

ОБЗОР ДОКЛАДОВ ПО ГАЗОТУРБИННОМУ НАДДУВУ НА КОНГРЕССЕ CIMAS 2007

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., Р.С. Дейч, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

(Окончание. Начало в № 1, 2, 3 2008 г.)

10. Турбокомпрессоры типа HPR с радиальной турбиной фирмы KVV [12]

Ряд турбокомпрессоров HPR с радиальной турбиной, разработанный фирмой KVV в 1998–2003 гг., предназначен для наддува быстроходных и среднеоборотных дизелей и газовых двигателей мощностью 500–3000 кВт. Ряд содержит четыре типоразмера турбокомпрессоров HPR3000, HPR4000, HPR5000 и HPR6000 (рис. 40). Всесторонние стендовые и эксплуатационные испытания турбокомпрессора HPR4000 были выполнены в 2000 г., а их серийное производство начато в 2001 г. К концу 2006 г. было изготовлено около 1300 турбокомпрессоров типа HPR более 100 различных модификаций.

При работе дизелей на тяжелом топливе был отмечен повышенный износ сопловых аппаратов (СА) турбокомпрессоров, что привело к необходимости их замены через несколько тысяч часов. Освоение технологии нанесения керамического покрытия на детали СА позволило увеличить срок их службы в 4–5 раз. После 15 000 ч работы СА были пригодны для дальнейшего использования, что позволяет обеспечить их эксплуатацию до капитального ремонта агрегата.

Для поддержания КПД турбокомпрессора на требуемом уровне проточная часть турбины очищается от отложений впрыском воды. Для более эффективной очистки вода подается в большем количестве, но впрыскивается короткими интервалами, используя эффект теплового удара.

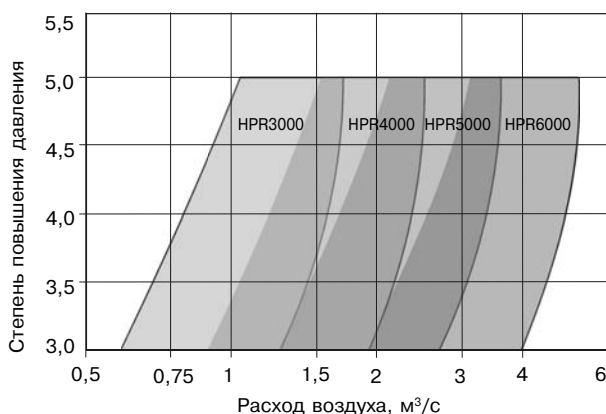


Рис. 40. Поле производительностей ряда турбокомпрессоров HPR

Параметры процесса промывки были оптимизированы за счет варьирования давлением и временем впрыска, что позволило получить равномерное распределения впрыскиваемой воды по окружности СА. Результаты испытаний позволили не только оптимизировать параметры промывки турбины, но и выбрать конструкцию сопла для впрыска воды, удобную для изготовления и обеспечивающую надежную работу.

Образование отложений в турбине зависит от качества топлива и условий работы. Поэтому каждый пользователь определяет частоту промывки турбины постоянным отслеживанием отклонения от нормы температуры отработавших газов и давления наддува.

Подшипники турбокомпрессоров ряда HPR неохлаждаемые. Они спроектированы так, что узел подшипников хорошо теплоизолирован от корпуса турбины. При нормальной эксплуатации срок службы подшипников составляет 25 000 ч и более. В отдельных случаях наблюдалось коксование смазочного масла из-за высокой температуры газа и прекращения подачи масла после остановки двигателя. Для устранения этого дефекта были проведены испытания в экстремальных условиях (корпус теплоизолирован, температура перед турбиной 700 °С) с подачей масла после остановки двигателя. В этом случае критические температуры уплотнительного кольца и подшипника турбины могут быть снижены до такой степени, что опасность коксования масла отпадает. Авторы доклада отмечают, что не каждый пользователь согласится на введение системы подачи смазки после остановки двигателя, с учетом того, что коксование масла происходит как раз при аварийных остановках. Поэтому фирма KVV предлагает, как вариант, охлаждаемый водой узел подшипников (более сложный корпус, более низкий КПД).

Турбокомпрессоры с высоким давлением наддува отличаются особенно жесткими требованиями к условиям работы компрессора. Исходный базовый вариант компрессора (серия А) был рассчитан на степень повышения давления 4,2. Для обеспечения более высоких π_k была разработана серия компрессоров В с π_k , достигающих 4,5, и серия С — с π_k до 4,8 (рис. 41). В рабочей зоне КПД компрессора превышает 80 % с максимумом 84 %.

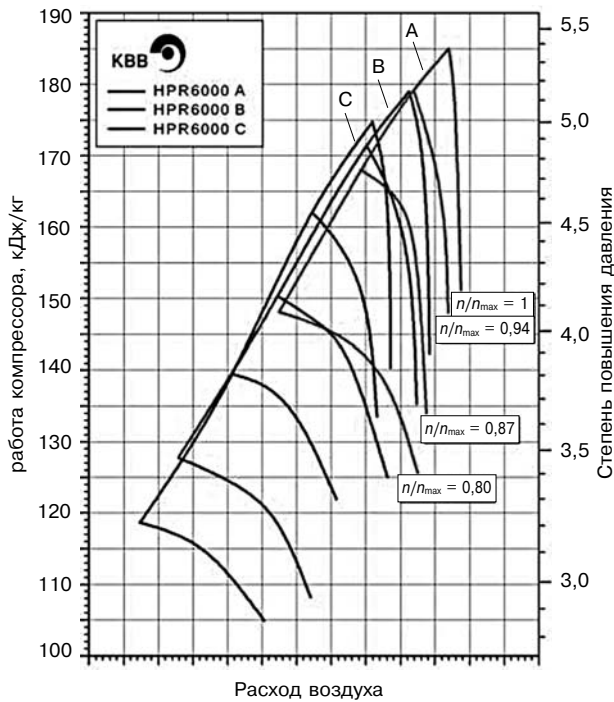


Рис. 41. Характеристика компрессора типоразмера HPR6000 серии А, В и С

Определенное улучшение характеристики компрессора по диапазону расходов может быть достигнуто введением внутренней рециркуляции потока воздуха на входе в колесо. Такое решение используют многие фирмы, но фирма КВВ не применяет его. В соответствии с принятой практикой проектирование и изготовление компрессора выполняется с учетом характеристик конкретного двигателя. Предварительное проектирование выполняется по методике, разработанной Дрезденским технологическим университетом. В ее основе лежит подбор геометрии колеса с учетом типичных параметров турбомашин и расчеты течения невязкого потока. Затем создается модель колеса в трехмерной системе CAD, на которой выполняется оптимизация аэродинамики с учетом прочности. Оптимизированная модель передается в систему САМ, где разрабатывается технология и программа фрезерования для станка с ЧПУ. Колесо изготавливается, и его геометрия проверяется на соответствие заданным параметрам модели.

11. Разработка компрессора с широкой рабочей зоной с «редким» лопаточным диффузором [13]

С увеличением агрегатной мощности двигателей возникает потребность в турбокомпрессорах с высокой степенью повышения давления π_k . Рабочая зона характеристики компрессора сужается с ростом π_k из-за высоких относительных чисел Маха потока воздуха на входе, а КПД падает. Одним из наиболее важных вопросов является расширение характеристики компрессора по диапазону расходов. В докладе представлены

результаты разработки компрессора с широким полем работы при $\pi_k = 4,0$ и выше. Для получения

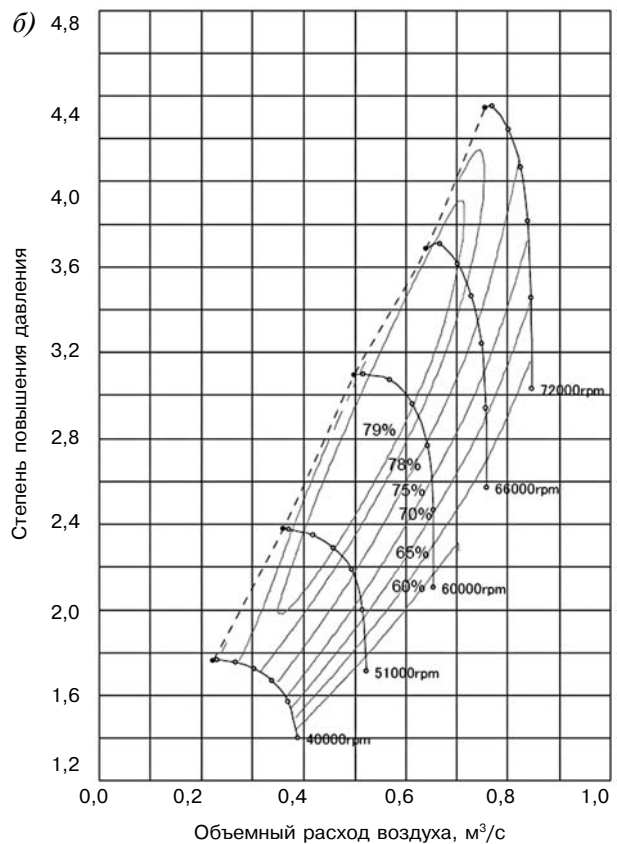
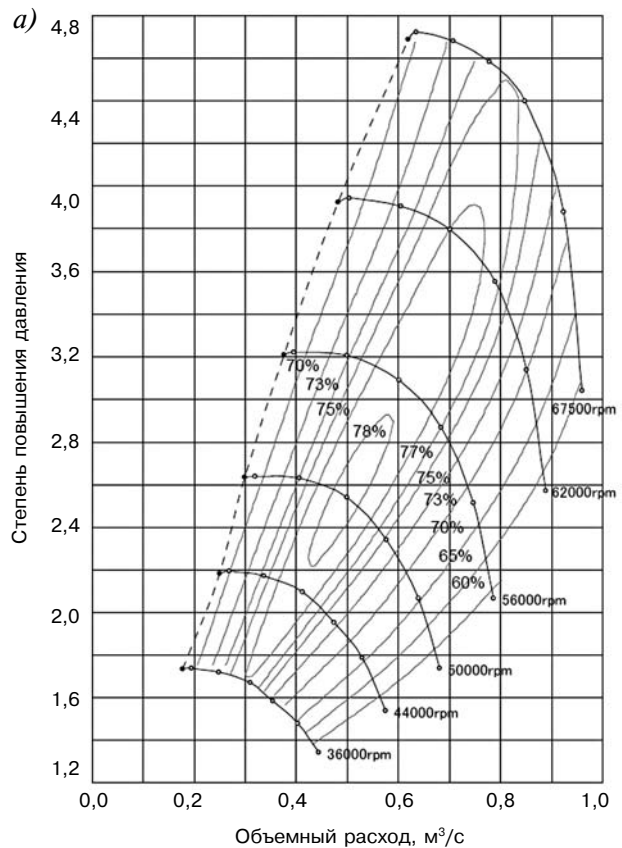


Рис. 42. Сравнение характеристик компрессоров: а — новый, б — исходный

более широкой рабочей области исходного компрессора было разработано новое рабочее колесо с увеличенным углом отклонения лопаток (на 10°) на выходе и диффузором с малым отношением хорды лопатки к шагу, для чего было уменьшено число лопаток диффузора. Параметры исходного компрессора и нового представлены в таблице.

Таблица

Параметры компрессора

Компрессор	Новый	Исходный
Колесо:		
наружный диаметр D_2 , мм	150	136
диаметр входа D_1 , мм	89,6	94
ширина на выходе b_2 , мм	6,6	6,5
число лопаток	10+10	10+10
угол на выходе	30	20
Лопаточный диффузор:		
число лопаток	6	19
угол на входе	10	8
хорда лопатки, мм	60	55
диаметр входа в ЛД	168	152
отношение хорды к шагу между лопатками	0,68	2,19

Конструкция колеса с лопатками объемного профилирования была оптимизирована методами численного моделирования потока жидкости. Были внесены изменения в меридиональное сечение и профиль колеса, что обеспечило снижение числа Маха на входе в колесо, уменьшение угла поворота потока и более равномерное распределение скоростей на выходе из колеса. Число лопаток диффузора также было выбрано по результатам анализа течения потока методом численного моделирования. Анализ течения потока в ступенях был выполнен с использованием коммерческой программы.

На рис. 42 сравниваются характеристики нового и исходного компрессоров. Новый компрессор

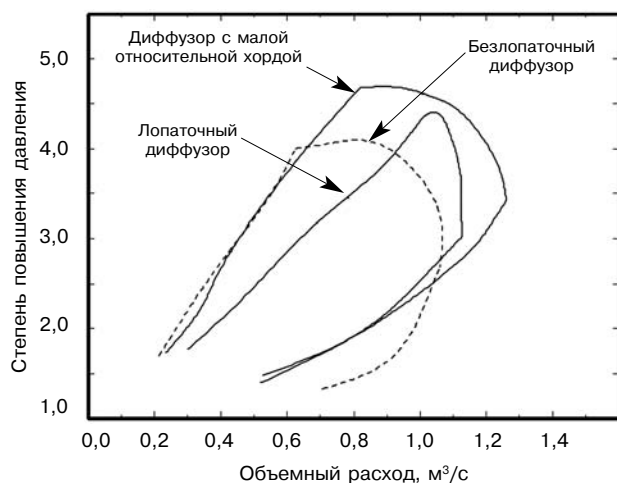


Рис. 43. Сравнение рабочих зон компрессоров с лопаточным диффузором, с безлопаточным и с «редким» диффузором

имеет максимальный КПД на 1 % ниже, но существенно более широкую рабочую зону при высоких π_k . У нового компрессора КПД выше, чем у компрессора с безлопаточным диффузором в зоне высоких π_k . На рис. 43 совмещены характеристики трех турбокомпрессоров.

12. Роль программ численного моделирования динамики жидкости для улучшения характеристик турбокомпрессора [14]

Отделение силовых установок фирмы «Siemens» выпускает ряд современных турбокомпрессоров с брендом NAPIER. Для совершенствования проточных частей турбокомпрессоров фирма использует программы численного моделирования динамики жидкости (CFD). В докладе приводятся результаты исследований по совершенствованию лопаточного диффузора и газовыпускного корпуса турбины.

Ступень компрессора целиком была смоделирована и проанализирована с использованием программного обеспечения CFX и включала анализ взаимодействия между колесом и лопатками диффузора. За диффузором был установлен упрощенный улиточный корпус с тем же выходным сечением по площади. Во всех анализируемых случаях протяженность безлопаточной части и площади диффузора на входе были одинаковы.

Для улучшения характеристики ступени были исследованы различные формы входных кромок лопаток диффузора. Анализ показал, что при нормальной входной кромке угол атаки потока на входе в диффузор составляет от -9° у втулки, а у покрывающего диска до $+40^\circ$. При таких углах атаки поток отрывается при обтекании лопатки как на стороне разрежения, так и на стороне давления. Введение скоса входной кромки улучшает условия течения, и диффузор со скошенной кромкой под углом 25° работает без отрыва потока во всей рабочей области. Расчетные характеристики ступени показали повышение КПД примерно на 1 % и расширение диапазона устойчивой работы. Сравнение экспериментальных данных с расчетными показывает некоторое расхождение, но тенденция улучшения характеристики явно прослеживается при умеренных степенях повышения давления (рис. 44).

Моделирование течения потока в газовойпускном корпусе (ГВК) турбины выполнялось для различных вариантов диффузоров при изменении соотношения площадей и осевой протяженности. Были проверены прямоугольные и круговые выходные фланцы с различными площадями.

В структуре основного потока в ГВК преобладают спиральные вихри, которые сохраняются

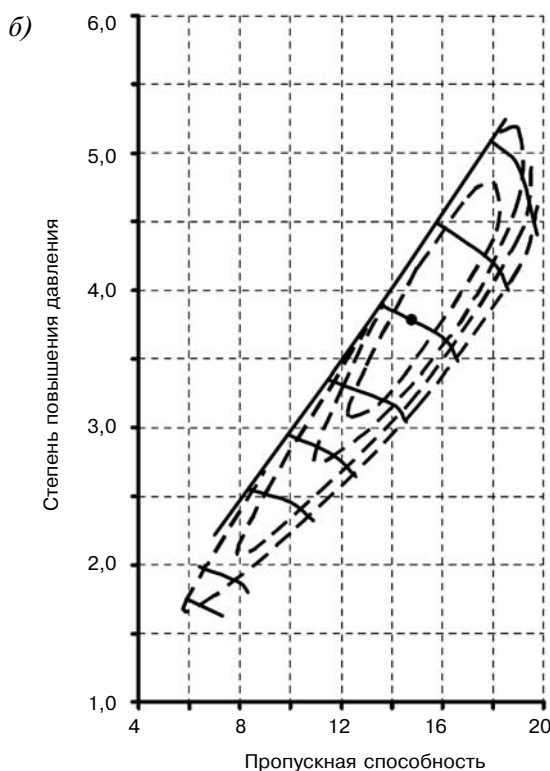
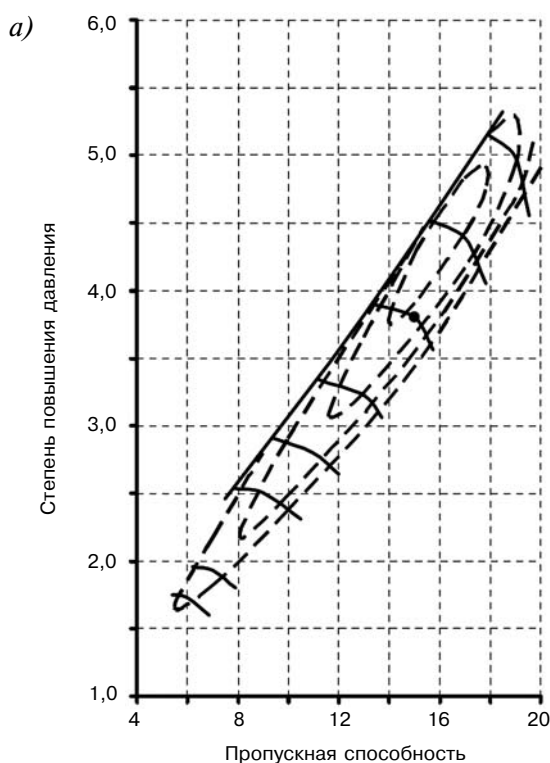


Рис. 44. Экспериментальная характеристика компрессора:

а — нормальная входная кромка диффузора;
б — скошенная входная кромка диффузора

от входа в диффузор до выходного фланца. Возникающие потери в патрубке в четыре раза больше, чем в диффузоре. Большая часть потерь возникает в горловине корпуса вследствие быстрого расширения в ней. Было обнаружено,

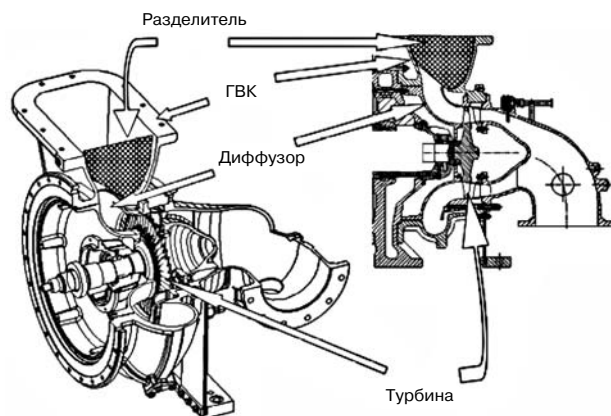


Рис. 45. Газовыпускной корпус турбины

что одиночный выход из ГVK создает неблагоприятные градиенты давлений, которые сохраняются до входа в диффузор.

Расчеты по CFD показали, что, несмотря на полезность улучшения равномерности распределения потока на входе в диффузор за счет линейного изменения проходных сечений ГVK, это мало повлияло на коэффициент восстановления давления. Установка же разделителя в горловине ГVK оказала основное влияние на коэффициент восстановления давления, который вырос с 46,1 до 54,6 % (рис. 45).

13. Разработка и применение турбокомпрессоров типа MET-MA [15]

Фирма «Mitsubishi Heavy Industries, Ltd», разработала новый ряд турбокомпрессоров (ТК) MET-MA для высокофорсированных дизелей с большим диаметром цилиндра (рис. 46). Конструктивное исполнение ТК ряда MET-MA выполнено на основе предшествующих моделей, доказавших свою работоспособность и надежность в эксплуатации. Основное внимание было уделено повышению КПД ТК, его надежности и удобству обслуживания. С этой целью были внесены изменения в профилирование лопаток турбины и в конструкцию газоприемного корпуса (ГПК).

ГПК для турбокомпрессоров типа MET имеют съемную внутреннюю часть. Это позволяет соблюдать в эксплуатации интервалы ревизии турбины без отсоединения выпускного патрубка двигателя от ТК. Эта конструкция была улучшена на ТК типа MET-MA за счет использования корпуса меньшего размера и оптимизации течения газового потока. Кроме того, в новом ГПК, когда внутренний корпус удален, сопловой аппарат (СА) открыт как со стороны входа, что позволяет его легко очистить.

Профиль лопатки был изменен для повышения КПД и прочности. Вибрационные напряжения турбинных лопаток вызываются следом от лопаток соплового аппарата и определяются

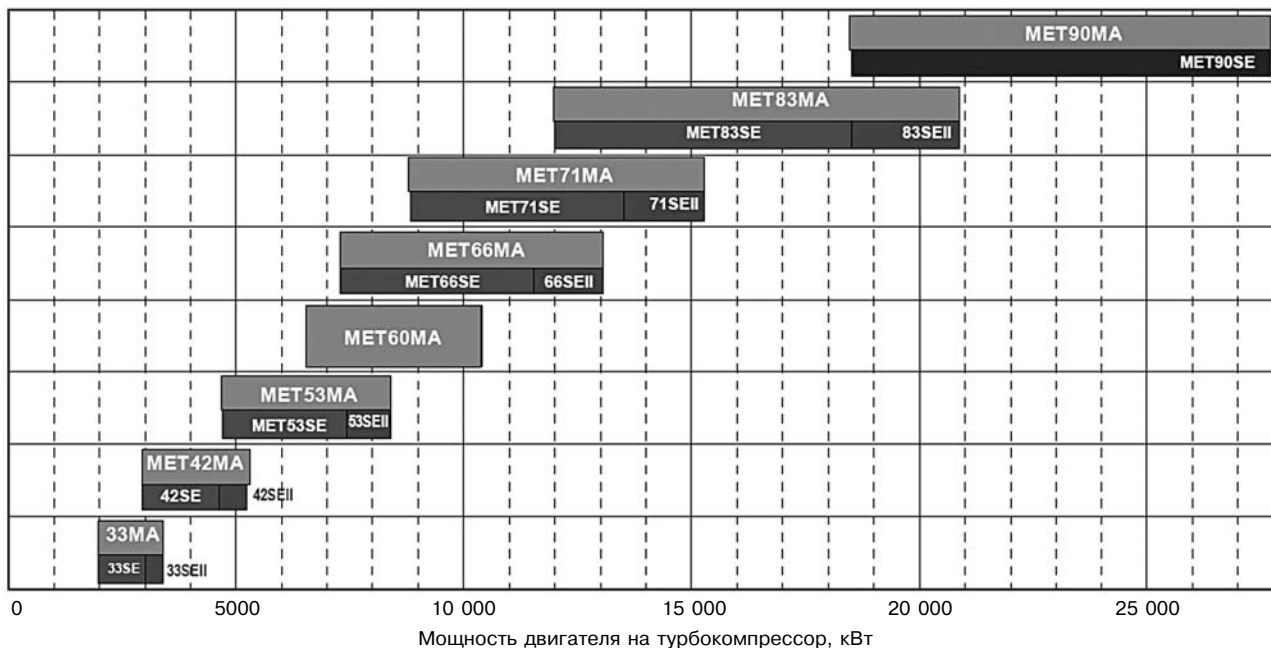


Рис. 46. Диапазон мощностей, перекрываемых турбокомпрессорами типов MET-SE, SEII и MA

степенью реакции турбины. Вибрационные напряжения на лопатке турбины становятся больше с уменьшением степени реакции, но настройка турбокомпрессора на главный двигатель может привести к применению малой степени реакции. Авторы доклада разработали асимметричный СА, чтобы снизить вибрационные напряжения при резонансе для применения его в случае малой степени реакции. Лопатки СА выполнены с неравномерным шагом. Это приводит к тому, что возбуждение, вызываемое ими в интервалах половины оборота, прерывается при вращении ротора, и вибрационные напряжения при резонансе уменьшаются. Измерения показали, что использование асимметричного СА уменьшает максимальные вибрационные напряжения турбинных лопаток примерно на 40 %.

На рис. 47 сравниваются КПД турбокомпрессоров MET83MA и MET83SEII. Турбокомпрессор MET83MA предназначен для форсиро-

ванных двигателей рабочие характеристики которых требуют применения турбокомпрессоров со степенью повышения давления в компрессоре около 4,0, и КПД не ниже 74 % в зоне степеней повышения давления от 3,0 до 3,5. Это на 2–3 % выше, чем у предыдущих турбокомпрессоров MET83SEII. На рис. 48 приведена характеристика турбокомпрессора MET53MA. Его КПД ниже, чем КПД турбокомпрессора MET83MA, вследствие меньших размеров, но это высокий уровень КПД для турбокомпрессоров этого класса.

В настоящее время наибольшее среднее эффективное давление малооборотных двухтактных дизелей составляет 20 бар, и турбокомпрессоры MET-MA обеспечивают эти требования за счет КПД и высокого давления наддува.

Высокий КПД турбокомпрессоров MET-MA, который не всегда может быть эффективно использован в двигателе, позволяет применить их в турбокомпаундной системе и увеличить пол-

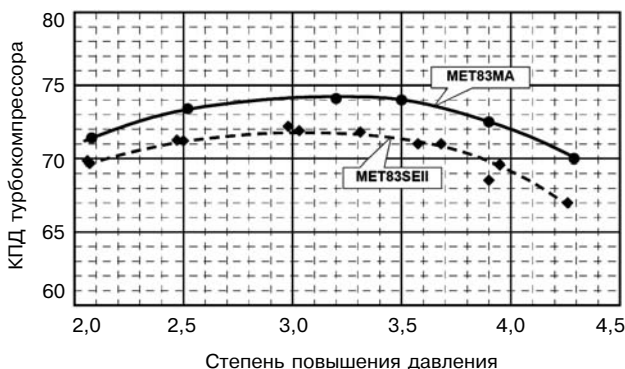


Рис. 47. КПД турбокомпрессоров MET83MA и MET83SEII

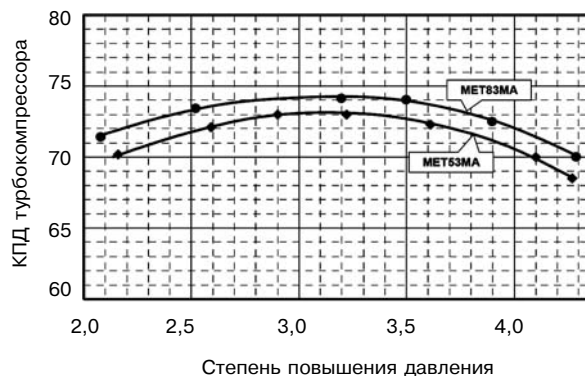


Рис. 48. КПД турбокомпрессора MET53MA

ный термический КПД силовой установки с дизелем, особенно в комбинации с силовой турбиной, которая использует энергию перепускаемых выпускных газов. Для этой цели разработана силовая турбина типа МРТ на базе новой турбины для турбокомпрессора МЕТ-МА с высоким КПД.

Кроме того, разработана турбокомпаундная система, при которой отбор избыточной мощности производится прямо с вала турбокомпрессора, соединенного с высокоскоростным генератором, преобразующим энергию выпуска в электрическую.

14. Исследование осерадиального турбокомпрессора со степенью повышения давления 4,5 [16]

Фирма «National Key Lab» разработала осерадиальный турбокомпрессор со степенью повышения давления 4,5 (рис. 49). В сравнении с обычным турбокомпрессором в осерадиальном добавляется осевая ступень перед колесом центробежного компрессора, установленная на одном валу с колесом турбины. Имеется неподвижный направляющий аппарат между осевым и центробежным колесами. Остальные элементы турбокомпрессора (турбина, подшипники, уплотнения и т. д.) остаются неизменными, а габаритный размер по оси увеличился на 50 мм. Рабочие

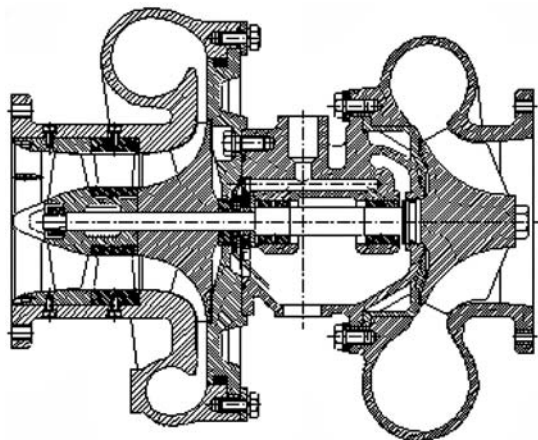


Рис. 49. Разрез осерадиального турбокомпрессора

колеса и направляющий аппарат компрессора изготовлены на станке с ЧПУ.

Для обеспечения рабочих параметров в контрольной точке характеристики ступеней центробежного компрессора и осевого согласо-

ваны. При частоте вращения 67 000 об/мин и расходе 1,1 кг/с достигнута степень повышения давления 4,5 при общем КПД турбокомпрессора 60 %, КПД компрессора при этом 75 %. Для достижения степени повышения давления 4,5 в одноступенчатом компрессоре требуется окружная скорость 573 м/с, при которой максимальные напряжения достигают величины 423 МПа, в осерадиальном компрессоре эти значения равны соответственно 512 м/с и 374 МПа.

15. Точный анализ ротора турбокомпрессора [17].

Рост уровня форсировки дизелей и степени повышения давления в турбокомпрессорах создает все большие затруднения при решении проблемы прочности рабочих колес. В докладе сообщается о предложенном Китайской школой параметрическом вариационном принципе (ПВП) и параметрическом квадратичном принципе программирования (ПКП). На основе этих методов и метода конечных элементов возможно выполнение точного анализа прочности рабочих колес и ротора турбокомпрессора совместно с сопрягаемыми деталями на базе трехмерной упруго-пластической контактной модели.

Выполненные исследования позволили обобщить параметры автофретирования компрессорного колеса. Также проанализирована проблема прочности турбины с использованием трехмерной контактной модели деталей елочного замка.

Литература

12. *Lehmann I., Buchmann K., Kaeseberg S.* HPR range in series use — ongoing development of KBB radial turbine type turbochargers. Paper № 102, CIMAC 2007, Vienna.
13. *Ibaraki S., Ogita H., Yamada T.* Development of a Wide Operating Range Turbocharger Compressor with a Low Solidity Vaned Diffuser. Paper № 166, CIMAC 2007, Vienna.
14. *Roach P.* The Role of CFD in Turbocharger Performance Improvement. Paper № 51, CIMAC 2007, Vienna.
15. *Shiraishi K., Kimura M., Teshima T.* Development and application of MET-MA turbochargers. Paper № 30, CIMAC 2007, Vienna.
16. *Zhang J.* Study on axial-radial turbocharger with pressure ratio 4.5. Paper № 121, CIMAC 2007, Vienna.
17. *Chang-hua Wu, Yu-zhen Lu, Ai-hua Liao.* A Study on Precise Analysis of the Turbocharger Rotor. Paper № 49, CIMAC 2007, Vienna.