

В. А. Демидов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Развитие народного хозяйства страны неразрывно связано с широким применением автомобильного транспорта и тракторов. Номенклатура выпускаемых типов автотранспортных средств постоянно расширяется. Комплексная механизация работ предусматривает создание и организацию производства 14 базовых моделей тракторов и 22 их модификаций.

Специальные лесовозные автомобили и трелевочные тракторы — один из основных видов транспорта на лесозаготовках и перевозке леса.

Потребность в автотракторных двигателях дополнительно возрастает в связи с их эффективным использованием в стационарных установках.

В современном двигателестроении турбонаддув используется как наиболее прогрессивное средство повышения мощности поршневых двигателей при одновременном снижении удельного веса и улучшения их экономичности. Возможное увеличение мощности базовых двигателей без снижения их надежности и долговечности и без существенного усложнения производства и эксплуатации — 30—70%. Литровая и габаритная мощности дизеля практически увеличиваются в той же мере, что и мощность самого двигателя, так как вес турбокомпрессора не превышает 3% от общего веса двигателя.

Для двигателей лесотранспортных машин применяют системы газотурбинного наддува, в состав которых входят турбокомпрессоры. Применение утилизационных турбин, питаемых отработавшими газами, позволило использовать часть энергии, уносимой газами, для привода компрессора, осуществляющего наддув двигателя.

Газодинамический расчет, определение проходных сечений проточной части, углы установки лопаток и т. д. производятся лишь для одного режима работы компрессора и турбины — номинального. Однако в условиях эксплуатации турбокомпрессоры автотракторных двигателей работают не только на расчетном режиме, но и в широком диапазоне режимов, отличных от расчетного.

При этом могут изменяться в значительных пределах число оборотов ротора, расход воздуха и газа, сопротивление на впуске и выпуске. Так, число оборотов ТКР изменяется от 37—40 тыс. *об/мин* при работе двигателя с нагрузкой до 4—6 тыс. *об/мин* при работе на небольших оборотах холостого хода.

Повышение уровня форсирования двигателя путем наддува неизбежно требует более высокого качества очистки воздуха и снижения шумового уровня агрегата наддува, что достигается установкой на всасывании перед компрессором дополнительных элементов воздухоочисти-

телей и глушителей шума. С повышением коэффициента очистки (в лучших конструкциях воздухоочистителей он достигает более 99%) начальное сопротивление возрастает до 700 мм вод. ст., которое в условиях эксплуатации может превышать 1000 мм вод. ст.

Установка нейтрализаторов и дожигателей с целью получения минимального количества токсичных и канцерогенных веществ как в

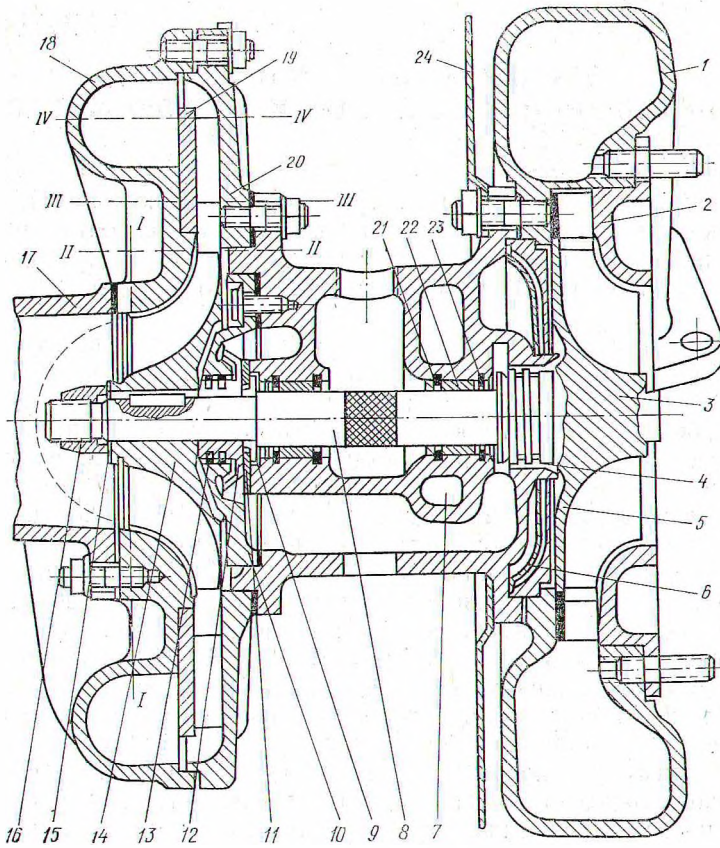


Рис. 1. Турбокомпрессор ЯМЗ:

- 1 — корпус турбины; 2 — сопловой венiec; 3 — колесо турбины; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — проставка корпуса турбины; 6 — внутренний экран; 7 — корпус подшипников; 8 — ротор; 9 — упорная шайба; 10 — крышка корпуса подшипников; 11 — упорный фланец; 12 — маслоотражатель; 13 — уплотнительное кольцо ротора; 14 — колесо компрессора; 15 — стопорная шайба; 16 — гайка колеса компрессора; 17 — впускной патрубок; 18 — корпус компрессора; 19 — диффузор; 20 — крышка корпуса компрессора; 21 — упорное кольцо; 22 — втулка; 23 — шайба; 24 — наружный экран.

выхлопных газах, так и в воздушном бассейне вызывает значительное увеличение сопротивления выпускного тракта. Снижение аэродинамического шума выпуска до уровней, предусмотренных «Едиными требованиями», обуславливает рост гидравлических сопротивлений на выпуске. Так, разработанная Алтайским моторным заводом унифицированная конструкция глушителя шума выпуска увеличивает гидросопротивление до 930 мм вод. ст. при установке глушителя типа II и до 1250 мм вод. ст. при установке глушителя типа III в случае применения их на двигателе АМ-03 [1].

Использование энергии выпускных газов (после турбины) для обогрева, пневмотранспорта пыли из бункера воздухоочистителя также приводит к значительному росту сопротивлений на выпуске.

Заводы-изготовители устанавливают жесткие требования в отношении условий во всасывающей и выпускной системах. Так, в соответствии с техническими условиями Ярославского моторного завода сопротивление выпускного тракта за турбиной не должно быть более 30 мм рт. ст., а сопротивление впускного тракта перед входом в компрессор не должно превышать 400 мм вод. ст.

Таким образом, если оценить значения гидросопротивлений с учетом отмеченного выше, то они окажутся выше допустимых. Следует ожидать, что за этот счет ухудшатся в какой-то мере показатели турбокомпрессора и в конечном итоге двигателя. Отрегулировать работу компрессора и турбины не представляется возможным, так как они не имеют надлежащих устройств.

Динамику изменения показателей работы двигателя нельзя заранее определить. До настоящего времени отсутствуют подходящие зависимости для определения потерь мощности, снижения экономичности, изменения других показателей в подобных случаях, тем более дизельных двигателей с наддувом. Единственно надежным остается путь экспериментального исследования.

Опыт многих предприятий служит дополнительным доказательством этому. Обширные исследования проводились в США [2]. Фирма Фербенкс — Морзе выполнила 500-часовые испытания двигателя с газотурбинным наддувом при противодавлении на выпуске турбины 0,102 кг/см² и разрежении на всасывании в нагнетатель 0,022 кг/см².

Аналогичные исследования выполнены и в Советском Союзе. Однако результаты этих исследований не обобщены.

В лаборатории Белорусского технологического института было проведено экспериментальное исследование турбокомпрессора типа ТКР-14 в условиях переменных сопротивлений на входе в компрессор и на выходе из турбины.

Турбокомпрессор типа ТКР-14 (рис. 1) предназначен для наддува дизелей Ярославского моторного завода. В качестве объектов исследования использованы нагнетатель и турбина этого турбокомпрессора.

Основные данные исследуемого компрессора следующие. Компрессор имеет колесо полузакрытого типа с прямыми радиальными лопатками и односторонним осевым входом.

Наружный диаметр колеса	$D_2 = 130 \text{ мм}$
Относительный наружный диаметр на входе колеса	$\frac{D_1}{D_2} = 0,616$
Относительный диаметр втулки	$\frac{d_{в}}{D_2} = 0,269$
Относительная ширина лопатки на выходе	$\frac{b_2}{D_2} = 0,069$
Относительная ширина колеса	$\frac{X_0}{D_2} = 0,27$
Число лопаток колеса	$z_k = 14$
Диаметр окружности входа в лопаточный диффузор	$D_3 = 167 \text{ мм}$
Диаметр окружности выхода из лопаточного диффузора	$D_4 = 235 \text{ мм}$
Число лопаток диффузора	$z_g = 15$
Относительная ширина безлопаточного диффузора	$\frac{b_3}{b_2} = 1,0$

Основные данные турбинной ступени следующие. Тип турбины — радиальная центробежная с рабочим колесом полузакрытого типа.

Наружный диаметр колеса	$D_2 = 130 \text{ мм}$
Относительный наружный диаметр на выходе колеса	$\frac{D_1}{D_2} = 0,75$
Относительный диаметр втулки	$\frac{d_n}{D_2} = 0,230$
Относительная ширина лопатки на входе	$\frac{b_2}{D_2} = 0,119$
Относительная ширина колеи	$\frac{X_0}{D_2} = 0,270$
Число лопаток колеса	$z_k = 15$
Диаметр окружности входа в лопаточный диффузор	$D_4 = 172 \text{ мм}$
Диаметр окружности выхода из лопаточного диффузора	$D_3 = 142 \text{ мм}$
Число лопаток диффузора	$z_g = 17$

Экспериментальный стенд (рис. 2) включает следующие основные элементы:

- 1) серийный турбокомпрессор типа ТКР-14 двигателя ЯМЗ-240Н;
- 2) установку для получения сжатого воздуха;
- 3) измерительную аппаратуру;
- 4) приспособления для дросселирования всасывающего и выпускного трактов компрессора и турбины, а также для изменения расхода воздуха через турбину.

Привод ротора турбокомпрессора осуществляется воздухом, который подается объемным нагнетателем 6 к турбине 21. Воздух из турбины выбрасывается в атмосферу через трубу. Объемный нагнетатель приводится во вращение электродвигателем 10 переменного тока через повышающий редуктор 9. Мощность, развиваемая турбиной, поглощается центробежным компрессором 20, который выполняет роль воздушного тормоза.

Компрессор, вращаемый турбиной, засасывает воздух из окружающего пространства через коллектор 15 с лемнискатным входом. Последний установлен на промежуточном трубопроводе 17, который присоединен к входному патрубку компрессора. Изменение сопротивления на входе в компрессор выполняется сменными диафрагмами 16 с разным внутренним диаметром.

Режим работы турбины устанавливается изменением расхода воздуха через турбину с помощью дроссельной заслонки, расположенной на заборном трубопроводе 1 и имеющей устройство для обеспечения фиксированного углового положения.

Препарирование воздушных коммуникаций выполнено в соответствии с требованиями ГОСТа 10 033-62 [3]. В каждом измерительном сечении имелось по 4—6 отверстий $\varnothing 0,5 \text{ мм}$, через которые замерялось давление ртутными или водяными пьезометрами или микроманометром. Температуры измерялись ртутными термометрами с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$. Заторможенные давления и статические температуры определялись расчетным путем по расходу воздуха.

Весовой расход воздуха, проходящего через турбину, измерялся с помощью нормальной диафрагмы, выполненной и установленной согласно «Правилам 28-64» [4] на заборном трубопроводе 1.

Производительность компрессора определялась с помощью мерного коллектора, вход которого выполнен по лемнискате.

Для замера числа оборотов вала ротора ТКР применялся разработанный нами фотоэлектрический датчик.

На рис. 3 представлены электрическая и монтажная схемы фотоэлектрического датчика скорости вращения.

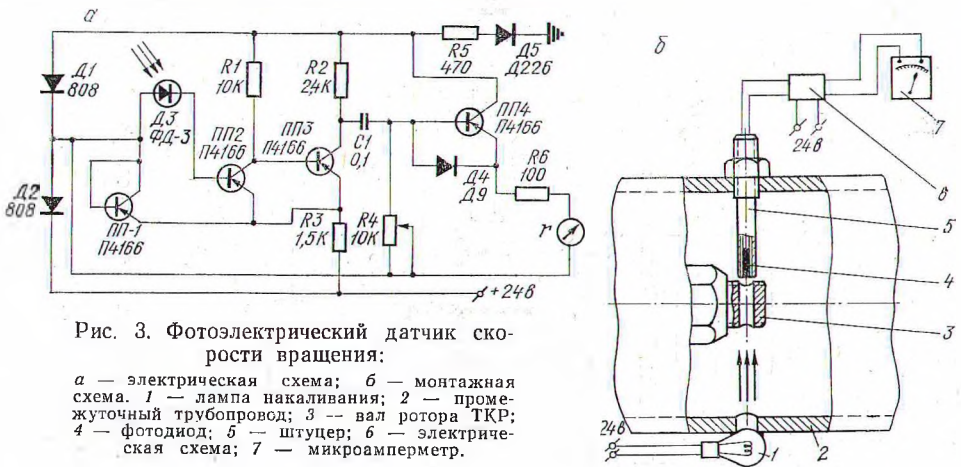


Рис. 3. Фотоэлектрический датчик скорости вращения:

а — электрическая схема; б — монтажная схема. 1 — лампа накаливания; 2 — промежуточный трубопровод; 3 — вал ротора ТКР; 4 — фотодиод; 5 — штучер; 6 — электрическая схема; 7 — микроамперметр.

Литература

- [1] Е. А. Улитин, В. М. Руфицкий и др. Снижение шума выпуска тракторных двигателей. «Тракторы и сельхозмашины», 1970, № 9. [2] Б. Н. Струнге, Б. Е. Мульман, А. С. Эпштейн. Конструкция зарубежных тепловозных и судовых двигателей. М., 1961. [3] ГОСТ 10 033-62. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей. Методы испытаний. [4] Правила 28-64 измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. М., 1965.