
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ, ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА СУДОВОЖДЕНИЯ, ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СУДОВ

УДК 629.127.4-52:62.501.55-531.501

С.А. Бахарев¹, В.В. Карасев,² А.В. Карасев²

¹123990, г. Москва, ул. Фестивальная, 73, корп. 2, кв. 131

²Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОНОМНЫХ НЕОБИТАЕМЫХ ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ В ПРОЦЕССЕ ИЗУЧЕНИЯ МИРОВОГО ОКЕАНА

Рассмотрены современные образцы автономных необитаемых подводных аппаратов и оценены возможности и перспективы использования их для решения промысловых и народнохозяйственных задач.

Ключевые слова: необитаемые подводные аппараты,

S.A. Bakharev, V.V. Karasev, A.V. Karasev

THE USE OF AUTONOMOUS UNMANNED UNDERWATER VEHICLES IN THE PROCESS OF STUDYING THE WORLD OCEAN

The article considers the modern samples of Autonomous unmanned underwater vehicles and assessed opportunities and prospects of using them for the decision of fishing and other tasks.

Key words: unmanned undersea vehicles

Наша цивилизация в начале третьего тысячелетия столкнулась с множеством глобальных проблем, в числе которых ограниченность сырьевых ресурсов суши выдвигается на одно из первых мест.

В этих условиях взоры дальновидных политиков и ученых устремлены к Мировому океану, в недрах которого скрыт огромный минерально-сырьевой потенциал. Узнать, постигнуть и освоить богатства Мирового океана – другой альтернативы выживания быстро растущему человечеству в обозримом будущем нет. И это должно произойти уже в середине XXI столетия. Большое количество проблем и сложностей в изучении Мирового океана и его богатств уже не может остановить современного человека на пути их освоения.

Кроме того, принадлежность дна океана, так же, как и суши Земли, становится новой геополитической проблемой России. Нет сомнения в том, что она станет актуальной в ближайшее десятилетие и может быть успешно решена только при наличии передовых экологических технологий и техники погружения, в том числе на предельные глубины океана.

Безусловно, «вход в океан» представляется делом трудоемким и технически сложным. Ведь сам по себе этот шаг есть вхождение человека в новую среду обитания, в чем-то подобную по сложности освоению космического пространства.

В этой связи особую актуальность приобретает развитие работ в области специального судостроения, включая обитаемые подводные аппараты (ОПА) и необитаемые подводные аппараты (НПА), последние, в свою очередь, подразделяются на автономные (АНПА) и телеуправляемые (ТНПА).

К видам технических и исследовательских работ, осуществляемых подводными аппаратами различного назначения, можно отнести [1-10]:

I. Общие виды работ:

- отработка методов подводного судовождения;
- установка и обслуживание донных навигационных систем;
- отработка схем взаимодействия со средствами надводного обеспечения;
- проверка точности карт;
- доставка и подъем материалов;
- выбор места установки подводных лабораторий;
- испытания аппаратуры различного назначения;
- замена деталей подводного оборудования;
- обслуживание подводных полигонов и заповедников;
- обследование трубопроводов и кабелей;
- осмотр опор эстакад и платформ;
- перезарядка подводных источников энергии;
- фото- и видеосъемка, в том числе маршрутная;
- обеспечение аварийных, спасательных и подъемных работ;
- обеспечение водолазных работ;
- наблюдение подо льдом;
- подготовка и проведение подрывных работ и др.

II. Поиск и разведка промысловых объектов:

- запись и анализ звуков, издаваемых промысловыми морскими биологическими объектами (МБО);
- разведка и определение численности глубоководных промысловых МБО: беспозвоночных (крабов, креветки и др.) и рыб;
- отработка методов подводного поиска МБО по звукам, издаваемым ими в процессе жизнедеятельности (питании, передвижении и т.д.);
- наблюдение за донной флорой и фауной, а также качественным составом планктона;
- изучение влияния донного рельефа на уловистость орудий лова;
- исследование эффективности совместной работы устройств искусственной концентрации промысловых объектов и орудий лова;
- изучение действия светового, звукового, электрического и других полей на процессы концентрации промысловых МБО и др.

III. Геологические и геофизические исследования:

- взятие проб осадочных пород поршневыми и гравиметрическими трубками;
- общие исследования участков дна;
- обследование глубоководных трасс и обнажений коренных пород;
- выявление и исследование структурных форм дна, благоприятных для скопления углеводородов с составлением карт нефтегазоносности;
- оценка возможности использования рудных полезных ископаемых, в том числе конкреций;
- наблюдение за режимом и развитием подводной окраины материка (континентального шельфа);
- непосредственный отбор образцов и маршрутная съемка;
- сейсмопрофилирование и др.

IV. Биологические исследования:

- непосредственное изучение донных биоценозов;
- районирование подводных участков по донной фауне;
- наблюдение за структурой и миграцией биологических звукорассеивающих слоев (ЗРС);
- идентификация и изучение миграций морских организмов;

- изучение распределения популяций МБО;
- взятие проб;
- поимка живых особей и др.

V. Гидрофизические исследования:

- измерение скорости и направления придонных течений;
- геотермические измерения;
- измерение уровня радиоактивности в толще и у дна;
- измерение уровня растворенного кислорода;
- измерение поглощения, отражения и преломления звука у грунта;
- измерение распространения акустических волн в грунте;
- изучение полей температуры, солености, плотности, гидрооптических и звуковых полей в придонных слоях;
- точное измерение магнитного поля Земли, в том числе его быстрых вариаций;
- измерение характеристик воды с одновременным визуальным наблюдением на любых горизонтах;
- изучение мутьевых потоков;
- дрейф в водной массе, с целью изучения ее динамических параметров;
- изучение проникновения космических частиц;
- электромагнитные измерения для оценки глубины проникновения радиоволн;
- разведка на дне источников пресных и геотермальных вод;
- исследование химической структуры придонных вод, зоны «вода-осадки» и осадочного материала;
- исследование условий образования рудных концентраций отдельных элементов и др.

Проанализируем состояние развития АНПО.

Известно [4-6], что эффективность проведения работ с помощью буксируемых средств или привязных аппаратов резко уменьшается с увеличением глубины. Автономный необитаемый подводный аппарат, обладая значительно большей маневренностью, чем ТНПА, высокой степенью стабилизации параметров движения (в том числе в условиях сложного рельефа дна), а также простотой эксплуатации, имеет производительность, не зависящую от глубины.

За последние два десятилетия в различных странах, занимающих ведущее положение в области подводной робототехники, было создано большое число АНПА, или AUV (Autonomous Underwater Vehicles) – по международной классификации, использующихся для решения широкого круга научных и прикладных задач по исследованию и освоению океана. За относительно короткий период времени АНПА продемонстрировали свою эффективность при выполнении глубоководных обзорно-поисковых и обследовательских работ и открыли ряд новых важных применений для морской геологоразведки, освещения подводной обстановки, мониторинга подводных технических сооружений (трубопроводов, кабельных трасс и др.) и водной среды в целом [7, 8].

Современные АНПА представляют собой особый класс подводных робототехнических средств (ПРТС) с присущими им задачами и практическим применением, особенностями технологии, составом систем и функциональными свойствами.

Проблемы, связанные с развитием АНПА, многоплановы и во многих случаях не имеют пока законченных решений. Системы, входящие в состав АНПА и судового оборудования, отличаются большим разнообразием по назначению и физическим принципам работы, что порождает достаточно жесткие и противоречивые требования к технологии и системной организации.

В свою очередь, расширение функциональных возможностей АНПА связано с решением ряда новых теоретических и технологических проблем. В первую очередь это задачи

управления и навигации, ориентирования на местности, сбора и накопления разнообразной целевой информации о среде и, наконец, обеспечения безопасности аппарата в штатных режимах и в особых ситуациях. Совершенно очевидно, что их решение напрямую связано с эффективным использованием на АПНА методов и средств гидроакустики [11-17].

Еще в 1977 г. в журнале «Sea Technology» была опубликована работа [10], Джона Р. Крайдера, в которой автор сформулировал три основных требования, которым должна удовлетворять технология AUV:

- направлена на то, чтобы «делать работу»;
- должна обеспечить «минимальный потребительский риск»;
- должна обеспечить «экономический эффект».

Вопрос, который был сформулирован в этой работе, на самом деле возник значительно раньше, когда перед специалистами впервые стала проблема, как преодолеть «барьер» глубины при непереносимых условиях – аппарат должен быть относительно небольшим, надежным и достаточно универсальным, т.е. должен допускать возможность функциональной перестройки. Противоречивость указанных выше требований достаточно очевидна, как очевидно и то, что эти требования могут быть отнесены не только к АНПА, но и к целому ряду других ПРТС.

Например, стремление уменьшить массу и размеры приводит к росту индивидуальности разработок. Связано это с тем, что серийная аппаратура зачастую не может быть применена в качестве комплектующих элементов из-за неприемлемых масс и габаритов. Кроме того, типовой является ситуация, когда необходимая серийная продукция отсутствует, а комплектующие изделия доступны только в виде недостаточно совершенных и дорогостоящих экспериментальных образцов.

Другая особенность связана с необходимостью выбора компромиссных решений между универсальностью и специализацией. Причем во многих случаях грань, их разделяющая, достаточно размыта. Универсальность АНПА может быть реализована различными подходами в зависимости от целей, которые при этом преследуются.

Например, при создании АНПА, который должен служить рабочим инструментом для выполнения конкретных работ в океане, должны быть достаточно отработаны все его функции для каждой конкретной конфигурации систем. Какой-либо резерв здесь, по крайней мере, нежелателен, либо вообще недопустим, поскольку приводит к ухудшению тактико-технических характеристик аппарата. Переналадка рабочего аппарата на заданную функцию должна производиться простыми и надежными способами путем подключения, замены или удаления унифицированных программно-аппаратных модулей.

Например, стремление увеличить дальность действия гидроакустических средств (ГАС) связано с необходимостью использования более низкочастотных сигналов, что автоматически приводит к ухудшению точности пеленгования и разрешающей способности по направлению при тех же волновых размерах антенных устройств и др.

Известно, что одной из наиболее важных задач является построение комплексной навигационной системы на основе совместной обработки информации от бортовой автономной системы и ГАС различного назначения [7, 13-17]. При этом наиболее точными являются длиннотазовые гидроакустические системы, содержащие донные приемопередатчики, однако их развертывание, особенно в условиях глубокого моря, сопряжено с определенными трудностями [15]. Системы с ультракороткой базой не требуют установки приемопередатчиков, поэтому их использование оказывается более выгодным при оперативных работах [17].

Кроме гидроакустических систем, входящих в состав навигационного комплекса, большое значение имеют средства гидроакустической связи и «технического зрения». К последним относятся обзорные и дальномерные гидролокаторы, а также донные акустические профилографы.

При создании и эксплуатации глубоководных АНПА обычно применяют гидроакустические навигационные системы с длинной базой (ГАНС-ДБ) и донными приемниками-ответчиками, работающими в диапазоне частот 12-14 кГц (для АНПА ИПМТ ДВО РАЕН). При благоприятных гидролого-акустических условиях на дальностях действия 12-15 км точность определения локальных координат составляла 0,1 % от дальности [15]. Повышение дальности ГАНС-ДБ связано с переходом на более низкие частоты при одновременном решении проблемы придонной рефракции, а повышение точности – использованием более корректной модели звукового канала и повышением направленности приемных антенных устройств и др.

Для гидроакустических навигационных систем с ультракороткой базой (ГАНС-УКБ) производства таких известных фирм, как: «Edo-Western», «Trackpoint», «Edo-corporation» и др., достижимая дальность действия составляет семь-восемь величин глубины моря. Однако угловая погрешность при фазовом методе пеленгования относительно велика, что приводит к увеличению (на порядок и более) общей навигационной погрешности. Решение данной проблемы специалистам видится в использовании приемных антенных систем с круговой базой, а также более совершенных алгоритмов обработки гидроакустических сигналов.

В бортовых навигационных комплексах в качестве штатного измерителя скорости движения АНПА относительно дна обычно используется гидроакустический лаг. Технические характеристики современных разработок достаточно высоки, что позволяет использовать получаемую с их помощью информацию в системах коррекции бортовых инерциальных систем.

Гидролокаторы бокового (КБО) и секторного (кругового) обзора относятся к числу систем, традиционно используемых во всех типах подводных аппаратов. В ИПМТ ДВО РАН был разработан автономный вариант ГБО, который вошел в состав штатных систем АНПА. Основной его характеристикой является двухсторонняя полоса обзора 2×375 м при разрешении 0,04-0,05 м, что соответствует характеристикам известных зарубежных аналогов.

К системам зондирования морского дна относится акустический профилограф, с помощью которого определяется глубинная структура донного рельефа. Известные аналоги, работающие со специализированных буксируемых аппаратов и тем более с судов, по своим массам и габаритам совершенно непригодны для их установки на борту АНПА. Поэтому для каждого типа АНПА разрабатываются свои акустические профилографы.

Прогресс в области использования гидроакустических систем телеизмерения и телеуправления связан, главным образом, с компьютеризацией систем, а также использованием методов кодирования и адаптивной обработки сигналов. Однако имеющиеся существенные ограничения по быстродействию и пропускной способности канала связи затрудняют разработку дальнодействующих и высокоскоростных систем.

Некоторые перспективы специалисты связывают с разделением каналов телеуправления и телеметрии по их рабочим частотам и диапазонам. Однако такое разделение функций приводит фактически к построению двух совершенно разных систем, оптимизируемых по различным критериям. Например, дальность действия системы телеуправления должна соответствовать протяженности ближней зоны акустической освещенности (7-8 величин глубины моря) при рабочих частотах 5-6 кГц. Система же телеметрии должна быть широкополосной и сравнительно высокочастотной (25-35 кГц), что в совокупности позволит реализовать скорость передачи информации 30-40 кбит/с.

Следует заметить, что специфика перечисленных выше систем во многом определяется свойствами гидроакустического канала и требованиями, прежде всего, весогабаритного характера, предъявляемыми для их установки на борту АНПА.

Известно, что одним из основных элементов гидроакустической системы любого назначения являются акустические антенны, входящие в их состав. Традиционные антенны одновременно совмещают в себе две функции: преобразование энергии (электрической в акустическую – при излучении сигналов, и наоборот, акустическую в электрическую – при приеме сигналов) и формирование направленности. Совмещение этих функций является причиной значительных весогабаритных характеристик антенных устройств, особенно на низких частотах. В работах [11, 12, 18] эту проблему предлагается решить за счет использования в составе гидроакустических средств различного назначения адаптивных параметрических излучающих и приемных антенн. В таких антеннах функцию устройства, формирующего направленность, выполняют не только волновые размеры антенного устройства, но и участок водной среды (десятки метров), непосредственно прилегающий к антенному устройству.

В настоящее время развитие AUV за рубежом осуществляется при посредстве коммерческих структур, научных организаций, военных ведомств и др., т.е. относится к числу наиболее приоритетных направлений в океанотехнике [15, 16].

Из зарубежных разработок AUV последних лет к наиболее известным относятся разработки таких компаний, как канадская ISE, американская NOSC, французская IFREMER, а также проекты Европейского консорциума и ряда организаций в Англии, Австралии, Японии, Норвегии и в других странах [15, 16].

Анализ АНПА, представленных на мировом рынке, показал, что в последнее время все большее развитие получают проекты коммерческих аппаратов классов «микро» и «мини» массой до 100 кг. Диапазон дальности плавания АНПА категории «мини» весьма широк и находится в пределах до 4000 морских миль. Наиболее известными представителями этого класса являются американские аппараты следующих проектов: «Sea Glider», «Slocum Glider I/II» и «Spray Glider» (АНПА – планеры с системой движения на основе изменения собственной плавучести).

Типичными представителями ПНПА малого класса, следующими за миниатюрными аппаратами, являются проекты: «AQUA EXPLORER-2» (Япония), «Odyssey III» (США), «Ocean Explorer» (США), «BPAUV» (США) и «SAUUV II» (США).

Новое поколение АНПА «GAVIA», созданных исландской фирмой «Hafmynd Ltd.», построено по модульному принципу с целью решения более широкого круга задач. При этом разработано 2 базовых типа аппарата: прибрежный – для глубин до 200 м и аппарат открытого моря – для глубин до 2000 м. Конструкция аппарата исключает использование каких-либо динамических уплотнений, а крутящий момент к движителю и рулевым приводам передают магнитные муфты. Приоритетом при проектировании аппарата стала минимизация потребляемой мощности для обеспечения максимальной автономности, потребляемая мощность (для скорости хода 1,5 м/с) составила менее 60 Вт.

Данный аппарат обладает следующими особенностями:

- модульность конструкции;
- возможность работы на различных глубинах (200, 500, 1000 и 2000 м);
- наличие большого набора датчиков;
- инерциальная, акустическая навигационные системы;
- масштабируемость программного обеспечения;
- гребной винт и управляющие рули имеют направляющие насадки;
- загоризонтное выполнение операций;
- графическое планирование операций;
- простота в эксплуатации;
- низкие эксплуатационные расходы и др.

При этом модульность конструкции обеспечивает следующие преимущества:

- портативность;
- возможность изменения конфигурации;

- быстрая замена батарей;
- возможность установки дополнительных батарей;
- доступность внедрения новых технологий;
- составление конфигурации согласно требованиям заказчика;
- снижение стоимости технического обслуживания и др.

В нашей стране работы по созданию АНПА были начаты в конце 1972 г. в стенах Института автоматики и процессов управления Дальневосточного научного центра АН СССР силами небольшой лаборатории, которая постепенно переросла в отдел, а затем – в 1988 г. – в Институт проблем морских технологий ДВО РАН.

Макет первого АНПА типа «ПА-04-300» был испытан в зал. Петра Великого в сентябре 1973 г. с борта рыболовного сейнера «Валдай» водоизмещением 300 т, переоборудованного в обеспечивающее судно. Натурные эксперименты позволили определить направления его конструктивного усовершенствования, получить практические данные для выбора гидродинамических характеристик, состава навигационного обеспечения, повышения надежности работы бортовых систем и т.д.

В августе 1974 г. на базе АНПА «ПА-04-300» был создан АНПА «Скат», способный осуществлять пространственные траектории движения зависать на заданной глубине, а также состоялась первая экспедиция, в задачу которой входила отработка методики гидрохимических измерений вблизи целлюлозно-бумажного комбината, расположенного на берегу оз. Байкал. В процессе этих работ накопился экспериментальный материал, позволивший осуществить конструктивную доработку аппарата и определить направления дальнейших исследований.

Результаты этой работы были реализованы при создании АНПА «Скат-ГЕО», разработка которого была начата в конце 1974 г. по договору с Центральным научно-исследовательским институтом геодезии, аэросъемки и картографии (ЦНИИГАиК). Первая практическая работа, которую выполнил данный аппарат, заключалась в идентификации подводных объектов, обнаруживаемых буксируемым гидролокатором бокового обзора (ГБО), в Белом море в 1978 г. Оба аппарата были способны работать под водой на глубине до 300 м.

Практический опыт, полученный при разработке и испытаниях первых образцов АНПА, оказался весьма полезным для понимания общей концепции данного типа подводных аппаратов и перехода к технологии, позволившей осуществить «скачок в глубину» [2].

Первые модульные глубоководные АНПА «Л-1» (рабочая глубина до 2000 м) и «Л-2» (рабочая глубина до 6000 м), разработка которых началась в 1976 г. по договору с Главным управлением навигации и океанографии (ГУНиО), были изготовлены в 1980 г. При этом следует особо отметить важную роль ГУНиО в деле развития подводной робототехники, которая не ограничилась только финансовой поддержкой, но также придала работам государственную важность и практическую направленность.

Модульная архитектура, реализованная в конструкции АНПА «Л-2», открыла широкие возможности для функциональной унификации бортовых систем. Разработанная оригинальная технология компоновки, сборки и монтажа бортовой аппаратуры являлась существенным достижением в области подводной робототехники и обеспечивала надежное функционирование аппарата при выполнении ряда практических работ. В частности, АНПА «Л-2» успешно использовался в интересах ВМФ, в том числе для обследования подводных лодок «К-8» (1982-1983 гг.) и «К-219» (1989 г.), затонувших, соответственно, в Атлантическом океане в 1971 г. и в Саргассовом море в 1986 г.

В 1986 г. в ИМПТ ДВО РАН был создан АНПА «Тифлонус» (рабочая глубина до 2000 м), предназначенный для выполнения океанографических работ, в том числе в подледных условиях. Аппарат имел удобообтекаемую форму корпуса с малым гидродинамическим сопротивлением.

Затем в 1988 г. были последовательно созданы АНПА «МТ-88» и «МТ-ГЕО» практически на той же базе, что и АНПА «Л-2», но с более совершенным электронным оборудованием. При этом АНПА «МТ-88» относился к числу первых аппаратов, в которых конструктивно-функциональная модульная технология была реализована в полной мере.

В 1991 г. ИПМТ ДВО РАН был подписан контракт с Шеньянским институтом автоматизации академии наук Китая на совместную разработку АНПА «СР-01» (рабочая глубина до 6000 м), положившую начало перехода на международную элементную базу. В конце лета 1995 г. российско-китайский аппарат, предназначенный для океанографических и обследования запасов глубоководных полезных ископаемых, а также для изучения биологии моря, успешно прошел сдаточные испытания в Тихом океане.

А годом ранее, в 1994 г., по контракту с частной американской фирмой Hibbard Marine был создан автономно-привязной аппарат «TSL» (рабочая глубина до 300 м), представляющий собой самоходный объект с управлением по оптоволоконному кабелю и предназначенный для выполнения работ на шельфе и обследования протяженных водонаполненных тоннелей. При этом был предусмотрен и автономный вариант использования данного аппарата.

К числу международных проектов относится также создание в 1997 г. по заказу корейской корпорации DAEWOO АНПА «ОКРО-6000» – близкого аналога АНПА «СР-01», предназначенного для океанологических исследований и поиска затонувших предметов. Конструктивные отличия заключались в отсутствии носовых движителей.

Как известно, особенностью любого АНПА, которую относят к недостаткам данного класса техники, является ограниченный запас энергии на его борту. Для решения данной проблемы был направлен совместный, с Институтом автоматизации подводных систем (Ли, Нью-Хемпшир, США), проект АПТА «САНПА». В 1998-1999 гг. в зал. Петра Великого успешно прошел испытания первый экспериментальный образец малогабаритного «солнечного» АНПА, предназначенного для экологических исследований на трансокеанских трассах.

В 2002 г. был построен «СР-02», отличающийся от своего предшественника дополнительной возможностью передачи информации на спутник при периодическом всплытии АНПА на поверхность моря.

Одним из наиболее ярких достижений коллектива ДВО РАН последних лет стала успешная работа АНПА «Клавесин-1Р» в арктической экспедиции российских ученых. Данный аппарат наделен искусственным интеллектом, имеет аппаратуру, обеспечивающую постоянно действующий гидроакустический канал связи с оператором на судне, что дает возможность надежно контролировать его работу под водой. Находясь в автономном режиме плавания, АНПА способен выполнять целый ряд задач, в числе которых передача на поверхность изображения морского дна с высокой разрешающей способностью.

Сегодня коллектив ИПМТ ДВРО РАН также работает над созданием АНПА лёгкого класса, который должен весить около 200 кг.

Одновременно с этим институтом недавно был приобретен ТНПА типа «Апачи» (электрическая мощность 15 л.с.), что говорит о расширении интересов института в сторону другого класса подводных роботов.

Однако надо признать, что в целом отечественные разработки носят опытный характер и в абсолютном большинстве случаев единичны по исполнению, а бортовая электронная элементная база, как правило, иностранного производства.

Подводя итог вышеизложенному, можно сделать вывод о том, что в настоящее время отечественные автономные необитаемые подводные аппараты существенно уступают зарубежным аналогам, среди которых наиболее предпочтительным является АНПА серии «GAVIA».

По нашим оценкам, уже в самое ближайшее время разработка и исследование эффективных технических средств и технологий разведки полезных ископаемых: железомарганцевые конкреции, глубоководные полиметаллические сульфиды, кобальтоносные железомарганцевые корки и др. – международного района морского дна, залегающих на глубинах 1-6 км, приобретут особую актуальность.

Нет сомнения в том, что данная задача может быть успешно решена только при наличии передовых экологических технологий и техники погружения, в том числе на предельные глубины океана.

В связи с этим разработка двухзвенного поискового комплекса на базе глубоководного АНПА и малогабаритного телеуправляемого необитаемого подводного аппарата инспекционно-рабочего класса представляет, по нашему мнению, большой практический интерес.

В таблице представлены некоторые отечественные глубоководные АНПА, созданные в ИПМТ ДВО РАН [2], на базе которых могут быть созданы двухзвенные поисковые комплексы для решения сформулированной выше задачи.

**Некоторые отечественные глубоководные автономные
необитаемые подводные аппараты
Autonomous unmanned underwater vehicles**

Наименование	Размеры, м	Масса, кг	Рабочая глубина, м	Скорость хода, м/с	Автономность, ч
Л-2	4,30x1,2x 1,2	1180	6000	1,0	6,0
МТ-88, МТ-ГЕО"	3,81x1,12x1,19	1150	6000	1,0	6,0
CR-01	4,38x0,8x 0,93	1300	6000	1,5	10,0
ОКРО-6000	3,94x0,7x0,88	975	6000	1,5	8,0

При этом хотелось бы также отметить, что часть относительно простых операций: подъем ранее установленного оборудования и др., выполняемых подводными аппаратами, могут с успехом заменить разработанные с нашим участием подводные модули [19].

Подводя итог вышеизложенному, можно сделать вывод о том, дальнейшее развитие АНПА видится нам, в том числе в модульности построения, уменьшения весогабаритных характеристик, повышении скорости хода и автономности, а также в создании двухзвенных систем и более широком применении достижений конверсионной акустики и нелинейной гидроакустики в частности.

В заключении хотелось бы пожелать руководителям нашего государства уделить более пристальное внимание вопросу развития отечественной робототехники, предназначенной не только для изучения и освоения богатств Мирового океана – предмета данного обсуждения, но и для решения целого спектра специальных и народнохозяйственных задач, в том числе в социальной области и здравоохранении.

Список литературы:

1. Агеев М.Д., Касаткин Б.А., Рылов Н.И. и др. Автоматические подводные аппараты. – Л.: Судостроение, 1981. – 223 с.
2. Автономные необитаемые подводные аппараты / под общ. ред. академика М.Д. Агеева. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 272 с.
3. Баженов Ю.А., Гаврилов В.М., Жуков Ю.И. и др. Самоходные необитаемые подводные аппараты. – Л.: Судостроение, 1986. – 277 с.

4. Войтов Д.В. Подводные обитаемые аппараты. – М.: Изд-во «Астрель», 2002. – 303 с.
5. Дмитриев А.Н. Проектирование подводных аппаратов. – Л.: Судостроение, 1978. – 236 с.
6. Илларионов Г.Ю., Карпачев А.А. Исследовательское проектирование необитаемых подводных аппаратов. – Владивосток: Дальнаука, 1998. – 270 с.
7. Обзор дистанционно-управляемых подводных систем и аппаратов военного назначения // Журнал Underwater. – 2006, авг.
8. Обзор дистанционно-управляемых подводных систем и аппаратов многоцелевого назначения // Журнал Underwater. – 2006, май-июнь.
9. Подводные роботы / под общ. ред. В.С. Ястребова. – Л.: Судостроение, 1977. – 363 с.
10. Kraider D.R. UUVs for underwater Work-Innovation or High tech Toy? // Sea Technology. – 1977. – Vol. 38, № 2. – P. 51.
11. Бахарев С.А., Кравченко В.В., Лямин Г.И. Анализ физических принципов функционирования параметрических антенн // V Дальневост. НТК «Приборы для исследования и освоения океана, включая подводные аппараты». – Владивосток, 1989. – С. 78-81.
12. Бахарев С.А., Мироненко М.В., Пономарев В.В. Способ дистанционного измерения подводных объектов // III Междунар. НТК «Конверсионные технологии в гидроакустике». – СПб., 1996. – С. 18-20.
13. Богородский А.В., Яковлев Г.В., Корепин Е.А., Должиков А.К. Гидроакустическая техника исследования и освоения океана. – Л.: Гидрометеиздат, 1984. – 264 с.
14. Бородин В.И., Смирнов Г.Е., Толстякова Н.А. и др. Гидроакустические навигационные средства. – Л.: Судостроение, 1983. – 262 с.
15. Комляков В.А. Гидроакустические системы с маяками-ответчиками для слежения за буксируемыми подводными комплексами // Судостроение. – 1997. – № 6. – С. 39-45.
16. Касаткин Б.А., Кобаидзе В.В. Особенности гидроакустической навигации в шельфовой зоне. Подводные аппараты с программным управлением и их системы. – Владивосток: Изд-во ДВНЦ, 1977. – С. 84-88.
17. Матвиенко Ю.А. Статистическая обработка информации гидроакустической навигационной системой с ультракороткой базой // Морские технологии. – Владивосток: Дальнаука, 1998. – Вып. 2. – С. 70-80.
18. Бахарев С.А. Обеспечение экологической безопасности деятельности человека на морском шельфе // Вест. РАЕН. – М., 2003. – Т. 3, № 3. – С. 18-23.
19. Бахарев С.А., Завалко Е.В., Рогожников А.В. Использование дистанционных размыкателей для обслуживания морских платформ // Морская радиоэлектроника. – 2009. – № 3-4 (29-30). – С. 56-58.

Сведения об авторах: Бахарев Сергей Алексеевич, доктор технических наук, профессор, e-mail: taf@list.ru;

Карасев Владимир Владимирович, кандидат технических наук, профессор,
e-mail: karasevvv@list.ru;

Карасев Александр Владимирович, кандидат технических наук, доцент,
e-mail: kav6713@mail.ru.

УДК 629.562 : 621.83.061.1

Ю.А. Корнейчук

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ДИАГНОСТИКА ГЛАВНОГО СУДОВОГО РЕДУКТОРА

Анализируется диагностика судовых редукторов. Она касается диагностических способов обнаружения неисправности редуктора. Измерений вибрации редуктора не хватает для получения полной диагностической информации. Следует использовать другие способы диагностики редуктора.

Ключевые слова: редуктор, надежность, диагностика, вибрация.

Y.A. Korneychuk

MAIN MARINE GEARBOX DIAGNOSTICS

The paper is devoted to marine gearbox diagnostics. It deals with the methods of gearbox diagnostics fault detection. Measuring of gearbox vibration is not enough to receive full diagnostic information. Different methods of gearbox diagnostics should be used.

Key words: gearbox, reliability, diagnostics, vibration.

Большинство судов промыслового флота оснащено дизель-редукторными агрегатами (рис. 1). Главный редуктор, по данным фирм-изготовителей, обладает повышенной надежностью, оцениваемой безотказной работой $P(t) = 0,9999$. Однако опыт их эксплуатации не совпадает с этими утверждениями. Так, из трех плавбаз типа «Содружество» на одном из редукторов наблюдалась трещина ведущего вала. Отсюда оценка $P(t) = 0,66$. Малое число наблюдений не позволяет получить точные оценки надежности.

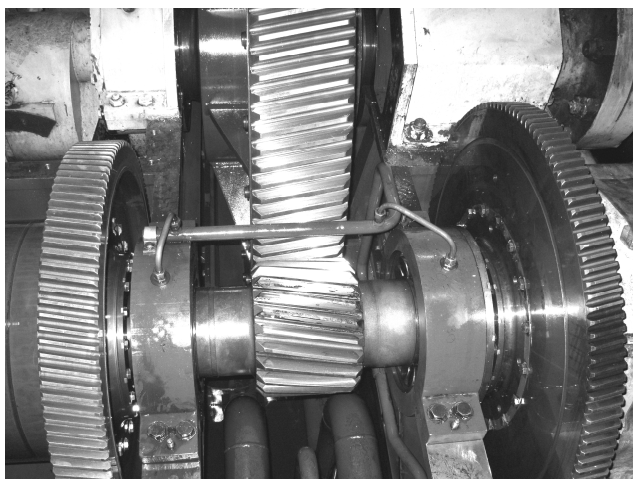


Рис. 1. Редуктор Valmet V2NC-1300+2PC
Fig.1. Gearbox Valmet V2NC-1300+2PC

Обследование 32 редукторов ТKG2-03 СТМ типа «Атлантик-333» [1] показало, что за период эксплуатации 69 % редукторов находятся в нормальном состоянии, 22 % имеют потенциальные отказы подшипников качения, 6 % – эксплуатационный отказ из-за нарушения системы смазки, 3 % – технологический отказ (монтаж и сборка). Вероятность безотказной работы составила $P(t) = 0,90$.

ГОСТ Р 50891-96 [2] рекомендует для редукторов проводить диагностирование:

- зубчатых колес по вибрационным параметрам;
- подшипников редукторов по уровню ударной вибрации.

На этапе настройки формируются векторы диагностических признаков, характеризующие нормальное (бездефектное) состояние сопряженных зубчатых колес для каждой i -й ($i = 1, 2, \dots$) ступени диагностируемого редуктора. Компонентами векторов являются числовые значения следующих четырех параметров вибрации i -го зубчатого зацепления:

- 1) общий уровень вибрации с частотой пересопряжения зубьев;
- 2) суммарный уровень гармонических составляющих частоты вращения ведущего зубчатого колеса;
- 3) то же ведомого зубчатого колеса;
- 4) уровень составляющей на частоте зацепления зубьев в спектре сигнала огибающей амплитуды высокочастотной вибрации редуктора.

При формировании диагностических признаков применяется метод синхронного накопления сигналов вибрации как на периоде зубцовой частоты диагностируемой ступени (параметры 1 и 4), так и на периодах частот вращения сопряженных зубчатых колес (параметры 2 и 3). В качестве синхронизирующего используется пилот-сигнал с датчика оборотов выходного вала, требуемое значение частоты следования импульсов которого предварительно формируется в блоке преобразования частоты пилот-сигнала. Этот метод легко реализуется для переборных редукторов, значительно сложнее – для планетарных.

Этап диагностики состоит в периодическом съеме вибрационной информации, определении значений диагностических параметров, сравнений текущих значений с пороговыми и принятии решений при их превышении.

Прогрессирующий износ зубьев сопряженных зубчатых колес диагностируемой ступени редуктора приводит к значительному возрастанию величины диагностического параметра

Появление усталостных повреждений на отдельных зубьях (выкрашивание, скол, трещина у основания, поломка) обуславливает рост значений параметров 2 и 3, распространение усталостных повреждений по зубчатым венцам сопряженных зубчатых колес (например, выкрашивания) приводит к возрастанию величины параметра 4.

Методика позволяет не только проводить дифференцированную диагностику повреждений зубчатых колес, но и на основе анализа изменения трендовых характеристик диагностических признаков осуществлять прогнозирование остаточного ресурса зубчатых зацеплений по предельным состояниям эксплуатационных повреждений зубьев зубчатых колес.

Для оценки ударной вибрации, возникающей при первых признаках выкрашивания, следует применять приборы, которые, в основном, чувствительны к высокочастотным ударным импульсам в области частот, превышающих 20 кГц.

Возникновение нарастания показаний прибора показывает либо на нарушение подачи смазки, появление в ней посторонних частиц, либо на появление первых признаков выкрашивания. Освоение особенностей работы прибора позволяет разделять указанные явления.

При появлении отмеченного нарастания следует резко сократить интервалы между проверками. В случае подтверждения нарастания ударной вибрации необходимо произвести останов редуктора и смену подшипника.

Значительное число отказов главных редукторов наблюдалось на промысловых судах Балтийского бассейна. Для решения этой проблемы проведены исследования [3] главных редукторов: LS-2200 судов проекта 1332 типа «Баренцево море», MAV-90-30 судов проекта В-408 типа «И Бочков», TKG2-0350 судов типа «Атлантик-333», 10 AD-2x1400x3,27 типа «Атлантик-488», «Киев», судов проекта 503 типа «Альпинист», LS2-3500 судов проекта 1386 типа «Горизонт». Они показали, что наибольший эффект в контроле состояния главных редукторов рыбопромысловых судов достигается от совместного применения методов и средств трибо- и вибродиагностики.

Вибрация нормально функционирующих редукторов, входящих в состав главной энергетической установки (ГЭУ) промысловых судов, не может быть причиной их усталостного разрушения. Большинство случаев аварийного разрушения деталей и узлов редукторов могут быть вызваны либо нарушениями условий их эксплуатации, либо дефектами монтажа.

В целях повышения достоверности диагноза дополнительно предусмотрен анализ продуктов износа в масле главных редукторов и двигателей. Рентгеновский флуоресцентный анализ обеспечивает контроль содержания в масле примесей железа, хрома, меди, олова и свинца.

Разработана технология диагностирования главных редукторов рыбопромысловых судов [3], которая описывает режим и объем контроля, требования к применяемой аппаратуре, критерии оценки технического состояния редуктора, периодичность и сроки проведения контрольных замеров, постановку редуктора на хранение и профилактические работы. Принятая методика включает в себя контроль третьоктавных спектров виброускорения на опорах валов редуктора, сравнение их с выработанной статистической нормой и контроль спектра огибающей высокочастотной компоненты вибрации на подшипниках качения. В целях повышения достоверности диагноза дополнительно предусмотрен анализ продуктов износа в масле главных редукторов. Это позволяет обнаруживать дефекты на ранней стадии развития, наблюдать и прогнозировать их развитие, планировать ремонт машины, т.е. перейти на обслуживание и ремонт машин по фактическому состоянию.

Интересен зарубежный опыт диагностической службы фирмы Stork. Она использует для измерения вибрации корпуса редуктора портативный анализатор спектра CSI, а для оценок характеристик смещения геометрической оси применяет многоканальный виброанализатор в режиме реального времени Nevada Bently.

Кроме исследований вибрации, фирма Stork дополнительно измеряет:

- вращающий момент;
- термографическое инфракрасное излучение с измерением температур металлов и неметаллов в диапазоне 0-2500 °С, используя инфракрасный термометр ThermoViewTM Raytek Ti30;
- высокоточные геометрические измерения инструментом FARO Arm platinum из категории мобильных координатно-измерительных машин (КИМ). Полученные данные могут использоваться, чтобы определить полную геометрию деталей редуктора. Данные передаются в программу 3D CAD и анализируются. Трехмерное измерение может также использоваться для центрирования редукторов и турбин. Используя новейшее лазерное оборудование, могут быть выполнены точные измерения с погрешностью 0,01 мм, такие, как: центрирование валов, плоскостность, прямолинейность, перпендикулярность, центрирование втулок, параллельность.

Обязательными являются тщательные осмотры редукторов с использованием промышленного эндоскопа и съемкой повреждений цифровым фотоаппаратом.

Рассмотрим пример диагностирования дизель-редукторных агрегатов (ДРА). Два ДРА с дизелями «Згода-Зульцер 6ZL 40/48» мощностью по 2355 кВт работают через 2 редуктора «Замех Лиааен» с передаточным числом 3,1786 на две линии валов при номинальной частоте вращения винтов регулируемого шага 185 мин⁻¹. Дизели установлены на специальной амортизированной платформе. Для передачи вращающего момента от двигателя, имеющего возможность перемещаться к жестко закрепленному редуктору, на маховике закреплена эластичная муфта Холсет.

При несении вахты второй механик обнаружил необычный шум и вибрацию в кормовой части редуктора правого главного двигателя, работавшего в режиме полного переднего хода. Остановили правый дизель. Осмотром зубчатого зацепления редуктора через лючок обнаружили:

- выкрашивание 7 зубьев в виде глубокого питтинга и трещины на 6 зубьях в кормовой части на днище от 30 до 90 мм с торца зуба ведущего вала-шестерни;
- ролики опорного подшипника вала-шестерни со стороны двигателя не вращаются, а скользят по внутренней обойме;
- ведомая шестерня редуктора дефектов не имела;
- масло в редукторе более темного цвета, на магнитных подушках едва видимая металлическая пыль, не ощущаемая пальцами. Фильтры чистые. Индикатор загрязненности большого перепада не показывает.

Свинцовыми выжимками проверили зазоры в зацеплении. Они оказались в пределах норм. Заводские специалисты произвели механическую обработку зубьев. Качество шлифовки и проверка дефектных участков на наличие трещин проверялось «Суперчеком».

Основной этап диагностирования ДРА проводится на ходовых испытаниях. Следует тщательно контролировать шум и вибрацию, температуру подшипниковых узлов проверенными точными приборами, подачу смазки в соплах (трубках) к точкам смазки и зацеплению. На ходовых испытаниях для измерения уровня вибрации использовали японский виброанализатор МК-310, а для измерения ударных импульсов на подшипниках редукторов – шведский прибор SPM-43A.

Предварительно была разработана карта замеров уровней ударных импульсов и вибрации (рис. 2).

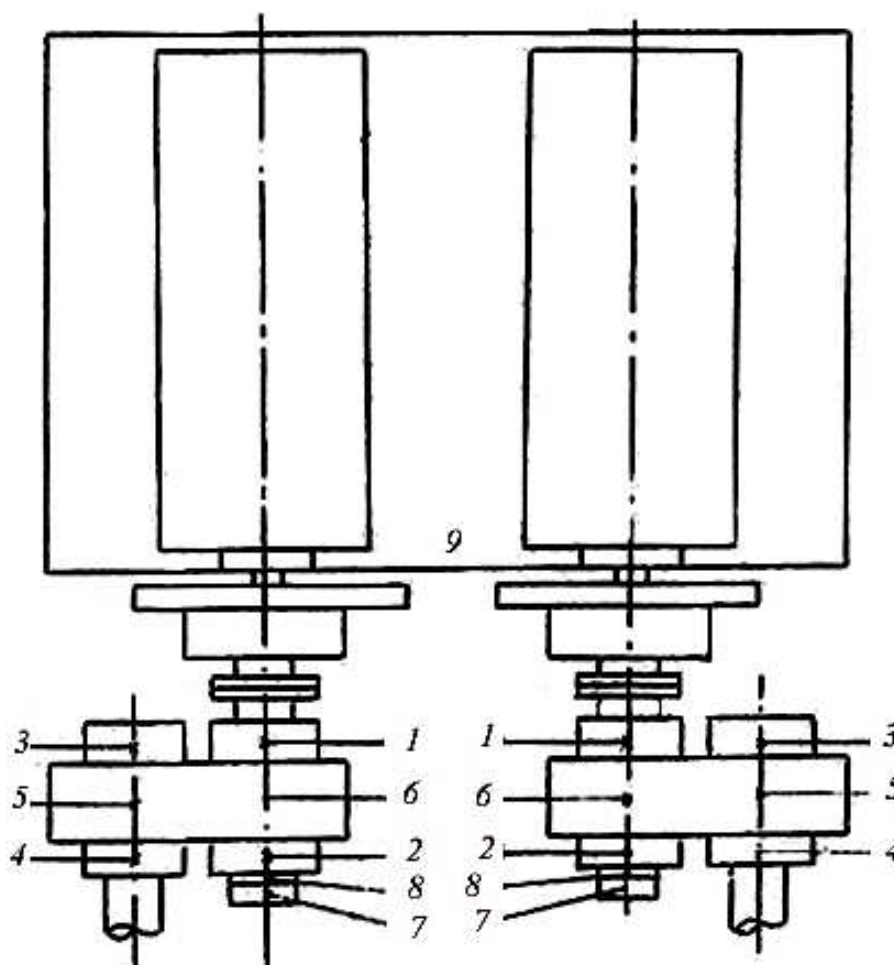


Рис. 2. Точки измерений ударных импульсов и вибрации
Fig. 2. Points of measurements of shock impulses and vibration

Таблица 1

Вертикальная вибрация редуктора в точке 1 при частоте вращения дизеля $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

Table 1

Vertical vibration of a gearbox point 1, diesel engine speed $n = 400 \text{ RPM}$

[DATA No. 1V]			[DATE ' : 9-11-09 10:03]
[MODE VEL] [RANGE 5.0 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 1.560 cm/s
1	195 Hz	0.782 cm/s	
2	110	0.490	
3	125	0.185	
4	220	0.120	
5	240	0.107	
6	160	0.105	
7	230	0.097	
8	890	0.097	
9	140	0.090	
REPLAY: FFT			FFT DISPLAY

Таблица 2

Горизонтальная вибрация редуктора в точке 1 при частоте вращения дизеля $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

Table 2

Horizontal vibration of a gearbox at point 1, diesel engine speed $n = 400 \text{ RPM}$

[DATA No. 1H]			[DATE ' : 9-11-09 10:08]
[MODE VEL] [RANGE 1.5 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 1.2457 cm/s
1	195Hz	0.7320 cm/s	
2	475	0.1717	
3	175	0.1687	
4	110	0.12971132	
5	415	0.1132	
6	770	0.1125	
7	75	0.1117	
8	125	0.1072	
9	235	0.1005	
REPLAY: FFT			FFT DISPLAY

Таблица 3

Вертикальная вибрация редуктора в точке 2 при частоте вращения дизеля $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

Table 3

Vertical vibration of a gearbox point 2, diesel engine speed $n = 400 \text{ RPM}$

[DATA No. 2V]			[DATE ' : 9-11-09 10:08]
[MODE VEL] [RANGE 5.0 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 1.717 cm/s
1	2	3	4
1	195Hz	0.995 cm/s	
2	110	0.665	
3	125	0.287	

Окончание табл. 3

1	2	3	4
4	165	0.175	
5	15	0.165	
6	93	0.137	
7	233	0.135	
8	325	0.105	
9	422	0.105	
10	890	0.105	
	REPLAY: FFT		FFT DISPLAY

Таблица 4

Горизонтальная вибрация редуктора в точке 2 при частоте вращения дизеля $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

Table 4

Horizontal vibration of a gearbox at point 2, diesel engine speed $n = 400 \text{ RPM}$

[DATA No. 2H]			[DATE ' : 9-11-09 10:04]
[MODE VEL] [RANGE 5.0 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 1.042 cm/s
1	195Hz	0.495 cm/s	
2	130	0.342	
3	175	0.225	
4	140	0.160	
5	385	0.132	
6	75	0.117	
7	770	0.117	
8	965	0.115	
9	210	0.110	
	REPLAY: FFT		FFT DISPLAY

Таблица 5

Вертикальная вибрация редуктора в точке 1 при частоте вращения дизеля $n = 315 \text{ мин}^{-1}$

Table 5

Vertical vibration of a gearbox point 1, diesel engine speed $n = 315 \text{ RPM}$

[DATA No. 1V]			[DATE ' : 9-11-09 14:38]
[MODE VEL] [RANGE 1.5 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 0.5092cm/s
1	100 Hz	0.2085 cm/s	
2	145	0.1740	
3	90	0.782	
4	155	0.480	
5	170	0.0720	
6	125	0.0675	
7	115	0.0622	
8	220	0.0547	
9	210	0.0487	
	REPLAY: FFT		FFT DISPLAY

Таблица 6

Горизонтальная вибрация редуктора в точке 1 при частоте вращения дизеля $n = 315 \text{ мин}^{-1}$

Table 6

Horizontal vibration of a gearbox at point 1, diesel engine speed $n = 315 \text{ RPM}$

[DATA No. 1H]			[DATE ' : 9-11-09 14:40]
[MODE VEL] [RANGE 1.5 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 0.4890 cm/s
1	135Hz	0.2040 cm/s	
2	145	0.2002	
3	295	0.1740	
4	95	0.1387	
5	85	0.1230	
6	115	0.0877	
7	445	0.0637	
8	25	0.0547	
10	50	0.0487	
REPLAY: FFT			FFT DISPLAY

Таблица 7

Вертикальная вибрация редуктора в точке 2 при частоте вращения дизеля $n = 315 \text{ мин}^{-1}$

Table 7

Vertical vibration of a gearbox point 2, diesel engine speed $n = 315 \text{ RPM}$

[DATA No. 2V]			[DATE ' : 9-11-09 14:39]
[MODE VEL] [RANGE 1.5 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 0.7920cm/s
1	145Hz	0.3337 cm/s	
2	90	0.2925	
3	100	0.2467	
4	295	0.1192	
5	165	0.0750	
6	205	0.0645	
7	180	0.0622	
8	445	0.0622	
9	855	0.0525	
REPLAY: FFT			FFT DISPLAY

Таблица 8

Горизонтальная вибрация редуктора в точке 2 при частоте вращения дизеля $n = 315 \text{ мин}^{-1}$

Table 8

Horizontal vibration of a gearbox at point 2, diesel engine speed $n = 315 \text{ RPM}$

[DATA No. 2H]			[DATE ' : 9-11-09 14:40]
[MODE VEL] [RANGE 1.5 cm/s] [FREQ. 2 KHz]			
[No.]	[FREQUENCY]	[SPECTRUM]	OVERALL 0.7237 cm/s
1	2	3	4
1	150Hz	0.2415 cm/s	
2	90	0.2107	
3	115	0.2085	
4	125	0.1762	
5	295	0.1530	

Окончание табл. 8

1	2	3	4
6	65	0.0817	
7	23	0.0690	
8	50	0.0637	
9	310	0.0592	
	REPLAY: FFT		FFT DISPLAY

Таблица 9

Результаты измерения ударных импульсов подшипников

Table 9

Results of measurement of bearing shock impulses

	Левый борт		Правый борт	
Дата	12.12.90		12.12.90	
Точки измерения	dB		dB	
1	17/8		23/0	
2	31/16		22/0	
3	12/2		17/0	
4	17/9		17/0	
5	17/7		15/0	
6	22/13		18/0	
7	53/40		27/0	
8	31/21		22/0	

В результате измерений было установлено:

- уровни вибрации и ударных импульсов подшипников редуктора левого борта не превышают допустимых норм;
- уровни вибрации и ударных импульсов подшипников редуктора правого борта превышают допустимые нормы;
- раскёпы дизеля левого борта в норме;
- раскёпы дизеля правого борта: цилиндры 1-5 в норме, а 6 – 0,22 мм превышает на 0,07 мм допускаемое значение.

Произвели центрирование обоих ДРА путем установки прокладок на клинья под фундаментные рамы обоих дизелей.

Дефектоскописты по результатам измерений (см. табл. 1-9) определили повышенный уровень вибрации, но не смогли окончательно определить дефект. Пришлось подключиться к решению проблемы судовым механикам. Вскрыли редуктор. При тщательном осмотре обнаружили механическое ослабление подшипника. Посадочное место обоймы подшипника оказалось изношенным на 3 мм, или 1,5 мм на сторону.

Механическое ослабление подшипника ведет к ускоренному изнашиванию посадочных мест и просадке вала. Значительная величина просадки вала сказывается на равномерности изнашивания поверхности зубьев в местах контакта, рис. 3.

Технология вибродиагностики механического ослабления деталей вала представлена в работе [5].

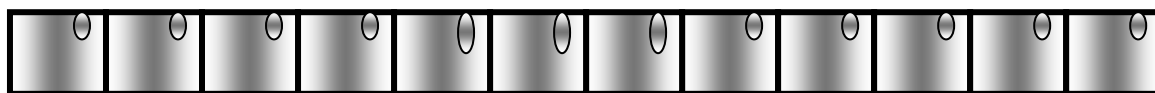


Рис. 3. Схема контактных пятен зубьев ведущей шестерни редуктора

Fig. 3. The scheme of gearbox driving gear teeth's contact stains

Выводы

Для повышения достоверности вибродиагностики главных судовых редукторов следует применять дополнительные диагностические методы. Хорошо зарекомендовал себя анализ продуктов износа в масле главных редукторов.

При ходовых испытаниях важным источником информации служат температуры деталей редуктора. Необходимо контролировать температуру, подачу и распределение масла по точкам смазки.

Для своевременного выявления механических ослаблений и усталостных трещин валов необходим тщательный осмотр деталей редуктора через лючки с использованием эндоскопов. Особое внимание уделить состоянию контактной поверхности зубьев.

Список литературы

1. Сергеев К.О. Опыт применения безразборной диагностики для определения технического состояния редукторов ТКГ2-03 СТМ типа «Атлантик-333» / К.О. Сергеев, А.С. Жуков // Вест. МГТУ. – Мурманск, 2011. – Т. 14, № 4. – С. 681-684.
2. ГОСТ Р 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия. Госстандарт России. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 28 с.
3. Прыгунов А.И. Виброметрия и виброакустическая диагностика главных энергетических установок рыбопромысловых судов / А.И. Прыгунов, А.А. Панкратов // Наука производству. – 2000. – № 2 (27). – С. 13-14.
4. Панкратов А.А. Анализ эксплуатационных дефектов главных редукторов рыбопромысловых судов // Наука и образование – 2003: материалы Всерос. науч.-техн. конф. / Мурманск, 2-16 апреля, 2003 г.: в 5 ч. Ч. 5. – Мурманск, 2003. – С. 18-19.
5. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – Пермь, 1996. – Вып. № 1. – 176 с.

Сведения об авторах: Юрий Алексеевич Корнейчук, кандидат технических наук, доцент, e-mail: korneych@mail.ru.

УДК 621.43.013 : 629.3

Н.К. Пак

Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского,
690059, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТОНКОЙ ОЧИСТКИ МОТОРНОГО МАСЛА В СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЯХ СЕПАРИРОВАНИЕМ

Приводится описание штатной, включающей поверхностный фильтр на полном потоке, и опытной комбинированной, сочетающей саморегенерирующийся фильтр и параллельно включенный сепаратор, систем тонкой очистки моторного масла судового дизеля 9L28/32A-F. Сравниваются эффективности этих систем по влиянию на старение смазочного масла, износ и нагарообразование дизеля.

Ключевые слова: моторное масло, очистка масла, сепарирование, саморегенерирующийся фильтр.

N.K. Pak

INTENSIFICATION OF ENGINE OIL FINE CLEANING IN THE MARINE MEDIUM SPEED DIESELS BY MEANS OF SEPARATION

Description of standard, including superficial filter on the full flow, and experienced, combined self-regenerated filter & parallel joined separator, engine oil fine cleaning systems is given in the marine diesel 9L28/32A-F. Efficiencies of these systems are compared concerning influence on oil decomposition, wearing and carbonization of diesel.

Key words: engine oil, oil cleaning, separation, self-regenerated filter.

Повышение механических и термических нагрузок, увеличение скорости загрязнения моторного масла (ММ) нерастворимыми продуктами (НПП) и их абразивность вследствие применения термостойких высокощелочных присадок и форсировки ДВС приводят к увеличению интенсивности изнашивания и снижают срок службы деталей судовых дизелей. Это вызывает необходимость повышения надежности защиты их пар трения от изнашивания. Усиление абразивности нерастворимых примесей при использовании масел, легированных до концентраций 25 % многофункциональными зольными присадками, ужесточает требования к их очистке. Этому же способствует применение тонкостенных вкладышей из-за повышенной их чувствительности к качеству очистки ММ.

Анализ качества очистки масла в судовых дизелях показал, что использование частично поточных маслоочистителей не обеспечивает достаточно высокую надежность защиты пар трения ДВС от попадания в пары трения крупных и, следовательно, особо опасных частиц. Полнопоточные же фильтры тонкой очистки имеют недостаток – не обеспечивают требуемую глубину очистки масла от мелкодисперсных зольных НПП, интенсифицирующих старение масла. При увеличении тонкости отсева этих фильтров увеличивается продолжительность их работы с открытым перепускным клапаном и снижается срок службы фильтрующих элементов (ФЭ) [1].

В качестве объекта исследования был выбран двигатель 9L28/32A-F (9ЧН28/32). Дизель имеет мощность 2206 кВт при частоте вращения вала 775 мин⁻¹. Среднее эффективное давление $p_{me} = 1,93$ МПа, скорость поршня 8,3 м/с, степень наддува 3,4, максимальное давление цикла 14,5 МПа. Систему смазки обслуживает навешанный масляный насос с пропускной способностью 36 м³/ч. Емкость сточно-циркуляционной цистерны масла по минимальному уровню составляет 1,15, по максимальному – 1,45 м³. Кратность циркуляции масла высока и равна до 25 ч⁻¹. Удельный маслосток $q_m = 0,016$ м³/(кВт·ч).

Удельная вместимость масла в системе смазки (СС) составляет 0,63 г/(кВт·ч), что практически вдвое ниже рекомендованных норм. Удельный расход масла на номинальной мощности низок и составляет 0,7-1,0 г/(кВт·ч) или в массовом выражении 37-53 кг/сут. Принимая во внимание, что дизель в принципе рассчитан на использование тяжелых топлив вязкостью до 380 сСт при 50 °С, и учитывая напряженность вышеуказанных показателей по смазочному маслу, СС должна иметь эффективную систему очистки.

Штатная система очистки (ШСО) (рис. 1) включает сдвоенный полнопоточный фильтр с тонкостью отсева 35-40 мкм. Он оснащен шестью ФЭ поверхностного типа из нетканого материала, сформированного в форме многолучевой звезды. Площадь поверхности каждого элемента 4,8 м². Начальный перепад давлений на фильтре составляет 20 кПа при температуре масла 50-60 °С [1]. На рис. 1 представлены: 1 – сточно-циркуляционная система; 2 – охладитель; 3 – перепускной клапан охладителя; 4 – магнитный фильтр; 5 – полнопоточный бумажный фильтр; 6 – электроприводной масляный насос; 7 – навешанный масляный насос; 8 – перепускной клапан насоса.

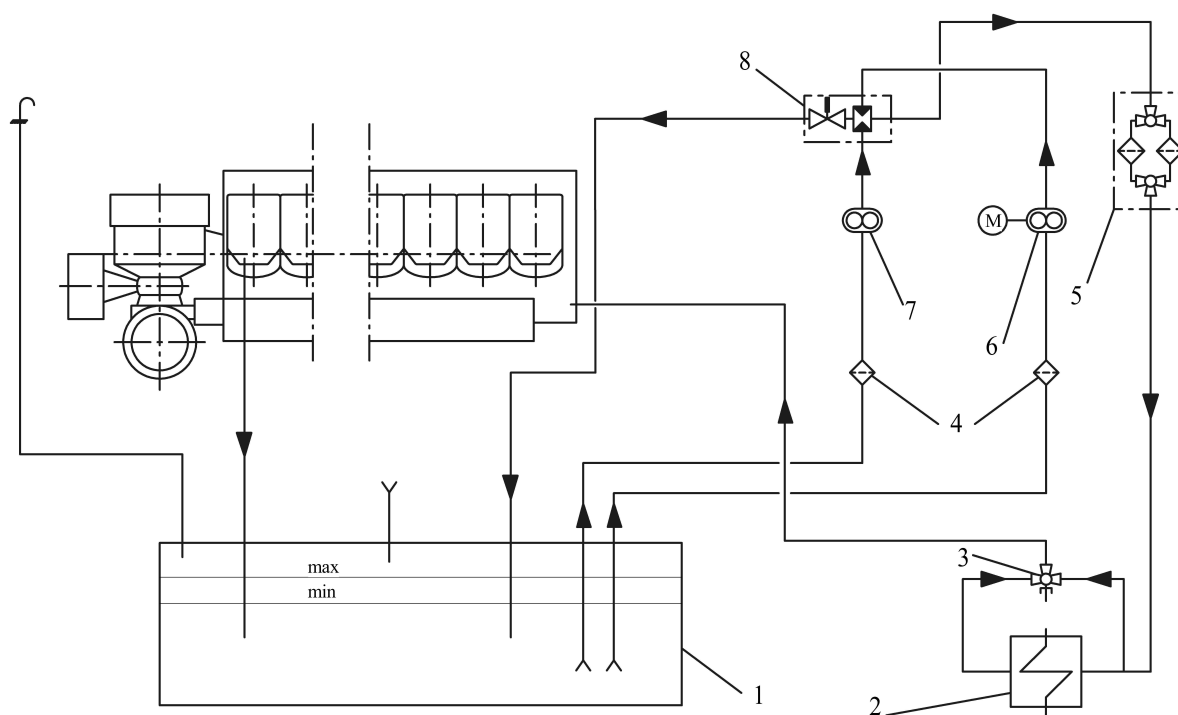


Рис. 1. Штатная система смазки двигателя 9L28/32A-F

Fig. 1. Standard lubricating system of engine 9L28/32A-F

Опытная система очистки (рис. 2), в отличие от штатной, включает саморегенерирующийся фильтр (СРФ), который удаляет до 90 % частиц с диаметром более 25 мкм, и параллельно подключенный сепаратор, обеспечивающий более глубокую очистку масла. Очистка промывного масла СРФ осуществляется с помощью фильтра-грязесборника. Производительность масляного сепаратора выбрана по следующей формуле, л/ч:

$$Q_c = 0,14P_{не}(24/\tau_c)(100/Q_{opt}),$$

где $P_{не}$ – мощность дизеля, кВт; τ_c – время работы сепаратора, сут; $Q_{opt} = 25\%$ – оптимальная пропускная способность сепаратора, % от паспортной. Используя приведенную зависимость, получим номинальную производительность сепаратора 1300 л/ч.

На рис. 2 представлены: 1 – сточно-циркуляционная система; 2 – охладитель; 3 – перепускной клапан охладителя; 4 – магнитный фильтр; 5 – электроприводной масляный насос; 6 – навешанный масляный насос; 7 – СРФ; 8 – перепускной клапан насоса; 9 – насос сепаратора; 10 – подогреватель; 11 – сепаратор.

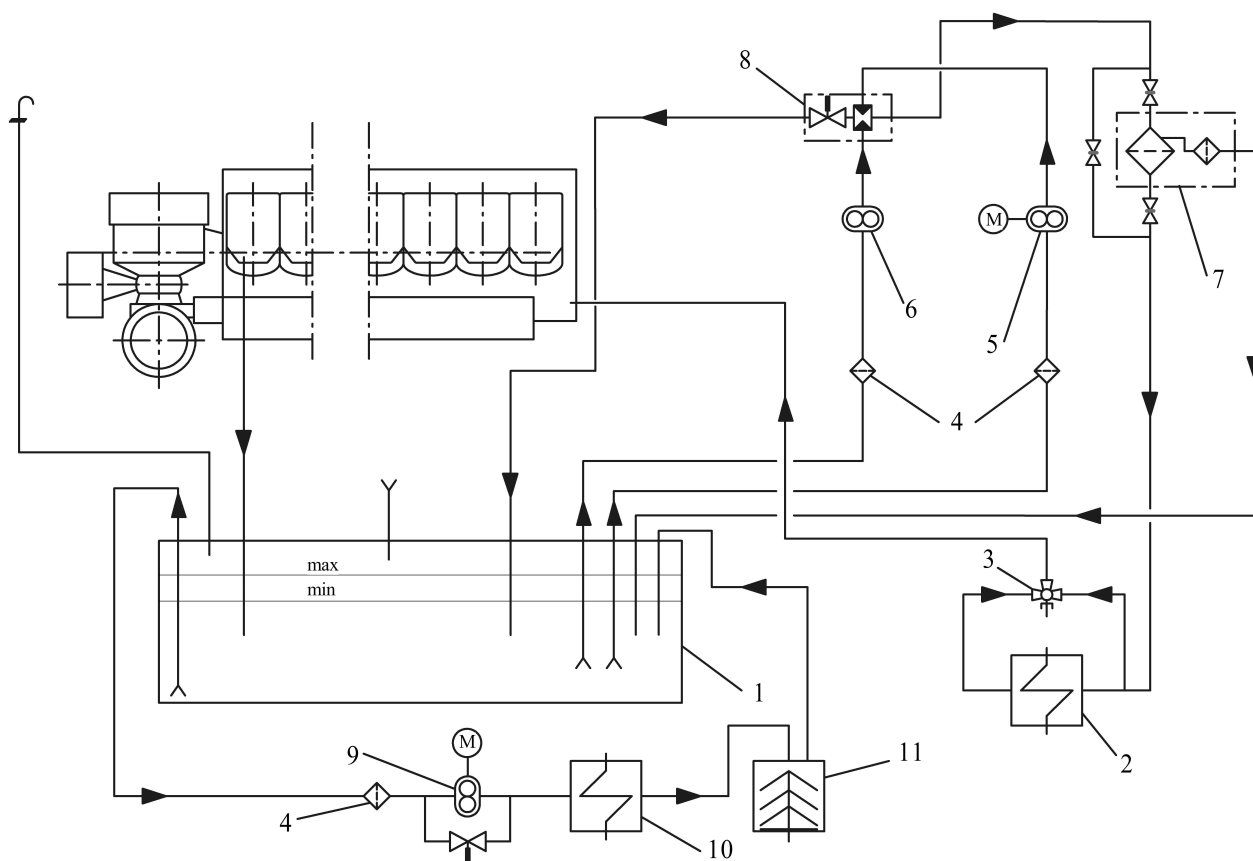


Рис. 2. Система смазки двигателя 9L28/32A-F с СРФ и сепаратором

Fig. 2. Lubricating system of engine 9L28/32A-F including self-regenerated filter and separator

Согласно рекомендации [2], сепараторы СС среднеоборотных двигателей должны при Q_{opt} обрабатывать четырехкратную загрузку всего циркуляционного масла в течение 24 ч. При этих условиях достаточно иметь сепаратор СОЦС-1,5.

Моторные испытания штатной и опытной систем очистки проводили на масле М-14-Д₂ (цл30) (ГОСТ 12337-84). Дизель работал на мазуте топочном 40 IV вида (ГОСТ 10585-99) с содержанием серы 2 %. Долив масла для компенсации угара проводили малыми порциями ежедневно. С учетом нормируемого удельного расхода циркуляционного масла на угар в количестве 0,7-0,9 г/(кВт·ч) общий расход масла составил 0,92-1,12 г/(кВт·ч). Плановый период между заменами циркуляционного масла был назначен в 3000 ч.

Сравнение результатов моторных испытаний маслоочистителей (таблица) показало преимущество комбинированной системы тонкой очистки масла (КСТОМ) с использованием СРФ и сепаратора. При этой комплектации скорость изнашивания деталей двигателя уменьшилась в два раза, по сравнению с использованием ШСО. Степень окисления масла, а также нагаро- и лакообразование дизеля были ниже на 35 % при использовании СРФ и СОЦС, что обусловлено более интенсивным удалением сепаратором катализаторов окисления масла (продуктов срабатывания присадок и износа двигателя).

Результаты эксплуатационных испытаний маслоочистителей Results of oil cleaner's performance testing

Показатель	Средства очистки моторного масла	
	ШСО	КСТОМ
<i>Состояние масла:</i>		
Концентрация НРП, %		
общих	2,6±0,4	0,8±0,2
зольных	0,64±0,1	0,15±0,02
Скорость загрязнения масла НРП, г/ч:		
общими	50,2	49,2
зольными	11,8	10,6
Щелочность, мг КОН/г	8,7±0,9	13,7±1,3
Степень окисления, %	13,2±1,6	9,2±0,9
Содержание смол, %	7,6±0,06	5,4±0,05
<i>Эффективность маслоочистителей:</i>		
Интенсивность очистки масла от НРП, г/ч:		
общих	290±40	4600±300
зольных	170±20	5430±300
<i>Состояние дизеля:</i>		
Скорость изнашивания деталей ДВС:		
комплект поршневых колец, г/1000 ч	10,6±1,2	6,1±0,5
цилиндровая втулка, мкм/1000 ч	45±6	20±4
вкладыши подшипников, г/1000 ч	10±1	8±0,9
Нагаро- и лакообразование (общая оценка), балл	24,7±3,5	16,7±2,5

По сравнению со штатной комбинированная система тонкой очистки масла имеет значительные преимущества. После 3 тыс. ч работы уровень щелочности масла при использовании СРФ и СОЦС составил 13,7 мг КОН/г, что оказалось выше, чем при очистке его ШСО (8,7 мг КОН/г). СРФ и СОЦС обеспечивал более глубокую очистку масла от зольных НРП. В этом случае уровень загрязнения масла этими продуктами был в 3,6 раза ниже, чем при штатной его очистке.

Эффективное удаление из масла сепаратором продуктов износа, срабатывания присадок и окисления углеводородов тормозит его старение. Глубокая очистка масла сепаратором от катализаторов окисления снижает глубину его старения, на что указывает концентрация в нем карбонилсодержащих продуктов: 9,2 – при штатной очистке и 8,4 % – при использовании опытной системы.

Анализ износных характеристик дизеля показывает, что его пары трения очень чувствительны к состоянию масла. Торможение старения при комбинированной очистке масла привело к снижению скорости изнашивания деталей двигателя. Особенно хорошо это прослеживается по поршневым кольцам, прежде всего, маслосъемным. Менее чувствительны к качеству очистки масла мотылевые шейки коленчатого вала и вкладыши подшипников. Их износ при использовании КСТОМ уменьшился, но незначительно. Это указывает на надежную защиту этих пар трения от опасных частиц загрязнения масла как полнопоточным фильтром тонкой очистки масла, так и СРФ в сочетании с сепаратором. Закоксованных колец не наблюдалось, что указывает на высокий запас моюще-диспергирующих свойств масла М-14-Д₂(цл30). Влияние системы очистки масла на углеродистые отложения в картере и полостях охлаждения масляных холодильников за этап испытаний в 3 тыс. ч обнаружить не удалось.

Выводы

1. Комбинированная очистка масла фильтрованием и сепарированием, как видно из результатов моторных испытаний КСТОМ, стабилизирует моюще-диспергирующие свойства масла на более высоком уровне, длительно сохраняет солюбилизирующую способность ММ с присадками МАСК и ПМС на более высоком уровне, ускоряет перевод промежуточных продуктов окисления унифицированных судовых масел в карбены и карбоиды, которые легко удаляются сепарированием.

2. Очистка ММ фильтрованием и сепарированием наиболее эффективна при применении зольных масел с высокими щелочными моюще-диспергирующими свойствами, особенно, когда дизель работает на высоковязких топливах с содержанием серы более 1,5 %.

3. Моторными испытаниями доказана высокая результативность КСТОМ в сочетании СРФ и СОЦС. По трудоемкости и периодичности обслуживания они эффективнее полнопоточных фильтров в 2-5 раз. Автономность работы СРФ между химическими чистками, как показал эксперимент на судах, составлял до 4-5 тыс. ч.

Список литературы

1. Кича Г.П., Перминов Б.Н., Надежкин А.В. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2011. – 372 с.

2. Кича Г.П. О необходимых режимах сепарирования циркуляционных масел мощных судовых двигателей // Судовые силовые установки: науч. тр. – Владивосток: ДВВИМУ, 1969. – № 6. – С. 20-24.

Сведения об авторе: Пак Николай Каптыгиевич, аспирант,
e-mail: pak.russiakorean@mail.ru, nadezkin@msun.ru.

УДК 621.165

Р.Р. Симашов

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ НА НЕАКТИВНОЙ ДУГЕ ПОДВОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ ТУРБИН ПРИ РАСЧЕТЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ

Представлены эмпирические и полуэмпирические формулы для расчета мощности вентиляции с учетом массы и направления протечки рабочего тела через неактивную дугу. Формулы предназначены для использования при расчетах переменных режимов малоразмерных турбин.

Ключевые слова: потери от вентиляции, переменные режимы, малоразмерные турбины.

R.R. Simashov

ESTIMATION ENERGY LOSSES ON PARTIAL-ADMISSION TURBINES' INACTIVE ARC FOR ESTIMATION OF VARIABLE REGIMES

This paper introduces empirical and semi-empirical formulas for the estimation of ventilation power related to pumping the working medium mass through inactive arc with consideration of leakage direction. Formulas are designed to use for estimation of variable regimes of small-size turbines.

Key words: ventilation losses, variable regimes, small-size turbines.

При вращении колеса активной турбины на неактивной дуге возникает достаточно интенсивное движение рабочего тела с сообщением ему кинетической энергии. На рис. 1 и 2 показана схема течения рабочего тела на неактивной дуге в парциальной турбине.

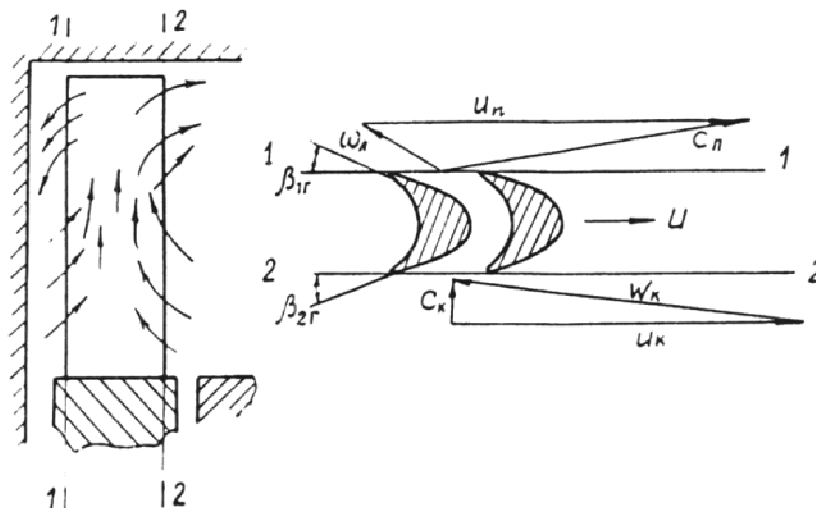


Рис. 1. Схема вентиляции с симметричными лопатками $\beta_{1к} = \beta_{2к}$

Fig. 1. Scheme of ventilation of symmetric vanes $\beta_{1к} = \beta_{2к}$

Как видно из рис. 1 [20, 12], рабочее тело подсасывается в корневой области канала и выбрасывается из колеса у периферии. При этом у периферии перед рабочим колесом (РК) со стороны соплового аппарата (СА) под влиянием вращения возникает повышенное давление, а со стороны свободного пространства давление практически остается независимым

от вращения [6, 16]. В связи с этим через периферийные сечения устанавливается течение из пространства перед РК в пространство за ним, а в корневой области, где давление перед колесом понижается, рабочее тело движется в обратном направлении. Помимо вихревых движений в меридиональной плоскости образуются мощные вентиляционные вихри, оси которых совпадают с осью турбины. Как показывают экспериментальные исследования [2, 1], рабочее тело движется вдоль неактивной дуги со скоростью порядка U (по данным [1, 3] со скоростью $\approx 0,8 \cdot U$).

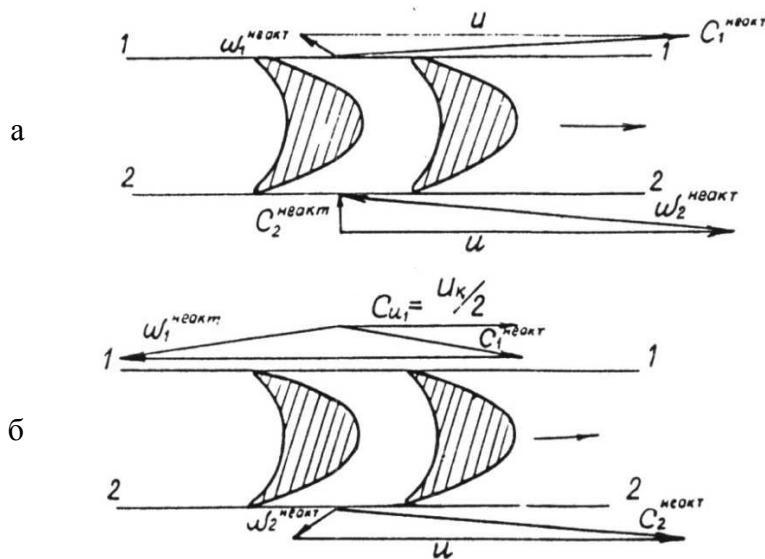


Рис. 2. Входной и выходной треугольники (планы) скоростей корневой протечки на неактивной дуге: а – подсос в проточную часть; б – утечка из проточной части

Fig. 2. Inlet and outlet triangles velocity of lower leakage on inactive arc: а – inlet in flow section; б – leakage from flow section

При этом возникают силы трения между рабочим телом в межлопаточном канале (МЛК) и окружающей средой, вызывая значительные потери энергии. Мощность, затрачиваемая на преодоление этих сил, пропорциональна плотности рабочего тела, площади соприкасающихся слоев и кубу окружной скорости [6].

Описанная картина течения соответствует физическим явлениям на неактивной дуге без подвода к нему рабочего тела. При парциальном подводе в малоразмерных турбинах (МРТ) даже на расчетном режиме имеется некоторая степень реактивности у корня лопаток. На переменных режимах реактивность на среднем диаметре может значительно измениться, что, в свою очередь, ведет к изменению степени реактивности у корня лопаток. Поэтому через неактивную дугу протекает дополнительная масса рабочего тела, равная $G_k^{отс}$ или $G_k^{подс}$, что ведет к увеличению затрат мощности на неактивной дуге [5, 10, 8].

С учетом сказанного затраты мощности на неактивной дуге можно представить в виде суммы

$$N_{неакт} = N_{\epsilon} + \Delta N_{G_k}, \quad (1)$$

где N_{ϵ} – мощность вентиляции при $G_k = 0$; ΔN_{G_k} – дополнительная мощность, вызванная прокачкой массы рабочего тела G_k .

Существующие в литературе материалы по потерям от вентиляции N_g базируются в основном на экспериментальных исследованиях [16, 8, 11, 19 и др.] конкретных ступеней турбин с последующим обобщением данных при помощи эмпирической или полуэмпирической зависимости.

Представленные в литературных источниках формулы для вентиляционной мощности, которые учитывают различные параметры ступени, получены на базе двух различных подходов. Первый, на основе которого получено большинство формул [6, 20, 5, 10 и др.], основывается на методе размерностей, второй – на основных уравнениях сохранения в одномерной постановке [8, 13, 16].

Выбор конкретной эмпирической зависимости для определения потерь от вентиляции может быть осуществлен путем сравнительного анализа экспериментальных значений мощности вентиляции для разных лопаточных венцов с расчетом по формулам различных авторов.

В табл. 1 представлены формулы по определению мощности вентиляции и результаты их апробации на 10 испытанных ступенях с различными геометрическими характеристиками, приведенными в табл. 2. Из табл. 1 следует, что лучшее совпадение обеспечивает зависимость, полученная И.В. Котляром и Е.М. Кончаковым [8], учитывающая наибольшее количество влияющих факторов. Однако данная зависимость имеет существенный недостаток, по которому ее можно признать неправильной: размерность данной формулы неоднородна с размерностью располагаемой мощности.

Одной из наиболее достоверных считается формула Траупеля [9]. Вентиляционные потери при выводе этой формулы рассматриваются как результат диссипации кинетической энергии, сообщенной вследствие центробежного эффекта газу, находящемуся в неактивной зоне. Анализ этой зависимости показывает, что она удовлетворяет теории размерностей. Из табл. 1 видно, что формула Траупеля дает достаточно ровную и удовлетворительную сходимость с опытными данными различных авторов. Это обеспечивается путем введения безразмерных эмпирических коэффициентов, учитывающих конструктивное оформление ступени (L_2/D_{cp} , B_2/D_{cp} , δ_a/L_2 , наличие (отсутствие) защитного кожуха) и влияние числа Re. Некоторое расхождение с опытными данными Межерицкого, Шубовича и Шальмана объясняется тем, что в опытах Траупеля профиль рабочих лопаток отличался существенной несимметрией и по форме приближался к реактивному профилю. По опытам Шальмана [20] для реактивного профиля при $\beta_{2k} = 26,5^\circ$ вентиляционные потери примерно в 1,25 раза выше, чем для активного симметричного профиля. Опыты указанных авторов проводились на ступенях средней верности $D_{cp}/L_2 \approx 6$; при отношении $D_{cp}/L_2 \geq 10$, как следует из табл. 2, несимметричность (формы) профиля оказывает меньшее влияние, и формула Траупеля дает удовлетворительные результаты.

В МЭИ была сделана попытка уточнить формулу Траупеля для транс- и сверхзвуковых ступеней [3]:

$$N_B = 14,3 \cdot C \cdot e^{0,5} \cdot (1-e)^{0,5} \cdot D_{cp} \cdot (U/10)^3 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot \sin \beta_{2k},$$

где C – коэффициент, зависящий от конструктивных и режимных параметров ступени принимается по данным Траупеля.

Формула МЭИ учитывает дополнительно влияние угла β_{2k} рабочей решетки и нелинейность вентиляционных потерь от степени парциальности.

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений $N_B^{расч}/N_B^{эксп}$ по данным различных авторов

Table 1

Comparison of estimated and experimental data $N_B^{расч}/N_B^{эксп}$ according to data of different researchers

Автор	Формула N_B , кВт ($e=0$)	Номер ступени (табл. 2)									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Стодола	$N_B = 610 \cdot D_{cp} \cdot L_2^{1.5} \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^3$	0,48	1,26	0,88	1,88	2,39	0,94	4,88	1,15	1,98	2,02
Форнер	$N_B = 110 \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^{2.8}$	1,25	0,54	0,68	1,97	3,79	0,71	2,78	0,84	0,98	1,97
Шубович	$N_B = 5,15 \cdot D_{cp}^4 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (\eta/1000)^{2.8}$	0,48	0,18	0,22	0,55	1,18	0,24	1,02	0,25	0,21	0,61
Шальман	$N_B = B \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^{2.75} \cdot \sin \beta_2$, $B = 246$ без СА	1,89	0,33	0,80	2,44	2,28	0,97	2,58	0,89	0,96	2,89
Керр	$N_B = 234 \cdot D_{cp}^2 \cdot (L_2/D_{cp})^{1.5} \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^3$	0,79	0,38	0,46	1,39	1,67	0,68	2,24	0,56	0,89	0,79
Траупель	$N_B = [C_R + (\delta_{oc}/L_2) \cdot K_\delta \cdot K_L] \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^3 \cdot [Re/2,8 \cdot 10^6]^{-1/4}$ $C_R = 0,017$ (для прямого вращения)	1,32	1,43	1,21	1,78	1,79	1,09	2,85	1,06	1,78	1,07
Галицкий	$N_B = 61 \cdot K_B \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^{2.9}$	0,28	0,13	0,17	0,89	1,98	1,06	1,58	0,14	0,20	1,03
Межеричкий	$N_B = 2,58 \cdot D_{cp}^4 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (\eta/1000)^3 \cdot K_\delta \cdot K_r \cdot K_t \cdot K_\beta$	1,79	0,42	1,21	1,10	1,35	2,03	2,33	1,56	1,73	2,28
Топунов	$N_B = 0,6 \cdot \pi \cdot D_{cp} \cdot B_p \cdot \rho_2 \cdot (U/10)^3 \cdot \frac{(1-f/t_p/B_p) \cdot x \cdot y}{\varphi_1 \cdot \sin \beta_1 + \varphi_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot [\varphi_1 \cdot \sin \beta_1 \times$ $\times (x - \psi \cdot \cos \beta_1 \cdot y \cdot \sqrt{3}) + \varphi_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot (x - \psi \cdot \cos \beta_2 \cdot y \cdot \sqrt{3})];$ $x = 1 + L_2/D_{cp}$; $y = \sqrt{L_p/D_{cp} \cdot (1 - 0,25 \cdot L_p/D_{cp})}$ Для расчета принимается: $(1 - f/t_p/B_p) = 0,4$; $\varphi_1 = \varphi_2 = \psi = 0,7$	3,40	0,66	0,41	1,59	4,94	0,57	2,01	0,65	0,75	1,78
Терентьев	$N_B = 3,3 \cdot B \cdot D_{cp}^4 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (\eta/1000)^3$; $B = f(\delta/D_{cp})$	0,56	0,35	0,41	0,63	1,01	0,34	0,96	0,29	0,24	0,76
Котляр Кончаков	$N_B = 25 \cdot K_\Sigma \cdot (1 + 3,2 \cdot L_p/D_{cp})^{1.5} \cdot D_{cp}^{0.9} \cdot (B_p/D_{cp})^{0.2} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)$; $K_\Sigma = K_{Re} \cdot K_\beta \cdot K_{\Delta\beta} \cdot K_t \cdot K_{\Delta p} \cdot (K_{\delta 1} + K_{\delta 2} + K_\delta)$	1,09	0,99	1,46	1,09	0,78	1,18	1,28	0,93	0,86	0,87

Таблица 2

Геометрические и экспериментальные характеристики ступеней

Table 2

Geometrical and experimental characteristics of turbine stages

Автор	D_{cp} , мм	L_2 , мм	U , м/с	β_1/β_2 , град.	B_p , мм	$a_1/a_2/a_r$, мм	$N_{Bэкс}$, кВт
Котляр Кончаков	53,5	3,6	198	35/35	6	1/∞/0,3	0,145
Топунов Петров	183	17	110	90/16	9	3/∞/0,4	0,99
Топунов Петров	261	58	90	70/32	10	3/∞/0,5	2,2
Межерицкий	268	42	42	34/32	18	5/75/1,5	0,07
Шубович	285	13	110	18/18	10	2/5/1	0,177
Галицкий	350	55	106	30/25	20	∞/∞/5	4,91
Терентьев	600	70	137	30/16	25	12/20/5	12,5
Траупель	665	75	69,6	40/25	24,5	10/∞/7,1	3,02
Шальман	728	128	110	30/30	40	10/∞/3	17,4
Дофман	977	38	77	32/32	22	25/∞/10	1,2

Однако, как видно из приведенной формулы, мощность вентиляции имеет максимальное значение при $e = 0,5$ и равна нулю при $e = 0$, что делает невозможным ее применение, так как с уменьшением дуги впуска N_B должна возрастать и достигать максимума при $e = 0$. Заметим также, что обнаруженная в опытах КТЗ и МЭИ [14, 18] нелинейность изменения параметра $(\eta_{ol(e=1)} - \eta_{ol(e)})/\eta_{ol(e=1)}$ от отношения $(1-e)/e$ не объясняется только нелинейностью функции вентиляционных потерь, а в большей степени определяется изменением протечек и как следствие степени реактивности и потерь в СА и РК при изменении e .

Отметим, что в работе А.М. Топунова [16] предлагается аналитическая зависимость для N_B (см. табл. 1), преимуществом которой является учет основных параметров ступени, которые вошли в модель из рассмотрения физической картины вентиляционного процесса. Основным недостатком предложенной зависимости является отсутствие и трудность получения экспериментальных данных для коэффициентов скорости и расхода на неактивной дуге подвода, что приводит к низкой сходимости результатов расчета с опытными данными [13] (см. табл. 1).

На основании приведенного анализа в математической модели МРТ для определения потерь от вентиляции рекомендуется использовать зависимость, предложенную Траупелем [1, 4, 17].

Факт увеличения затрат мощности на неактивной дуге при прокачке через нее дополнительной массы рабочего тела в настоящее время мало изучен, и имеющиеся в литературе данные [5, 7, 8, 10] имеют фрагментарный характер.

Для определения ΔN_{GK} , как можно заключить из анализа работ [5, 7, 8, 10], используются два подхода. Первый основывается на применении уравнения Эйлера [5, 10], второй – эмпирический в виде поправочного коэффициента к N_g , т.е. $N_{неакт} = N_g \cdot K_{GK}$ [8]. Мощность ΔN_{GK} авторы работ [5, 10] определяют из уравнения Эйлера, записанного в следующем виде:

$$N_{G_k} = G_k \cdot U \cdot (C_{1u}^{неакт} - C_{2u}^{неакт}), \quad (2)$$

где $C_{1u}^{неакт}$, $C_{2u}^{неакт}$ – окружные составляющие скоростей массы протечки на неактивной дуге перед и за РК. При определении по уравнению (2) автор [5] делает допущение, что $C_{1u}^{неакт} = 0$, $C_{2u}^{неакт} \approx U$. Поэтому в итоге получаем: $N_{G_k} = -G_k \cdot U^2$, где знак «–» показывает, что мощность отбирается от РК. То есть справедливо следующее равенство:

$$\Delta N_{G_k} = -N_{G_k}. \quad (3)$$

Этот подход был развит в [10], где принято $C_{1u}^{неакт} = 0$, $C_{2u}^{неакт}$ определяется из выходного треугольника скоростей:

$$C_{2u}^{неакт} = U - W_2^{неакт} \cdot \varphi_{неакт}^* \cdot \cos \beta_{2k},$$

где $W_2^{неакт}$ – теоретическая скорость массы протечки, протекающей через РК на неактивной дуге, подсчитанная по параметрам среды перед РК ($P_1^{неакт}$, $T_1^{неакт}$) и давлению за РК ($P_2^{неакт}$) на неактивной дуге; $\varphi_{неакт}^*$ – коэффициент расхода рабочего тела через венец на неактивной дуге.

По мнению авторов [5, 10], мощность N_{G_k} соответствует направлению протечек из ПЧ, т.е. на неактивной дуге направление движения рабочего тела совпадает с основным потоком (активная дуга). При этом какого-либо обоснования сделанных допущений не приводится. Анализ работ [5, 10] также показывает, что движение массы G_k на неактивной дуге РК рассматривается изолированно без взаимодействия с потоком, вентилирующим на неактивной дуге.

Поток с массой G_k на неактивной дуге подвода может иметь два направления: навстречу основному потоку $G_k = G_k^{подс}$ и по направлению основного потока ($G_k = G_k^{отс}$). При этом можно ожидать, что мощности, затрачиваемые на прокачку массы G_k , будут различны по величине в зависимости от направления протечки.

Определим мощность N_{G_k} исходя из уравнения (2) и учитывая направления корневой протечки. При утечке у корня из проточной части МРТ рабочее тело с массой $G_k^{отс}$ поступает в пространство осевого зазора на неактивной части дуги подвода со скоростью, окружная составляющая которой по экспериментальным и теоретическим исследованиям, проведенным в [3], приближенно равна $U_k/2$ ($C_{1u}^{неакт} = U_k/2$). На рис. 2, а, б показаны входной и выходной треугольники скоростей протечки на неактивной дуге подвода. Как видно из треугольников скоростей, рабочее тело протечки входит в РК с большими отрицательными углами атаки. Как было показано выше, вентилируемое рабочее тело движется в осевом зазоре со скоростью порядка $\approx 0,8 \cdot U$, поэтому в осевом зазоре будет осуществляться разгон массы протечки от скорости $U_k/2$ до скорости $\approx 0,8 \cdot U$.

При этом как в пространстве осевого зазора, так и в каналах РК будет происходить процесс смешения вентилируемого рабочего тела с рабочим телом протечки. Тогда с учетом потерь энергии от углов атаки, необратимых процессов смешения, затрат энергии на разгон рабочего тела и малого проходного сечения корневого зазора относительно про-

ходного сечения РК, а также учитывая, что степень реактивности на неактивной дуге при любых режимах работы ступени близка к нулю [5, 6, 2], можно считать, что относительная скорость протечки на выходе из РК имеет очень малую величину, близкую к нулю.

Учитывая сказанное, можно считать, что $C_{2u} \approx U$, и, как следует из рис. 2, б, направлена в сторону вращения РК. Поэтому уравнение (2) можно представить в виде

$$N_{GK} = G_K^{отс} \cdot U \cdot (C_{1u}^{неакт} - C_{2u}^{неакт}) \approx G_K^{отс} \cdot U \cdot \left(\frac{U}{2} - U \right) = -G_K^{отс} \cdot \frac{U^2}{2}. \quad (4)$$

При подсосе у корня РК рабочее тело захватывается из пространства за РК на неактивной дуге и картина течения практически не будет отличаться от описанной вначале картины течения с $G_K = 0$. Процессы смешения и разгона рабочего тела протечки как таковые будут отсутствовать, а увеличение мощности, отбираемой от РК на неактивной дуге, будет происходить за счет увеличения расхода через каналы РК на величину $G_K^{подс}$. Так как поток в пространстве за РК на неактивной дуге остается независимым от вращения РК, т.е. при входе в РК поток практически не закручен [6, 15, 7], то можно положить $C_{2u}^{неакт} \approx 0$ ($\alpha_2^{неакт} \approx 90^\circ$). Как видно из рис. 2, а, поток входит в РК (сечение 2-2) с большими отрицательными углами атаки ($\beta_2 \gg \beta_{2K}$), поэтому можно считать, что основная доля потерь в РК на неактивной части дуги будет приходиться на потери от углов атаки, которые достигают значительной величины в активных сверхзвуковых решетках при $\beta_2 \gg \beta_{2K}$. Поэтому можно считать, что $W_1^{неакт}$ будет иметь малую величину и $C_{1u}^{неакт} \approx U$.

Тогда выражение для мощности N_{GK} при подсосе в ПЧ с учетом того, что входным является сечение 2-2, а выходным – 1-1, можно представить в виде

$$N_{GK} = G_K^{подс} \cdot U \cdot (C_{1u}^{неакт} - C_{2u}^{неакт}) \approx -G_K^{подс} \cdot U \cdot U = -G_K^{подс} \cdot U^2. \quad (5)$$

Формула для определения дополнительной мощности ΔN_{GK} состоит из выражений (4) и (5). Учитывая (3), окончательно получим

$$N_{GK} = \begin{cases} G_K^{отс} \cdot \frac{U^2}{2}, & \text{если } P_{1K} > P_2 \\ G_K^{подс} \cdot U^2, & \text{если } P_{1K} < P_2 \end{cases}. \quad (6)$$

Список литературы

1. Абрамов В.И. и др. Тепловой расчет турбин / В.И. Абрамов, Г.А. Филиппов, В.В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
2. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин / М.И. Кириллов, Р.М. Яблонин, Л.В. Карцев и др. – М.: Машиностроение, 1958. – 245 с.
3. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 112 с.

4. Дейч М.Е., Трояновский Б.М. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1964. – 628 с.
5. Карцев Л.В. О расчете парциальной ступени турбины с подсосом рабочего тела // Изв. вузов. Энергетика. – 1959. – № 9. – С. 69-73.
6. Кириллов И.И. Теория турбомашин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
7. Кириллов И.И., Пшеничный В.Д., Сермяжко Б.И. Исследование двухвенечной ступени с частичным впуском пара // Судостроение. – 1963. – № 6.
8. Котляр И.В., Кончаков Е.И., Гусаров С.А. Методы расчета потерь на вентиляцию в парциальной ступени турбины // Совершенствование газодинамических элементов судовых агрегатов и устройств. – Горький: ГПИ, 1986. – С. 57-68.
9. Курзон А.В., Власов Е.Н. Влияние конструкции сопел на экономичность сверхзвуковой двухвенечной турбинной ступени при малых степенях впуска // Судостроение. – 1965. – № 6. – С. 28-31.
10. Марков Н.М., Терентьев И.К. Вентиляционные потери турбинного диска при наличии перепада давлений в рабочем венце // Изв. вузов. Энергетика. – 1961. – № 12. – С. 55-59.
11. Марков Н.М., Терентьев И.К. Расчет вентиляционных потерь при парциальном подводе пара в ступенях давления паровых турбин // Тр. ЦКТИ. Исследование и расчет элементов паровых турбин. – 1966. – № 70. – С. 91-102.
12. Межеричский А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
13. Петров А.С., Погодин Ю.М. Характеристики потока в турбинной ступени на вентиляционном режиме при прямом вращении // Тр. ЛКМ: Совершенствование рабочих процессов и оборудования СЭУ. – Л.: Изд-во ЛКИ, 1984. – С. 90-95.
14. Пряхин В.В., Павловский А.З. Влияние парциального подвода пара на характеристики ступени скорости // Теплоэнергетика. – 1969. – № 2. – С. 18-22.
15. Топунов А.М. Теория судовых турбин. – Л.: Судостроение, 1985. – 472 с.
16. Топунов А.М. Работа судовых турбин с отбором и потреблением энергии. – Л.: Судостроение, 1978. – 213 с.
17. Траупель В. Тепловые турбомашин: Тепловой и аэродинамический расчет: в 2 кн. Кн. 1 / пер. с нем. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 344 с.
18. Фролов В.В., Игнатьевский Е.А. Расчет вентиляционных потерь в турбинной ступени // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 33-37.
19. Чуваков А.Б. Потери от парциальности и методы их снижения в малоразмерных турбоприводах: дис. ... канд. техн. наук / Нижегород. политех. ин-т. – Нижний Новгород, 1992. – 198 с.
20. Шальман В.М. Исследование вентиляционных потерь в газовых турбинах // Силовые установки вертолетов. – М.: Оборонгиз, 1959. – С. 18-47.

Сведения об авторе: Симашов Рафаиль Равильевич, кандидат технических наук, доцент, профессор, e-mail: forsimashov@yandex.ru.