

на режиме холостого хода, впрыскивание топлива при пуске двигателя, а также однофазное впрыскивание со ступенчатым или пологим передним фронтом.

Список литературы:

1. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Бовда А.М. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС // *Автомобильный транспорт* № 19. 2006 - с. 138 - 143.
 2. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Денисов А.В., Щербаков Г.А. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ // *ДВС*, №1, 2007, стр. 44 - 52.
 3. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Денисов А.В. Особенности выбора параметров электромагнита для топливной системы COMMON RAIL // *Автомобильный транспорт* № 20. 2007 - с. 75 - 80.
 4. Coppo M., Dongiovanni C., Negri C. A Linear optical sensor for measuring needle displacement in common-rail diesel injectors *Sensors and Actuators A: Physical Volume 134, Issue 2, 15 March 2007, Pages 366-373*.
 5. Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baert R.S.G. Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process. *MECCA, III. 2005. pp. 30 - 39*.
 6. Голубков Л.Н., Емельянов Л.А. Электронная система управления для стендовых испытаний аккумуляторной топливной системы с электроуправляемыми форсунками. *Сборник науч-*

ных трудов МАДИ (ГТУ) «Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса» 2006. стр. 40 - 46.
 7. Емельянов Л.А. Устройство для регистрации параметров впрыска. *Сборник научных трудов МАДИ (ГТУ) «Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса» 2006. стр. 47 - 54.*
 8. Врублевский А.Н., Вахрушев В.И., Воронков А.В., Денисов А.В. Датчик для регистрации перемещения мультипликатора электрогидравлической форсунки // *Вестник ХНАДУ Вып. 38. - с. 321 - 326.*
 9. А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков, С.Б. Сафонов Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива // *Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ - 2007. - №2. - стр. 43 - 47.*
 10. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. - М.: Легион-Автодата, 2001.-136 с.
 11. Common-Rail injector Пат. EP1574701A1 EU, МПК⁷ F02 47/02; Ralf Maier, Stefan Haug, Juergen Keinath; Robert Bosch GmbH; Заявл. 14.01.2005, Оpubл. 14.09.2005.
 12. Емельянов Л.А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением. Автореферат дисс. канд. техн. наук. Москва, МАДИ (ГТУ). 2007. - с. 18.
 13. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. - М.: Легион - Автодата, 2004. - 344 с.

УДК 621.431.74

А.Н. Жук, асп., А.И. Епихин, канд. техн. наук

ОЦЕНКА СКОРОСТИ ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ТЯЖЕЛОМ ТОПЛИВЕ

Введение

На данный момент в области эксплуатации ТК сложилась ситуация, что надежность их довольно низкая: происходят отказы, приводящие порой к выходу из строя дорогостоящих элементов турбин и, как следствие, к их замене [1]. Изучение процессов переноса, износа и отложения твердых частиц, образующихся при сгорании тяжелого топлива в судовых двигателях, в проточных частях радиально-осевых ступеней (РОС) турбин ТК находится в начальной

стадии. В связи с широким применением тяжелых топлив требуется проведение исследований воздействия продуктов сгорания на проточные части РОС газовых турбин ТК.

Формулирование проблемы

Существует множество проблем связанных с плохим или неполным сгоранием, качеством топлива, которые приводят к ухудшению работы двигателя и ТК. Существенной проблемой является загрязнение форсунок, выхлопных клапанов, коллекторов и

ТК из-за неполного сгорания топлива. Самое большое загрязнение и налипания происходит на малых нагрузках. В связи с этим, наибольшие проблемы встречаются у судовых двигателей, которые служат приводами электрогенераторов, так как они большую часть эксплуатационного времени работают на нагрузке 20-60%, а на номинальной нагрузке практически не используются. На таком режиме эксплуатации качество сгорания топлива ухудшается, это приводит к тому, что в продуктах сгорания образуются твердые взвешенные частицы. Присутствие твердых (абразивных) частиц в движущемся потоке уходящих газов дизеля при соприкосновении с поверхностью деталей газоздушного тракта и ТК вызывает их изнашивание. При сгорании сернистых топлив образуется большое количество нагара вследствие повышенного содержания кокса в моторном топливе, увеличивающегося в результате присутствия серы. Нагар в сернистых топливах обладает большой плотностью и твердостью благодаря вулканизирующему действию серы. Часть нагара отделяются в виде чешуек и уносятся с выпускными газами. Анализ плотности нагара показал [2], что плотность в выпускном тракте возрастает до 1,55...1,87 г/см³ против 0,95...1,36 г/см³ на клапане. При повышенном содержании серы фракционная возгонка приводит к обогащению высококипящих фракций серой, вследствие чего в смоляных остатках содержание серы значительно превосходит ее содержание в топливе. Так, при увеличении содержания серы от 0,08% до 1,5%, увеличивается плотность нагара в 6 раз (с 0,08 г/см³ до 0,5 г/см³). Наиболее твердой составляющей нагара является зола, представляющая собой окислы либо труднолетучие соли металлов. В мазутах зольность достигает 0,15%. В состав золы входят ванадий, натрий, железо, никель, кальций, кремний, алюминий. Зольные остатки в нагаре имеют различную твердость и находятся в пределах 600 – 1200 НВ [3].

Решение проблемы

Рассмотрим влияние твердых частиц, содержащихся в продуктах сгорания топлива на процесс износа элементов ТК. На среднеоборотных двигателях используются ТК с РОС турбинами. При работе турбокомпрессора в условиях применения тяжелого топлива детали ТК подвергается эрозии от ударяющихся и отскакивающих твердых частиц. Наиболее подвержен негативному влиянию твердых частиц сопловый аппарат (СА) турбины (рис. 1), а в ТК, где он конструктивно не предусмотрен, наиболее изнашивается входное устройство безлопаточного аппарата. На параметры движения твердых частиц во входном устройстве оказывает влияние большое число различных факторов: размер и форма частицы, степень упругости соударения частиц с твердой стенкой канала, характер распределения и скорость частиц во входном сечении и др [4].

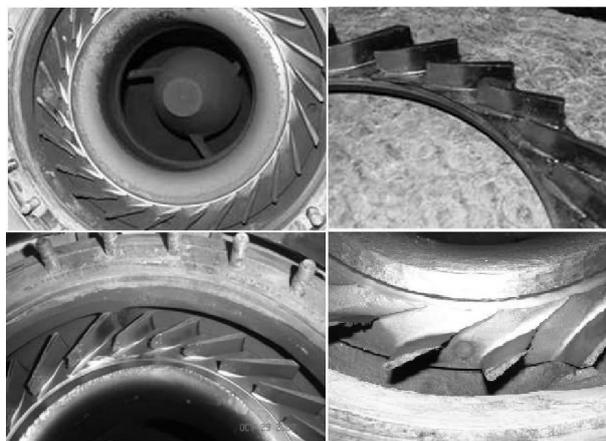


Рис. 1. Износ сопловых аппаратов

Твердые частицы с размерами более 0,05 мм могут накапливаться в спиральной камере, совершая в процессе движения более одного оборота вокруг оси вращения турбины. При этом их скорость приближается к максимальной скорости потока газа во входном патрубке.

Анализируя траектории движения твердых дискретных частиц можно предположить, что возможны два механизма износа поверхности при работе, на

двухкомпонентной среде – ударный (эрозия) и истиранием (абразивный износ). При ударном износе (эрозия) твердые частицы ударяются о поверхность: происходит снятие частиц металла при ударе, после чего, как было описано выше, частица отскакивает обратно в поток. При износе истиранием (абразивный износ) твердые частицы движутся вдоль поверхности, прижимаются к ней под действием аэродинамических сил и «царапая» поверхность острыми кромками, изнашивают ее.

Рассмотрим влияние эрозии СА на потери в круговой решетке направляющих лопаток и в целом на окружной КПД колеса газовой турбины. Предполагаем, что эрозионный износ приводит к уменьшению эффективности. В связи с этим нами предприняты попытки оценки эффективности при уменьшении длины лопаток СА вследствие эрозионного износа.

Расчет потерь в круговой решетке направляющих лопаток проводился по известным в теории турбин формулам [5].

Коэффициент полных потерь в направляющих лопатках:

$$\zeta_n = \zeta_{пр} + \zeta_{кон},$$

где $\zeta_{пр}$ – коэффициент профильных потерь;

$\zeta_{кон}$ – коэффициент концевых потерь.

Коэффициент профильных потерь:

$$\zeta_{пр} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр},$$

где $\zeta_{тр}$ – коэффициент потерь трения в пограничном слое; $\zeta_{кр}$ – коэффициент кромочных потерь.

Потери трения в пограничном слое зависят от профиля лопаток, шага, угла установки профиля, угла выхода потока, чисел Re и M, шероховатости поверхности лопатки и др. Кромочные потери зависят от формы и относительных размеров выходной кромки направляющих лопаток.

Профильные потери в круговой решетке можно приближенно определить следующим образом:

Коэффициент потерь трения:

$$\zeta_{тр} = \frac{0,072}{Re_n \sin \alpha_1} \left(\frac{S_{сн}}{t_n} \right)^{0,8} \left(\frac{c_{сн}}{c_1} \right)^{3,09};$$

где $Re_n = \frac{t_n \cdot c_1}{\nu_1}$; $c_{сн}$ – средняя скорость на спинке

профиля; $S_{сн}$ – длина контура профиля по спинке.

Коэффициент кромочных потерь по формуле Флюгеля, подтвержденной Г.Ю. Степановым:

$$\zeta_{кр} = (0,18 \div 0,2) \frac{\Delta s}{t_n \sin \alpha_1};$$

где Δs – толщина выходной кромки направляющих лопаток; t_n – шаг направляющих лопаток; α_1 – угол выхода потока из направляющих лопаток.

Концевые потери связаны с образованием вторичных течений: перетеканием газов в пограничных слоях на плоских стенках межлопаточных каналов и возникновением вихревых областей у концов лопаток, вблизи спинки и у плоских стенок.

Концевые потери круговой решетки можно считать по эмпирической формуле:

$$\zeta_{кон} = K_{кон} \cdot \frac{t_n \cdot \sin \alpha_1}{l_n};$$

где $K_{кон} = 0,075$ – опытный коэффициент, примерно на 40% меньший, чем для осевых турбин (по данным испытаний ЦНИИМФ).

В процессе износа увеличивается горло канала, что сказывается на изменении угла выхода потока из СА – α_1 , (рис. 2), которая определяется по формуле:

$$\sin \alpha_1 = a/t_n,$$

где a – горло канала.

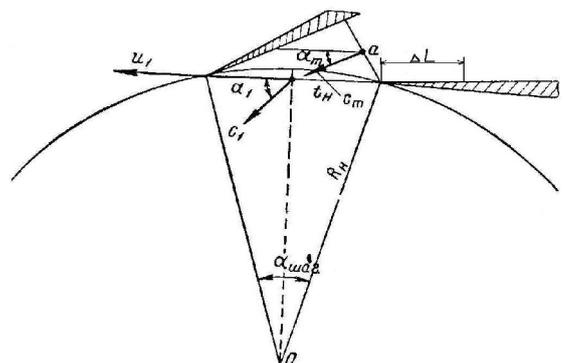


Рис. 2. К определению угла выхода потока из СА

Расчеты α_1 представлены в таблице 1.

Таблица 1. Определение угла выхода потока из СА

a, мм	9,5	11	14
tн, мм	25	25	26
$\alpha_1 = \arcsin(a/t_n), ^\circ$	22	26	32

По приведенным выше формулам на примере СА турбины ТК NR-17 были выполнены расчеты потерь и построена графическая зависимость (рис. 3).

Коэффициент полных потерь в направляющих лопатках СА изменяется в пределах 1% и не оказывает существенного влияния на КПД ТК. Но из-за износа СА турбины изменяются углы выхода потока из направляющих лопаток и, соответственно, изменяются углы атаки лопаток рабочего колеса газовой турбины.

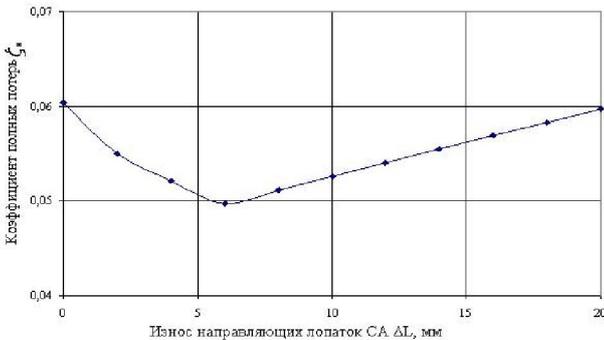


Рис. 3. Зависимость полных потерь в направляющих лопатках от величины износа лопаток

Дальнейший расчет по определению влияния износа СА на окружной КПД проводился методом треугольников скоростей [5]. По результатам расчета построена графическая зависимость (рис. 4).

Как видно из графика, уменьшение КПД, при износе лопаток СА – 8 мм, когда фирма-изготовитель рекомендует менять СА турбины, составляет 1,1%. При износе лопаток СА– 20 мм изменение КПД происходит на 3,7%. Так как дизель-генераторы в процессе эксплуатации работают на

нагрузках в основном не превышающих 80% от номинальных, то изменения КПД ТК будут на порядок больше чем вследствие износа СА турбины. Поэтому износ СА не будет оказывать существенного влияния на общую картину совместной работы ТК и дизель-генератора. Таким образом, производить преждевременную замену СА турбины нет необходимости, а делать это по рекомендации фирмы-изготовителя с учетом реального износа лопаток СА. В зависимости от режимов работы ДГ может быть принято решение о дальнейшей работе СА турбины при достижении допустимого фирмой-изготовителем износа.



Рис. 4. Зависимость КПД на окружности при эрозии СА турбины

Заключение

Расчет влияния величины износа СА турбины на КПД на окружности колеса показан, что уменьшения КПД при износе не значительно, особенно при сопоставлении с понижением эффективности ТК вследствие работы на частичных нагрузках.

Для повышения надежности эксплуатации ТК необходимо исследование влияния различных факторов (угол атаки, температура, формы и размера абразивных частиц, свойства изнашиваемого материала.) на скорость износа деталей проточной части турбин ТК посредством эксперимента. Для данного исследования был спроектирована и создана экспериментальная установка.

Список литературы:

1. Николаев Н.И. и др. Характерные неисправности и отказы турбонагнетателей с РОС турбиной судовых дизель-генераторов. – *Морской транспорт. Серия Техническая эксплуатация флота и судоремонт: ЭИ. М., 2002. Вып. 4 (916), с. 1 – 6.* 2. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М., Транспорт, 1990, 344 с. 3. Семенов В.С., Трофимов П.С. Долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – М.: Транспорт,

1969, 261 с. 4. Н.И. Николаев, А.И. Епихин, Ю.М. Погодин, Д.В. Лебедев. Исследование влияния некоторых параметров двухкомпонентной рабочей среды на движение дискретных частиц во входном устройстве радиально-осевой турбины турбонаддувочного агрегата. – *Известия ВУЗов. Сев. – Кавк. регион. Техн. науки.* – 2006. 5. Розенберг Г.Ш. Судовые центробежные газопоршневые турбины. – Л.: Судостроение, 1964.

УДК 628.517

Н.И. Николаев, канд. техн. наук, В.А. Савченко, канд. техн. наук

**ОПЫТ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГАЗОТУРБОНАГНЕТАТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Введение

Судовые энергетические установки (СЭУ) современных транспортных судов включают главный и несколько вспомогательных двигателей, обслуживающие их системы. У абсолютного большинства судов в качестве главных и вспомогательных двигателей используют двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Одна из **основных** систем, обеспечивающих работу ДВС – система воздухооборота, включающая турбонаддувочный агрегат (ТНА), теплообменники и воздухопроводы.

Формулирование проблемы

Анализ отказов и повреждений СЭУ по результатам эксплуатации морских судов и по имеющимся на данный момент публикациям показывает, что значительная часть их приходится на ТНА. В связи с этим исследование причин отказов ТНА ДВС и разработка методов их устранения как на этапах проектирования и изготовления, так и в период эксплуатации – задача актуальная.

Решение проблемы.

Пути и результаты решения такой задачи кафедрой судовых тепловых двигателей академии могут быть проиллюстрированы на примере ТНА RH

143/163 высокооборотного двигателя 6N21AL - DN (мощность 745 кВт., частота вращения 900 об/мин судового дизель-генератора (завод изготовитель YANMAR DIESEL CO.,LTD) и ТНА VTR-304 (ABB, Швейцария) среднеоборотного главного двигателя (ГД) 6PC2-6/2L 400E, (мощность 2870 кВт, частота вращения 520 об/мин, завод изготовитель Jadranbrod - S.E.M.T. Pielstick). Двигатели работают на тяжелых сортах топлива вязкостью 380сСт. ТНА RH 143/163 с радиально – осевой газовой турбиной и подшипниками скольжения, расположенными между дисками рабочих колес турбины и компрессора. ТНА VTR 304 с осевой газовой турбиной и подшипниками качения.

Учитывая сложность поставленной задачи, исследование проводилось по комплексной программе в нескольких направлениях, каждое из которых имеет самостоятельное значение, а совместно они подкрепляют и дополняют друг друга. Наиболее результативны из них следующие:

- сбор и анализ статистических данных об условиях и режимах эксплуатации, основных параметрах и отказах;
- экспериментальные исследования на специальных стендах и судах;