сопловой аппарат происходит деформация его лопаток. Наблюдаются коксовые отложения и на лопатках рабочего колеса турбины. Происходит засорение защитной решетки турбинной ступени. Все эти

факторы снижают эффективность работы турбины, а также увеличивают гидравлическое сопротивление турбинной ступени. Следует отметить, что изменение гидравлического сопротивления турбинной ступени наряду с засорением воздушного фильтра компрессора и воздушного тракта охладителя продувочного воздуха приводит к тому, что гидравлическая характеристика двигателя значительно смещается относительно характеристики компрессорной ступени в область более низких расходов воздуха (влево). Это может приводить к появлению помпажа.

Приведенные выше доводы говорят о необходимости контроля эффективности работы турбонаддувочных агрегатов в эксплуатации, так как от этого в первую очередь зависят экономичность двигателя, тепловая напряженность деталей ЦПГ и, как следствие, — надежность работы двигателя в целом.

Оценка эффективности системы турбонаддува осуществляется на основе адиабатического КПД компрессорной ступени ТК  $\eta_{comp}$ , общего (суммарного) КПД турбокомпрессора  $\eta_{total}$  и КПД турбинной ступени  $\eta_{turb}$ , которые определяются из известных зависимостей [1–3]:

$$\eta_{comp} = \frac{\frac{k}{k-1} R_{air} T_{inl} \left( \pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{C_p (T_{out} - T_{inl})}, \quad (1)$$

для определения  $\eta_{comp}$  также может использоваться выражение

$$\eta_{comp} = 3614400 \frac{T_{inl} \left( \pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\mu (\pi D n)^2}, \quad (2)$$

где  $k$  — показатель адиабаты сжатия (для воздуха  $k = 1,4$ ;  $(k-1)/k = 0,286$ );  $R$  — универсальная газовая постоянная для воздуха;  $R = 287$  кДж/кг К;  $T_{inl}$  — температура воздуха на всасывании компрессорной ступени (измеряется минимум в трех точках по периметру воздушного фильтра и производится осреднение результата) (К);  $\pi_{comp}$  — степень повышения давления компрессорной ступени;  $\pi_{comp} = F(B, P_f, P_{scav}, dP_{cool})$ ;  $B$  — барометрическое давление (бар);  $P_f$  — падение давления на воздухофильтре (бар);  $P_{scav}$  — давление воздуха (избыточное) в продувочном коллекторе (бар);  $dP_{cool}$  — падение давления на воздухоохладителе (бар);  $C_p$  — теплоемкость воздуха в изобарном процессе (Дж/кг К);  $D$  — диаметр колеса компрессора (м);  $T_{out}$  — температура воздуха после компрессорной ступени (измеряется термометром сопротивления) (К);  $\mu$  — Slip-фактор (фактор скольжения) колеса компрессора (зависит от числа и геометрии лопаток колеса

компрессора на выходе потока,  $\mu = 0,69-0,76$ );  $n$  — частота вращения ротора турбокомпрессора ( $\text{мин}^{-1}$ ).

Для определения общего (суммарного) КПД турбокомпрессора используется выражение

$$\eta_{total} = 0,9055 \frac{T_{inl} \left( \pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_{turb\ inl} \left( 1 - \pi_t^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right)}, \quad (3)$$

где  $T_{turb\ inl}$  — температура газов перед турбинной ступенью;  $\pi_t$  — степень понижения давления газов на турбинной ступени;  $\pi_t = F(B, P_{turb\ inl}, dP_{back})$ ;  $P_{turb\ inl}$  — давление газов перед турбиной;  $dP_{back}$  — противодавление газов за турбиной;  $k_g$  — показатель адиабаты расширения для выпускных газов;  $(k_g-1)/k_g = 0,265$ .

Эффективность турбиной ступени оценивается как отношение

$$\eta_{turb} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{comp}}. \quad (4)$$

К системам турбонаддува достаточно высокой эффективности можно отнести те системы, у которых на эксплуатационных режимах  $\eta_{comp} = 0,80-0,83$ ,  $\eta_{turb} = 0,80-0,82$  и  $\eta_{total} > 0,64$ .

Выражение (1) можно преобразовать к виду

$$\eta_{comp} = \frac{T_{inl} \left( \pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(T_{out} - T_{inl})}. \quad (5)$$

Для упрощения расчетов принято допущение о том, что массовый расход газа через турбинную ступень равен массовому расходу воздуха через компрессорную ступень ТК.

Расчет характеристик ТК можно производить с использованием персонального компьютера. Однако представляется, что данную операцию можно сделать менее рутинной, если воспользоваться для получения решения заранее построенными номограммами. Применение номограмм позволяет также без особых усилий оценивать зависимость эффективности компрессорной, турбинной ступеней и ТК в целом от режима работы дизеля, а также вести ретроспективный анализ и прогноз изменения параметров ТК. Приведенные ниже номограммы (рис. 1, 2) построены на основе зависимостей (2)–(5) и носят достаточно универсальный характер, так как основываются на термодинамических закономерностях (подходят для всех типов ТК). Исключением является только номограмма, отражающая зависимость  $\mu U^2 = f(n)$ , так как фактор скольжения  $\mu$  и диаметр колеса компрессора  $D$  индивидуальны для каждого типа ТК (приведенная номограмма

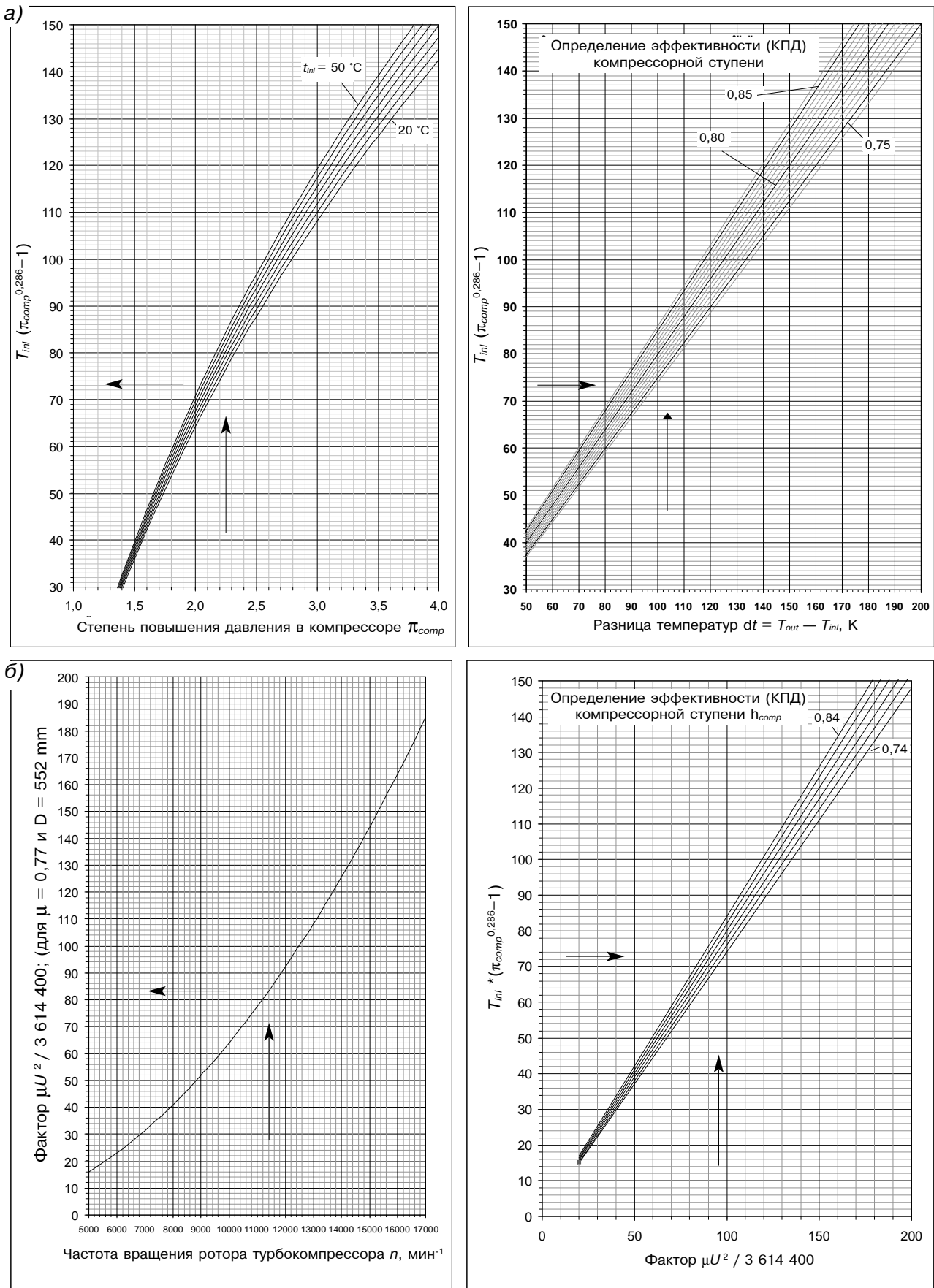


Рис. 1. Номограммы для оценки эффективности компрессорной ступени:

а — метод 1; б — метод 2

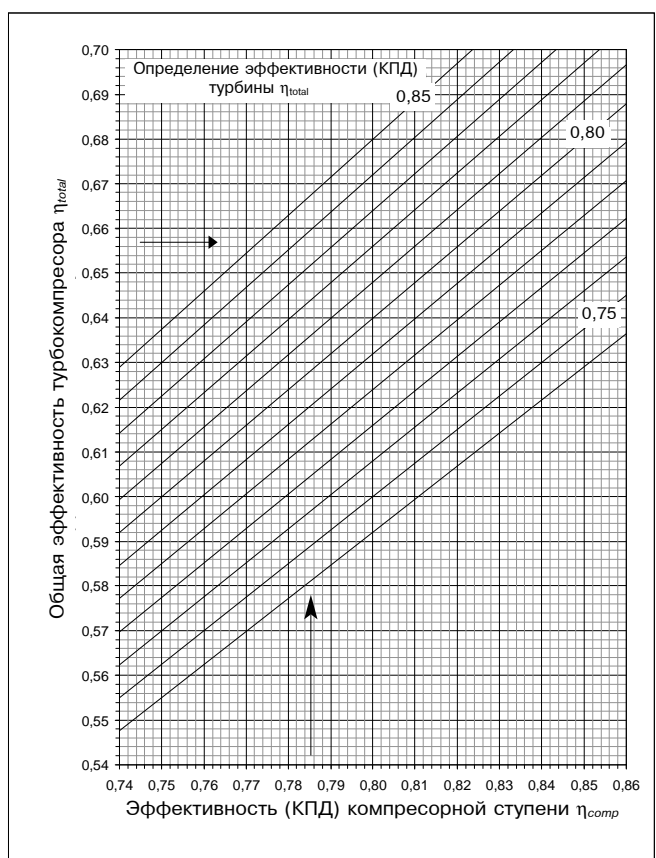
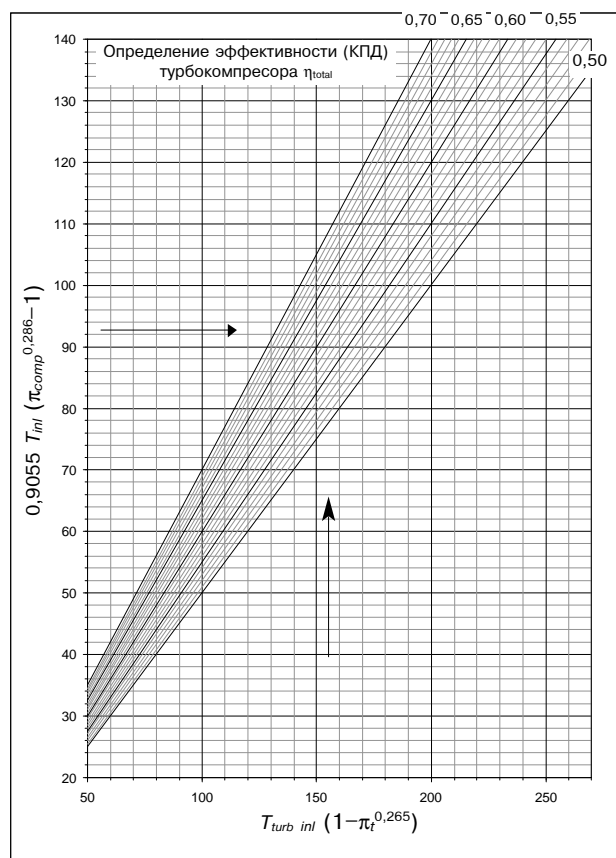
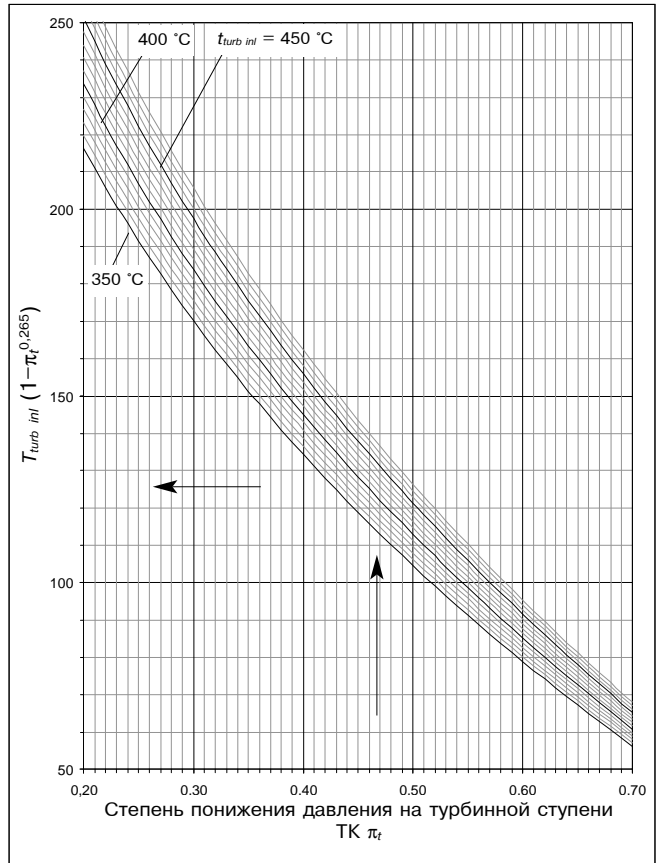
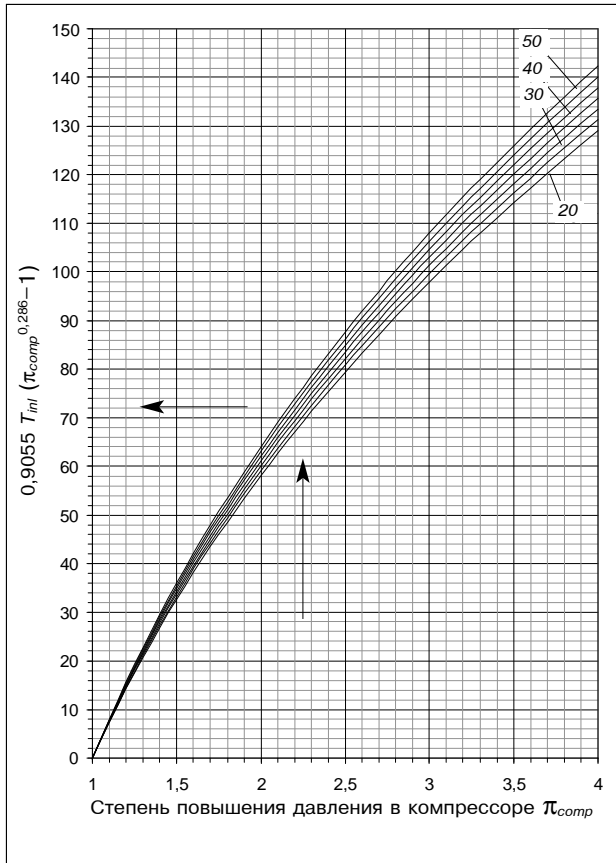


Рис. 2. Номограммы для оценки эффективности ТК и турбинной ступени ТК

Характеристики турбокомпрессоров ведущих фирм-производителей для судовых дизелей

Фирма-изготовитель	Тип ТК	Диаметр $D$ , м		Число лопаток		Slip- фактор $\mu$	
MAN B&W (Германия–Дания)	NR 24/R	0,276		–		0,76	
	NR 26/R	0,322		–		0,76	
	NA 34/S	0,408		17		0,70	
	NA 40/S	0,480		20		0,70	
	NA 48/S	0,576		20		0,70	
	NA 57/T9	0,684		20/18		0,70/0,74	
	NA 70/T9	0,840		20/18		0,76/0,74	
BBC/ABB (Швейцария)	Тип ТК	Диаметр $D$ , м		Slip-фактор $\mu$			
	VTR 254	0,2942		Тип $A$		Тип $E$	
	VTR 304	0,3497		0,79		0,69	
	VTR 354	0,4157					
	VTR 454	0,5233					
	VTR 564	0,6588					
	VTR 714	0,8294					
Mitsubishi H.I (MET) (Япония)	Тип ТК	Диаметр $D$ , м		Slip-фактор $\mu$			
	Профиль колеса	$V$ , $S$ или $R$		$V$		$S$ или $R$	
	Размер колеса	2	3	2	3	2	3
	MET33SD,SE	0,352	0,373	0,72		0,69	
	MET42SD,SE	0,436	0,462				
	MET53SD,SE	0,553	0,586				
	MET66SD,SE	0,689	0,730				
	MET83SD,SE	0,873	0,824				

построена для  $\mu = 0,77$  и  $D = 552$  мм). В таблице приведены значения  $\mu$  и  $D$  для различных типов турбокомпрессоров, применяемых для оснащения судовых дизелей.

**Выводы**

Разработан номографический метод оценки эффективности системы турбонадува судовых малооборотных дизелей. Метод позволяет в эксплуатационных условиях механикам, занимающимся обслуживанием главных судовых двигателей, оперативно оценивать техническое состояние компрессорной и турбинной частей ТК.

Для проведения такой оценки практически не требуется выполнения каких-либо математических вычислений (при помощи калькулятора требуется

только вычислить величины  $\pi_{comp}$  и  $\pi_t$ ). Последовательное (во времени) нанесение точек на номограммы позволяет оценивать динамику (тренд) изменения технического состояния системы турбонадува и планировать профилактические работы.

**Литература**

1. *Рис В.Ф.* Центробежные компрессорные машины. — Л.: Машиностроение, 1981. — 350 с.
2. *Циннер К.* Наддув двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1978. — 262 с.
3. Instructions for 46-98 MC type Engines. Operation, Edition 40E. Copenhagen, Denmark-1998. — 353 p. Информационные материалы фирмы-лицензиара MAN B&W Diesel A/S.