

ОБЗОР ДОКЛАДОВ ПО ГАЗОТУРБИННОМУ НАДДУВУ НА КОНГРЕССЕ СИМАС 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»

(Продолжение. Начало в № 1 (231) 2008 г.)

3. Бездымный переходный процесс среднеоборотных и быстроходных двигателей при использовании регулируемой системы наддува [3]

При набросе нагрузки двигателей с турбонаддувом наблюдается резкое возрастание дымности отработавших газов, так как увеличение подачи топлива не обеспечивается необходимым количеством воздуха из-за инерции турбокомпрессора. В докладе рассматриваются две системы улучшения приемистости двигателя: подача воздуха высокого давления на колесо компрессора для мгновенного ускорения турбокомпрессора и регулируемый импульсный наддув с изменяемой геометрией выпускного коллектора. Последняя система представляет собой многотрубный выпускной коллектор с тремя входами в турбину, связанную с перепускными клапанами, позволяющими работать в системе импульсного или постоянного давления (рис. 17). Когда клапаны закрыты, они разделяют выпускной коллектор на три подвода, каждый из которых связан со специально спроектированным каналом газоприемного корпуса турбины.

Обе системы были спроектированы и установлены на опытном среднеоборотном судовом двигателе 5L16/24 фирмы МАН. Для электрического тормоза была разработана система нагружения, которая позволяла осуществить любой режим нагрузки по времени.

Результаты исследования вышеуказанных устройств относятся к среднеоборотным и быстроходным 4-тактным судовым дизелям, используемым на главных судовых установках и дизель-генераторах.

Для раскрутки турбокомпрессора определенное количество воздуха за установленное время подается на лопатки колеса компрессора через сопла во вставку. Эти сопла должны быть оптимально ориентированы, чтобы позволить передать массу и момент с минимальными потерями и минимальными нарушениями основного потока в компрессоре.

Обе системы были испытаны на переходных режимах с двухступенчатым шагом нагрузки по генераторной и с одноступенчатым шагом по винтовой характеристикам.

Индивидуальные испытания систем показали значительное уменьшение уровня дымности отработавших газов. Подача воздуха давлением 4 бара на колесо компрессора снижает дымность на 40–45 %, а регулируемая импульсная система — на 60–65 %. Эти показатели были получены при сравнении с базовой дымностью, полученной при работе двигателя с однотрубным коллектором.

На двигателе, оборудованном регулируемой импульсной системой наддува, были выполнены испытания с подачей воздуха на колесо компрессора. При совместном использовании двух систем улучшения приемистости уровень дымности был снижен на 80–85 %.

4. Требования к турбокомпрессорам, работающим на тяжелом топливе, вызывающем загрязнение [4]

Загрязнение турбокомпрессоров постоянно находится в центре внимания как эксплуатационников, так и изготовителей двигателей и турбокомпрессоров. Оно ведет к снижению КПД турбокомпрессора и мощности двигателя, возникновению механических повреждений, вызванных дисбалансом ротора, вибрацией лопаток и трением.

Параметры силовой установки периодически восстанавливаются с помощью устройств для сухой очистки или промывки водой проточных частей. Современная процедура очистки турбины 4-тактного двигателя требует снижения нагрузки до 10–15 % через каждые 50–150 ч. Суммарное время всех этапов очистки (снижение нагрузки, охлаждение, впрыск воды, период сушки и повышение нагрузки) составляет примерно один час. Ухудшение характеристики двигателя может

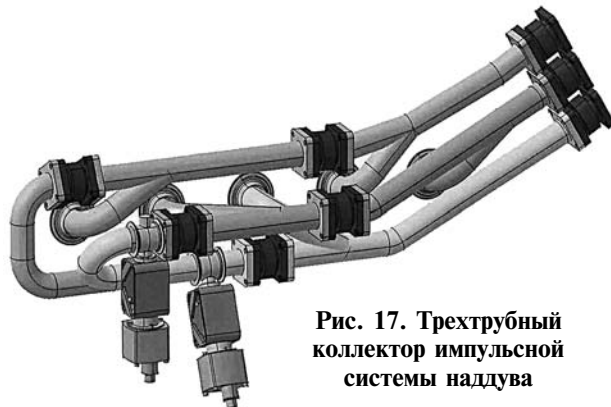


Рис. 17. Трехтрубный коллектор импульсной системы наддува

быть ограничено приемлемым уровнем за стандартные межремонтные периоды (12 000–18 000 ч), установленными условиями эксплуатации.

Сегодня экономика заставляет владельцев двигателей использовать более дешевое тяжелое топливо низкого качества. Это топливо представляет собой остаток перегонки, в котором скапливаются все примеси. Перед подачей в двигатель требуется подогрев топлива и его фильтрация. Необходимые финансовые вложения для систем подготовки окупаются более низкой стоимостью топлива. В то время как цена дизельного топлива находится в диапазоне 470–620 долларов за т, тяжелое топливо доступно по цене 260–300 долларов.

В последние десятилетия использование воды как средства для очистки является установившимся и проверенным решением и удовлетворяет требованиям двигателестроителей. С расширением использования тяжелого топлива с высоким содержанием ванадия и других включений и при более высокой температуре на входе в турбокомпрессор эффективность очистки снижается. Возникает необходимость механической очистки после нескольких сотен часов работы, что требует дополнительного обслуживания и приводит к простоям установки. Кроме того, очистка водой создает высокие термические напряжения на деталях, укорачивая интервалы их замены. Поэтому горячие части должны быть приспособлены к восприятию дополнительных циклических тепловых нагрузок без снижения срока службы.

При сгорании топлива, содержащего различные включения, образуется большое количество различных частиц. Частицы, содержащие ванадий, натрий и серу, являются главными виновниками отложений в выпускном тракте. Выбрасываемая зола объединяет имеющиеся продукты сгорания в частицы, которые обладают свойствами адгезии и плавления при температуре 500–700 °С, соответствующей температуре выпускных газов большинства двигателей. Таким образом, температура является важным фактором, влияющим на образование отложений. Типичный размер частицы колеблется от 10 нм до 0,1 мм в зависимости от механизма образования.

С увеличением количества подаваемой воды эффективность очистки улучшается. Но, с другой стороны, дополнительно увеличиваются термические напряжения, на которые можно воздействовать распределением воды по поверхностям. Фирма АВВ для восстановления параметров двигателя до требуемого уровня без механической очистки разработала для нового ряда турбокомпрессоров TPL...С методику проектирования систем очистки на стороне турбины с более продолжительным впрыском воды.

Она состоит из аналитического моделирования и полномасштабных испытаний турбокомпрессоров на горячем стенде и двигателе. Новая методика проектирования учитывает свойства материалов, термодинамику, стоимость, получаемый выигрыш при работе двигателя в эксплуатации.

Аналитическая одномерная модель процесса впрыска создается на основе оценки развития капли в основном потоке. Модель разрабатывается с помощью трехмерных методов численной динамики, чтобы смоделировать двухфазные потоки с комплексом пограничных условий. На основе этих расчетов могут быть определены эффективная геометрия сопел и их положение для достижения желаемого распределения воды и развития смачивания.

Затем оцениваются термические напряжения, обусловленные смачиванием поверхностей. Трехмерное установившееся и неустановившееся моделирование горячих деталей газового тракта позволяет оценить нагрузки в критических точках конструкции, чтобы достичь требуемого срока службы деталей.

На базе аналитической модели изготавливается прототип очистного устройства, который подвергается испытаниям для оценки граничных условий. Для этой цели использовался горячий стенд, дающий возможность исследовать влияние различных параметров, таких как давление впрыска, диаметр сопла, ориентация и положение сопла на развитие капель и характеристики смачивания. Стенд, позволяющий моделировать условия течения, близкие к течению газа в турбинной ступени, оборудован оптическими измерительными средствами. Использованные методы измерений варьировались от испытаний с многослойным окрашиванием до определения интенсивности смачивания поверхности лопаток комплексными методами.

Новая методика проектирования была использована при разработке оптимизированного радиального газоподводящего патрубка турбокомпрессоров TPL...С (рис. 18). Горячие газовые части турбокомпрессора TPL...С пригодны для очистки как при низкой, так и при высокой нагрузке. Это дает пользователю определенные удобства в эксплуатации двигателя и возможность снижения стоимости эксплуатации.

5. Проектирование колес центробежного компрессора с использованием простых дискретных возбуждающих функций [5]

Проектирование колес центробежного компрессора — связанная задача оптимизации термодинамических параметров и обеспечения надежности. Улучшение показателей с уменьшением толщины лопаток ведет к их вибрационным по-

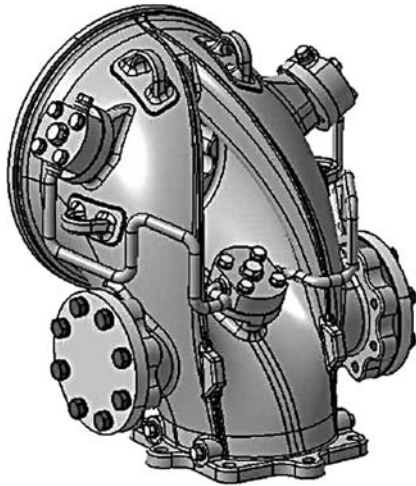


Рис. 18. Радиальный газоподводящий патрубок турбокомпрессора TPL...С с тремя соплами впрыска

ломкам, поэтому уже на стадии проектирования колеса необходимо оценить его вибрационную надежность.

Вибрационная картина колес центробежного компрессора определяется циклической симметрией. Все лопатки изготовлены идентично с допуском на изготовление. Число подобных собственных частот и соответствующих форм колебаний равно числу лопаток. Подобные формы независимы и могут различаться по фазовому углу между лопатками, т. е. если все лопатки вибрируют в фазе, то диск колеблется по осевой (зонтичной) форме с нулевым числом узловых диаметров $d = 0$. Для полного фазового угла по окружности $j = 2p$ узловой диаметр $d = 1$ может наблюдаться как синусоидальная деформация вдоль окружности диска. Соответственно, полный фазовый угол вдоль окружности $j = 4p$ соответствует двум узловым диаметрам $d = 2$.

Кроме осевой формы, все узловые диаметры от 1 до 5 могут повторяться из-за асимметрии и из-за того, что число подобных форм равно числу лопаток. Собственные частоты и формы колебаний колеса компрессора рассчитывались на циклической модели, включавшей распределение температур и инерционные эффекты вращения. На рис. 19 показаны собственные частоты компрессорного колеса в рабочей зоне в зависимости от числа узловых диаметров. Расчетные собственные частоты для стандартных условий подтверждены измерениями на лазерном сканирующем виброметре.

Характер возбуждения соответствует индивидуальным формам колебаний колеса. Согласно теории Вильсона и Утенгена, для рассматриваемого колеса компрессора с 22 лопатками и лопаточным диффузором (ЛД) с 19 лопатками возбуждаются формы с 3 узловыми диаметрами (рис. 19).

После определения собственных частот и форм колебания лопаток проведен анализ силового отклика. Нестационарные возбуждающие силы могут быть рассчитаны с помощью программ CFD, что требует больших затрат времени. Более практичный подход — оценка простейших дискретных сил, получаемая сравнением измеренных и расчетных резонансных амплитуд, вызываемых эквивалентными возбуждающими силами, зависящими от точки приложения и направления возбуждающих сил, действующих на колесо компрессора.

Начальная оценка возбуждающих сил основывается на следующих допущениях:

- импульс давления на выходе из лопаток при прохождении лопаток диффузора рассматривается как гармоническая функция (гармонический частотный отклик);
- помехами в потоке перед колесом компрессора и колебаниями статического давления пренебрегаем;
- в простейшем случае сила возбуждения линейна и возрастает с окружной скоростью.

Расчет выполняется с учетом демпфирования по результатам испытаний. Рис. 20 показывает частотные функции отклика (перемещения) кончиков лопаток (полной и укороченной), которые одновременно являются точками приложения сил.

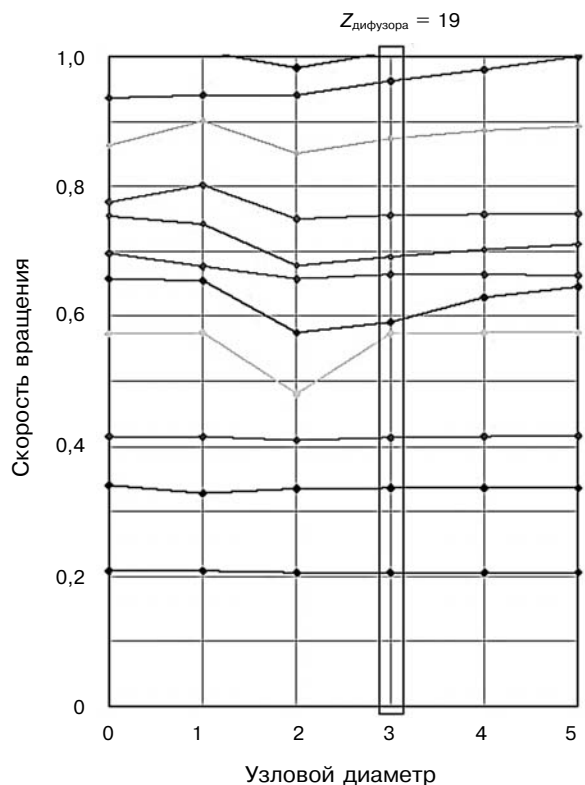


Рис. 19. Частоты собственных колебаний (число лопаток диффузора 19)



Рис. 20. Частотные функции отклика (перемещений) кончиков лопаток полной и укороченной. Большие перемещения — полная лопатка

Анализ силового отклика основывается на допущении, что выбранные точки приложения возбуждающих сил в достаточной мере представляют аэродинамическое возбуждающее поле. Это справедливо, потому что площадь поверхности лопатки, подвергающаяся воздействию импульса давления при прохождении мимо лопатки диффузора, мала по сравнению со всей площадью лопаток.

Результаты расчета и измерений резонансных амплитуд на горячем стенде показали, что для резонанса 7 с низким уровнем напряжений в зоне низких скоростей наблюдается значительное расхождение. Но точность для резонансов на более высоких скоростях достаточно хорошая. Принципиальная картина вибраций рассматриваемого колеса может быть рассчитана, и преобладающий резонанс на 19 гармонике четко идентифицирован. Для расчетных целей представляют интерес возбуждающие силы, удовлетворяющие измеренным резонансным амплитудам. На рис. 21 показаны исходные и эквивалентные возбуждающие силы, требуемые для расчета измеренных резонансных амплитуд.

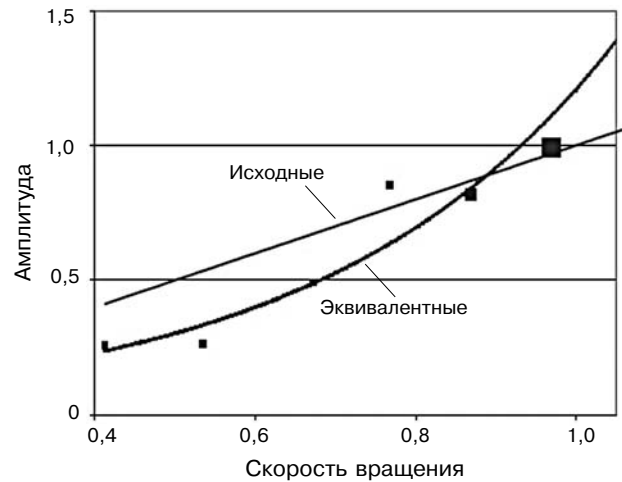


Рис. 20. Возбуждающие силы

Таким образом, при известных эквивалентных возбуждающих силах, вибрации конструкций с небольшими изменениями в геометрии могут быть проанализированы с использованием базового варианта компрессорного колеса.

Методика, представленная в докладе, принята в качестве стандартной процедуры при разработке компрессорных колес на фирме МАН.

Литература

1. Codan E., Mathey C. Emissions — A new Challenge for Turbocharging. Paper № 245, CIMAC 2007, Vienna.
2. Wik C., Hallback B. Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine. Paper № 101, CIMAC 2007, Vienna.
3. Papalambrou G., Alexandrakis N., Kyrtatos N., Codan E., Vlaskos I., Pawils V., Boom R. Smokeless Transient Loading of Medium/High Speed Engines Using a Controlled Turbocharging System, Paper № 22, CIMAC Congress 2007, Vienna.
4. Gizzi W., Jung M., Cellbrot P., Hauelsen V. Contamination, a challenge for turbochargers in HFO operation. Paper № 176, CIMAC 2007, Vienna.
5. Winter T., Rieder R., Werdecker F., Woyke J. Design of Radial Compressor Wheels by Usage of Simplified, Discrete Excitation Functions. Paper № 200, CIMAC 2007, Vienna.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2008 г.
Скидки постоянным клиентам

Первая страница обложки	Полноцветная	24000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	20000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	22000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	20000 руб.
	Черно-белая	18000 руб.