

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ

В.Н. Юренков

Согласование режимов работы четырехтактного дизеля и свободного турбокомпрессора при работе в различных эксплуатационных условиях является серьезной технической проблемой. Как правило, согласованию параметров дизеля, турбины и компрессора производится в два этапа. На первом этапе обеспечивается достижение оптимальных показателей на расчетном режиме. Это обычно контрольная точка, задаваемая в технических условиях (ТУ) на поставку дизеля и именно для этой точки добиваются наилучших показателей двигателя, отражающих уровень, достигнутый в двигателестроении, к моменту его постройки. Эти показатели из года в год улучшаются и требуют от конструкторов постоянных усилий при создании новых машин.

На втором этапе производят корректировку проточных частей компрессора и турбины наддувочного агрегата с целью обеспечения требуемых давлений наддува при работе по заданной характеристике в зависимости от назначения двигателя. Для этого необходимо правильно выбрать расчетные режимы работы турбины и компрессора. Чтобы это сделать необходимо располагать их характеристиками. К характеристикам компрессора предъявляются жесткие требования. На режиме максимального крутящего момента двигателя компрессор должен обеспечивать необходимое давление наддува, запас по расходу от границы помпажа не менее 5÷10% и максимально высокий КПД в зоне, где проходит гидравлическая характеристика дизеля, так как в противном случае ухудшается экономичность, снижается коэффициент избытка воздуха α и повышается теплонапряженность двигателя, причем чем выше степень повышения давления в компрессоре π_k , тем чувствительнее двигатель к КПД турбокомпрессора. Не менее жесткие требования предъявляются и к характеристике турбины – к уровню её КПД и форме, обеспечивающей этот уровень в возможно более широком диапазоне по режимам работы.

Для первого этапа согласования параметров дизеля и турбокомпрессора достаточ-

но иметь характеристики компрессора и турбины, полученные на гладком потоке. В качестве исходных характеристик используются фирменные материалы после выбора турбокомпрессора (ТК), но очень часто оказывается, что информация, заложенная в них, является неполной и возникает потребность её уточнения или получения характеристик после корректировки проточной части ТК.

Это делается на специальных стендах для испытания турбокомпрессоров. С целью получения полной информации о свойствах ТК, используемых на двигателях ОАО «Алтайдизель», в СКБ завода был спроектирован и изготовлен специальный стенд, на котором снимались характеристики компрессоров и турбин при доводке систем наддува двигателей Д-442, Д-461 и других, выпускаемых или готовящихся к выпуску машин. Схема стенда представлена на рис. 1.

Особенностью испытательного стенда является наличие мощного источника сжатого воздуха высокого давления, позволяющего выходить на очень высокие параметры, вплоть до разрушения турбокомпрессора.

Воздух от компрессорной станции через специальное устройство, очищающего его от влаги и твердых включений по трубопроводу 8 с регулирующими задвижками 9 и 11 поступает в камеру сгорания 13 от авиационного двигателя. Газ из камеры сгорания через ресивер 14 поступает в турбину ТК и покидает её через трубопровод с регулирующей заслонкой 6. Температура газа регулируется количеством топлива, подаваемого в камеру сгорания топливным насосом шестерёнчатого типа через систему управляющих дросселей (на схеме не показаны) и могла поддерживаться на нужном уровне 300÷750°С с точностью $\pm 2^\circ\text{C}$. В выпускной трубопровод встроены специальный ресивер 5, предотвращающий возбуждение колебания газа в выпускном тракте. Турбина нагружается центробежным компрессором, характеристики которого необходимо снять. При снятии характеристики турбины выбирался компрессор с возможно более широким диапазоном режимов работы. Чаще всего это был компрессор с безлопа-

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ

точным диффузором и очень "мягким" помпажом, достигаемым за счет некоторых изменений в проточной части (вырезка лопаток

ВНА на входе в колесо компрессора через одну, удаление небольшого участка лопаток на выходе из колеса и т.д.).

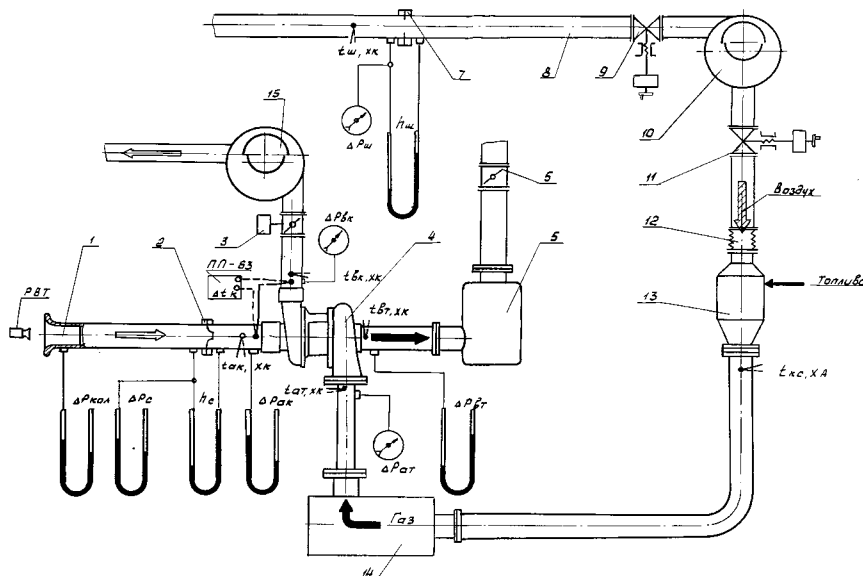


Рис.1. Схема стенда испытаний ТКР

Воздух в компрессор попадает через всасывающую трубу с входным коллектором 1 для измерения его расхода. Для тарировки мерного коллектора предусматривалось нормальное сужающее устройство в виде сопла, спроектированное и изготовленное в соответствии с "Правилами РД 50-213-80". В случае необходимости иметь минимальное сопротивление всасывающего тракта сопло демонтируется. Из компрессора воздух выбрасывается в атмосферу через трубопровод с заслонкой 3 и специальным антипомпажным клапаном, предотвращающей полумку компрессора при минимально возможном расходе воздуха через него при снятии характеристики турбины. В виду того, что у некоторых компрессоров имеет место унос масла из полости подшипника в проточную часть (особенно при полностью открытой заслонки за компрессором при снятии характеристики турбины) в трубопровод за компрессором встроен маслоотделитель 15 (разработан на кафедре теплотехники и гидравлики АлТГТУ, изготовлен и внедрен как один из возможных вариантов конструкции на ОАО "Алтайдизель" автором). Этот аппарат предотвратит почти полностью предотвратит выброс масляных капель в атмосферу, изготовлен на базе деталей, используемых в двигателях моторного завода, прост по конструкции и дешев.

Стенд оснащен всеми необходимыми приборами для измерения параметров, ис-

пользуемых при построении характеристик компрессоров и турбин. Расход воздуха через камеру сгорания определялся по перепаду давления в сужающем нормальном устройстве (диафрагме) 7, спроектированным, изготовленным и установленным согласно "Правил РД 50-213-80". Давления в характерных точках измерялись образцовыми манометрами класса точности 0,4 и жидкостными дифференциальными U - образными манометрами. Температуры в газозвушном тракте стенда измерялись хромель-копелевыми и хромель-алюмелевыми термопарами. Перепад температур на компрессоре, к измерению которого предъявляются очень жесткие требования, определялся с помощью дифференциальных хромель-копелевых термопар, собранных в т.н. "термобатарею" и тщательно протарированную по методике, разработанной Дейчем Р.С. в ЦНИДИ и усовершенствованной Рассудовым Ю.Г (Пензенский дизельный завод, СКБТ). В качестве вторичного прибора при измерении термо-ЭДС батареи дифференциальных термопар использовался потенциометр с классом точности 0.05.

Наличие безмоторного стенда для испытания турбокомпрессоров позволило при доводке систем наддува двигателей типа ЧН13/14 получить обширную информацию по характеристикам компрессоров ТКР-8,5, ТКР-8, ТКР-7 с разнообразными вариантами проточных частей – с лопаточными и безлопа-

точными диффузорами, с радиальными и загнутыми против вращения лопатками колес компрессора, с колесами, у которых число лопаток вращающегося направляющего аппарата (ВНА) соответствовало числу лопаток колеса компрессора и с вырезанными лопатками ВНА через одну и т.д. Цель всех этих экспериментов состояла в том, чтобы добиться расширения зоны максимального КПД в районе контрольной точки при сохранении его уровня, отвечающего соответствующим стандартам. На рис.2, 3, 4 и 5 приводятся некоторые характеристики компрессоров ТК,

предназначенных для работы в системе наддува двигателей семейства ЧН13/14 ОАО "Алтайдизель", с указанием основных геометрических характеристик и изменений в проточной части по сравнению с серийным вариантом. Базовым для алтайских двигателей является турбокомпрессор ТКР-7Н фирмы "Турботехника", который по своему техническому уровню не хуже зарубежных турбокомпрессоров этого класса, характеристики которых также были получены в СКБ ОАО "Алтайдизель", но здесь не приводятся.

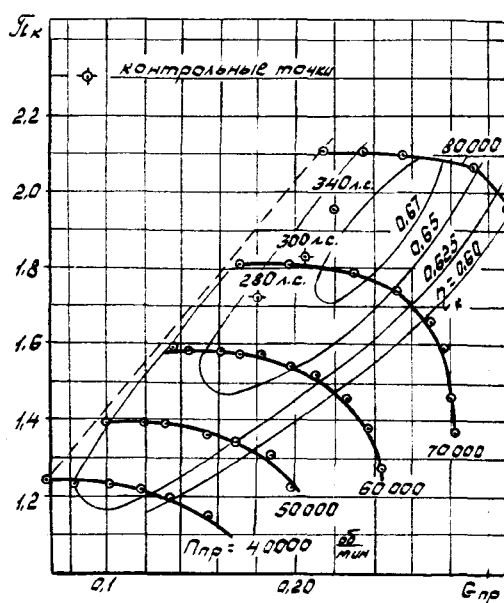


Рис.2. Характеристика компрессора ТКР-8.5С (ДЗТ, $D_{2К} = 85\text{мм}$, $\beta_{2л} = 90^\circ$)

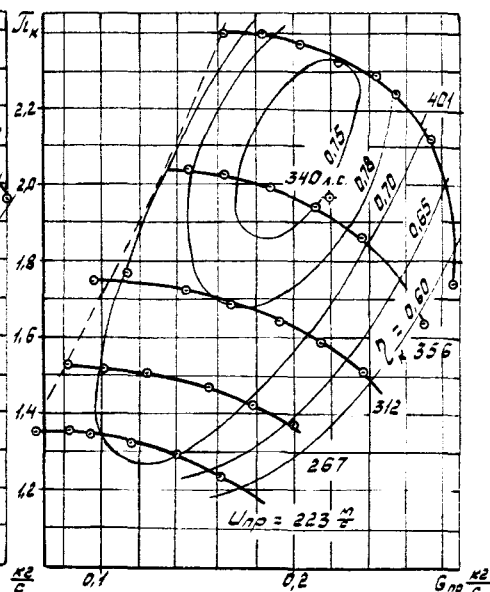


Рис.3. Характеристика компрессора ТКР-7Н ("Турботехника" $D_{1К} = 49\text{мм}$, $D_{2К} = 76\text{мм}$, $\beta_{2л} > 90^\circ$)

Среди конструктивных мероприятий, улучшающих характеристику компрессора, эффективным может оказаться подрезка лопаток колеса на диаметре $D_{2К}$ на небольшую величину порядка $\sim 10\%$ от номинального диаметра с сохранением диаметра диска колеса на прежнем уровне. Такая подрезка лопаток возможна и на заводах, получающих турбокомпрессоры в качестве комплектующих изделий, но при условии наличия у них балансировочных станков, т.к. при подрезке лопаток динамическая балансировка нарушается.

Получение полных характеристик турбин агрегатов наддува дизелей в диапазоне нагрузок от холостого хода до максимального в известном смысле представляет проблему, так как необходимо измерять крутящий мо-

мент на валу турбины. Для этого необходимо нагрузочное устройство. Обычно это гидротормоз. Известны конструкции гидротормозов, разработанные в ЦНИДИ и ГСКБД (г. Харьков) для испытания турбин ТКР-14 и ТКР-11. Однако при испытании турбин с частотой вращения ротора $n_T > 60000 \text{ мин}^{-1}$ возникает ряд проблем, затрудняющих их использование. Это вскипание жидкости в рабочей полости гидротормоза, появление дополнительных осевых усилий на подшипник, нарушающих нормальную работу тормозного устройства, проблема с балансировкой ротора и т.д. По этой причине в СКБ ОАО "Алтайдизель", где ведущим этой темы являлся автор, отказались от применения гидротормоза при снятии характеристик турбин

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ

ТК и в качестве нагрузочного устройства стали использовать воздушный тормоз-

компрессор, правда, специально подобранный с расширенным диапазоном расходов.

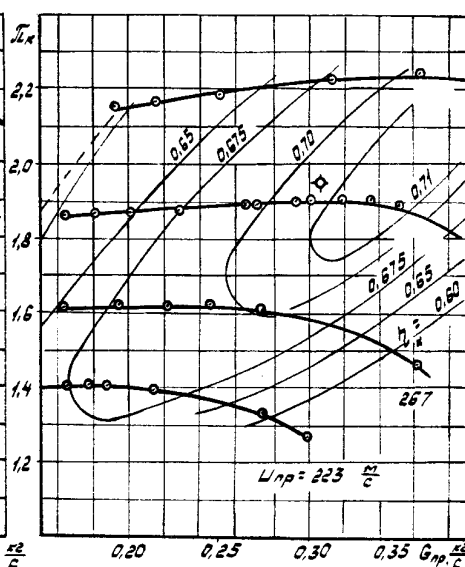
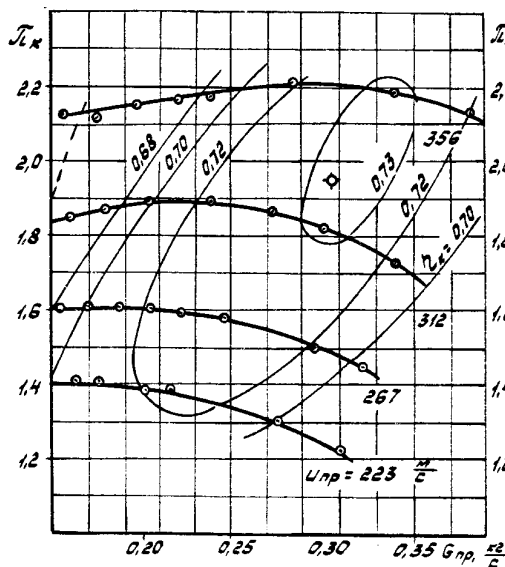


Рис.4 Характеристики компрессора
ТКР-8С(ДЗТ-ХПИ, $D_{1k} = 57.5, D_{2k} = 80$

Рис.5 Характеристики компрессора
ТКР-8С(ДЗТ-ХПИ, $D_{1k} = 57.5, D_{2k} = 80$

$b_2 = 7, \beta_{2л} = 90^\circ$, лопатки ВНА вырезаны
через одну на 8 мм, диффузор безло-
паточный б/л), исходный вариант.
■- контрольная точка для дизеля Д-4601

$b_2 = 7, \beta_{2л} = 90^\circ$, лопатки ВНА вырезаны
через одну на 8 мм, диффузор безло-
паточным участком на выходе.
■- контрольная точка для дизеля Д-4601

Диапазон режимов по нагрузке расши-
рялся за счет имеющихся возможностей ис-
пользования холодного воздуха при низких
температурах ($T_T = 290 \div 300\text{K}$) и создания по-
вышенных разрежений на входе в компрес-
сор с установкой специального антипомпаж-
ного устройства в нагнетательном трубопро-
воде на выходе из компрессора. При этих ус-
ловиях наблюдался повышенный унос масла
из рабочей полости подшипника через про-
точную часть компрессора. Но оно улавлива-
лось очистным устройством 15 (Рис.1) и ути-
лизировалось для дальнейшего использова-
ния. Диапазон режимов турбины при таком
подходе хотя и оказался уже, чем при ис-
пользовании гидротормоза, но всё же шире,
чем при работе ТК в составе дизеля и при
работе на безмоторном стенде при использо-

вании в качестве нагрузки компрессора в
обычном штатном исполнении. Проблема с
определением КПД турбины решалась за
счёт повышения точности определения адиа-
батического КПД компрессора, что достига-
лось применением протарированной термо-
батареи при определении температурного
напора на компрессоре. Точность определе-
ния перепада температур на компрессоре
составляло $\pm 0,1^\circ\text{C}$. Механический КПД ТК
оценивался по опубликованным материалам
на основе методик, разработанных в НАМИ.
На рис.6 и 7 приводятся некоторые характе-
ристики турбин ТК, предназначенных для ра-
боты в системе наддува двигателей семей-
ства ЧН13/14 ОАО "Алтайдизель", процедура
снятия которых происходила по описанной
методике.

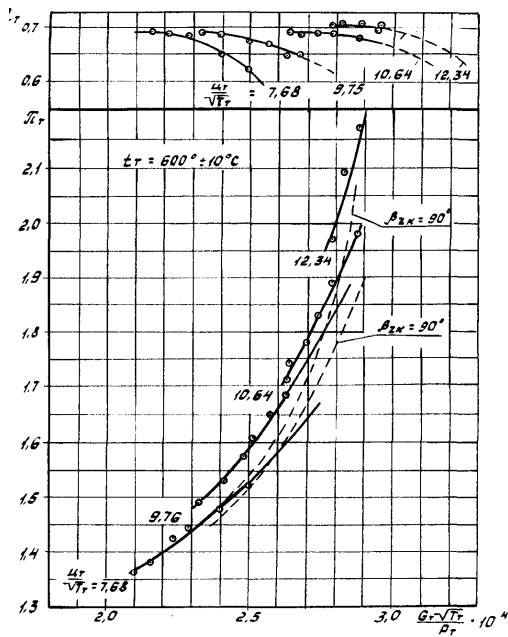


Рис.6. Характеристика турбины ТКР 8.5С-6 ($D_{1T} = 85$; $D_{2T} = 70$; $D_{em} = 25$; $v_{1T} = 12$; БНА; $f_{p,y} = 11 \text{ см}^2$) Нагрузочные характеристики дизеля $\Pi_{об} = 1750 \text{ мин}^{-1}$

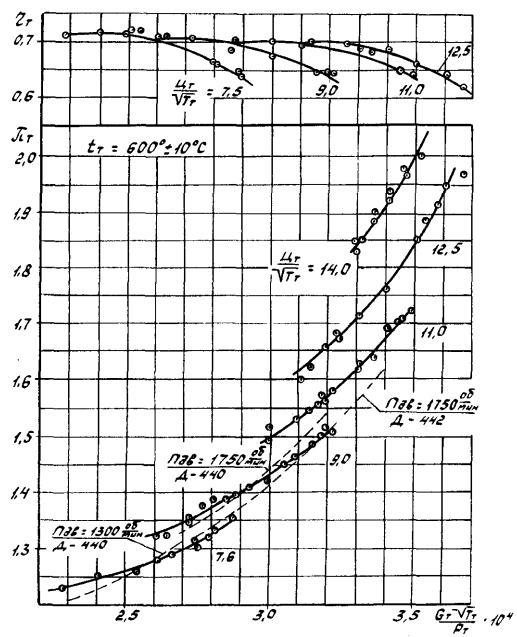


Рис.7. Характеристика турбины ТКР 7С-1 ($D_{1T} = 76$; $D_{2T} = 63$; $D_{em} = 22$; $v_{1T} = 12.5$; БНА; $f_{p,y} = 11.5 \text{ см}^2$) Нагрузочные характеристики дизелей Д-440, Д-442

Характеристики турбин строились в координатах

$$\pi_T = f\left(\frac{G\sqrt{T_T^*}}{P_T^*}, \frac{U_T}{\sqrt{T_T^*}}\right) \quad \text{и}$$

$$\eta_T = f\left(\frac{G\sqrt{T_T^*}}{P_T^*}, \frac{U_T}{\sqrt{T_T^*}}\right), \quad \text{где } T_T^* \text{ и } P_T^* \text{ - пол-}$$

ные параметры газа перед турбиной. Учитывая невысокие скорости газа перед турбиной, обычно принимают, что $T_T^* = T_T$ и $P_T^* = P_T$, т.е. специальный индекс * в комплексах

$\frac{G\sqrt{T_T^*}}{P_T^*}$ и $\frac{U}{\sqrt{T_T^*}}$ опускают, определяя их по

статистическим параметрам. Характеристики турбин в представленной выше форме удобны при анализе совместной работы поршневой и лопаточной частей турбопоршневого двигателя (т.е. двигателя с наддувом). Для оценки технического уровня турбин более удобны характеристики в координатах

$$\eta_T = f\left(\frac{U_T}{C_0}\right), \quad \mu F_T = f\left(\frac{U_T}{C_0}\right), \quad \text{которые}$$

широко используются при подборе агрегатов наддува для ДВС.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ

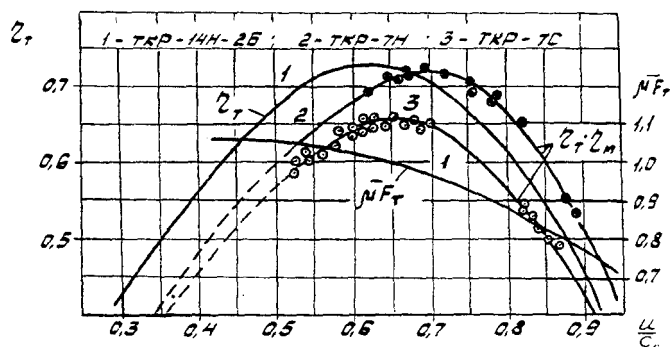


Рис.8. Характеристики турбин турбокомпрессоров ТКР-14Н-2Б (УТМЗ), ТКР-7Н (“Турботехника”), ТКР-7С (БЗА, Борисов).

На рис.8 представлены такие характеристики для исследованных турбин турбокомпрессоров ТКР-7Н (“Турботехника”) и ТКР-7С (Борисовский завод агрегатов, г. Борисов, респ. Беларусь.). Эти характеристики дают представление о возможностях стенда с воздушным тормозом для снятия характеристик турбин. К сожалению, левые ветви характеристик при малых значениях $\frac{U}{C_o}$ снять не удается по причинам, указанным выше.

Наличие исходной информации по характеристикам компрессоров и турбин агрегатов наддува, выбранных на основе предварительных расчетов для двигателя, намного облегчает доводку системы наддува. Однако испытания на первом этапе, как правило, не приводят к желаемому результату. Это происходит из-за не учета условий работы ТК в составе дизеля, характеризующихся пульсирующим характером течения газа в выпускном коллекторе. Обычно при анализе результатов испытаний совмещают гидравлическую характеристику дизеля с характеристикой компрессора, но т.к. расход воздуха для четырехтактного двигателя складывается из количества воздуха, идущего на продувку и закрываемого в цилиндре, то положение гидравлической характеристики дизеля $\pi_K = f(G_{np})$ в поле характеристик компрессора $\pi_K = f(G_{np}, \eta_{np})$ определяется не только объемом цилиндра, частотой вращения и давлением перед впускными органами, но и давлением за выпускным клапаном в момент продувки, т.е. характером импульса давления в выпускном коллекторе. Форма импульса может оказаться неблагоприятной с точки зрения эффективного использования его

энергии в турбине и создания условий для продувки. Это может быть установлено наложением гидравлической характеристики дизеля, построенной в координатах

$$\pi_T = f\left(\frac{G\sqrt{T_T}}{P_T}\right) \text{ на поле характеристик турбины,}$$

построенной в координатах

$$\pi_T = f\left(\frac{G\sqrt{T_T}}{P_T}, \frac{n_T}{\sqrt{T_T}}\right) \text{ и}$$

$$\eta_T = f\left(\frac{G\sqrt{T_T}}{P_T}, \frac{n_T}{\sqrt{T_T}}\right).$$

Поскольку характеристики турбины снимаются на “гладком” потоке, то результат такого наложения является первым приближением оценки условий работы ТК в составе дизеля. На рис.6 и 7 показаны совмещенные гидравлические характеристики дизеля и характеристики турбины ТК, которым укомплектован дизель. Компрессорные части ТК отличались геометрией колес компрессоров, характеристики которых представлены на рис.2 и 3. Из анализа представленных материалов следует, что любое изменение в компрессорной части агрегата наддува ведёт не только к изменению характеристики компрессора, но и к изменению положения гидравлической характеристики дизеля на поле характеристик компрессора. Гидравлическая характеристика дизеля и расходные характеристики турбины являются кривыми, имеющими весьма близкие значения углов наклона касательных в точке их пересечения, что делает их статически неустойчивыми по отношению друг к другу. Это неустойчивость проявляется в том, что незначительное отклонение настроенной системы от оптимума может привести к резкому

снижению эффективности всей системы за счет резкого падения КПД турбины (рис.6 и 7). При анализе взаимного положения характеристик дизеля, компрессора и турбины на рис. 6 и 7 не были учтены деформации характеристик турбины из-за пульсирующего характера питающего её потока газа. При снятии нагрузочных и скоростных характеристик двигателей Д-440, Д-442 и др. в бюро газотурбинного наддува СКБ ОАО "Алтайдизель" фиксировались те же параметры системы наддува, что и при испытании компрессоров и турбин на безмоторном стенде. Это дает возможность вычислить параметры системы наддува на работающем двигателе и сопоставить с результатами испытаний на безмоторном стенде. Частота вращения ротора ТК определялась бесконтактным способом с помощью радиоволнового тахометра

(РВТ) - совершенно уникального прибора, изготовленного на одном из минских предприятий. Сопоставлялись значения $\frac{n_T}{\sqrt{T_T}}$

для разных условий работы турбины в одной и той же режимной точке, имеющей координаты $\pi_T = idem, \frac{G\sqrt{T_T}}{P_T} = idem$ в пространстве приведенных параметров.

На рис. 9 и 10 представлено изменение основных показателей дизеля 6 ЧН13/14 и турбокомпрессора ТКР-8.5, которым укомплектован этот дизель, при работе по скоростной характеристике $P_e = const (P_e = 0,9 МПа)$.

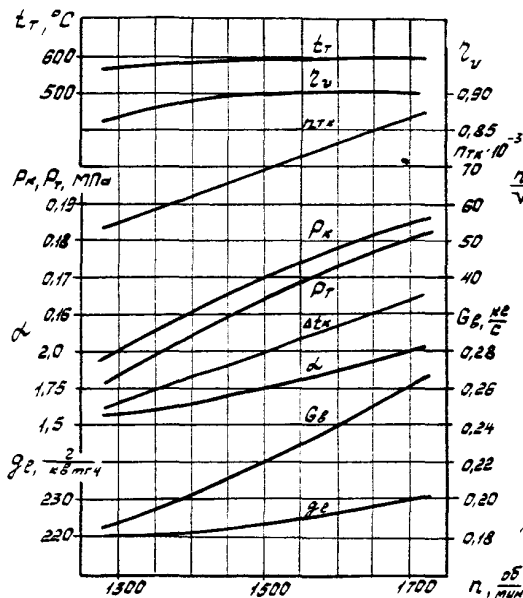


Рис.9. Изменение основных показателей дизеля 6ЧН 13/14 при работе по скоростной характеристике при $P_e = const (P_e = 0,9 МПа)$

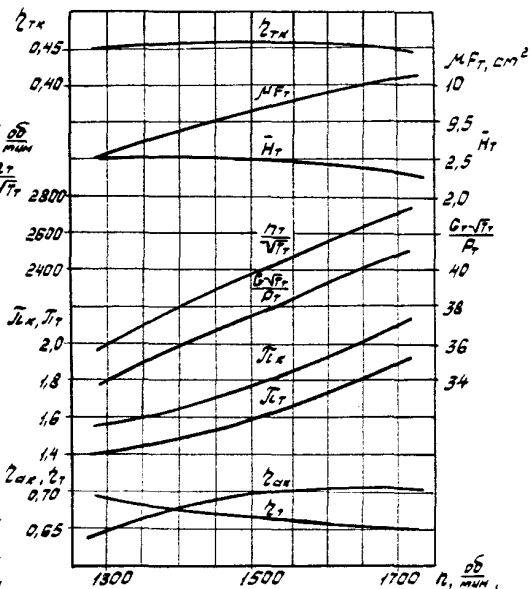


Рис.10. Изменение основных показателей системы турбонаддува дизеля 6ЧН 13/14 с ТКР-8.5С при работе по скоростной характеристике при $P_e = const (P_e = 0,9 МПа)$

Сопоставление результатов испытаний турбины на безмоторном стенде в условиях "гладкого" потока (рис.6) и дизеля (рис.10) показывает, что существует несоответствие приведенной частоты вращения ротора тур-

бокомпрессора $\frac{n_T}{\sqrt{T_T}}$ в указанных случаях

при прочих равных условиях. Отношение этих параметров при изменении нагрузки и сохранении частоты вращения коленчатого вала

составляет $\frac{(n_T/\sqrt{T_T})_{дс}}{(n_T/\sqrt{T_T})_{см}} \approx 1.13$ и стабильно

на всех режимах.

Повышенное значение параметра

$\frac{n_T}{\sqrt{T_T}}$ на дизеле означает, что компрессор и

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ

турбина в составе дизеля работают с пониженным КПД. Это снижение КПД может следствием как нерационального взаимного расположения характеристик дизеля и турбины (рис.6 и 7), так и неблагоприятных условий работы турбин, связанных с неустановившемся характером движения потока газа, покидающего цилиндр. Оценка КПД турбокомпрессора по балансу мощности компрессора и турбины на работающем двигателе подтверждает порядок величины КПД η_{TK} , полученной в стендовых условиях, если эта оценка производится на базе показаний инерционных измерительных приборов при переменных параметрах газа в коллекторе. К. Циннер назвал этот КПД кажущимся [2]. Действительное значение КПД ТК по результатам испытаний на двигателе должно быть откорректировано. Для этого в уравнение баланса мощности турбины и компрессора вводят поправочный коэффициент β , который называют коэффициентом импульсности подвода энергии к турбине. В уравнение баланса мощности турбины и компрессора он вводится следующим образом:

$$\eta_{TK} = \eta_K * \eta_T * \beta = \frac{G_K}{G_T} * \frac{H_{K_{cp.n}}}{H_{T_{cp.n}}}$$

Численное значение β определяют чаще всего по методике ЦНИДИ [1] или по методике, предложенной К. Циннером [2]. Значение этого коэффициента, полученное в данной работе путем испытаний ТК на моторном и безмоторном стендах и дальнейшего сопоставления результатов этих испытаний близко к тому, что рекомендуют [1] и [2], но при этом допускается его другое истолкование. Это коэффициент, учитывающий снижение КПД турбины из-за импульсности потока. Отношение располагаемых перепадов на компрессоре и турбине близко к 1 и на это отношение импульсности не оказывает глубокого влияния, что было проверено обра-

боткой большого числа осциллограмм давлений газа перед турбиной на различных режимах работы двигателя 6 ЧН 15/18 в лаборатории кафедры ДВС АлтГТУ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В период с 1985 по 1990 годы на Алтайском моторостроительном производственном объединении (ныне ОАО "Алтайдизель") была создана уникальная экспериментальная база для получения характеристик компрессоров и турбин агрегатов наддува для двигателей, выпуск которых предусматривался на заводе в обозримом будущем. Стендовое оборудование позволило снять характеристики компрессоров и турбин не только новых отечественных турбокомпрессоров для выпускаемых на заводе дизелей, но и провести испытания ТК многих иностранных фирм, которыми могли быть укомплектованы эти дизели. Это легло в основу создания базы данных по газодинамическим характеристикам ТК для двигателей размерности ЧН 13/14 и ЧН 15/18, производимых на барнаульских моторных заводах, и было использовано в работах по повышению параметров двигателей до уровня мировых стандартов. На основе полученных экспериментальных данных с привлечением огромного количества нагрузочных и скоростных характеристик двигателей в различной комплектации была уточнена методика по учету влияния импульсности потока отработавших газов на работу турбины ТК и усовершенствована процедура подбора турбокомпрессора для двигателя с заранее заданными параметрами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В., Дейч Р.С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение. Ленингр.отд-ние, 1975.-200с.
2. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. / Пер. с нем. В.И. Федышина; Под ред. Н.Н. Иванченко. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978.-264с.