



НАДЕЖНОСТЬ И КАЧЕСТВО

Л. В. Ефремов
Э. Р. Черняховский

Надежность
и вибрация
дизельных
установок
промышленных
судов

Издательство «Трансфлот»





НАДЕЖНОСТЬ И КАЧЕСТВО

*Л. В. Ефремов
Э. Р. Черняховский*

**Надежность
и вибрация
дизельных
установок
промышленных
судов**

Способы повышения надежности
и ограничения вибрации
и крутильных колебаний

МОСКВА
«ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1980

Ефремов Л. В., Черняховский Э. Р.

Надежность и вибрация дизельных установок промышленных судов. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 232 с.

В книге рассмотрены методы расчета и анализа показателей надежности дизельных установок. Приведены практические способы обеспечения надежности двигателей внутреннего сгорания, валопроводов, гребных устройств и других элементов дизельных установок с учетом условий эксплуатации.

Большое внимание уделено инженерным методам изучения вибрации дизелей и крутильных колебаний валопроводов. Даны конкретные предложения по повышению эффективности мероприятий по борьбе с опасными вибрационными явлениями и, в частности, на амортизированных установках. Описаны основные закономерности развития крутильных колебаний валопроводов для установок различных типов и предложены инженерные способы прогнозирования и расчета крутильных колебаний.

Таблиц 44. Иллюстраций 27. Список литературы — 50 названий.

Рецензенты: **Н. Н. Елагин, Х. С. Минажетдинов**

Леонид Владимирович Ефремов, Эрнест Рувимович Черняховский
НАДЕЖНОСТЬ И ВИБРАЦИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ

Редактор **Л. Л. Кожина**
Художник **С. Н. Голубев**
Художественный редактор **В. В. Водзинский**
Технический редактор **Г. Г. Хацкевич**
Корректор **Н. П. Багма**
ИБ № 596

Сдано в набор 19.11.79. Подписано в печать 18.04.80. Т-07651. Формат 60×90/16.
Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 14,5 печ. л. Усл. п. л. 14,50. Уч.-изд. л. 15,13. Тираж 1200 экз. Заказ 954.
Цена 1 руб.

Издательство «Пищевая промышленность»,
113035, Москва, М-35, 1-я Кадашевский пер., 12.

Московская типография № 6 Союзполнграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии
и книжной торговли. 109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.

Е 40800—128
044(01)—80 128—80 4002020000

© Издательство «Пищевая
промышленность», 1980 г.

Эффективность использования промышленного флота во многом зависит от качества и, особенно, надежности оборудования судовых дизельных установок (ДУ): главных и вспомогательных двигателей, валопровода, гребного устройства и других узлов.

Надежность ДУ не только влияет на безопасность мореплавания судна, но и в значительной мере обуславливает продолжительность и стоимость ремонтов, трудоемкость технического обслуживания и затраты на запасные части. Например, трудоемкость технического обслуживания электромеханического оборудования на судах промышленного флота достигает 50% всех трудозатрат при эксплуатации судна. При этом на дизели приходится около 15% трудозатрат. Стоимость ремонта дизелей составляет от 20 до 40% стоимости ремонта судна.

По этим причинам вопросам обеспечения надежности ДУ промышленных судов должно уделяться первоочередное внимание при разработке конструкторской документации, испытаниях, эксплуатации и ремонтах. В этом деле важная роль принадлежит не только поставщикам судов и комплектующего оборудования, но и организациям отрасли, представляющим интересы промышленного флота при заказе новых судов и разрабатывающим нормативную документацию по эксплуатации и ремонту флота. Укажем лишь на некоторые задачи, которые приходится решать этим организациям в области обеспечения надежности судов и судового оборудования:

разработка и предъявление обоснованных требований к надежности на стадии разработки технических заданий, рассмотрение технических условий и другой документации на изделия судовой техники и на суда;

выявление недостаточно надежных узлов и деталей судового оборудования при рассмотрении технических и рабочих проектов судов;

оценка надежности оборудования и судов в процессе проведения приемо-сдаточных испытаний;

оценка уровня надежности оборудования при его эксплуатации;

оценка качества оборудования и судов в процессе государственной аттестации;

разработка нормативов технической эксплуатации и ремонта, а также расхода запасных частей, инструментов и приспособлений (ЗИП), обеспечивающих минимальные потери времени при эксплуатации;

определение причин низкой надежности судового оборудования и разработка мероприятий по повышению надежности оборудования путем его модернизации и т. д.

Успешное решение этих задач связано с совершенствованием инженерных методов сбора, систематизации и обработки информации о надежности в эксплуатации, а также с разработкой методов расчета показателей надежности как на стадии проектирования, так и по результатам наблюдения в эксплуатации.

Цель настоящей книги — ознакомить специалистов, занимающихся созданием, эксплуатацией, ремонтом и модернизацией флота рыбной промышленности, с современными практическими методами решения перечисленных задач, которые разработаны в Гипрорыбфлоте и прошли многолетнюю проверку на промысловом флоте.

Особое внимание в книге уделено вопросам обеспечения надежности ДУ путем изучения и снижения вибрации дизелей и крутильных колебаний валопроводов промысловых судов. Это связано с тем, что большинство отказов оборудования ДУ вызвано повышенной вибрацией, поэтому применение предложенных в этой работе инженерных методов изучения и снижения вибрационных параметров (амплитуд, ускорений и напряжений), основанных на результатах многолетних исследований Гипрорыбфлота и других организаций, может принести практическую пользу при разработке мероприятий по повышению надежности ДУ.

Разделы по амортизации дизельных установок и исследованиям эффективности амортизации написаны инж. Э. Р. Черняховским, раздел о приборах для измерения вибрации подготовлен авторами совместно, остальной материал написан канд. техн. наук Л. В. Ефремовым.

Авторы выражают благодарность рецензентам Х. С. Минажетдинову и Н. Н. Елагину за полезные замечания, которые были учтены при работе над рукописью.

Пожелания и замечания по книге просьба направлять по адресу: 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., 12, издательство «Пищевая промышленность».

НАДЕЖНОСТЬ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ

Сведения о дизельных установках

Промысловый флот включает суда различного класса и назначения. Основу его составляют добывающие суда прибрежного и океанического промысла, предназначенные для добычи рыбы, морепродуктов и морского зверя. На борту этих судов могут осуществляться обработка сырья, изготовление полуфабрикатов и консервов, а также сохранение готовой продукции в охлажденном или замороженном виде. В соответствии со своим назначением добывающие суда снабжены промысловым, технологическим и холодильным оборудованием.

Экспедиционная форма ведения промысла в удаленных районах Мирового океана обусловила создание другой важной группы судов — приемно-транспортных, транспортных рефрижераторов и плавбаз, которые предназначены для снабжения добывающих судов, приемки от них сырья или готовой продукции и доставки его на берег. В составе промыслового флота имеются также производственные рефрижераторы, рыбконсервные и крабконсервные заводы и рыбомучные базы, которые осуществляют обработку сырья в районе промысла. Сырье для выпуска готовой продукции на этих судах поступает от добывающих судов.

Для успешного выполнения своих функций приемно-транспортные суда, транспортные рефрижераторы и плавбазы оснащены мощным грузоподъемным оборудованием, насосными агрегатами, средствами внутритрюмной механизации, холодильными и морозильными установками.

Суда промыслового флота отличаются от судов морского транспортного флота не только наличием на борту дополнительного специального оборудования, но и режимами эксплуатации. Например, характерными режимами работы траулера на промысле являются: поиск рыбы, работа с орудиями лова, собственно траление, переходы к плавбазам и стоянка у плавбаз. Вместе с тем любое промысловое судно остается и обычным транспортным средством для доставки экипажа и грузов в районы промысла и на берег, а также для длительного проживания и работы людей.

Для обеспечения энергией судового оборудования на всех режимах его использования суда имеют энергетическую установку, которая в общем случае состоит из главной (пропульсивной) установки, электростанции, паровой установки, систем, магистралей и

хранилищ рабочих тел. Если в качестве основного привода главной установки и электростанции используются дизели, то энергетическую установку можно условно назвать дизельной (ДУ). Дизельные установки широко распространены на судах промышленного флота благодаря высокой экономичности, малой удельной массе (т. е. отношению массы дизеля к его мощности) и удобству обслуживания.

Особенности состава оборудования судов промышленного флота и режимов его работы обуславливают отличие ДУ этих судов от ДУ судов морского транспортного флота. Общая мощность ДУ судов промышленного флота, отнесенная к водоизмещению судна, в 1,3—1,6 раза больше, чем на судах морского транспортного флота. При этом мощность, потребляемая электростанцией, составляет 0,6—0,8 мощности главной установки.

Суда промышленного флота отличаются большим разнообразием типов ДУ и комплектующего их оборудования [3]. Для судов малого водоизмещения характерны ДУ с четырехтактными дизелями с редукторной передачей на винт фиксированного шага (ВФШ). Автономная электростанция на этих судах обычно состоит из одного-двух дизель-генераторов. На добывающих судах малого водоизмещения постройки 40—50-х годов наибольшее распространение имели двигатели типа ЗД6 мощностью 110 кВт при частоте вращения 1500 об/мин, 4NVD-24 мощностью 75 кВт при частоте вращения 750 об/мин и 6NVD-24 мощностью 110 кВт при частоте вращения 750 об/мин. Мощность главных двигателей современных судов возросла до 300—500 кВт. На этих судах теперь в основном применяют двигатели 6Ч18/22, 6ЧН18/22 и 6NVD-26.2А с редукторной передачей на ВФШ. Получают распространение двухскоростные редукторы, позволяющие более экономично использовать энергию главного двигателя как на свободном ходу судна, так и при буксировке орудий лова. От носового торца коленчатого вала главного двигателя обычно производится отбор мощности для привода лебедки или гидронасосов. В последнем случае используется клиноременная передача.

На добывающих судах среднего водоизмещения (СРТ, РС и др.) в 50-х годах устанавливались ДУ с четырехтактными тихоходными дизелями с прямой передачей на ВФШ. Наиболее распространены были двигатели 8NVD-36 мощностью 220 кВт при 360 об/мин, 6NVD-48 мощностью 294 кВт при 275 об/мин и 8NVD-48 мощностью 397 кВт при 275 об/мин. Электростанция на этих судах состоит из двух-трех дизель-генераторов, где в качестве привода использованы двигатели 4NVD-24 или 6NVD-24 мощностью 75 и 110 кВт соответственно (при 750 об/мин).

С начала 60-х годов на промышленный флот поступают средние морозильные траулеры (СРТМ), которые имеют четырехтактные главные двигатели 8NVD-48 и 8NVD-48.АU мощностью 590—736 кВт при 300—375 об/мин, работающие непосредственно на гребной винт регулируемого шага (ВРШ).

В начале 70-х годов парк среднетоннажных добывающих судов

пополнился сейнерами-траулерами типа «Альпинист». ДУ этих судов представляет собой дизель-редукторный агрегат с одним главным двигателем 8NVD-48.2AU мощностью 972 кВт при 428 об/мин, который соединен посредством упругой муфты с главным редуктором и работает на ВРШ. С главным редуктором соединен раздаточный редуктор для привода четырех навешанных генераторов. Установка работает при постоянной частоте вращения. Несмотря на наличие навешанных генераторов, на судне имеются и автономные дизель-генераторы, для привода которых использованы двигатели 6Ч18/22.

Аналогичные тенденции увеличения мощности и сложности ДУ характерны и для добывающих судов большого водоизмещения. Первые БМРТ типа «Пушкин» имели ДУ с двухтактным двигателем G6Z 59/90 мощностью 1400 кВт при 145 об/мин. В 60-х годах на флот поступают БМРТ типов «Маяковский» и «Лесков», на которых также установлены двухтактные дизели с прямой передачей, но уже не с ВФШ, а с ВРШ. БМРТ типа «Маяковский» имеют главные двигатели 8ДР43/61 мощностью 1472 кВт при 250 об/мин и четыре вспомогательных двигателя 6Ч25/34 мощностью 225 кВт при 500 об/мин. На БМРТ типа «Лесков» используется в качестве главного двигателя дизель 8ТД-48 мощностью 1765 кВт при частоте вращения 225 об/мин, в качестве вспомогательных — четыре дизеля 6ВАН-22 мощностью 276 кВт при 500 об/мин.

Установки другого типа применены на морозильных траулерах РТМ типов «Атлантик» и «Тропик». Они представляют собой двухмашинные дизель-редукторные агрегаты с ВРШ и небольшим отбором мощности от редукторов на валогенератор. Последний может работать как в режиме генератора, так и в режиме электродвигателя для подкрутки гребного винта.

На РТМ типа «Тропик» установлены два главных двигателя 8NVD-48 мощностью 493 кВт каждый при 350 об/мин, которые с помощью индукционных муфт соединены с одноступенчатым редуктором и работают на общий валопровод и ВРШ.

На РТМ типа «Атлантик» в качестве главных двигателей используются дизели 8NVD-48.2А мощностью 852 кВт при 375 об/мин. Автономная электростанция этих судов состоит из четырех дизель-генераторов, имеющих привод от двигателей 8NVD-36 или 8NVD-36.1 мощностью 300 кВт при 500 об/мин.

Для следующего поколения добывающих судов большого водоизмещения (крупнотоннажных траулеров) характерно дальнейшее увеличение мощности силовой установки и стремление к более рациональному и гибкому использованию суммарных энергоресурсов на судне. Так, траулер типа «Прометей» имеет двухтактный главный двигатель типа 8NЗD-72 мощностью 2856 кВт при 214 об/мин с прямой передачей на ВРШ. В то же время в линию вала встроен валогенератор, поэтому установка работает при постоянных частотах вращения, а все режимы работы судна обеспечиваются в результате разворота лопастей ВРШ. В качестве

вспомогательных на этом судне установлены четыре двигателя 6NVD-26.2AU.

На крупнотоннажных траулерах типов «Горизонт» и «Меридиан» имеются двухмашинные дизель-редукторные агрегаты с ВРШ. В качестве главных использованы по два дизеля типа 6PL525П мощностью 2200 кВт при 250 об/мин. Отбор мощности осуществляется навешанными генераторами от редуктора. В составе агрегата применены высокоподатливые упругие муфты типа «Вулкан», установленные между двигателями и редуктором.

В составе промыслового флота имеются крупнотоннажные траулеры с дизель-электрической силовой установкой (ДЭУ) и ВРШ двух типов: «Алтай» и «Наталья Ковшова». Суммарная мощность ДУ траулеров типа «Наталья Ковшова» достигает 5564 кВт. В состав дизель-электрической установки входят три главных дизель-генератора, сдвоенный синхронный гребной электродвигатель, валопровод с ВРШ, стояночный и аварийный дизель-генераторы и распределительные щиты. Каждый из трех главных дизель-генераторов имеет привод от двигателя 6PC2L «Пилстик» мощностью 1854,7 кВт при 500 об/мин.

На крупнотоннажных плавбазах, транспортных и производственных рефрижераторах потребляемая гребным винтом мощность находится в пределах от 2000 до 11000 кВт. В большинстве случаев для судов указанного назначения используются главные двухтактные двигатели с прямой передачей на ВФШ.

На транспортных судах некоторых типов (например, на ТР типа «Сибирь») применялись также дизель-электрические установки и дизель-редукторные агрегаты на базе среднеоборотных двигателей типа 12PC V и 16PC V «Пилстик». На судах типа «Карское море» установлена наиболее мощная ДУ. Суммарная мощность двух главных двигателей составляет около 11000 кВт. Установка состоит из двух главных двигателей 16 PC2V мощностью 5476 кВт при 500 об/мин, работающих через одноступенчатый редуктор на общий валопровод с ВРШ. На носовом торце коленчатых валов навешаны генераторы. Двигатели соединены с редуктором и генераторами посредством упругих муфт. Установка работает при постоянной частоте вращения. На этих судах имеются два вспомогательных двигателя типа 8ВАН-23.

Приведенные данные характеризуют далеко не все суда промыслового флота и применяемые на них типы ДУ и дизелей. Однако даже по этому краткому обзору можно судить о том, как за сравнительно короткий срок (20—25 лет) резко возросла общая мощность и сложность ДУ. За этот период произошел переход от сравнительно малонагруженных дизелей (среднее эффективное давление $p_e = 0,4 \div 0,5$ МПа; средняя скорость поршня $C_m = 4 \div 5$ м/с) к высокофорсированным среднеоборотным дизелям ($p_e = 1,3 \div 2,3$ МПа и $C_m = 7 \div 9$ м/с).

Широкое распространение получили винты регулируемого шага, представляющие собой сложный комплекс систем, устройств и механизмов, а также редукторные передачи большой мощности

с отбором энергии от главного двигателя. Из-за опасного развития крутильных колебаний в дизель-редукторных агрегатах используются упругие муфты. Соответственно повысилось число обслуживаемых систем (смазки, охлаждения, гидравлики и т. д.), контрольно-измерительных приборов, систем автоматического контроля и т. д.

Отмеченные тенденции повышения эффективности использования судов путем форсирования и усложнения дизельных установок не могут не отразиться на других показателях качества и прежде всего на показателях надежности ДУ. Даже при отсутствии отказов изделий, комплектующих ДУ, следует ожидать увеличения трудоемкости технических обслуживаний и ремонтов и стоимости запасных частей и приспособлений (ЗИП), если только не будут приняты меры по повышению прочности и износостойкости деталей.

Проблема повышения надежности изделий судовой техники не ограничивается только сферой проектирования и изготовления. Не менее важное значение имеют изучение фактической надежности при эксплуатации и разработка на этой основе прогрессивных нормативов ремонта и требований к качеству нового оборудования.

Условия эксплуатации дизельных установок

На работу дизельных установок большое влияние оказывают климатические условия и режимы эксплуатации.

Суда промыслового флота ведут промысел в разнообразных климатических условиях — от тропических до арктических. Работа в тропических условиях неблагоприятно влияет на надежность всего судового оборудования вследствие повышенной влажности и температуры воздуха, а также химической и биологической активности забортной воды. Под воздействием этих факторов ускоряются процессы коррозии металлических конструкций и старения неметаллических материалов (резины, пластмасс, дерева и др.). Из-за биологической активности воды происходит более интенсивное обрастание корпуса судна микроорганизмами, что приводит к увеличению сопротивления ходу судна и тепловой нагрузки на главные двигатели. Ухудшаются условия охлаждения и смазки всех подшипников дизелей и дейдвудных подшипников гребного устройства, ускоряющие износ. Существенно снижается предельно допустимая мощность $N_{пр}$ дизелей, которая зависит от температуры t (в °С), влажности φ (в %) и давления B (в мм рт. ст.) воздуха на всасывании [22],

$$N_{пр} = N_{ном} [0,42 + 0,001 (B - kt - \varphi)],$$

где $N_{ном}$ — номинальная мощность дизеля при $B = 760$ мм рт. ст., $t = 20^\circ\text{C}$ и $\varphi = 60\%$;

k — коэффициент, учитывающий особенности двигателя. Для дизелей без наддува $k = 4 \div 5$, для дизелей с наддувом $k = 6 \div 7$.

Из формулы следует, что при тропической температуре (30—50° С) и влажности (90—100%) потери мощности могут достигать 20—25%. Наряду с обрастанием корпуса указанные потери мощности приводят к значительному увеличению тепловой и механической напряженности дизелей и снижению их ресурса, что подтверждается опытом эксплуатации ДУ РТМ типа «Тропик». На этих судах к капитальному ремонту (через 30 000 ч) главные двигатели изнашивались до такой степени, что приходилось заменять даже картер.

При работе судов в арктических условиях на всасывание дизелей поступает холодный воздух, что способствует повышению допустимой тепловой нагрузки. Однако имеются и отрицательные последствия. Так, обледенение приводит к увеличению осадки судна и сопротивления корпуса, что повышает нагрузку на двигатель. Весьма неблагоприятно влияет на главный двигатель работа в ледовой обстановке из-за увеличения сопротивления корпуса и, как следствие этого, увеличения потребной мощности в 1,2—1,5 раза. При этом нагрузки часто и резко изменяются, что ухудшает условия сгорания топлива в цилиндрах и вызывает дополнительные механические напряжения. В результате происходит более интенсивное нагарообразование на клапанах и поршневых кольцах, понижается ресурс подшипников и других деталей дизелей. Еще значительно влияет ледовая обстановка на гребное устройство. Обычно после работы в ледовых условиях суда возвращаются в порт с поврежденными лопастями. При этом наблюдается уменьшение износостойкости дейдвудных подшипников и увеличение напряжений в гребных валах, способствующее в некоторых случаях образованию в них трещин, как это наблюдалось, например, на БМРТ типа «Лесков» [18].

В связи с большой длительностью рейсов (до 180—200 сут) весьма вероятно попадание судов в штормовые условия. Во время штормовых простоев суда обычно движутся носом на волну малым или средним ходом. Сильное волнение и качка приводят к периодическому оголению гребного вилта, что вызывает резкие изменения нагрузки на главный двигатель со всеми вытекающими отсюда последствиями для надежности.

Таким образом, при проектировании и организации эксплуатации ДУ судов промыслового флота необходимо обязательно учитывать климатические условия.

Режимы работы не в меньшей степени, чем метеорологические условия, влияют на надежность основных элементов ДУ, а от точной, рейсовой и годовой наработки дизелей во многом зависят их межремонтные сроки службы.

Продолжительность рейсов добывающих судов при автономном плавании составляет от 30 до 90 сут, а при экспедиционной форме организации промысла — от 120 до 200 сут.

Отношение продолжительности перехода к продолжительности рейса

$$q = \frac{100L}{12vT_p}$$

где L — расстояние между портом и районом промысла, мили;
 v — средняя скорость хода, узлы;
 T_p — продолжительность рейса, сут.

Обычно q составляет от 15 до 35%. Транспортные и производственные рефрижераторы, а также плавбазы обычно большую часть времени нахождения на промысле стоят на якоре, иногда совершают переходы между районами промысла, поэтому главный двигатель на промысле работает не больше 10—20% промыслового времени. Однако судовая электростанция этих судов работает на промысле с полной нагрузкой.

Режимы эксплуатации добывающих судов на промысле отличаются большим разнообразием. Промысловое время расходуется на поиск объектов добычи (8—15% времени), работу с орудиями лова (8—15% времени), процесс добычи (60—70% времени), переходы к плавбазам и другие операции. Большое число реверсов, пусков и перемен режимов при спуске и подъеме трала, при работе с дрейфтерными сетями и кошельковым неводом отрицательно сказывается на надежности главных двигателей. Работа на малых и переменных нагрузках обуславливает неполное сгорание топлива в цилиндрах, недостаточную смазку и увеличение механических нагрузок на детали. Эти факторы способствуют ускорению нагарообразования на клапанах и поршневых кольцах, повышению скорости износа и трещинообразованию. То же самое характерно и для вспомогательных двигателей, обеспечивающих энергией промысловые механизмы и, в частности, траловую лебедку. Работа этих механизмов характеризуется резким увеличением пиковых нагрузок после работы на холостых ходах.

Для объективной оценки режимов работы дизелей и других элементов ДУ применяются следующие показатели: средняя наработка за сутки эксплуатации t_c (в ч/сут), средняя наработка за календарный год T_r (в ч в год), средние наработки за сутки перехода $t_{пер}$ (в ч/сут) и промысла $t_{пр}$ (в ч/сут), средние относительные нагрузки за время переходов $N_{пер}$ и промысла $N_{пром}$, а также их коэффициенты вариации $V_{пер}$ и $V_{пром}$.

В табл. 1 приведены средние значения показателей использования главных двигателей основных типов судов промыслового флота. Эти данные можно использовать при прогнозировании надежности на стадии проектирования. Из таблицы видно, что наиболее легкие режимы работы главных двигателей характерны для транспортных судов промыслового флота как с точки зрения стабильности нагрузки, так и с точки зрения суточной наработки, поэтому сроки службы двигателей этих судов при одних и тех же ресурсах и соответствующей организации режимов могут быть в несколько раз больше, чем у добывающих судов. Главные двигатели добывающих судов, работающих на траловом лове, имеют максимальные наработки, что обуславливает минимальные сроки службы при одном и том же ресурсе.

Таблица 1

Показатели использования главных двигателей	Транспортные и производственные рефрижераторы, плавбазы и т. п.		Рыболовные суда на траловом промысле		Рыболовные суда на кошельковом промысле	
	Дальневосточный бассейн	Западный, Северный и Южный бассейны	с ВФШ	с ВРШ	с ВФШ	с ВРШ
t_c , ч/сут	8	15	19—21	20—22	13—17	15—18
$t_{пер}$, ч/сут	24	24	24	24	24	24
$t_{пр}$, ч/сут	1—3	10—12	17—20	18—21	9—15	12—16
T_r , ч в год	2300	4500	5000—5700	5500—6000	3500—4500	4000—5000
$N_{пер}$, %	93—98	93—98	93—98	93—98	93—98	93—98
$N_{пром}$, %	10—15	40—50	40—70	85—90	25—30	25—30
$V_{пер}$, %	8—15	8—15	8—15	8—15	8—15	8—15
$V_{пром}$, %	40—60	40—60	40—80	40—80	30—80	30—80

На добывающих судах с ВФШ, ведущих дрейферный и кошельковый лов, главные двигатели работают в наиболее тяжелых режимах, обусловленных частым изменением режимов, многочисленными пусками и реверсами. Применение ВРШ позволяет резко сократить число изменений режимов, что способствует увеличению ресурса судовых дизелей.

На долговечность деталей и узлов дизелей большое влияние оказывает выбор оптимальных сочетаний топлив и масел, а также их качество. При выборе горюче-смазочных материалов (ГСМ) решающее значение для надежности имеет содержание серы в топливе. При соединении серы с водой образуется серная кислота, которая ускоряет процесс разрушения деталей, поэтому применение дешевых тяжелых сортов топлива может отрицательно отразиться на надежности дизелей. В этой связи внедрение тяжелых высокосернистых сортов топлива должно сопровождаться тщательной проверкой износостойкости деталей и оценкой общего экономического эффекта с учетом возможного сокращения ресурсов. При выборе ГСМ необходимо учитывать температуру коксования смазки, которая влияет на скорость нагарообразования на поршне и в выпускных трактах дизеля.

Длительное нахождение людей в море, постоянный шум, вибрация, качка и загазованность машинного отделения способствуют снижению работоспособности экипажа и скорости реакции при выполнении рабочих операций. В этих условиях возрастает вероятность нарушения правил технической эксплуатации, что в свою очередь может привести к внезапным отказам оборудования, поэтому при создании ДУ для промысловых судов немаловажное значение имеет простота конструкции и компоновки, что обеспечивает повышение надежности. Это особенно актуально для малотоннажных судов, где условия эксплуатации и обитаемости менее

благоприятны для деятельности экипажа, чем на крупнотоннажных судах.

Большое влияние на надежность оборудования ДУ оказывает уровень производственной дисциплины и организации технической эксплуатации. Анализ аварийности ДУ на судах промыслового флота показывает, что около 50% аварийных происшествий происходило по вине судовых экипажей [16]. При этом отмечено, что вероятность таких случаев выше на судах малого водонемещения, которые эксплуатируются в рыболовческих колхозах.

Обеспечение надежности ДУ во многом зависит также и от судовладельца. В частности, первоочередной задачей можно считать правильное определение потребности в запасных частях и материалах и обеспечение ими судов в необходимых количествах. Очень важно организовать своевременный ремонт оборудования ДУ при возможно малых затратах.

Техническое обслуживание и ремонт дизельных установок

Суда, а следовательно, и ДУ промыслового флота эксплуатируются по системе планово-предупредительных ремонтов (ППР). В соответствии с правилами ремонта судов флота рыбной промышленности большие ремонты должны выполняться один раз в пять-шесть лет после проведения трех-четырёх очередных малых ремонтов. При этом эксплуатационно-ремонтный цикл составляется с учетом правил Регистра СССР, правил ремонта судов флота рыбной промышленности и назначенной продолжительности рейсов.

В последние годы на флоте широко внедряется система непрерывного технического обслуживания судов (СНТО), основная цель которой заключается в продлении эксплуатационного времени судов до двух-четырёх лет без постановки их в заводской плановый ремонт путем выполнения части работ по ремонту оборудования экипажем судна, судовыми ремонтными бригадами и базами технического обслуживания. Суда, переведенные на СНТО, должны постоянно находиться в исправном техническом состоянии, отвечать всем требованиям Регистра СССР, а объем последующего заводского ремонта, выполняемый судоремонтным предприятием, не должен превышать более чем на 30% нормативный объем.

Процесс перевода судов на СНТО предусматривает выполнение ряда организационно-технических мероприятий и, в частности, разработку нормативной документации на базе изучения надежности оборудования, обеспеченные судов необходимым числом ЗИП, создание баз технического обслуживания и др. [12].

Эксплуатационно-ремонтные циклы ДУ. Система ППР дизельных установок должна соответствовать системе ППР судна в целом [40] и складываться из следующих друг за другом ремонтов нескольких видов (например, текущих, средних и

капитальных). Некоторые судовладельцы по аналогии с морским флотом вместо термина «текущий ремонт» применяют термин «моточистка».

На судах категории ремонта или технического обслуживания обозначаются цифрами. Например, техническое обслуживание «750» предусматривает перечень работ, которые должны выполняться через 750 ч работы, ремонт «4000» — перечень работ по ремонту, выполняемых после 4000 ч работы. При этом в объем работ последующего ремонта включаются работы предыдущего.

В связи с тем что на судне имеется оборудование, по которому не ведется учета наработки, сроки технического обслуживания могут назначаться через определенные промежутки календарного времени и иметь наименование: еженедельное, двухнедельное, ежемесячное и т. п. В качестве примера можно привести систему ППР и ППО для главных двигателей 8NVD-48.2AU PTM [46] (табл. 2).

Таблица 2

Цикл работ	Периодичность, ч	Наименование ремонта и основные работы
Недельный	140	Проверка и регулировка давления сжатия и сгорания
Месячный	600	Дополнительно к недельному циклу осмотр картера, проверка форсунок и регулировка топливной аппаратуры
Двухмесячный	1200	Дополнительно к месячному циклу проверка действия предельного выключателя
Шестимесячный (после одного рейса)	3500	Профилактический ремонт: дополнительно к двухмесячному циклу демонтаж поршней без разборки шатуна, очистка и замена верхнего кольца
Годовой (после двух рейсов)	7000	Расширенный профилактический ремонт: дополнительно к шестимесячному циклу обтяжка анкерных связей
Двухгодовой (после четырех рейсов)	14 000	Текущий ремонт в заводских условиях
Восьмирейсовый	28 000	Капитальный ремонт в заводских условиях

Для гребного устройства того же судна эксплуатационно-ремонтный цикл выглядит следующим образом: через 7000 ч извлечение вала, осмотр и восстановление облицовки в районе сальника, замена сальников; через 14 000 ч (дополнительно к работам после 7000 ч) демонтаж и осмотр лопастей ВРШ, разборка и восстановление механизма изменения шага (МИШ), замена дейдвудного набора; через 28 000 ч (дополнительно к работам после 14 000 ч) полная разборка и ремонт ВРШ с заменой изношенных и отказавших элементов, замена облицовки гребного вала, ремонт дейдвудной трубы.

В соответствии с ГОСТ 10 150—75 для характеристики долговечности дизелей вводятся назначенные ресурсы: непрерывной

работы $R_{н.р.}$, до переборки $R_{пер.}$, до полной переборки $R_{пер.п}$ и до капитального ремонта $R_{к.р.}$.

Ресурс непрерывной работы соответствует наработке до технического обслуживания, когда требуется первая остановка двигателя, связанная с необходимостью контроля и восстановления топливных форсунок, чистки масляных фильтров и т. п., и обычно производится через 500—750 ч.

Периодичность выполнения работ той или иной категории обычно лимитируется ресурсом до достижения предельного состояния дизеля под воздействием какого-либо основного вредного процесса. Например, необходимость переборки вызывается закоксовыванием клапанов и поршневых колец, потерей подвижности последних. Остальные работы выполняются постольку, поскольку при вскрытии имеется возможность проверить состояние других деталей и, если необходимо, отремонтировать или заменить их.

Необходимость полной переборки определяется износом цилиндрической втулки, поршневых колец, головного соединения, мотылевых подшипников и др., а капитального ремонта — износом коленчатого вала, постелей рамовых подшипников, плоскостей разъема блока и картера и т. п. Чаще всего переборка заключается в снятии крышек и извлечении поршней без разборки головного соединения и шатуна. Во время полной переборки осуществляются полная разборка цилиндропоршневой группы и демонтаж цилиндрических втулок подшипников.

При капитальном ремонте демонтируется блок цилиндров, коленчатый вал и картер и производится их полное восстановление.

Таким образом, периодичность тех или иных работ по техническому обслуживанию и ремонту зависит от долговечности деталей и узлов оборудования и в том числе дизелей. По мере внедрения новой технологии, приводящей к изменению ресурсов составных частей изделия, традиционные представления о видах этих работ могут изменяться. Например, после оборудования дизелей 8NVD-48.2AU и 8NVD-36.1U подшипниками с многослойным гальваническим антифрикционным покрытием вместо баббитовой заливки работы по восстановлению подшипников выполняются уже при капитальном ремонте через 30 000 ч, а не при переборке через 7000 или 15 000 ч. Подобные тенденции характерны для современных среднеоборотных дизелей.

Техническая документация. Важным фактором технической эксплуатации является обеспечение судовых экипажей и ремонтных предприятий технической документацией, регламентирующей порядок и правила технического обслуживания и монтажа и содержащей нормы периодичности выполнения работ, допустимых износов и расхода ЗИП. К ним в первую очередь относятся эксплуатационная и ремонтная документация по ЕСКД (ГОСТ 2.601—68 — ГОСТ 2.605—68): инструкция по техническому обслуживанию, инструкция по монтажу, регулировке и обкатке изделия, формуляр, паспорт, этикетка, ведомости ЗИП, руководства по ремонтам, технические условия на ремонт, ремонтные чертежи, ка-

талогн деталей и сборочных единиц, нормы расхода запасных частей, нормы расхода материалов (по ГОСТ 2.601—68 — ГОСТ 2.605—68). Такие документы поставляются также с изделиями иностранного производства и в том числе с дизелями.

Однако подобная документация составляется поставщиками не на все изделия и не всегда в полном объеме, приводимые в ней нормативы не увязаны с нормативами эксплуатации по судну в целом. Некоторая документация (например, формуляры) в определенной мере дублирует обязательные для ведения судовые и ремонтные документы (машинный журнал, ремонтные акты) и не соответствует общим правилам эксплуатации флота, а поэтому не применяется. Упомянутая документация не учитывает новые организационные формы эксплуатации, например СНТО. По всем этим причинам возникает необходимость в эксплуатационной и ремонтной документации и нормативах, учитывающих условия эксплуатации судов промыслового флота. В частности, для ведения вахтенного обслуживания предусматриваются инструкции по вахтенным службам, а для проведения технического обслуживания в судовых условиях разрабатываются инструкции или руководства по техническому обслуживанию.

На судоремонтных предприятиях ремонты осуществляются по техническим условиям на ремонт. С целью более четкого планирования всех работ по техническому обслуживанию предусмотрены типовые рейсовые графики ТО, ведомости норм расхода материалов, ведомости ЗИП. Для решения тех же задач в области судоремонта разрабатываются сводные ведомости работ, типовые индивидуальные ремонтные ведомости, ведомости запасных частей, нормы расхода запасных частей и ведомости изделий нулевого этапа ремонта. Эта документация разрабатывается на основе документации заводов-изготовителей, общих государственных и отраслевых стандартов (нормалей), устава службы на судах флота рыбной промышленности, правил технической эксплуатации и ремонта судов флота рыбной промышленности и общей нормативной и руководящей документации, действующей в системе Минрыбхоза СССР. На дизели, установленные на судах конкретных типов, разработаны нормы износов и межремонтных периодов.

Разработка перечисленных нормативов требует постоянного изучения надежности ДУ.

Сбор, систематизация и обработка информации о надежности оборудования промысловых судов

Решение проблемы повышения качества и эффективности использования ДУ судов промыслового флота во многом зависит от совершенства системы сбора, систематизации и обработки информации о надежности судового оборудования, а также от методического обеспечения этой системы. При этом методы статистической обработки информации [11] и расчета показателей надеж-

ности должны выбираться с учетом практических задач, которые необходимо решать на каждом этапе исследования.

Исследования надежности судового оборудования необходимы для оценки уровня надежности (безотказности) и выявления в процессе эксплуатации основных недостатков новой техники с целью своевременного устранения причин недостатков поставщика при аттестации изделий судостроения и машиностроения, разработки или корректировки нормативов периодичности и объемов ремонтов, а также потребности в ЗИП, разработки и совершенствования требований к надежности судового оборудования и правил их проектирования и изготовления.

Для текущей (ежегодной) оценки уровня безотказности изделий судовой техники сбор информации осуществляется на всех новых судах в течение срока службы судна до первого заводского ремонта, но не менее трех лет. Информация регистрируется судовыми специалистами на типовых бланках рейсовых отчетов об эксплуатационных качествах и отказах судового оборудования, а также расходе ЗИП, которые через механико-судовые службы судовладельцев направляются в головную организацию или бассейновое центральное проектно-конструкторское и технологическое бюро (ЦПКТБ). Здесь рейсовые отчеты систематизируются по типам судов и видам судовой техники, а затем обрабатываются по принятой методике.

В результате анализа информации в конце текущего года составляются так называемые промежуточные отчеты об эксплуатационных качествах судов каждого типа. Эти отчеты рассылаются заинтересованным организациям и используются ими при государственной аттестации, проектировании, постройке, эксплуатации, ремонтах и модернизации судов и судового оборудования.

Другой способ сбора информации применяется для определения показателей долговечности, ремонтпригодности и комплексных показателей надежности. Эту задачу решают службы надежности бассейновых ЦПКТБ, которые осуществляют сбор информации не на всех, а только на восьми подконтрольных судах каждого типа. Работа проводится по техническому заданию, согласованному с головной организацией, в котором приводится перечень подконтрольных судов и оборудования. Информация для оценки уровня безотказности изделий судовой техники регистрируется в картах-накопителях сведений о технических обслуживаниях и картах-накопителях сведений о ремонтах подконтрольного оборудования с помощью судовой и ремонтной документации.

Результаты обработки и анализа надежности включаются в итоговые отчеты по теме. В том же отчете приводятся планы организационно-технических мероприятий по дальнейшему совершенствованию рассматриваемого изделия путем устранения обнаруженных недостатков и разработки или корректировки нормативов периодичности и объемов ремонтов, а также расхода ЗИП на основе изучения долговечности составных частей и деталей изделий.

Третий, наиболее точный способ сбора и обработки информации о надежности предназначен для определения нормативных показателей надежности путем изучения распределения долговечности деталей изделия. Получив такие распределения для каждой детали, можно установить назначенные ресурсы до основных видов ремонтов и установить объемы этих ремонтов. Исходными данными в этом случае служат результаты дефектации и обмеров деталей изделий.

Работа по изучению долговечности деталей и составных частей очень трудоемка и требует много времени, поэтому этот способ обычно применяется только для наиболее ответственного оборудования, от которого зависят сроки службы судна между ремонтами. Кроме того, этот способ используется на первом этапе исследований причин низкой надежности ответственных элементов ДУ. На последующих этапах обычно выполняются специальные расчетно-экспериментальные исследования для уточнения физической природы отказов и разработки практических мероприятий по их предотвращению.

Перечисленные выше организационные и методические вопросы исследования надежности оборудования судов промыслового флота регламентированы соответствующими отраслевыми стандартами и методическими указаниями.

Формы рейсовых отчетов, карт-накопителей сведений о технических обслуживаниях и ремонтах, а также промежуточных и итоговых отчетов даны в ОСТ 15-154—77 «Надежность оборудования судов промыслового флота. Система сбора и обработки информации. Формы учета информации и представления результатов обработки».

Методы расчета фактических показателей надежности (безотказности, долговечности, ремонтпригодности и комплексных) приведены в отраслевом стандарте 15-163—77 «Надежность оборудования судов промыслового флота. Система сбора и обработки информации. Методика расчета показателей надежности».

Разработаны и широко внедрены в практику методы расчета нормативных показателей надежности, т. е. нормативов периодичности и объемов ремонта, а также расхода ЗИП на основе изучения распределений долговечности деталей изделия. Гипрорыбфлотом сформулированы требования к надежности судового оборудования. Эти требования изложены в отраслевом стандарте ОСТ 15-205—79 «Надежность судов и судового оборудования промыслового флота. Общие требования».

Работа по сбору, систематизации и обработке информации о надежности судового оборудования, и, прежде всего, надежности ДУ позволила накопить в течение ряда лет большое количество материалов о показателях надежности и основных видах отказов главных и вспомогательных двигателей, валопроводов, гребных валов, дейдвудных подшипников, гребных устройств и других элементов ДУ.

Показатели надежности и классификация оборудования дизельных установок

Уровень надежности изделий, комплектующих дизельные установки, обычно оценивается с помощью соответствующих показателей, которые согласно ГОСТ 13 377—75 подразделяются на единичные показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости и комплексные показатели. Кроме того, в зависимости от способа определения показатели надежности подразделяются на фактические и нормативные.

Фактические показатели являются средними значениями соответствующих измеряемых признаков (наработка на отказ, средний ресурс до ремонта, средняя трудоемкость ремонта и т. п.). Они отражают фактически достигнутые значения показателя, но не всегда позволяют выявить потенциальные возможности изделий с точки зрения надежности.

Нормативные показатели определяются путем анализа долговечности основных элементов изделий и более полно характеризуют надежность изделия и его составных частей.

В этом разделе рассматриваются фактические показатели надежности и методы их расчета по данным, полученным в соответствии с действующей на флоте рыбной промышленности системой сбора, систематизации и обработки информации о надежности судов.

ГОСТ 13 377—75 содержит обширный перечень показателей надежности. Однако для решения практических задач целесообразно выбрать из этого перечня по возможности минимальное число показателей, наилучшим образом характеризующих надежность того или иного изделия. Следует отметить, что стандарт допускает применение и других показателей, отражающих специфику отрасли.

Проблема выбора номенклатуры показателей надежности и обоснования их допустимых значений применительно к оборудованию судов промыслового флота решается на основе его классификации в зависимости от предполагаемой системы технического обслуживания и ремонта рассматриваемого изделия. С этой точки зрения все изделия судовой техники подразделены на пять классов.

Ежегодная оценка надежности оборудования дизельных установок

Рассмотрим основные показатели надежности, которые следует рассчитывать для соответствующих классов изделий на различных этапах исследования.

При ежегодной (текущей) оценке надежности ДУ с помощью рейсовых отчетов для изделий всех классов должны рассчитываться: показатель безотказности — наработка на отказ t_0 (в ч), комплексные показатели — коэффициент готовности K_r и удельная

трудоемкость восстановления после отказов r_o (в чел.-ч/тыс. ч). Кроме того, для ремонтируемых изделий необходимо вычислять вспомогательный показатель — вероятность безотказной работы за назначенный ресурс непрерывной работы $P(t_n)$. Под назначенным ресурсом непрерывной работы следует понимать параболку до первого технического обслуживания, для проведения которого требуется остановка машины.

Эти показатели должны рассчитываться как для отдельных видов отказов, так и для всех отказов изделия или его составных частей. Исходными данными для расчета этих показателей являются: число подконтрольных изделий $N_{и.с}$, суммарная наработка всех подконтрольных изделий за рассматриваемый период наблюдения $t_{сум}$ (в ч), суммарное число отказов j -го вида за тот же период наблюдения n_j , суммарное время внепланового простоя изделия из-за отказов j -го вида за тот же период наблюдения τ_j (в ч), суммарная трудоемкость восстановления работоспособности изделия после отказов j -го вида за тот же период наблюдения R_j (в чел.-ч).

Следует отметить, что при ежегодной оценке надежности учитываются только те отказы, которые возникли во время эксплуатации и вызвали внеплановые простои изделия. Такие отказы условно названы явными в отличие от других отказов, которые предупреждаются во время плановых ремонтов или технических обслуживаний изделия.

Наработку на отказ, вероятность безотказной работы за назначенный ресурс непрерывной работы, коэффициенты готовности и удельной трудоемкости восстановления работоспособности после отказов рекомендуется вычислять по формулам, приведенным в табл. 3, как для отдельного вида отказа, так и для всего изделия в целом. В табл. 4 приведен пример определения показателей надежности главных двигателей крупнотоннажного траулера типа «Пулковский меридиан». В этом случае рассматриваются два подконтрольных двигателя при суммарной наработке $t_{сум} = 7620$ ч и назначенном ресурсе непрерывной работы $t_n = 600$ ч.

Вычисления необходимо начинать с определения средней суточной наработки главного двигателя, для чего суммарная наработка делится на суммарное эксплуатационное время судна за период наблюдения,

$$t_c = \frac{t_{сум}}{N_{и.с} T_{сум}}, \quad (1)$$

где $T_{сум}$ — суммарное эксплуатационное время судов за период наблюдения, сут;

$N_{и.с}$ — число подконтрольных изделий на одном судне.

В рассматриваемом случае $T_{сум} = 177$ сут, тогда $t_c = 21,5$ ч/сут. Дальнейшие вычисления выполняются для каждого вида отказов в соответствующей строке таблицы. Для примера проследим ход вычислений в третьей строке, где рассматриваются отказы плунжерных пар насосов высокого давления (заклинивание). В этом случае $n_j = 10$, $\tau_j = 32$ ч, $R_j = 33$ чел.-ч.

Показатель надежности	Формулы для расчета показателей надежности	
	для отказа одного j -го вида	для группы отказов и изделия в целом
Наработка на отказ t_o , ч	$t_{oj} = \frac{t_{сум}}{n_j}$	$t_o = \frac{t_{сум}}{\sum_{j=1}^h n_j}$
Вероятность безотказной работы за назначенный ресурс непрерывной работы $P(t_n)$	$P(t_n)_j = \exp \left[- \left(\frac{t_n}{t_{oj}} \right) \right]$	$P(t_n) = \exp \left[- \left(\frac{t_n}{t_o} \right) \right]$
Коэффициент готовности K_r	$K_r = \frac{t_{сум}}{t_{сум} + \tau_j}$	$K_r = \frac{t_{сум}}{t_{сум} + \sum_{j=1}^h \tau_j}$
Удельная трудоемкость восстановления работоспособности после отказов r_o , чел.-ч/тыс. ч	$r_{oj} = \frac{R_j}{t_{сум}}$	$r_o = \frac{\sum_{j=1}^h R_j}{t_{сум}}$

Примечание: h — число видов отказов.

Используя эти данные и формулы из табл. 3, можно определить:

$$t_{oj} = \frac{7620}{10} = 762 \text{ ч};$$

$$K_{rj} = \frac{7620}{7620 + 32} = 0,9958;$$

$$P(t_n)_j = \exp \left[- \left(\frac{600}{762} \right) \right] = 0,455;$$

$$r_{oj} = \frac{1000 \cdot 33}{7620} = 4,33 \text{ чел.-ч/тыс.ч.}$$

Аналогично вычисляются показатели и для остальных видов отказов.

Для определения показателей надежности для изделия в целом или для какой-либо его составной части (например, топливной аппаратуры) необходимо предварительно сложить n_j , τ_j и R_j в соответствующих столбцах табл. 4, а затем вычислить те же показатели для группы отказов. Результаты вычисления приведены в нижней строке таблицы.

Таблица 4

Элемент надежности	Характер отказа	Способ восстановления	n_i	$\tau_i, \text{ч}$	$R_i, \text{чел.}\cdot\text{ч}$	$t_{0i}, \text{ч}$	$P(t_{0i})$	K_{r_i}	$\tau_{0i}, \text{чел.}\cdot\text{ч/тыс.}$
Трубопровод насосов высокого давления	Разрушение сварных швов	Заварка	10	27	43	762	0,455	0,9985	5,64
Нагнетательные клапаны насосов высокого давления	Обрыв обратного клапана	То же	3	8	7	2540	0,790	0,9990	0,92
Плунжерные пары насосов высокого давления	Заклинивание	»	10	32	32	762	0,455	0,9958	4,2
Распылители форсунок	Зависание иглы	»	3	6	7	2540	0,790	0,9992	0,92
Топливные трубки насосов высокого давления	Течь	»	5	12	18	1524	0,675	0,9984	2,36
Масляный холодильник	Течь, трещины	Заглушка	3	23	44	2540	0,790	0,9970	5,77
Холодильник пресной воды	Течь	»	3	38	69	2540	0,790	0,9950	9,055
Регулятор типа Р6А-16	Выход из строя	Замена	1	2	4	7620	0,924	0,9997	0,52
Шестерня привода регулятора	Раковины и пitting на зубьях	Ремонт на заводе	1	6	15	7620	0,924	0,9992	1,97
Шестерня привода распределительного вала	Срезание болтов и шпилек	То же	1	30	87	7620	0,924	0,9960	11,41
Упорное кольцо крепления кулака топливных насосов	Авария. Разрушение кольца	»	1	500	987	7620	0,924	0,9580	129,53
Итого: по всем отказам по топливной аппаратуре			41	684	1313	185,8	0,040	0,9170	172,31
			31	85	105	245,8	0,087	0,9890	14,04

Главный двигатель, редуктор, валопровод, гребное устройство (включая ВРШ) представляют собой систему, для которой также можно определить рассмотренные выше показатели надежности, если известны значения вероятности безотказной работы $P(t_{0i})$, коэффициента готовности K_{r_i} и удельной трудоемкости восстановления работоспособности r_{0i} для каждого i -го элемента системы. Если система не содержит параллельно включенные элементы, то искомые показатели надежности определяются по следующим формулам:

$$P(t_{0i}) = \prod_{i=1}^{i=M} P(t_{0i}); \quad (2)$$

$$K_r = \frac{1}{1 - \sum_{i=1}^{i=M} \frac{1}{K_{r_i}} - M}; \quad (3)$$

$$t_0 = \frac{t_{0i}}{\ln \frac{1}{P(t_{0i})}}; \quad (4)$$

$$r_0 = \sum_{i=1}^{i=M} r_{0i}. \quad (5)$$

где M — число последовательно включенных элементов в системе.

Если в системе имеется несколько (m) параллельно включенных элементов (например, два главных двигателя), то для определения показателей надежности ее следует предварительно привести к линейной системе путем объединения параллельных элементов в один эквивалентный элемент по формулам:

$$P(t_{0i})_{\text{э}} = 1 - [1 - P(t_{0i})]^m; \quad (6)$$

$$t_0 = \frac{t_{0i}}{\ln \frac{1}{P(t_{0i})_{\text{э}}}}; \quad (7)$$

$$K_{r,\text{э}} = \frac{\ln \frac{1}{P(t_{0i})_{\text{э}}}}{\ln \frac{1}{P(t_{0i})} + \left(\frac{1}{K_{r_i}} - 1 \right) \ln \frac{1}{P(t_{0i})}}; \quad (8)$$

$$r_{0i\text{э}} = r_{0i}. \quad (9)$$

Затем по формулам (2—5) можно определить показатели надежности для всей системы.

Применяя предлагаемую методику, следует иметь в виду, что для всех элементов системы необходимо принимать одинаковое значение назначенного ресурса непрерывной работы.

Рассмотрим процедуру определения показателей надежности системы на примере того же судна «Пулковский меридиан», силовая установка которого состоит из двух главных двигателей, редуктора, валопровода, упругих муфт типа «Вулкан», дейдвудного подшипника и ВРШ.

За исходные данные принимаем величины показателей надежности элементов системы, приведенные в табл. 5.

Таблица 5

Элемент системы	$P(t_{н})_i$	$K_{гi}$	r_{oi} чел.-ч/тыс.ч
Главный двигатель	0,040	0,917	172,3
Главный редуктор	0,368	0,999	15,1
Валопровод	1,000	1,000	0
Упругая муфта	0,924	0,989	4,2
Дейдвудное устройство	1,000	1,000	0
Винт регулируемого шага	0,924	0,989	3,5

В первую очередь определяем показатели надежности для эквивалентного двигателя, т. е. условного двигателя, включенного в систему параллельно:

$$P(t_{н})_{iэ} = P(600)_{iэ} = 1 - (1 - 0,04)^2 = 0,0784;$$

$$K_{гiэ} = \frac{\frac{1}{0,04}}{\frac{1}{0,04} + \left(\frac{1}{0,917} - 1\right) \frac{1}{0,0784}} = 0,9332;$$

$$t_{oiэ} = \frac{600}{\ln \frac{1}{0,0784}} = 235,67 \text{ ч};$$

$$r_{oiэ} = 172,3 \text{ чел.-ч/тыс. ч.}$$

Затем находим те же самые показатели для системы в целом:

$$P(600) = 0,04 \cdot 0,368 \cdot 1 \cdot 0,924 \cdot 1 \cdot 0,924 = 0,0126;$$

$$K_{г} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{0,917} + \frac{1}{0,999} + \frac{1}{1,000} + \frac{1}{0,984} + \frac{1}{0,984} + \frac{1}{1}\right) - 6} = 0,8979;$$

$$t_o = \frac{600}{\ln \frac{1}{0,0126}} = 137,2 \text{ ч};$$

$$r_o = 172,3 + 15,1 + 4,2 + 3,5 = 195,1 \text{ чел.-ч/тыс. ч.}$$

Для объективной оценки уровня надежности при эксплуатации дизельных установок недостаточно лишь определить рассмотренные показатели. Не менее важно выбрать допустимые величины, т. е. нормы показателей. Следует отметить, что этот вопрос еще мало изучен и недостаточно освещен в литературе. Применительно к оборудованию судов флота рыбной промышленности выбор норм

надежности осуществляется на основе изучения последствий отказов, которые для изделий, ремонтируемых по системе ППР, рассматриваются как неравномерные явления. При этом учитывается уже достигнутый уровень надежности лучших образцов изделий. Исходя из этих принципов, за основной оценочный показатель, характеризующий безотказность любого изделия, принят коэффициент готовности $K_{г.доп}$. Если в нормативно-технической документации на изделие эта величина не дается и не имеется других обоснованных предположений о ней, то ее допустимо принимать с учетом требуемого уровня безотказности изделия, равной не менее 0,998 для высшего уровня, 0,995—0,998 для высокого уровня, 0,99—0,995 для среднего уровня, менее 0,9 для низкого уровня.

Для всей установки, состоящей из главного двигателя, редуктора, валопровода и гребного устройства (включая ВРШ), допустимое значение коэффициента готовности можно принять равным 0,995 при изучении любых отказов и 0,999 при рассмотрении только аварийных отказов.

Наработка на отказ не учитывает последствий отказов, и поэтому этот показатель в меньшей степени пригоден для оценки уровня безотказности. Можно лишь отметить, что обычно у изделий высокого качества величина наработки на отказ достигает более 600—800 ч. При низком качестве эта величина обычно составляет 100 ч и менее.

Однако на этот показатель большое влияние оказывает способ сбора информации. При тщательном сборе информации, когда фиксируются даже незначительные отказы, величина t_o может оказаться сравнительно небольшой, хотя изделие очень мало простаивало из-за отказов. Коэффициент готовности менее чувствителен к качеству сбора информации, так как на его величину в первую очередь влияют основные отказы.

Удельная трудоемкость восстановления работоспособности после отказов имеет большое преимущество перед другими показателями в том отношении, что с ее помощью можно изучать надежность всей ДУ в целом. Однако нормировать эту величину трудно, поскольку не всегда известна трудоемкость планового технического обслуживания и ремонта. Если бы эта величина была известна, то допустимая величина удельной трудоемкости восстановления работоспособности должна составлять не более 10% плановой трудоемкости технического обслуживания. К недостаткам этого показателя можно отнести невозможность установления его универсального допустимого значения r_o для любого оборудования ввиду того, что на трудоемкость работ значительное влияние оказывают размер изделия и точность изготовления и монтажа его деталей. Разработка норм трудоемкости ремонта, отнесенной к габаритным и ресурсным характеристикам различных изделий, — весьма интересная и актуальная задача, которую еще предстоит решать.

Располагая допустимой величиной коэффициента готовности, можно оценить уровень надежности изделия. В рассматриваемом

Недостаток	Предполагаемая причина недостатка	Рекомендуемые или принятые меры по устранению недостатка
Низкая надежность топливных насосов высокого давления	Низкое качество изготовления. Возможно влияние обводненности топлива	Потребовать от поставщика повысить качество изделия. Во время эксплуатации обязательно сепарировать топливо
Разрушение трубопроводов топливной системы	Недостаточная прочность труб в условиях вибрации	Потребовать от поставщика принять меры по повышению прочности труб и уменьшению вибрации
Течь через трубки масляных и водяных холодильников	Образование трещин и развальцовка в районе заделки в трубные доски из-за низкого качества и, возможно, вибрации	Потребовать от поставщика устранить конструктивный недостаток
Разрушение упорного кольца кулака распределительного вала	Конструктивный недостаток	То же
Отсутствие приспособлений для контроля усилий затяжки резьбовых соединений	Не предусмотрены контрактной документацией	Бассейновому ЦПКТБ определить марки приспособлений и дать заявку на поставку для всех судов серии
Опасность работы в районе маховика	Отсутствует ограждение	Установить ограждение во время ремонта, а на новых судах — при постройке
Неудобство монтажа крышки цилиндров	Недостаточная высота свободного пространства над двигателем	Расширить вырез над главным двигателем

случае, например, надежность главных двигателей оказалась весьма низкой, поскольку $K_T = 0,917 < K_{T, \text{доп}} = 0,997$.

Рассмотрение табличных значений K_T для отказов разных видов позволяет установить, какие из них являются причиной снижения надежности изделия в целом. В данном случае надежность была понижена из-за отказов упорного кольца крепления кулака топливных насосов, шестерни привода распределительного вала, регулятора, масляных холодильников и других деталей. Эти недостатки наблюдались только в первые годы эксплуатации.

Из приведенного примера хорошо видно, что оценка надежности при составлении ежегодных промежуточных отчетов не является самоцелью. Основная задача заключается в выявлении недостатков и анализе их возможных причин. С этой целью в промежуточный отчет должны включаться таблицы основных недостатков (табл. 6). Следует отметить, что в этой таблице должны отражаться не только недостатки, обусловленные низкой безотказностью изделия, но и такие факторы, как неудобство обслуживания, высокий уровень шума, повышенная вибрация, нехватка ЗИП и т. д. Сведения об этих недостатках должны срочно сообщаться поставщику судна и заводу-изготовителю, которые со своей стороны обязаны принимать эффективные меры по их устранению на основе предварительного изучения причин.

Из изложенного можно сделать вывод, что по мере поступления на флот новых судов одного типа надежность их оборудования не остается постоянной во времени. Этим и объясняется необходимость ежегодной интервальной оценки надежности в соответствии с действующей на флоте системой сбора информации и ее анализа по окончании наблюдений в итоговом отчете.

Определение и анализ фактических показателей надежности дизельных установок

Анализ безотказности изделия заключается в сравнении между собой коэффициентов готовности для каждого года наблюдения и установления отказов, которые уже устранены поставщиками или эксплуатирующими организациями. Тогда безотказность изделия можно оценить по коэффициенту готовности, определенному для всего периода наблюдения без учета устраненных отказов.

С этой целью сначала необходимо определить наработку на отказ и коэффициент готовности изделия без учета устраненных отказов для каждого года наблюдения, а затем рассчитать те же показатели по следующим формулам:

$$t_0 = \frac{\sum_{x=1}^{x=m} t_{\text{сум } x}}{\sum_{x=1}^{x=m} n_x};$$

$$K_r = \frac{\sum_{x=1}^{x=m} t_{ox}}{\sum_{x=1}^{x=m} \frac{t_{ox}}{K_{rx}}}$$

где x и m — номер года наблюдения и общее число лет наблюдения;
 $t_{\text{сум } x}$ — суммарная наработка подконтрольных изделий за x -й год наблюдения, ч;
 n_x — суммарное число отказов за x -й год наблюдения;
 K_{rx} — коэффициент готовности изделия за x -й год наблюдения;
 t_{ox} — наработка на отказ за x -й год наблюдения, ч.

В итоговом отчете целесообразно приводить таблицу основных недостатков изделия с указанием мероприятий по повышению качества, которые уже приняты. В таблицу следует также включать сведения о недостатках, обнаруженных во время плановых ремонтов и технических обслуживаний. Таблица недостатков служит основным, хотя и не единственным источником информации для составления плана организационно-технических мероприятий по дальнейшему повышению качества изделия и эффективности его использования.

Основной задачей итогового отчета можно считать определение показателей долговечности и ремонтпригодности, а также комплексных показателей надежности. Анализ этих показателей необходим для окончательной оценки уровня надежности изделия и предварительного установления возможности продления межремонтных ресурсов и сокращения объемов ремонта.

С этой целью в картах-накопителях сведений о технических обслуживанииях и ремонтах изделий фиксируются не только наработки до ремонтов и технических обслуживаний и трудоемкости работ, но и результаты дефектации. Это позволяет устанавливать основные виды отказов, которые предупреждаются во время ремонтов того или иного вида. Такие отказы условно названы предупреждаемыми отказами. Обычно предупреждаемым отказам соответствует такое техническое состояние объекта (детали, узла), при котором еще возможна его дальнейшая эксплуатация в течение определенного времени. В большинстве случаев это условие заложено даже в предельные значения износов, зазоров и других контрольных размеров, поэтому довольно часто изделия могут иметь резерв надежности по предупреждаемым отказам, и исследование этого резерва позволяет значительно повышать эффективность эксплуатации.

Получение исходных данных для определения показателей долговечности и ремонтпригодности требует значительных затрат времени и средств, пропорциональных числу подконтрольных объектов, поэтому минимальное число изделий приходится принимать по ГОСТу, исходя из допустимой доверительной вероятности $\beta = 0,8$ и относительной ошибки $\delta_v = 0,1 \div 0,2$. Ввиду того что коэффициент вариации наработки до ремонта обычно составляет $0,3$ —

$0,4$, минимальное число подконтрольных изделий может быть принято равным от 3 до 8 (чем больше это число, тем выше достоверность расчета показателей долговечности и ремонтпригодности).

Рассмотрим более подробно показатели долговечности и ремонтпригодности, которые следует определять с помощью сведений из карт-накопителей о технических обслуживанииях и ремонтах изделий. Напомним, что в данном случае речь идет о фактических показателях, которые могут отражать не только надежность изделия, но и установленную по организационным соображениям схему технических обслуживаний и ремонтов.

К фактическим показателям долговечности относятся:

- средние ресурсы до ремонтов основных видов;
- средние ресурсы между ремонтами одних видов;
- средние ресурсы до технических обслуживаний основных видов;
- средние ресурсы между техническими обслуживанииями одних видов;
- средний срок службы до списания.

Для неремонтируемых изделий за основной показатель долговечности можно принимать показатель безотказности — наработку на отказ как для изделия в целом, так и для его основных составных частей.

К основным показателям ремонтпригодности относятся:

- трудоемкость ремонта каждого вида;
- трудоемкость технического обслуживаниия каждого вида;
- продолжительность ремонта каждого вида;
- продолжительность технического обслуживаниия каждого вида;
- среднее время восстановления;
- средняя трудоемкость восстановления работоспособности после одного отказа;
- расход ЗИП каждого вида на ремонт каждого вида;
- средняя суммарная стоимость ЗИП на ремонт каждого вида;
- удельный расход ЗИП каждого вида на эксплуатацию (т.е. на технические обслуживаниия и восстановление после явных отказов);
- удельная суммарная стоимость ЗИП на эксплуатацию.

При рассмотрении предложенных показателей надежности целесообразно обратить внимание на то, что при этом виды ремонта не называются. Это вызвано тем, что, к сожалению, в настоящее время еще не существует единой терминологии по этому вопросу, поэтому названия следует применять в соответствии с нормативно-технической документацией рассматриваемого изделия. Если названия ремонтов еще не установлены, то следует отдать предпочтение следующим названиям: текущий, средний и капитальный ремонт. При этом имеется в виду, что каждый последующий ремонт имеет большую трудоемкость работ, чем предыдущий.

Методика расчета фактических показателей долговечности и ремонтпригодности сравнительно проста, поскольку в ее основе

лежит определение средних величин (т.е. математического ожидания) соответствующих измеряемых признаков: наработки до ремонта при определении ресурсов, трудоемкости ремонта при определении средней трудоемкости ремонта и т. п.

Процедура определения средних значений любого измеряемого признака заключается в следующем. Составляется выборочная совокупность случайных значений измеряемого признака $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$. Например, при определении среднего ресурса до первой переборки главного двигателя судов типа «Тролик» были получены следующие наработки до ремонтов (в ч): $X_1=2996, X_2=3124, X_3=3230, X_4=3356, X_5=3378, X_6=3414, X_7=3509, X_8=3677, X_9=3901, X_{10}=4123$ ($n=10$).

Определяется среднее значение (математическое ожидание) измеряемого признака по формуле

$$X_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} X_i}{n} \quad (10)$$

В рассматриваемом случае

$$X_{cp} = \frac{34708}{10} = 3470,8 \text{ ч.}$$

Рассчитывается коэффициент вариации измеряемого признака

$$V_x = \frac{1}{X_{cp}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=n} X_i^2 - nX_{cp}^2}{n-1}} \quad (11)$$

В рассматриваемом случае

$$V_x = \frac{1}{3470,8} \sqrt{\frac{121\,547\,630 - 120\,464\,520}{10-1}} = 0,0999 \approx 0,1.$$

Коэффициент вариации характеризует меру рассеивания случайных значений относительно математического ожидания измеряемого признака и необходим для оценки достоверности и точности определения математического ожидания. Для решения этой задачи необходимо также знать закон распределения, которому подчиняется рассматриваемый случайный измеряемый признак. Тогда задача может быть сведена к определению верхней ($1+\delta_n$) и нижней ($1-\delta_n$) относительных границ, между которыми может оказаться математическое ожидание $\frac{X_{гр}}{X_{cp}} = 1$ с доверительной вероятностью β . Представляется целесообразным для единообразия принимать во всех случаях $\beta=0,8$.

Расчет ($1+\delta_n$) и ($1-\delta_n$) для различных законов распределения рекомендуется выполнять по формулам табл. 7, приведенным к наиболее удобному для инженерных расчетов виду в зависимости от коэффициента вариации. Вспомогательные коэффициенты t_β для нормального распределения и r_1 и r_3 для распределения Вейбулла приведены в табл. 8 и 9. Коэффициенты U_γ для гамма-

Закон распределения	Формулы для расчета относительных доверительных границ	
	верхней ($1+\delta_n$)	нижней ($1-\delta_n$)
Нормальный	$1 + t_\gamma \frac{V_x}{\sqrt{n}}$	$1 - t_\gamma \frac{V_x}{\sqrt{n}}$
Гамма-распределение	$1 + U_\gamma \frac{V_x}{\sqrt{n}}$	$1 - U_\gamma \frac{V_x}{\sqrt{n}}$
Логарифмически-нормальное	$\exp\left(\frac{U_\gamma}{\sqrt{n}} \sqrt{\ln(1+V_x^2)}\right) \times \sqrt{1 + \frac{1}{2} \ln(1+V_x^2)}$	$\exp\left[-\left(\frac{U_\gamma}{\sqrt{n}} \sqrt{\ln(1+V_x^2)}\right)\right] \times \sqrt{1 + \frac{1}{2} \ln(1+V_x^2)}$
Вейбулла	r_1^b	r_3^b

Таблица 8

Число степеней свободы n	Коэффициент Стьюдента t_β при доверительной вероятности β			Число степеней свободы n	Коэффициент Стьюдента t_β при доверительной вероятности β		
	0,8	0,9	0,95		0,8	0,9	0,95
6	0,906	1,440	1,943	20	0,860	1,325	1,725
8	0,889	1,397	1,860	25	0,856	1,316	1,708
10	0,879	1,372	1,812	30	0,854	1,310	1,697
12	0,873	1,356	1,782	40	0,851	1,303	1,684
14	0,868	1,345	1,761	60	0,845	1,289	1,658
16	0,865	1,337	1,746	120	0,845	1,289	1,658
18	0,862	1,330	1,734	1000	0,842	1,282	1,645

Таблица 9

Число степеней свободы n	Коэффициенты r_1 и r_3 при доверительной вероятности β						Число степеней свободы n	Коэффициенты r_1 и r_3 при доверительной вероятности β					
	0,8		0,9		0,95			0,8		0,9		0,95	
	r_1	r_3	r_1	r_3	r_1	r_3		r_1	r_3	r_1	r_3	r_1	r_3
6	1,54	0,76	1,90	0,65	2,29	0,57	40	1,16	0,88	1,24	0,83	1,32	0,78
8	1,43	0,73	1,72	0,68	2,01	0,61	50	1,14	0,89	1,21	0,84	1,28	0,80
10	1,37	0,80	1,61	0,70	1,83	0,64	100	1,09	0,92	1,14	0,88	1,19	0,86
15	1,28	0,83	1,46	0,74	1,62	0,68	200	1,06	0,94	1,10	0,92	1,13	0,89
20	1,24	0,85	1,37	0,77	1,51	0,72	500	1,04	0,95	1,06	0,94	1,08	0,93
30	1,18	0,87	1,29	0,80	1,39	0,76	1000	1,03	0,97	1,04	0,96	1,05	0,95

и логарифмически-нормального распределения приведены ниже.

Доверительная вероятность β	Коэффициент U_β
0,8	0,8416
0,9	1,282
0,95	1,645

В случае распределения Вейбулла параметр b зависит от коэффициента вариации следующим образом:

при $V=0,23 \div 1,2$ или $b=0,8 \div 4$

$$b = \frac{0,953}{V - 0,047}$$

откуда

$$V = \frac{0,953}{b} + 0,047; \quad (12)$$

при $V < 0,23$ или $b > 4$

$$b = 1,037V^{-1,07},$$

откуда

$$V = 1,035b^{-0,936}. \quad (13)$$

Если закон распределения не известен (что чаще всего и бывает на практике), то следует выполнить расчеты для каждого из рассмотренных законов распределения, а затем взять наименьший результат для $(1 - \delta_n)$ и наибольший для $(1 + \delta_n)$.

Точность и достоверность определения $X_{ср}$ можно считать приемлемыми, если при $\beta=0,8$ установленные доверительные границы не выйдут за пределы 0,9—1,1.

В рассматриваемом примере для $V_x=0,1$, $n=10$ и $\beta=0,8$ получаем следующие результаты:

для нормального распределения:

$$1 + \delta_B = 1 + 0,879 \cdot \frac{0,1}{\sqrt{10}} = 1,028;$$

$$1 - \delta_n = 1 - 0,879 \cdot \frac{0,1}{\sqrt{10}} = 0,972;$$

для логарифмически-нормального распределения:

$$1 + \delta_B = \exp \left(\frac{0,842}{\sqrt{10}} \sqrt{\ln(1 + 0,1^2)} \sqrt{1 + \frac{1}{2} \ln(1 + 0,1^2)} \right) = 1,027;$$

$$1 - \delta_n = \exp \left[- \left(\frac{0,842}{\sqrt{10}} \sqrt{\ln(1 + 0,1^2)} \sqrt{1 + \frac{1}{2} \ln(1 + 0,1^2)} \right) \right] = 0,974;$$

для гамма-распределения:

$$1 + \delta_B = 1 + 0,842 \cdot \frac{0,1}{\sqrt{10}} = 1,027;$$

$$1 - \delta_n = 1 - 0,842 \cdot \frac{0,1}{\sqrt{10}} = 0,973;$$

для распределения Вейбулла:

$$1 + \delta_B = 1,37 \frac{1}{1,037 \cdot 0,1^{-1,07}} = 1,026;$$

$$1 - \delta_n = 0,81 \frac{1}{1,037 \cdot 0,1^{-1,07}} = 0,981.$$

Из рассмотренного примера видно, что доверительные границы для разных законов распределения очень незначительно отличаются друг от друга и наибольшую ширину диапазона имеет нормальное распределение. Однако даже и в этом случае доверительные границы не выходят за допустимые пределы, что свидетельствует о достаточной точности и достоверности определения математического ожидания.

Среди рассмотренных показателей долговечности и ремонтнопригодности в настоящее время только ресурсы до технических обслуживаний и ремонтов являются оценочными показателями, поскольку эти показатели регламентируются техническими условиями на поставку и правилами технического обслуживания и ремонта. Для двигателей внутреннего сгорания некоторые фирмы приводят в документации трудоемкости работ для основных видов технического обслуживания и ремонтов.

Предварительная оценка полученных фактических показателей долговечности и ремонтнопригодности заключается в сравнении их величин с величинами тех же показателей по нормативно-технической документации с учетом современных требований к надежности изделий рассматриваемого типа. В рассматриваемом случае ресурс до первой переборки составил 3470,8 ч, что несколько больше фирменного значения 3000 ч, но меньше величины по ГОСТ 10 150—75, составляющей 7000 ч. Такой подход к оценке ресурса может оказаться ошибочным, если не будет приниматься во внимание надежность составляющих изделие элементов.

Подобная оценка может давать ошибочные результаты, поскольку средние ресурсы будут отражать не столько надежность этих изделий, сколько периодичность ремонтов и технических обслуживаний всего судна, в свою очередь зависящую от плановой продолжительности рейсов. Например, при продолжительности рейса 175 сут и средней суточной наработке 20 ч/сут главный двигатель судов типа «Атлантик» за рейс наработывает 3500 ч, что соответствует среднему ресурсу до первой переборки двигателя, определенному по статистическим данным. Эта величина меньше нормативного значения, определяемого в 5000 ч. Выполнение того же ремонта через два рейса (т.е. через 7000 ч) означало бы нарушение инструкции по техническому обслуживанию. Между тем очевидно, какой большой эффект был бы получен, если бы удалось подтвердить возможность проведения ремонта через 7000 ч вместо 3500 ч. Эту важную задачу можно также решить только путем анализа надежности элементов, составляющих изделие.

Кроме показателей безотказности, долговечности и ремонтно-

пригодности для оценки надежности применяются комплексные показатели. Один из них — коэффициент готовности — уже был рассмотрен. Имеются и другие показатели: коэффициент технического использования, удельная суммарная трудоемкость технического обслуживания и ремонта и др. На практике эти показатели достоверно оценить пока не удается, поскольку для этого требуется многолетний сбор информации о всех простоях в ремонтах и о трудоемкостях этих ремонтов путем хронометража рабочего времени судовых специалистов и работников судоремонтных предприятий. Выполнение этой работы является одной из актуальных проблем не только для решения задач в области надежности, но и для определения численности судовых экипажей, обоснования объема автоматизации ДУ, нормирования оплачиваемых работ при СНТО и т. п.

Нормативные показатели надежности оборудования дизельных установок

К нормативным показателям надежности изделий судовой техники относятся следующие показатели долговечности и ремонтпригодности:

- назначенные ресурсы до ремонтов основных видов;
- трудоемкости ремонтов основных видов;
- назначенные ресурсы до технических обслуживаний основных видов;
- трудоемкости технических обслуживаний основных видов;
- расход ЗИП на основные виды ремонтов.

Перечисленные показатели представляют собой нормативы, разработка которых необходима для планирования технического обслуживания и ремонта изделий. Нормативы для неремонтируемых изделий определяются путем анализа наработки на отказ и трудоемкости восстановления работоспособности после отказов.

Нормативные показатели надежности в отличие от фактических должны определяться путем изучения долговечности и ремонтпригодности основных элементов изделия. Методика изучения нормативных показателей надежности основана на том, что периодичность технических обслуживаний или ремонтов одного вида зависит от долговечности элементов той или иной составной части изделия. Об этом свидетельствует, например, инструкция по техническому обслуживанию и ремонтам дизелей 6РС-2 «Пилстик», согласно которой необходимо:

- через 1250 ч проверять зазоры между штоком клапана и толкателем, осматривать и опрессовывать форсунки, осматривать топливные кулачки распределительного вала и толкателей, выполнять внешний осмотр зубчатой передачи и рамовых подшипников и замерять зазоры у зубчатой рейки топливных насосов;
- через 2500 ч проверять затяжку винтовых прессов крышек рамовых подшипников и замерять раскаты коленчатого вала;
- через 5000 ч разобрать две группы коленчатого вала и ша-

туно-поршневые группы и проверить нагарообразование у поршня и поршневых колец, осмотреть и очистить все выхлопные клапаны и главный пусковой клапан, очистить колеса и диффузоры воздуходувок, осмотреть воздухоохладители и т. д.;

через 10 000 ч демонтировать все крышки цилиндров и разобрать все шатунно-поршневые группы, замерить зазоры в замках поршневых колец, заменить все первые поршневые кольца и прокладки цилиндрических крышек, разобрать и осмотреть водяные и масляные насосы с заменой подшипников и уплотнений, осмотреть кулачки, ролики и толкатели топливных насосов, заменить все пружины форсунок, осмотреть насосы подачи топлива и т. д.;

через 20 000 ч разобрать рамовые подшипники и заменить вкладыши, заменить все болты и вкладыши мотылевых подшипников, проверить все поршни и заменить поршневые кольца под ремонтный размер, обмерить поршневые пальцы, обмерить и почистить все цилиндрические втулки и т. д.

Подобный перечень работ, установленный поставщиками, не всегда выполняется, поскольку он составляется без учета фактических условий эксплуатации изделия на судне. Например, анализ надежности того же дизеля при эксплуатации на судах типа «Наталья Ковшова» показал, что для предотвращения отказов форсунок ресурс до первого технического обслуживания необходимо уменьшить с 1250 до 750 ч, а ресурс до первого ремонта — с 10 000 ч до 8600 ч в связи с поломками поршневых колец.

Рассматриваемые в этой работе методы позволяют уточнять нормативы эксплуатации изделий и повышать эффективность использования этих изделий.

В общем случае методикой предусмотрено два этапа исследований нормативных показателей надежности.

Предварительная оценка нормативных показателей

На первом этапе исследования заключаются в анализе надежности деталей и узлов изделия. Такой анализ может выполняться, например, в итоговых отчетах, составляемых в соответствии с действующей на флоте рыбной промышленности системой сбора информации.

Исходными данными для анализа служат сведения о дефектации и восстановлении элементов изделия, зарегистрированные в картах-накопителях сведений о технических обслуживаниях и ремонтах.

Задача анализа заключается в проверке целесообразности обслуживания и восстановления элементов изделия в рассматриваемом ремонте после заданной средней наработки. Очевидно, например, что дизель подвергался разборке через 3000 ч преждевременно, если дефектация всех подконтрольных дизелей не выявила неисправных элементов.

Сложнее ответить на тот же вопрос в том случае, если к моменту ремонта предельного состояния достигнут не все, а только

часть однотипных деталей или узлов. Для решения этого вопроса автором разработана методика, включенная в ОСТ 15-163—78 «Надежность оборудования судов промыслового флота. Система сбора и обработки информации. Методика расчета показателей надежности». Суть анализа заключается в оценке соответствия между фактическим средним ресурсом изделия до ремонта y -го вида t_{cy} и надежностью составляющих его элементов. Для этого, во-первых, необходимо располагать сведениями об отказах изделия во время эксплуатации и результатах расчета коэффициента готовности за весь период наблюдения. Во-вторых, необходимо рассчитать еще один показатель — вероятность предупреждения отказов каждого вида $\varphi(t_{cy})_j$ — и сравнить полученное значение с допускаемой величиной $\Phi_{доп}$.

Вероятность предупреждения отказов j -го вида представляет собой вероятность того, что в рассматриваемом ремонте (техническом обслуживании) после заданной наработки будут выполнены восстановительные работы по предупреждению отказа j -го вида.

Величина $\varphi(t_{cy})_j$ определяется по формуле

$$\varphi(t_{cy})_j = \frac{N_j}{m_y N_n} \quad (14)$$

где N_j — суммарное число деталей, которые были восстановлены или заменены с целью предупреждения отказов j -го вида на основании дефектации всех подконтрольных изделий, прошедших ремонт y -го вида;
 m_y — число подконтрольных изделий, прошедших ремонт y -го вида;
 N_n — число рассматриваемых деталей в одном изделии.

Если других обоснованных предположений о допустимой вероятности предупреждения отказов не имеется, то можно принять величину $\Phi_{доп}$ равной 0,05 для наиболее опасных недопустимых отказов (например, из-за трещин, разрушений и деформаций ответственных деталей, которые могут привести к аварии), 0,2 для основных предупреждаемых отказов с назначенным предельным состоянием (например, изнашивание, приводящее к достижению предельных зазоров в основных узлах трения), 0,5 для неосновных предупреждаемых отказов (например, коррозия цилиндрических втулок со стороны воды или образование бочкообразной формы шейки коленчатого вала), 1 для отказов, которые возникают в процессе разборки изделия при ремонте или должны предупреждаться независимо от технического состояния элемента (например, замена всех уплотнений цилиндрических крышек).

Оценка соответствия между фактическими показателями надежности и надежностью элементов изделия заключается в сравнении K_r с $K_{r, доп}$ и $\varphi(t_{cy})_j$ с $\Phi_{доп}$.

Если $\varphi(t_{cy})_j < \Phi_{доп}$ и $K_r > K_{r, доп}$ для всех элементов изделия, то можно сделать вывод о преждевременности выполнения ремонта и возможности увеличения межремонтного ресурса. Это дает основание включить в план организационно-технических мероприятий вопрос о разработке норматива периодичности ремонта с применением более точных методов.

Если $K_r > K_{r, доп}$, но $\varphi(t_{cy})_j < \Phi_{доп}$ для отказов одних видов и $\varphi(t_{cy})_j > \Phi_{доп}$ для отказов других видов, то можно говорить о своевременном выполнении ремонта для изделия в целом. Однако объем ремонта и расход ЗИП может быть уменьшен для элементов, у которых $\varphi(t_{cy})_j < \Phi_{доп}$, путем исключения соответствующих работ.

Наиболее неблагоприятными являются случаи, когда $K_r < K_{r, доп}$ и при этом происходили явные отказы тех элементов, которые должны проходить первое освидетельствование в ремонте рассматриваемого вида. В этом случае следует провести предварительное изучение причин таких отказов. В зависимости от результатов исследования в планах организационно-технических мероприятий необходимо предусмотреть проработки либо по уменьшению ресурса до безопасного значения, либо по увеличению бортового запаса ЗИП, необходимого для ремонта изделия в море.

Для примера выполним анализ среднего ресурса до среднего ремонта гребного устройства по данным освидетельствования восьми судов ($m=8$). Средний ресурс составил 10 250 ч. Известно также, что во время эксплуатации был случай поломки лопасти из-за удара о траловую доску, что привело к необходимости замены гребного винта в аварийном ремонте в течение 50 ч (коэффициент готовности $K_r=0,9994$). Во время этого ремонта в соответствии с действующими правилами выполнялись следующие работы: извлечение вала, его осмотр и обмеры, замеры зазоров в подшипниках, осмотр дейдвудного набора, осмотр ступицы и лопастей гребного винта с выполнением дефектоскопии азотнокислой пробой, осмотр и контроль затяжки болтовых соединений, осмотр и замена уплотнений.

Результаты дефектации гребного устройства и сведения об основных предупреждаемых отказах приведены в табл. 10. Там же определены величины вероятности предупреждения отказов каждого вида и допустимые значения этого показателя.

Таблица 10

Предупреждаемый отказ	Работы по предупреждению отказа	Число дефектных деталей	Число деталей в изделии	$\varphi(t_{cy})_j$	$\Phi_{доп}$
Риски на рабочей поверхности облицовки вала	Проточка и шлифовка вала	2	1	0,250	0,5
Предельный износ облицовки в районе носового сальника	Проточка или замена изношенной части облицовки	3	1	0,375	0,5
Предельный зазор в носовом дейдвудном подшипнике	Замена набора дейдвудного подшипника	1	1	0,125	0,2
Деформация лопасти из-за ударов о твердые предметы	Правка лопасти	3	4	0,094	0,2
Коррозия лопасти на всасывающей поверхности	Заделка эпоксидным составом	2	4	0,063	0,2
Повреждение всех уплотнений	Замена уплотнений	Все	Все	1,000	1,0
Коррозия болтов крепления обтекателя из-за нарушения эпоксидной заливки	Замена болтов и заливка колодцев эпоксидным составом	3	6	0,063	0,5

Из приведенных данных следует, что $K_r = 0,9994 > K_{r. дод} = 0,999$ и вероятности предупреждения отказов всех видов не вышли за допускаемые пределы. Это дает основание поставить вопрос об увеличении назначенного ресурса гребного устройства до среднего ремонта. Для этого следует провести более подробные исследования основных видов отказов, обратив особое внимание на износ облицовки в районе салника, износ дейдвудного подшипника и коррозию болтов крепления обтекателя. В плане организационно-технических мероприятий целесообразно предусмотреть работу по обоснованию возможности увеличения назначенного ресурса до 15 000 ч, что необходимо для перевода судов на СНТО.

Приведенный анализ надежности элементов изделий позволяет составить обоснованный план организационно-технических мероприятий по повышению качества и эффективности использования изделия, в частности путем разработки технически обоснованных нормативных показателей надежности.

Однако представленный метод анализа не всегда позволяет обосновать сами нормативные показатели в связи с тем, что при этом не изучаются распределения вероятностей достижения предельного состояния. Подобная более сложная задача решается на втором этапе исследования надежности элементов изделия.

Определение нормативных показателей надежности с учетом долговечности элементов оборудования

Как уже отмечалось, при исследовании надежности все отказы условно разделяются на две группы. К первой отнесены отказы, которые в действительности происходят в межремонтный период эксплуатации и вызывают unplanned простои оборудования. Такие отказы названы явными.

Ко второй группе отнесены отказы, которые могли бы произойти при дальнейшей эксплуатации вследствие наступления предельного состояния. Эти отказы, которые своевременно предупреждаются при выполнении планового ремонта, называются предупреждаемыми отказами.

Таким образом, определение назначенных ресурсов заключается в изучении предупреждаемых отказов, которые в большинстве случаев являются постепенными. Например, зазор в дейдвудном подшипнике со временем увеличивается из-за изнашивания планок набора и облицовки гребного вала. При достижении допустимой величины зазора дальнейшая эксплуатация гребного устройства считается недопустимой и набор следует заменить, обеспечивая установочное значение зазора.

Если предположить, что величина нарастания зазора пропорциональна продолжительности работы подшипника, то стойкость узла к износу, или износостойкость

$$C = \frac{\Delta t_{2,1}}{h_2 - h_1} \quad (15)$$

где $\Delta t_{2,1}$ — наработка между двумя смежными замерами, тыс. ч;
 h_1 и h_2 — величины зазоров при первом и втором замерах, мм.

Например, при $h_2 = 6$ мм, $h_1 = 1,5$ мм и $\Delta t_{2,1} = 15$ тыс. ч. износостойкость $C = 3,33$ тыс. ч/мм.

Эта величина определена для конкретного объекта, имеющего вполне определенные свойства и условия эксплуатации. Однако при рассмотрении группы из m однотипных объектов, называемых выборкой, следует иметь в виду неизбежные различия в условиях эксплуатации и в свойствах отдельных объектов, составляющих выборку. По этой причине возникает рассеивание значений износостойкости и наработки узла до предельного состояния.

$$t_0 = C \Delta h, \quad (16)$$

где Δh — допустимая величина увеличения зазора, мм.

Из-за указанного рассеивания предельное состояние у объектов выборки наступает не одновременно, и со временем число объектов m_0 , достигших предельного состояния, будет возрастать.

Напомним, что отношение

$$F(t) = \frac{m_0}{m} \quad (17)$$

представляет собой вероятность отказа, а точнее вероятность достижения предельного состояния за время t . Тогда вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - F(t). \quad (18)$$

Математическое ожидание наработки до отказа соответствует $F(t) = 0,5 \div 0,6$, т.е. к этому времени предельного состояния достигнут 50—60% объектов.

Нарботка, в течение которой γ (в %) изделий еще не достигнет предельного состояния, называется гамма-процентным ресурсом t_γ . При этом

$$\gamma = 100P(t). \quad (19)$$

В основу методики определения нормативных показателей надежности положено изучение вероятности достижения предельного состояния $F(t)$; или вероятности предупреждения отказа j -го вида $\varphi(t)$; и гамма-процентных ресурсов t_γ . Задача сводится к оценке $F(t)$; и t_γ для всех элементов изделия за требуемый ресурс до ремонта y -го вида $t_{\gamma y}$.

Требуемый ресурс устанавливается по результатам анализа надежности на первом этапе с учетом периодичности ремонтов судна и величин ресурсов, установленных нормативно-технической документацией.

Например, если продолжительность рейса судна составляет 160 сут, а средняя наработка за сутки эксплуатации — 15 ч/сут, то за рейс изделие работает 2400 ч. Предположим, что этой величине соответствует средний ресурс до среднего ремонта изделия, но анализ надежности элементов на первом этапе выявил преждевременность этого ремонта. Тогда требуемый ресурс целесообразно назначить равным 4800 ч, что соответствует двум рейсам судна.

В тех случаях, когда периодичность ремонта изделия не ограничена периодичностью и условиями эксплуатации судна, требуемый ресурс может назначаться по 80%-ному ресурсу ведущего элемента соответствующей составной части изделия.

Оценка вероятности достижения предельного состояния $F(t)$; и вероятности предупреждения отказов $\Phi(t)$; заключается в сравнении их величин с допустимыми значениями. Это позволяет не только установить назначенный ресурс, но и определить номенклатуру работ по ремонту изделия и установить нормы расхода ЗИП.

При обсуждении подхода к изучению надежности с помощью гамма-процентных ресурсов и вероятности отказов часто высказываются опасения относительно безотказности изделий в эксплуатации. Действительно, достижение 80%-ного ресурса означает, что уже 20% элементов достигнут предельного состояния. Насколько опасна такая ситуация?

В общем случае показатель, характеризующий предельное состояние, является случайной величиной, распределенной по какому-либо, например нормальному, закону. Исходя из этого, установлено два уровня предельного состояния: критический и назначенный.

Критическое предельное состояние соответствует математическому ожиданию характеризующей его величины и сравнительно высокой вероятности возникновения отказа (более 50%). При достижении назначенного предельного состояния отказы уже возможны, но с небольшой вероятностью. При этом уровень назначенного предельного состояния в несколько раз меньше критического.

Было показано [19], что 80%-ный ресурс соответствует очень небольшой вероятности явных отказов (меньше 0,015). Если явные постепенные отказы все же происходят, то это можно рассматривать как проявление конструктивного недостатка изделия из-за недостаточного запаса надежности элемента.

Исходя из анализа предельного состояния для разных видов отказов и физической сущности понятия о предельном состоянии, были обоснованы приведенные выше допустимые значения $\Phi_{доп}$, которые рекомендуются также и для оценки вероятности достижения предельного состояния при изучении предупреждаемых отказов.

Величины предельных зазоров, износов и других признаков, характеризующих предельное состояние, обычно устанавливаются поставщиком изделия и включаются в нормативно-техническую документацию. Для некоторых ответственных изделий судовой техники и их элементов предельные величины определяются по общим правилам проектирования. Например, зазоры в дейдвудном подшипнике можно рассчитать по правилам Регистра СССР, а допустимые напряжения в валах — по общетехническим правилам проектирования с учетом различных факторов: концентрации напряжений, влияния абсолютных размеров, упрочнения поверх-

ности и др. Вместе с тем следует признать, что далеко не всегда предельные состояния устанавливаются достаточно корректно и чаще всего этим и объясняются большие запасы надежности в одних случаях и недостаточный запас надежности в других, поэтому изучение отказов разных видов имеет практическое значение не только для обоснования назначенных ресурсов в каждом конкретном случае, но и для уточнения предельных состояний при разработке общих правил проектирования.

Последним наиболее важным вопросом, который следует рассмотреть для обоснования методики расчета нормативных показателей надежности, является вопрос о способах определения вероятностей достижения предельного состояния и гамма-процентных ресурсов.

Задача сводится к установлению зависимости между вероятностью безотказной работы $P(t)$ и наработкой t . Такую зависимость называют интегральной функцией распределения вероятностей.

Подобные функции изучают с помощью одного из известных законов распределения вероятностей (однопараметрического, двухпараметрического и трехпараметрического). Кроме того, могут применяться композиции из распределений, которые содержат более трех параметров.

К однопараметрическим законам относятся экспоненциальное распределение и распределение Релея. Эти распределения имеют только один параметр масштаба, зависящий от математического ожидания.

Наиболее распространенными двухпараметрическими распределениями являются: нормальное, логарифмически-нормальное, гамма-распределение и распределение Вейбулла. Эти распределения однозначно определяются двумя параметрами: параметром масштаба a и параметром формы b .

К трехпараметрическим распределениям можно отнести усеченное нормальное распределение и все другие двухпараметрические распределения, в которые введен еще один параметр положения C .

При формальном определении закона распределения на основании проверки согласия теоретического распределения с эмпирическим лучшее совпадение наблюдается у многопараметрических распределений. Усеченным нормальным или распределением Вейбулла со смещением можно, например, аппроксимировать любое эмпирическое распределение.

Однако такое усложнение функции чаще всего не имеет практического смысла, поскольку полученное теоретическое распределение соответствует лишь конкретным условиям существования выборки, а параметры распределения не отражают процесса возникновения отказов.

Подобных недостатков лишены двухпараметрические распределения. Специальные исследования двухпараметрических распределений позволили установить, что параметр масштаба лю-

где $\Delta m^2(t)$ — число дефектов, образовавшихся в единицу времени Δt после на-
 вадения t ;

$$\lambda = \frac{\Delta m^2(t)}{m \Delta t} \quad (25)$$

нравственно и не имеет отношения к отказам
 системы при условии, что отказы происходят
 независимо друг от друга и в любой момент
 времени вероятность появления отказа
 равна λ . В этом случае процесс появления
 отказов является процессом Пуассона. Если
 отказы происходят в течение времени t ,
 то вероятность появления k отказов
 равна $P_k(t) = \frac{\lambda^k t^k}{k!} e^{-\lambda t}$. Если $\lambda t \ll 1$,
 то $P_0(t) \approx 1 - \lambda t$, $P_1(t) \approx \lambda t$,
 а все остальные вероятности равны нулю.

$P(t) = 1 - e^{-\lambda t} = 0,368$, $\lambda t = 0,425$.
 Отсюда следует, что при экспоненциальном
 распределении

$$P(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (26)$$

вероятность безотказной работы,
 соответствующая заданному
 времени

$$P(t) = e^{-\lambda t} \quad (27)$$

время t равно

$$t = \frac{100}{\lambda} \quad (28)$$

при экспоненциальном
 распределении
 среднего времени наработки на
 отказ равно $\frac{1}{\lambda}$. Если $\lambda = 0,001$,
 то $t = 1000$ часов. Если $\lambda = 0,002$,
 то $t = 500$ часов. Если $\lambda = 0,003$,
 то $t = 333$ часов. Если $\lambda = 0,004$,
 то $t = 250$ часов. Если $\lambda = 0,005$,
 то $t = 200$ часов. Если $\lambda = 0,006$,
 то $t = 167$ часов. Если $\lambda = 0,007$,
 то $t = 143$ часов. Если $\lambda = 0,008$,
 то $t = 125$ часов. Если $\lambda = 0,009$,
 то $t = 111$ часов. Если $\lambda = 0,010$,
 то $t = 100$ часов.

λ	$P(t)$	λ	$P(t)$	λ	$P(t)$	λ	$P(t)$	λ	$P(t)$	λ	$P(t)$
0,001	0,990	0,002	0,980	0,003	0,970	0,004	0,960	0,005	0,950	0,006	0,940
0,007	0,930	0,008	0,920	0,009	0,910	0,010	0,900	0,011	0,890	0,012	0,880
0,013	0,870	0,014	0,860	0,015	0,850	0,016	0,840	0,017	0,830	0,018	0,820
0,019	0,810	0,020	0,800	0,021	0,790	0,022	0,780	0,023	0,770	0,024	0,760
0,025	0,750	0,026	0,740	0,027	0,730	0,028	0,720	0,029	0,710	0,030	0,700
0,031	0,690	0,032	0,680	0,033	0,670	0,034	0,660	0,035	0,650	0,036	0,640
0,037	0,630	0,038	0,620	0,039	0,610	0,040	0,600	0,041	0,590	0,042	0,580
0,043	0,570	0,044	0,560	0,045	0,550	0,046	0,540	0,047	0,530	0,048	0,520
0,049	0,510	0,050	0,500	0,051	0,490	0,052	0,480	0,053	0,470	0,054	0,460
0,055	0,450	0,056	0,440	0,057	0,430	0,058	0,420	0,059	0,410	0,060	0,400
0,061	0,390	0,062	0,380	0,063	0,370	0,064	0,360	0,065	0,350	0,066	0,340
0,067	0,330	0,068	0,320	0,069	0,310	0,070	0,300	0,071	0,290	0,072	0,280
0,073	0,270	0,074	0,260	0,075	0,250	0,076	0,240	0,077	0,230	0,078	0,220
0,079	0,210	0,080	0,200	0,081	0,190	0,082	0,180	0,083	0,170	0,084	0,160
0,085	0,150	0,086	0,140	0,087	0,130	0,088	0,120	0,089	0,110	0,090	0,100
0,091	0,090	0,092	0,080	0,093	0,070	0,094	0,060	0,095	0,050	0,096	0,040
0,097	0,030	0,098	0,020	0,099	0,010	0,100	0,000	0,101	0,000	0,102	0,000

$$t = \frac{100}{\lambda} \sqrt{\ln \frac{100}{\lambda}} \quad (29)$$

Ламы-процентный ресурс в случае распределения Вейбулла
 $K(t) = 0,888$.
 коэффициент вариации $V = 0,523$.
 В случае распределения Вейбулла параметры формы ν связаны
 с коэффициентом вариации V соотношением $V = 0,523$.
 Параметры масштаба

$$a = \frac{t_0}{K(t_0)} \quad (31)$$

Параметры масштаба a и формы ν
 связаны соотношением $V = 0,523$.
 В случае распределения Вейбулла параметры
 формы ν связаны с коэффициентом вариации
 V соотношением $V = 0,523$.
 Параметры масштаба a и формы ν
 связаны соотношением $V = 0,523$.
 В случае распределения Вейбулла параметры
 формы ν связаны с коэффициентом вариации
 V соотношением $V = 0,523$.
 Параметры масштаба a и формы ν
 связаны соотношением $V = 0,523$.

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{a} \right)^\nu \right] \quad (30)$$

ответствет двухпараметрическое распределение Вейбулла
 исследовать в условиях, когда коэффициент вариации V
 находится в пределах от 0 до 1.

В технической литературе не содержится рекомендаций по вы-
 явлению в виде формулы для расчета вероятности отказа в
 процессе эксплуатации. Однако, если принять, что отказы
 происходят независимо друг от друга и в любой момент
 времени вероятность появления отказа равна λ , то
 процесс появления отказов является процессом Пуассона.
 Если $\lambda t \ll 1$, то $P_0(t) \approx 1 - \lambda t$, $P_1(t) \approx \lambda t$,
 а все остальные вероятности равны нулю.

В технической литературе не содержится рекомендаций по вы-
 явлению в виде формулы для расчета вероятности отказа в
 процессе эксплуатации. Однако, если принять, что отказы
 происходят независимо друг от друга и в любой момент
 времени вероятность появления отказа равна λ , то
 процесс появления отказов является процессом Пуассона.
 Если $\lambda t \ll 1$, то $P_0(t) \approx 1 - \lambda t$, $P_1(t) \approx \lambda t$,
 а все остальные вероятности равны нулю.

$m(t)$ — число объектов, которые еще не отказали к моменту времени t ;

Δt — интервал времени при наработке t .

Учитывая то обстоятельство, что при одинаковом математическом ожидании и коэффициенте вариации величины гамма-процентных ресурсов для логарифмически нормального закона получаются несколько меньшими, чем при распределении Вейбулла, представляется целесообразным при изучении постепенных отказов со степенной и линейной характеристикой также применять распределение Вейбулла. Такой подход позволяет обеспечивать единообразие в методике расчета показателей надежности без риска снижения уровня безотказности. Кроме того, обычно наблюдается высокое согласие между эмпирическими распределениями и распределением Вейбулла.

Логарифмически нормальное распределение рекомендуется применять при изучении таких показателей обеспечения надежности, как запас прочности для предотвращения усталостных разрушений.

Способы определения показателей надежности элементов оборудования дизельных установок с помощью распределения Вейбулла

Рассмотрим теперь практические способы определения параметров распределения Вейбулла применительно к различным случаям получения исходных данных.

Первый способ. Способ применяется для износных постепенных отказов с назначенным предельным состоянием. Необходимо иметь следующие исходные данные: предельную допустимую величину изменения измеряемого признака (диаметра, зазора, глубины и др.) относительно первоначальной (установочной) величины $\Delta h_{пр}$; h_{2i} и h_{1i} — парные результаты смежных замеров того же признака (i — номер пары замеров); t_{2i} и t_{1i} — парные значения наработки до смежных замеров, тыс. ч.

Параметры распределения определяются в следующей последовательности:

рассчитываем износостойкость для каждой i -й пары замеров по формуле

$$C_i = \frac{t_{2i} - t_{1i}}{h_{2i} - h_{1i}}; \quad (26)$$

определяем математическое ожидание C_0 и коэффициент вариации V_C износостойкости по формулам (10) и (11), а также оцениваем точность и достоверность результатов вычисления C_0 по зависимостям табл. 7;

находим математическое ожидание наработки до достижения предельного состояния

$$t_0 = C_0 \Delta h_{пр}$$

и принимаем коэффициент вариации наработки до достижения предельного состояния

$$V_t = V_C;$$

рассчитываем параметр формы b по формулам (12) и (13), а затем по табл. 11 находим коэффициент $K(b)$;

находим параметр масштаба a по формуле (21) и записываем исходную функцию в виде выражения (20), подставив в него числовые значения a и b .

Для примера рассмотрим процедуру вычисления a и b для случая нарастающего зазора в дейдвудном подшипнике, работающем в паре с гребным валом диаметром 320 мм по облицовке.

Предельный допустимый зазор определяем по формуле Регистра СССР

$$\Delta h_{пр} = 0,012d = 0,012 \cdot 320 = 3,84 \text{ мм.}$$

Результаты замеров зазора и расчета износостойкости для каждой пары замеров приведены в табл. 12.

Таблица 12

i	$\frac{t_{1i}}{t_{2i}}$, тыс. ч	$\frac{h_{1i}}{h_{2i}}$, мм	$t_{2i} - t_{1i}$, тыс. ч	$h_{2i} - h_{1i}$, тыс. ч	C_i , тыс. ч/мм	C_i^2 , (тыс. ч/мм) ²
1	$\frac{0}{10,35}$	$\frac{1,8}{4,1}$	10,35	2,3	4,5	20,25
2	$\frac{7,2}{15,6}$	$\frac{1,6}{3,25}$	8,4	1,65	5,09	25,908
3	$\frac{5,8}{9,4}$	$\frac{1,7}{2,1}$	3,6	0,4	6	36
4	$\frac{12,1}{18,4}$	$\frac{2,1}{4,7}$	6,3	2,6	2,42	5,856
5	$\frac{18,4}{24,25}$	$\frac{1,5}{2,9}$	5,85	1,4	4,18	17,472
6	$\frac{24,25}{29,25}$	$\frac{1,6}{3,1}$	5,0	1,5	3,33	11,111
7	$\frac{28,3}{35,5}$	$\frac{3,1}{4,31}$	7,2	1,21	5,95	35,402
8	$\frac{2,5}{6,8}$	$\frac{1,5}{4}$	4,3	2,5	1,72	2,98
9	$\frac{0}{7,05}$	$\frac{1,4}{2,9}$	7,05	1,5	4,7	22,09
					37,89	177,057

В нижней части табл. 12 определены суммы $\sum_1^m C_i = 37,89$ и $\sum_1^m C_i^2 = 177,057$.

С помощью этих сумм находим математическое ожидание и коэффициент вариации износостойкости:

$$C_0 = \frac{37,89}{9} = 4,21 \text{ тыс. ч/мм;}$$

$$V_C = \frac{1}{4,21} \sqrt{\frac{177,057 - 9 \cdot 4,21^2}{9 - 1}} = 0,351.$$

Поскольку $V > 0,3$, то для оценки достоверности и точности расчета C_0 допустимо применить распределение Вейбулла.

С этой целью сначала определим показатель формы b

$$b = \frac{0,953}{0,351 - 0,047} = 3,13.$$

Тогда относительные доверительные границы составят:

$$1 + \delta_B = 1,4^{\frac{1}{3,13}} = 1,11;$$

$$1 - \delta_B = 0,8^{\frac{1}{3,13}} = 0,93.$$

Достоверность и точность определения C_0 можно считать приемлемой для данной задачи.

Остается определить математическое ожидание наработки до достижения предельного состояния

$$t_0 = 4,21 \cdot 3,84 = 16,17 \text{ тыс. ч.}$$

Коэффициент вариации и параметр формы принимаются равными

$$V_t = V_C = 0,351 \text{ и } b = \bar{b}_C = 3,13.$$

При $b = 3,13$ по табл. 11 находим $K(b) = 0,895$ и тогда

$$a = \frac{16,17}{0,895} = 18,06 \text{ тыс. ч.}$$

Таким образом, искомые функции имеют следующий вид:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{18,06} \right)^{3,13} \right];$$

$$t_\gamma = 18,06 \sqrt[3,13]{\ln \frac{100}{\gamma}}.$$

С помощью первой функции можно, например, установить вероятность достижения предельного состояния за 10 тыс. ч.

$$F(10) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{10}{18,06} \right)^{3,13} \right] = 0,145,$$

а с помощью второй найти 80%-ный ресурс

$$t_{80} = 18,06 \sqrt[3,13]{\ln \frac{100}{80}} = 11,18 \text{ тыс. ч.}$$

Второй способ. Способ применяется, когда элементы заменяются или восстанавливаются при плановых ремонтах. Исходными данными служат средние наработки до двух последующих плановых ремонтов t_1 и t_2 , число элементов, доработавших до этих ремонтов, n_1 и n_2 и восстановленных в этих ремонтах n_{01} и n_{02} .

Например, требуется определить параметры распределения Вейбулла для случая $t_1 = 7000$ ч и $t_2 = 15000$ ч, $n_1 = 152$ и $n_2 = 35$, $n_{01} = 20$ и $n_{02} = 15$.

Задача решается в следующей последовательности. Сначала вычисляются эмпирические вероятности предупреждаемых отказов для двух значений ресурсов t_1 и t_2 по формулам:

$$F(t_1) = \frac{n_{01}}{n_1}; \quad (27)$$

$$F(t_2) = \frac{n_{02}}{n_2}. \quad (28)$$

В рассматриваемом случае имеем:

$$F(7) = \frac{20}{152} = 0,1316;$$

$$F(15) = \frac{15}{35} = 0,4286.$$

После этого можно применить следующие формулы для расчета параметров распределения Вейбулла:

$$b = \frac{\ln \frac{1}{1 - F(t_2)}}{\ln \frac{1}{1 - F(t_1)}}; \quad (29)$$

$$b = \frac{\ln \frac{1}{1 - 0,4286}}{\ln \frac{1}{1 - 0,1316}};$$

$$a = \frac{t_2}{\sqrt[b]{\ln \frac{1}{1 - F(t_2)}}}. \quad (30)$$

Подставляя известные значения в рассмотренные формулы, получаем:

$$b = \frac{\ln \frac{1}{1 - 0,4286}}{\ln \frac{1}{1 - 0,1316}} = 1,808;$$

$$b = \frac{\ln \frac{1}{1 - 0,4286}}{\ln \frac{15000}{7000}} = 1,808;$$

$$a = \frac{15000}{\sqrt[1,808]{\ln \frac{1}{1 - 0,4286}}} = 20678 \text{ ч.}$$

Отсюда следуют основные формулы:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{20678} \right)^{1,808} \right];$$

$$t_v = 20\,678 \sqrt[1,808]{\ln \frac{100}{\gamma}}$$

Например, для $\gamma = 80\%$ находим:

$$t_{80} = 20\,678 \sqrt[1,808]{\ln \frac{100}{80}} = 9020 \text{ ч};$$

$$a = \exp \frac{26,507}{5,68} = 106,25.$$

Таким образом,

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{106,35} \right)^{5,08} \right];$$

$$t_v = 106,35 \sqrt[5,68]{\ln \frac{100}{\gamma}}$$

$t_0 = 0,925 \cdot 106,35 = 98,35$ и $V_t = 1,035 \cdot 5,68^{-0,935} = 0,204$, поскольку $b > 4$.

Подобный метод «спрямления» интегральной функции распределения может быть применен для любого двухпараметрического распределения. При этом имеется возможность с помощью коэффициента корреляции проверять согласие между теоретическим и эмпирическим распределениями. Очевидно, что в наилучшем согласии будет находиться тот закон распределения, при котором коэффициент корреляции наибольший.

Во всех рассмотренных случаях имелась возможность в результате обработки информации оценивать не только математическое ожидание, но и коэффициент вариации или получать эмпирическое распределение вероятностей.

Однако далеко не всегда исходные данные позволяют оценивать статистические характеристики выборки, за исключением математического ожидания. В этом случае следует применять однопараметрические законы распределения, руководствуясь при этом физическим смыслом рассматриваемого отказа.

При внезапных отказах следует применять экспоненциальное распределение, а при явно выраженных постепенных отказах — распределение Релея. Рассмотрим еще несколько примеров, но уже с применением однопараметрических законов.

Третий способ. Способ применяется тогда, когда все m объектов выборки прошли первые ремонты рассматриваемого вида. При этом известен средний ресурс до ремонта t_p , число элементов в изделии N_n и число случаев m_0 достижения предельного состояния для отказа рассматриваемого вида.

Для определения параметра масштаба a необходимо в первую очередь вычислить вероятность достижения предельного состояния за ресурс до ремонта

$$F(t) = \frac{m_0}{mN_n}, \quad (31)$$

а затем вычислить a по формулам:

в общем случае распределения Вейбулла

$$a = \frac{t_p}{b \sqrt[1/b]{\ln \frac{1}{1-F(t)}}}; \quad (32)$$

при экспоненциальном законе распределения ($b=1$)

$$a = \frac{t_p}{\ln \frac{1}{1-F(t)}}; \quad (33)$$

при законе Релея ($b=2$)

$$a = \frac{t_p}{\sqrt{\ln \frac{1}{1-F(t)}}}, \quad (34)$$

при $b=1,5$

$$a = t_p \left(\ln \frac{1}{1-F(t)} \right)^{-\frac{2}{3}}, \quad (35)$$

при $b=3$

$$a = \frac{t_p}{\sqrt[3]{\ln \frac{1}{1-F(t)}}}. \quad (36)$$

Величина параметра формы b принимается в зависимости от физической природы отказа и с учетом опыта исследований подобных отказов изделий-прототипов.

Для примера сначала рассмотрим случаи деформации лопастей гребного винта, которые обнаруживаются при плановых ремонтах. Положим: $m=15$, $t_p=11,2$ тыс. ч, $N_n=3$ и $m_0=6$.

Прежде всего находим

$$F(t_p) = \frac{6}{15 \cdot 3} = 0,133 \dots$$

По своей физической природе рассматриваемый отказ — внезапный, поскольку момент его возникновения не зависит от возраста изделия. Следовательно, в данном случае можно принять для исследования экспоненциальный закон распределения, тогда

$$a = \frac{11,2}{\ln \frac{1}{1-0,133}} = 78,27 \text{ тыс. ч.}$$

откуда находим:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \frac{t}{78,27} \right]; \quad (37)$$

$$t_v = 78,27 \ln \frac{100}{\gamma}. \quad (38)$$

Отметим, что применение этого способа возможно при $F(t) < 0,9$ и при условии, что в число отказавших элементов не входят преждевременно замененные элементы, т. е. элементы, у которых

назначенное предельное состояние к моменту ремонта еще не было достигнуто.

Можно допустить в выборку замененные или восстановленные элементы при условии, если они достигнут предельного состояния в следующий за ремонтом период эксплуатации. Тогда вместо t_p в формулу надо подставить $2t_p$.

Рассмотрим случаи замены подшипников дизеля из-за изнашивания при следующих исходных данных: $m=15$, $N_n=10$, $t_p=3,5$ тыс. ч, $m_0=72$. При этом в выборку включены все случаи замены подшипников во время ремонта. Сначала находим

$$F(t_p) = \frac{72}{10 \cdot 15} = 0,48.$$

Предположив, что рассматриваемый отказ относится к износным отказам, принимаем для исследования закон Релея, тогда

$$a = \frac{2 \cdot 3,5}{\sqrt{\ln \frac{1}{1-0,48}}} = 8,66 \text{ тыс. ч.}$$

В результате получаем искомые формулы:

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{8,66}\right)^2\right]; \quad (39)$$

$$t_\gamma = 8,66 \sqrt{\ln \frac{100}{\gamma}}. \quad (40)$$

Четвертый способ. Способ применяется при рассмотрении явных отказов, когда элемент восстанавливается после отказа и изделие продолжает работать. Подобный метод можно применять и в случае ремонта изделий на основании безразборной диагностики, когда изделие ремонтируется в момент обнаружения наступления предельного состояния.

В общем случае формула для определения параметра масштаба имеет вид

$$a = \sqrt[b]{\frac{\sum_{i=1}^m t_i^b}{m_0}}, \quad (41)$$

где b — параметр формы распределения Вейбулла;
 m — число подконтрольных изделий;
 t_i — полная наработка i -го изделия;
 m_0 — число отказов за все время наблюдения.

Опыт исследования подобных явных отказов показывает, что чаще всего их распределения соответствуют экспоненциальному закону. Это можно объяснить тем, что при любом вредном процессе момент возникновения явного отказа все же зависит от случайных внешних факторов: резких изменений нагрузки, нарушений правил эксплуатации или технологии изготовления и ремонта и т. п.

Для примера рассмотрим случаи поломок коленчатых валов дизелей. Известно, что 868 дизелей доработали до капитального ремонта и за это время

было 15 случаев поломок коленчатых валов. Средний ресурс до капитального ремонта 50 тыс. ч.

Предположим, что рассматриваемые явные отказы подчиняются экспоненциальному закону распределения. Тогда

$$a = t_0 = \frac{868 \cdot 50}{15} = 2893,33 \text{ тыс. ч.}$$

Откуда

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\frac{t}{2893,33}\right];$$

$$t_\gamma = 2893,33 \ln \frac{100}{\gamma}.$$

Например, вероятность поломок валов за 50 тыс. ч.

$$F(50) = 1 - \exp\left[-\frac{50}{2893,33}\right] = 0,0171.$$

Установление перечня работ по ремонту изделия по данным о надежности его элементов

После того как для основных видов предупреждаемых отказов получены распределения вероятностей достижения предельного состояния, можно приступить к определению назначенных ресурсов, перечня работ по ремонту изделия и норм расхода ЗИП. Задача решается применительно к конкретному виду ремонта в табличной форме с помощью упомянутых функций распределения вероятностей для всех видов предупреждаемых отказов.

Для примера рассмотрим предупреждаемые отказы элементов гребного устройства РТМ типа «Атлантик» (табл. 13). Известно, что продолжительность рейса этих судов составляет 175 сут, средняя суточная наработка гребного устройства 20 ч/сут. Предварительный анализ надежности гребного устройства показал, что ремонт гребного устройства обычно выполняется через два или три рейса, т. е. через 7—10,5 тыс. ч, или через 1—1,5 года. Правила Регистра СССР допускают возможность выполнения подобных ремонтов через 2 года. Исходя из этого, проверим возможность назначения ресурса до ремонта в 10,5 и 14 тыс. ч. и найдем полный располагаемый ресурс с учетом гамма-процентных ресурсов элементов изделия. При этом величина γ определяется по формуле

$$\gamma = 100(1 - \Phi_{\text{доп}}), \quad (42)$$

где $\Phi_{\text{доп}}$ — допустимая вероятность достижения предельного состояния.

Проверка возможности назначения такого ресурса до ремонта осуществляется путем сравнения вероятности достижения предельного состояния с теми же величинами $\Phi_{\text{доп}}$ для каждого вида отказа. Гипотеза о назначенном ресурсе может быть принята в том случае, когда для всех видов отказов $F(t_p) < \Phi_{\text{доп}}$. При этом необходимо учитывать и случаи явных отказов элементов гребного устройства. Например, если бы при эксплуатации наблюдались поломки гребных валов (на рассматриваемом судне таких случаев не было), то потребовались бы специальное исследование причин этих явных отказов и установление назначенной периодичности их дефектации на трещинообразование в зависимости от фактического запаса прочности. Одновременно должен быть разработан комплекс мероприятий по повышению надежности гребного вала. Подобные вопросы будут рассмотрены ниже. Здесь мы ограничимся определением ресурса только для предупреждаемых отказов с назначенным предельным состоянием.

Из табл. 13 следует, что ни один вид отказа, кроме коррозии ступицы в районе крепления лопастей, не препятствует назначению ресурса до ремонта,

Таблица 13

Элемент гребного устройства и вид отказа	Способ восстановления	Параметры распределения Вейбулла		$t_{\text{г}}$, тыс. ч	$F(t)$ при t , равном, тыс. ч		$\Phi_{\text{доп}}$
		b	a , тыс. ч		10,5	14	
Гребной винт							
Повреждения рези-потехнических изделий	Замена резиновых деталей	—	—	—	1	1	1
Деформация лопастей	Правка лопастей	1	33	22,9	0,27	0,35	0,5
Повреждение лопасти	Замена лопасти	1	138	30,8	0,07	0,10	0,2
Коррозия ступицы в районе крепления лопастей	Заделка эпоксидным составом	1	23	15,9	0,37	0,46	0,5
Гребной вал							
Повреждение рабочих шеек (риски, выработка)	Проточка и (или) шлифовка	1	30	21	0,3	0,37	0,5
Износ в районе носового сальника	Замена участка облицовки	2	42	19,8	0,06	0,105	0,2
Дейдвудный подшипник							
Износ набора и нарастание зазора	Замена набора	2	36	17	0,08	0,14	0,2

равного 14 тыс. ч. Учитывая то, что коррозия ступицы не приводила к явным отказам в эксплуатации, и сравнительно небольшое превышение $F(t_p)=0,25$ допустимой величины $\Phi_{\text{доп}}=0,2$, можно принять решение о назначении $t_p=14$ тыс. ч. При этом необходимо продолжить наблюдения за надежностью гребного устройства для своевременного предупреждения явных отказов.

Перечень, а следовательно, и трудоемкость работ по ремонту гребного устройства, являются прямым следствием анализа перечисленных в табл. 13 предупреждаемых отказов. Например, в рассматриваемом случае необходимо выполнять следующие основные работы: демонтировать гребной вал без разборки винта с поворотными лопастями (ВПЛ) и доставить в цех судоремонтного завода, демонтировать лопасти ВПЛ и осмотреть ступицу, болты, крепления лопасти и другие детали крепления, заменить болты крепления лопасти, реставрировать поврежденные участки ступицы эпоксидным составом, осмотреть лопасти ВПЛ и осуществить правку деформированных лопастей или замену лопастей, имеющих трещины, заменить все уплотнения узла ступицы, осмотреть гребной вал, проточить и шлифовать облицовку для устранения рисков, царапин, следов эрозии и т. д., измерить глубину выработки облицовки в районе носового сальника и при достижении предельной величины проточить изношенный участок или заменить его участком облицовки первоначальных размеров и закатать стык, заменить набивку носового уплотнения, измерить дейдвудный подшипник и заменить его набор в случае необходимости, собрать ВПЛ и отбалансировать,

установить гребной вал на судне, выполнить центровку валопровода (при необходимости, в зависимости от срока выполнения предыдущей центровки), собрать систему ВРШ и провести испытания гребного устройства.

Методы расчета норм расхода ЗИП

Нормы расхода ЗИП на группу одновременно ремонтируемых однотипных изделий можно определять двумя способами. Первый заключается в предварительном определении среднего расхода ЗИП на ремонт рассматриваемого вида m_z с помощью суммарного числа запасных частей одного вида $Z_{\text{сум}}$, которые были израсходованы на n_p ремонтов. Тогда на ремонт группы, состоящей из m однотипных изделий, потребуется

$$m_z = \frac{Z_{\text{сум}}}{n_p} \quad (43)$$

Например, при $n_p=20$ и $Z_{\text{сум}}=450$ получаем 22,5 запасной детали на всю группу изделий на один ремонт.

Для определения нормативного комплекта запасных частей рекомендуется применять формулу

$$m_{z_n} = (m_z + 1,65 \sqrt{m_z} - 0,5) \quad (44)$$

В данном случае для проведения одного ремонта группы изделий (например, состоящей из 15 изделий) потребуется

$$m_{z_n} = 22,5 + 1,65 \sqrt{22,5} - 0,5 = 29,83 \approx 30.$$

Этот способ позволяет установить лишь фактический расход ЗИП, который не всегда отражает действительную надежность заменяемых деталей и узлов. Это является одной из причин нехватки запасных частей в одних случаях и избытка их на складе в других.

Более корректным следует признать второй способ, основанный на изучении функций распределения вероятностей достижения предельного состояния. Для расчета норм расхода запасных частей этим способом необходимо располагать также схемой ремонтов изделия.

Например, для рассматриваемого гребного устройства может быть составлена следующая схема ремонтов: через 14 тыс. ч выполняется средний ремонт № 1, через 28 тыс. ч — средний ремонт № 2, через 42 тыс. ч — капитальный ремонт № 1, через 56 тыс. ч — средний ремонт № 3, через 70 тыс. ч — средний ремонт № 4, через 84 тыс. ч — капитальный ремонт № 2, через 98 тыс. ч — средний ремонт № 5, через 112 тыс. ч — средний ремонт № 6 и через 126 тыс. ч изделие списывается вместе с судном.

Исходя из условия обеспечения безотказности изделия, работающего по системе ППР, будем считать, что при выполнении планового ремонта заменяются не только детали, достигшие предельного состояния, но и некоторая часть деталей, предельное состояние которых может быть достигнуто в следующей за ремонтом период эксплуатации. Для учета этой особенности предлагается с помощью функции распределения $F(t)$ составлять дискретные функции вероятностей предупреждения отказов в ремонтах f_i (i — порядковый номер ремонта).

Вероятность предупреждения отказов в первом ремонте можно принять равной вероятности достижения предельного состояния за наработку

$$t_1 = \frac{1}{2} (t_{p1} + t_{ps}). \quad (45)$$

Вероятность предупреждения отказов во втором ремонте f_2 принимается равной

$$f_2 = F(t_2) - f_1, \quad (46)$$

где $F(t_2)$ — вероятность предупреждения отказов при наработке.

$$t_2 = \frac{1}{2} (t_{p2} + t_{ps}). \quad (47)$$

Вероятности предупреждения отказов для последующих ремонтов рассчитываются аналогичным способом.

Рассмотрим предлагаемый метод применительно к действующим подшипникам, наработка до замены которых подчиняется распределению Релея при параметрах этого распределения $b=2$ и $a=36$ тыс. ч.

В первом ремонте:

$$t_1 = \frac{1}{2} (14 + 28) = 21 \text{ тыс. ч.};$$

$$f_1 = F(t_1) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{35}{36}\right)^2\right] = 0,288.$$

Во втором ремонте:

$$t_2 = \frac{1}{2} (28 + 42) = 35 \text{ тыс. ч.};$$

$$F(t_2) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{35}{36}\right)^2\right] = 0,611;$$

$$f_2 = 0,611 - 0,288 = 0,323.$$

В третьем ремонте:

$$t_3 = \frac{1}{2} (42 + 56) = 49 \text{ тыс. ч.};$$

$$F(t_3) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{49}{36}\right)^2\right] = 0,843.$$

Учитывая высокую вероятность достижения предельного состояния при третьем ремонте целесообразно принять $F(t_3) = 1$. Тогда $f_3 = 1,00 - 0,611 = 0,389$.

После замены в ремонтах основных деталей образуются новые поколения этих деталей, распределение отказов которых накладывается на основное распределение с соответствующими смещениями по времени. Образующиеся при этом распределения можно назвать распределениями вероятностей замены деталей при ремонтах.

Общая схема образования подобных распределений приведена в табл. 14.

Основные детали	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	и т.д.
1 поколение		$f_1 f_1$	$f_2 f_1$	$f_3 f_1$	$f_4 f_1$	$f_5 f_1$	
			$f_1 f_2$	$f_2 f_2$	$f_3 f_2$	$f_4 f_2$	
				$f_1 f_3$	$f_2 f_3$	$f_3 f_3$	
					$f_1 f_4$	$f_2 f_4$	
						$f_1 f_5$	
		F_2'	F_3'	F_4'	F_5'	F_6'	
2 поколение			$f_2' f_1$	$f_3' f_1$	$f_4' f_1$	$f_5' f_1$	
				$f_2' f_2$	$f_3' f_2$	$f_4' f_2$	
					$f_2' f_3$	$f_3' f_3$	
						$f_2' f_4$	
							$f_2' f_5$
			F_3''	F_4''	F_5''	F_6''	
3 поколение				$f_3'' f_1$	$f_4'' f_1$	$f_5'' f_1$	
					$f_3'' f_2$	$f_4'' f_2$	
					F_4'''	F_5'''	F_6'''

Примечания: 1. F_y^n равна сумме слагаемых y -го столбца в пределах одного поколения изделий. Например:

$$F_4^1 = f_3 f_1 + f_2 f_2 + f_1 f_3 = 2f_1 f_3 + f_2^2$$

$$F_6^{11} = F_4^1 f_1 + F_3^1 f_2 + F_2^1 f_3.$$

2. Интенсивность F_y по y -му ремонту определяется по формуле

$$F_y = f_y + F_y' + F_y'' + \dots + F_y^n. \quad (49)$$

В частности, для первых шести ремонтов получены следующие формулы:

$$F_1 = f_1;$$

$$F_2 = f_2 + f_1^2;$$

$$F_3 = f_3 + 2f_1 f_2 + f_1^3;$$

$$F_4 = f_4 + 2f_1f_3 + f_2^2 + 3f_1^2f_2;$$

$$F_5 = f_5 + 2f_1f_4 + 2f_2f_3 + 3f_1^2f_3 + 3f_1f_2^2;$$

$$F_6 = f_6 + 2f_1f_5 + 2f_2f_4 + f_3^2 + 3f_1^2f_4 + 6f_1f_2f_3 + f_2^3.$$

Рассчитаем вероятности замены деталей в рассмотренном случае:

$$F_1 = 0,288;$$

$$F_2 = 0,323 + 0,288^2 = 0,406;$$

$$F_3 = 0,389 + 2 \cdot 0,288 \cdot 0,323 + 0,288^3 = 0,599.$$

Ввиду того что в данном случае третий ремонт совпадает с капитальным ремонтом гребного устройства, когда из-за плановой проточки или замены облицовки гребного вала в обязательном порядке будет заменяться дейдвудный подшипник, вероятность замены этих подшипников следует принять равной 1, т. е. $F_3=1$.

Располагая данными о вероятностях замены элементов в каждом ремонте, можно определить норму расхода запасных частей для каждого из них по формуле

$$m_{ZH} = m_K F_1, \quad (50)$$

где m_K — число изделий, которые должны проходить ремонт на одном ремонтном предприятии или принадлежащих одному судовладельцу (если последний обеспечивает ремонтные предприятия ЗИП).

Например, при $m_K=10$ получаем нормы расхода ЗИП на 10 гребных устройств: для среднего ремонта № 1 $m_{ZH}=2,88$ (3 комплекта), для среднего ремонта № 2 $m_{ZH}=4,06$ (4 комплекта), для капитального ремонта $m_{ZH}=10$ комплектам, для среднего ремонта № 3 $m_{ZH}=3$ комплектам, для среднего ремонта № 4 $m_{ZH}=4$ комплектам, для капитального ремонта № 2 $m_{ZH}=10$ комплектам, для среднего ремонта № 5 $m_{ZH}=3$ комплектам, для среднего ремонта № 6 $m_{ZH}=4$ комплектам, итого $\sum_1^N m_{ZH} = 41$ комплекту на 10 судов за весь срок службы судна, равный 18 годам.

Среднегодовой расход дейдвудных подшипников можно определить по формуле

$$m_{Zr} = \frac{\sum_1^N m_{ZH}i}{T_{сл}} \cdot \frac{m_c}{m_K}, \quad (51)$$

где $T_{сл}$ — срок службы до списания, годы.

В данном случае среднегодовой расход ЗИП для плановых ремонтов составит (при числе судов у судовладельца $m_c=36$)

$$m_{Zr} = \frac{36}{10} \cdot \frac{41}{18} = 8,2 \text{ комплекта.}$$

Округляя до ближайшего большего целого числа принимаем $m_{ZH}=9$ комплектам на 36 судов в год.

Определенные указанным способом нормы расхода ЗИП относятся к групповому ремонтному комплекту. Наряду с этим для изделий всех классов необходимо определять одиночный комплект ЗИП, предназначенный для проведения всех работ по техническому обслуживанию и хранимый на борту судна. Для изделий первого класса следует также устанавливать аварийный групповой комплект, который должен храниться на базе.

Одиночные и аварийные комплекты ЗИП рассчитываются с помощью сведений о расходе ЗИП, регистрируемых в рейсовых отчетах об эксплуатационных качествах судов. Располагая такими сведениями, в первую очередь следует вычислить удельный расход ЗИП

$$Z_{уд} = 1000 \cdot \frac{Z_{сум}}{t_{сум}}, \quad (52)$$

где $Z_{сум}$ — суммарный расход ЗИП на все изделия за период наблюдения; $t_{сум}$ — суммарная паработка всех изделий за период наблюдения, ч.

После этого можно определить одиночный комплект ЗИП по формуле

$$m_{ZH} = (Z_{уд} t_{раб} + 1,65 \sqrt{Z_{уд} t_{раб}} - 0,5) \frac{1}{m}, \quad (53)$$

где $t_{раб}$ — суммарная паработка, в течение которой искомое число запасных частей m_{ZH} обеспечивает безотказную работу группы изделий с доверительной вероятностью $\beta=0,95$ тыс. ч; m — число изделий в группе.

Величина m_{ZH} должна определяться для группы m одинаковых изделий, которые одновременно находятся в эксплуатации и обеспечиваются общим запасом ЗИП,

$$t_{раб} = 0,001 t_c T_p, \quad (54)$$

где t_c — средняя паработка изделия за сутки эксплуатации, ч/сут; T_p — средняя продолжительность рейса, сут.

При автономном промысле число изделий m принимается равным их числу на одном судне m_c . В случае экспедиционного или прибрежного промысла, когда в одном районе одновременно работают N_c судов,

$$m = m_c N_c. \quad (55)$$

В качестве примера рассмотрим расчет одиночного комплекта запасных вкладышей рамовых подшипников для вспомогательного двигателя 6NVD-24. На судне установлено два таких двигателя. Из рейсовых отчетов известно, что при суммарной паработке $t_{сум}=25786$ ч было израсходовано 48 вкладышей на все двигатели за весь период наблюдения.

Требуется определить одиночный комплект ЗИП на один двигатель при двух вариантах организации промысла: при автономном промысле ($t_c=14$ ч/сут и $T_p=160$ сут) и при экспедиционном промысле в группе из восьми судов ($t_c=14$ ч/сут и $T_p=160$ сут).

Определяем удельный расход ЗИП (в шт./тыс. ч)

$$Z_{уд} = \frac{1000 \cdot 48}{25786} = 1,86$$

и суммарные паработки при автономном промысле

$$t_{раб} = 0,001 \cdot 14 \cdot 160 = 4,48 \text{ тыс. ч}$$

и при экспедиционном промысле

$$t_{\text{раб}} = 0,001 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 14 \cdot 160 = 35,84 \text{ тыс. ч.}$$

Вычисляем одиночный комплект запасных частей для первого варианта организации промысла

$$m_{\text{ЗН}} = (1,86 \cdot 4,48 + 1,65 \sqrt{1,86 \cdot 4,48} - 0,5) \frac{1}{2} = 6,3.$$

Округляя до ближайшего целого числа, принимаем $m_{\text{ЗН}} = 6$ вкладышам на один двигатель.

Поскольку на судне имеются два одинаковых двигателя, бортовой запас может быть принят равным 13 вкладышам.

Для второго варианта получаем

$$m_{\text{ЗН}} = (1,86 \cdot 35,84 + 1,65 \sqrt{1,86 \cdot 35,84} - 0,5) \frac{1}{2,8} = 5.$$

Таким образом, на каждое судно, входящее в экспедиционную группу, должно быть выдано по 10 подшипников.

Приведенный пример дает наглядное представление о влиянии числа обслуживаемых объектов на требуемое число запасных частей. Уменьшение одиночного комплекта ЗИП для второго варианта организации промысла объясняется тем, что в случае перерасхода подшипников на одном судне их можно получить на другом. Чем больше объектов, тем меньше вероятность потери работоспособности каждого из них из-за нехватки ЗИП.

Отметим, что при $0 < m_{\text{ЗН}} < 1$ следует во всех случаях принимать $m_{\text{ЗН}} = 1$. Результаты расчета комплектов ЗИП целесообразно оформлять в табличной форме (табл. 15).

Таблица 15

Наименование ЗИП	Обозначение ЗИП	Ремонтный комплект ЗИП на 10 судов					Одиночный комплект	Групповой аварийный на 10 судов
		СР № 1	СР № 2	КР № 1	КР № 2	за год		
Уплотнения лопастей	572/34-22.65-35	30	30	30	30	14	3	—
Лопасть	577/54-58.65-11	1	2	15	30	3	1	—
Болт крепления лопасти	543/234-2.65-42	6	12	60	60	10	6	—
Участок облицовки	187/345.654-16	1	3	5	3	1	—	1
Набор дейдвудного подшипника из ДСП	1234-876.654-11	3	4	10	10	3	—	1
Гребной вал в сборе	575/21-343.6	—	—	1	2	1	—	0,2
Облицовка	375/543-34.76-45	—	—	5	7	1	—	—

Примечание. СР — средний ремонт; КР — капитальный ремонт; число ремонтов за срок службы судна (18 лет) составляет: СР № 1—3, СР № 2—3, КР № 1—1 и КР № 2—1.

В заключение отметим, что на судне кроме определенного указанного выше способом комплекта ЗИП должен находиться ЗИП, регламентированный правилами Регистра СССР.

Нормы надежности основного оборудования дизельных установок

Эффективность мероприятий по повышению качества изделий, входящих в состав оборудования ДУ, во многом зависит от совершенства требований обеспечения надежности изделий как в процессе их изготовления, так и при модернизации по результатам наблюдений в эксплуатации.

Рассмотрим основные принципы составления требований по надежности изделий судовой техники, входящих в состав ДУ.

К основным изделиям, от которых в первую очередь зависит ремонтно-эксплуатационный цикл судна в целом, относятся судовые дизели и гребное устройство. Как уже отмечалось, для этих изделий долговечность и ремонтпригодность оцениваются с помощью показателей, отражающих периодичность и объемы ремонтов и технических обслуживаний. В частности, к показателям надежности дизелей в соответствии с ГОСТ 10 150—75 относятся назначенные ресурсы: непрерывной работы, до полной переборки, до переборки, до капитального ремонта, полный ресурс.

Под ресурсом непрерывной работы понимается ресурс до первого технического обслуживания, требующего останова двигателя. Отметим, что в ГОСТ 10 150—75 требования к ресурсам тепловозных дизелей связаны с периодичностью технического обслуживания тепловоза, т. е. пробегом тепловоза до профилактического осмотра, до большого профилактического осмотра и до заводского ремонта. Имеются все основания для применения этого принципа и к судовым дизелям, исходя из периодичности технических обслуживаний и ремонтов судна. При этом следует учитывать уровень ресурсов, достигнутый у лучших образцов дизелей применительно к соответствующему уровню форсировки по частоте вращения и среднему эффективному давлению.

Выбор требуемого назначенного ресурса для главного двигателя можно проиллюстрировать следующим примером. Разрабатывается техническое задание на проектирование траулера с главным двигателем мощностью 3000 кВт при частоте вращения 250 об/мин. Предполагаемая суточная наработка 20 ч/сут. Максимальная длительность рейса 175 сут. Для судов этого типа планируется следующий эксплуатационно-ремонтный цикл: через два рейса выполняется техническое обслуживание № 1, через четыре рейса — малый ремонт № 1, через шесть рейсов — техническое обслуживание № 2, через восемь рейсов — большой ремонт № 1, через шестнадцать рейсов — большой ремонт № 2, через двадцать четыре рейса — большой ремонт № 3 и через тридцать два рейса судно списывается.

Отсюда нетрудно определить требуемые назначенные ресурсы для двигателя: до переборки $t_n = 20 \cdot 2 \cdot 175 = 7000$ ч, до полной переборки $t_{п.п} = 20 \cdot 4 \cdot 175 = 14000$ ч, до капитального ремонта $t_{к.р} = 20 \cdot 8 \cdot 175 = 28000$ ч, либо $t_{к.р} = 20 \cdot 16 \cdot 175 = 56000$ ч, до списания (полный ресурс) $t_{полн} = 20 \cdot 32 \cdot 175 = 112000$ ч.

Достигнутый уровень долговечности дизеля отражен в ГОСТ 10 150—75. Ресурсы, приведенные в нем, должны обеспечиваться дизелестроительной промышленностью и в основном отвечают требованиям эксплуатации на судах флота рыбной про-

Таблица 16

Диаметр цилиндра, мм	Частота вращения, об/мин	Удельная масса (по ГОСТ 4393-74), кг/л. с.	Назначенные ресурсы до переборки (в тыс. ч) для дизелей			
			без наддува	с наддувом при среднем эффективном давлении, МПа		
				до 1 (до 0,7)	1-1,5 (0,7-1)	свыше 1,5
130-200	1000-2000	1-2	4	3,5	3	—
180-350	900-1500	Свыше 2-3	5	4	3	—
		3-4	—	5	4,5	4
		4-7	6	6	5	4
		7-1,2	7	7	6	5
		3-5	—	5	4,5	4
300-650	500-900	5-12	6	6	5	4
		Свыше 12	7	7	6	5
		6-12	—	—	5	4
		12-25	8	7	6	5
		Свыше 25	9	8	7	6
400-800	100-200	15-30	—	7	7	5,5
		Свыше 30	—	8	7	6,0
		25-35	—	9	8	7

Примечание. В скобках указано среднее эффективное давление для двухтактных дизелей.

Таблица 17

Диаметр цилиндра, мм	Частота вращения, об/мин	Удельная масса (по ГОСТ 4393-74) кг/л. с.	Назначенные ресурсы до капитального ремонта (в тыс. ч) для дизелей			
			без наддува	с наддувом при среднем эффективном давлении, МПа		
				до 1 (до 0,7)	1-1,5 (0,7-1)	свыше 1,5
130-200	1000-2000	1-2	9	9	7	—
180-350	900-1500	2-3	10	9	8	—
		3-4	—	28	26	22
		4-7	32	32	28	25
		7-12	36	36	32	28
		3-5	—	28	25	22
300-650	500-900	5-12	32	32	28	25
		Свыше 12	36	36	32	28
		6-12	—	—	32	28
		12-25	45	40	36	32
		Свыше 25	50	45	40	36
400-800	100-200	15-30	—	90	80	70
		Свыше 30	—	100	90	80
		25-35	—	100	90	90

Примечание. В скобках указано среднее эффективное давление для двухтактных дизелей.

мышленности. В этом государственном стандарте требуемые величины назначенных ресурсов даны в зависимости от диаметра цилиндра, удельной массы двигателей, частоты вращения и среднего эффективного давления. При этом величины ресурсов для судовых дизелей могут изменяться в следующих пределах: непрерывной работы 500-600 ч, до переборки 6000-9000 ч (табл. 16), до капитального ремонта 32 000-100 000 ч (табл. 17).

Ресурс до списания в стандарте не указан. Исходя из опыта эксплуатации дизелей, можно считать, что полный ресурс может быть принят равным назначенному ресурсу до капитального ремонта либо величине, равной 1,8 назначенного ресурса до капитального ремонта. Последнее предложение основано на том, что после ремонта ресурс до следующего момента достижения предельного состояния уменьшается на 20%.

В табл. 18 и 19 приведены предложения по выбору назначенных ресурсов для гребного устройства и его элементов. Дости-

Таблица 18

Тип смазки	Категория ремонта	Основные работы	Ресурсы (в тыс. ч) при n, об/мин			
			>400	400-250	250-150	<150
Водяная	Средний	Замена набора дейдвудного подшипника	2-5	5-10	10-20	20-25
	Капитальный	Восстановление (замена) облицовки вала	5-10	20-30	30-40	40-60
Масляная и уплотнение «Симплекс»	Средний	Замена резиновых уплотнений. Проточка гребного вала	—	—	20-25	20-25
	Капитальный	Перезаливка подшипников	—	—	40-60	40-60

Таблица 19

Элемент	Способ восстановления	Ресурсы (в тыс. ч) при n, об/мин			
		>400	400-250	250-150	<150
Гребной вал	Списание	30	60	120	120
Носовая часть облицовки	Замена	4	8	15	30
Облицовка	»	8	15	30	60
Планки дейдвудного набора (бакаут и другие материалы)	»	4	8	15	25
Резиновые уплотнения	»	—	—	20	25
Баббитовые вкладыши	Перезаливка	—	30	60	120
Лопастей гребного винта из углеродистой стали нержавеющей стали латуни ЛМц Ж55-3-1 бронзы АЖН9-4-4 бронзы «Нева»	Замена	6	8	15	20
	»	—	60	60-90	120
	»	10	15	25	30
	»	—	—	120	120
	»	30	40	60-80	60-100

путый уровень долговечности винтов регулируемого шага характеризуется следующими назначенными ресурсами: до среднего ремонта (дефектация ВПЛ) 20 000 ч, до капитального ремонта (полный ремонт МИШ и ВПЛ) 40 000 ч.

Такие показатели достигнуты и учтены в технической документации для судов типа «Альпинист» при частоте вращения вала 250 об/мин.

Практика показывает, что назначенные ресурсы ВРШ до ремонта лимитируются не столько изнашиванием в узлах трения механизмов МИШ и поворота лопастей, сколько коррозионными разрушениями ступицы и лопастей, износом и усталостной прочностью гребного вала и другими видами постепенных отказов, которые в принципе являются недопустимыми и могут быть предотвращены путем соответствующих конструктивно-технологических мероприятий.

Вопрос о назначении ресурса изделий серийного производства обычно приходится рассматривать при комплектовании судна оборудованием. В этом случае может решаться обратная задача — выбор изделия по известному и требуемому назначенным ресурсам. Например, на транспортные рефрижераторы, двигатели которых в условиях Дальнего Востока наработывают всего 2500 ч в год, достаточно установить дизель с полным ресурсом, равным 50 000—60 000 ч. Следовательно, в этом случае с точки зрения долговечности предпочтение следует отдать более легкому и дешевому среднеоборотному двигателю по сравнению с тяжелым малооборотным дизелем.

Требования к долговечности изделий, комплектующих ДУ, неразрывно связаны с показателями, характеризующими их безотказность, и прежде всего с коэффициентом готовности. Например, для дизелей, применяемых в качестве главных двигателей, требуемый назначенный ресурс должен обеспечиваться при $K_r = 0,997$. Для элементов гребного устройства этот показатель должен быть еще выше — 0,999. Эти величины относятся к лучшим образцам изделий. Многие двигатели, которые используются на промысловых судах, еще не достигли этих показателей (табл. 20). Коэффициент гребных устройств в большинстве случаев превышает 0,999, если суда работают в умеренных условиях. При работе в ледовых условиях коэффициент готовности может снижаться до 0,993—0,997 из-за повреждения лопастей гребного винта.

Перспективным комплексным показателем для оценки надежности является удельная суммарная трудоемкость технического обслуживания дизелей и удельная суммарная трудоемкость ремонтов для любых изделий.

Для малооборотных главных двигателей нормативная удельная суммарная трудоемкость технического обслуживания обычно составляет 550—700 чел.-ч/тыс. ч, или 0,08—0,1 чел.-ч/тыс. кВт·ч, а для вспомогательных двигателей — 110—150 чел.-ч/тыс. ч, или

Таблица 20

Марка дизеля (обозначение по ГОСТ 4393-74)	Тип судна	Число обсл.-ваемых двигателей N дв	Период наблюдений, гг.	$t_{0, \text{сут}}$	$t_{0, \text{ч в год}}$	$t_{0, \text{ч}}$	$\gamma_{0, \text{ч}}$	K_r	$\gamma_{0, \text{ч/тыс. ч}}$
12РС-2 (12СН 46/48)	ПТР типа «Остров Русский»	10	1971—1975	7,5	2200	585	1,76	0,997	3,77
16РС-2 (16СН 46/48)	ПТР типа «Охотское море»	4	1972—1975	7,7	2200	592	1,78	0,997	3,74
7GV 760/150 (7ДКРН76/150)	ПТР типа «Камчатские горы»	4	1971—1975	8,2	2300	528	9,68	0,982	22
ЗД100	ПТР типа «Сибирь»	60	1971—1975	6,3	1700	326	38,65	0,894	119
6L525 IPS (6ЧРН52,5/72)	ПСТ типа «Баренцево море»	2	1976	20,2	5850	195	1,87	0,991	15,1
8NZD72/48A (8ДРН48/72)	РТМ-С типа «Прометей»	6 8	1976 1977	20,2 20,4	6060 6100	298 660	1,58 2,6	0,9947 0,9961	16,71 11,9
8NVD48A-2 (8ЧРП 32/48)	СТР типа «Альпинист»	10	1976	17	4870	282	1,3	0,9954	7,89
6ЧН18/22 (6ЧН18/22)	ПСТ типа «Баренцево море»	4	1976	5,36	1550	276	0,64	0,9977	4,1
То же	СРТ типт «Альпинист»	20	1976	3,18	2100	2207	4	0,9982	2,02
8NVD26/20A-1 (6ЧН20/26)	РТМ-С типа «Прометей»	20 20	1976 1977	13 15	3900 4200	620 776	3 3,5	0,9952 0,9961	10,66 8,6

0,15—0,2 чел.-ч/тыс. кВт.ч. Фактические значения могут в 1,5—2 раза отличаться от этих значений.

У современных среднеоборотных двигателей эти показатели отличаются в лучшую сторону. Например, по сведениям французской фирмы «Пилстик» удельная суммарная трудоемкость технического обслуживания двигателя 12 РС2-5 (мощность 5200 кВт) составляет 152 чел.-ч/тыс. ч, или 0,03 чел.-ч/тыс. кВт.ч. Эти данные относятся к идеальным условиям эксплуатации. На практике следует ожидать больших величин.

Признавая важность количественной оценки показателей надежности изделий судовой техники, вместе с тем не следует забывать, что для повышения надежности большое значение имеет изучение основных видов отказов, которые должны предотвращаться путем соответствующих конструктивных и технологических решений, поэтому при предъявлении требований к надежности конкретных изделий заказчик должен знать о возможных недостатках аналогичных изделий и указывать на них разработчику нового изделия.

Методы обоснования показателей надежности на стадии проектирования оборудования дизельных установок

Для флота рыбной промышленности большое значение имеет подтверждение показателей надежности еще на стадии согласования ТУ на изделие или карты уровня качества. К сожалению, многие поставщики изделий судовой техники не дают подобных обоснований, ссылаясь на отсутствие методики или необходимых исходных данных. Некоторый прогресс в этой области наметился в связи с внедрением на флоте рыбной промышленности системы сбора и обработки информации. Однако даже в этом случае остается нерешенным вопрос о том, как подтвердить показатели надежности на стадии проектирования и прежде всего ресурсы до ремонтов, если еще не накоплен статистический материал.

Известно, что одним из возможных путей решения этой проблемы является проведение ускоренных испытаний на стенде завода. Уже сейчас можно говорить об эффективности ускоренных испытаний в связи с выявлением слабых узлов, явных отказов и недостатков, что способствует доводке изделия в более короткие сроки. Но и в этом случае очень трудно с достаточной достоверностью определять ресурсы до ремонтов, так как не всегда удается точно моделировать реальные условия эксплуатации на стенде.

В этих условиях актуальной проблемой можно считать разработку и совершенствование расчетных методов прогнозирования надежности на стадии проектирования и выбора необходимых конструктивных характеристик элементов изделия, обеспечивающих требуемые показатели его долговечности. Решение этой задачи сводится к нахождению зависимости между показателями обеспечения надежности (запасом прочности, износостойкости,

коррозионной стойкости и др.) и гамма-процентным ресурсом элемента применительно к основным видам отказов (усталостной прочности, изнашиванию, коррозии и др.). Подобные зависимости называются моделями отказов, и их следует устанавливать для наиболее ответственных узлов механизмов, долговечность которых лимитирует назначенные ресурсы до ремонтов различных видов или до списания. При этом могут изучаться отказы двух видов — допустимые и недопустимые.

К допустимым относятся предупреждаемые постепенные контролируемые отказы, предупреждение которых должно выполняться при ремонте рассматриваемого вида. Например, у дизелей к таким отказам можно отнести: изнашивание канавки в поршне для поршневого кольца (кепа), изнашивание цилиндрической втулки, изнашивание мотылевых и рамовых подшипников и др. У дейдвудного устройства к отказам той же категории можно отнести нарастание зазора в подшипнике из-за изнашивания набора и облицовки гребного вала, а также износ облицовки в районе носового уплотнительного сальника. У винта регулируемого шага к подобному отказу можно отнести изнашивание сухаря механизма поворота лопастей.

Для допустимых отказов назначенные ресурсы могут приниматься равными 80%-ным ресурсам элементов, т.е. вероятность достижения предельного состояния может достигать 20% (не более). Допустимый отказ характеризуется тем, что достижение соответствующего ему предельного состояния еще не означает потери работоспособности. Кроме того, при таких отказах имеется возможность контролировать скорость изменения технического состояния изделия допустимыми инженерными средствами при очередных освидетельствованиях или с помощью средств безразборной диагностики.

К недопустимым отказам относятся постепенные и внезапные отказы, наступление которых не удается контролировать доступными (штатными) инженерными средствами. Характерным примером недопустимых отказов является усталостное разрушение деталей оборудования с ДУ (коленчатых валов, гребных валов, шатунов, поверхности баббитовых подшипников и др.). Подобные отказы приводят к наиболее опасным последствиям из-за возникновения аварийных ситуаций и большого объема ремонтных работ, поэтому обеспечение достаточного запаса прочности деталей машин на весь срок их службы — важная задача для разработчика изделия. Это значит, что гамма-процентный ресурс детали по недопустимому отказу должен быть значительно больше, чем по допустимому.

Применительно к усталостным разрушениям в технической литературе по несущей способности деталей машин рекомендуется запас прочности выбирать с учетом 95%-ного ресурса по трещинообразованию. Опыт подтверждает достаточность соблюдения этого условия для предотвращения образования усталостных трещин за весь срок службы детали.

Решение задач по обеспечению гамма-процентных ресурсов элементов выполняется, как уже отмечалось, на основе построения моделей отказов. При изучении моделей отказов, пригодных для инженерных расчетов, необходимо по возможности вводить такие допущения, которые упрощали бы расчетные зависимости и позволяли использовать доступные исходные данные. Чаще всего эти требования к моделям отказов можно удовлетворить благодаря вероятностной природе рассматриваемых явлений и сравнительно большому рассеиванию исследуемых случайных величин.

Рассмотрим наиболее характерные модели отказов, позволяющие обеспечивать требуемую долговечность элементов изделий как на стадии проектирования, так и при разработке мероприятий по повышению надежности изделия в эксплуатации. Построение моделей отказов заключается в определении интегральной функции распределения вероятностей достижения предельного состояния в зависимости от требуемой наработки и показателей обеспечения надежности, к которым относятся запас прочности, износостойкость, коррозионная стойкость и др. В большинстве случаев [50] подобные модели отказов основываются на предположении о соответствии распределения величин, характеризующих техническое состояние элемента, нормальному закону. Это приводит к распределению наработки до предельного состояния по закону Бернштейна. Такое распределение находится в достаточном согласии с опытными данными при условии линейной характеристики вредного процесса и при сравнительно небольшом значении коэффициента вариации ($V < 0,3$).

Более универсальное и простое решение той же задачи можно получить с помощью логарифмически-нормального закона распределения [19]. В этом случае удается получать искомые функции распределения применительно к любым постепенным отказам со степенной характеристикой вредного процесса. Большинство видов постепенных отказов благодаря ощутимой дисперсии случайных величин измеряемых признаков могут быть приведены именно к такой модели. В частности, степенными зависимостями можно с приемлемой для практики точностью аппроксимировать усталостные разрушения всех видов (от осевых, скручивающих и изгибных напряжений до контактных воздействий на поверхность и т. п.), изнашивание в узлах трения, коррозионный износ, эрозийные разрушения и многие другие.

Рассмотрим наиболее важные для практики модели постепенных отказов, построенные на основе изложенных выше принципов.

Прогнозирование усталостной прочности деталей оборудования дизельных установок

В инженерных расчетах применяется следующая зависимость между величиной разрушающих напряжений σ_p и числом циклов до разрушения N_p :

$$\sigma_p = \sigma_{-1} \left(\frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (56)$$

где σ_{-1} — предел усталости при базовом числе циклов N_0 ;
 m — показатель кривой усталости, который может изменяться от 3 до 10 [41].

Параметры m , σ_{-1} и N_0 являются характеристиками металла, конфигурации поверхности и условий работы детали.

Для обеспечения высокой, например 95%-ной, вероятности неразрушения детали за назначенный ресурс необходимо учитывать возможное рассеивание величины [5], которое оценивается коэффициентом вариации этой величины V_p . Определенное рассеивание имеет и величина фактических напряжений σ_ϕ , что учитывается коэффициентом вариации V_ϕ . Тогда с помощью логарифмически-нормального закона распределения можно получить формулу для определения запаса прочности, обеспечивающего заданную вероятность неразрушения P ,

$$K = \frac{\sigma_p}{\sigma_\phi} = \exp \left(U_y b + \frac{1}{2} b^2 \right) \quad (57)$$

где U_y — квантиль нормального распределения, зависящая от вероятности неразрушения (рис. 1); при $P=0,95$, $U_y = 1,65$;
 b — параметр формы распределения.

$$b = \sqrt{\ln(1+V_p^2)(1+V_\phi^2)} \quad (58)$$

Для примера рассмотрим стальной гребной вал, для которого $\sigma_{-1}=50$ Па, $m=5$ и $N_0=10^7$ циклам. Необходимо определить допускаемые напряжения в валу σ_d , которые обеспечили бы долговечность гребного вала в течение срока службы, равного 20 годам, при средней частоте вращения 165 об/мин и годовой наработке 5000 ч. Известно, что $V_p=0,1$ и $V_\phi=0,2$.

Задача решается в следующей последовательности. Вычисляется число циклов за 20 лет

$$N = 20 \cdot 5000 \cdot 165 \cdot 60 = 9,9 \cdot 10^8.$$

Определяется величина разрушающих напряжений (математическое ожидание) после наработки $9,9 \cdot 10^8$ циклов

$$\sigma_p = 50 \left(\frac{10^7}{9,9 \cdot 10^8} \right)^{\frac{1}{5}} = 19,95 \text{ Па.}$$

Рассчитывается запас прочности при $P=0,95$ ($U_y = 1,65$);

$$K = \exp(1,65 \cdot 0,22 + 0,5 \cdot 0,22^2) = 1,48.$$

В данном случае параметр формы был определен по формуле

$$b = \sqrt{\ln(1+0,1^2)(1+0,2^2)} = 0,22.$$

В заключение можно найти допускаемые напряжения, обеспечивающие усталостную прочность гребного вала за весь срок его службы,

$$\sigma_d = \frac{19,95}{1,48} = 13,5 \text{ Па.}$$

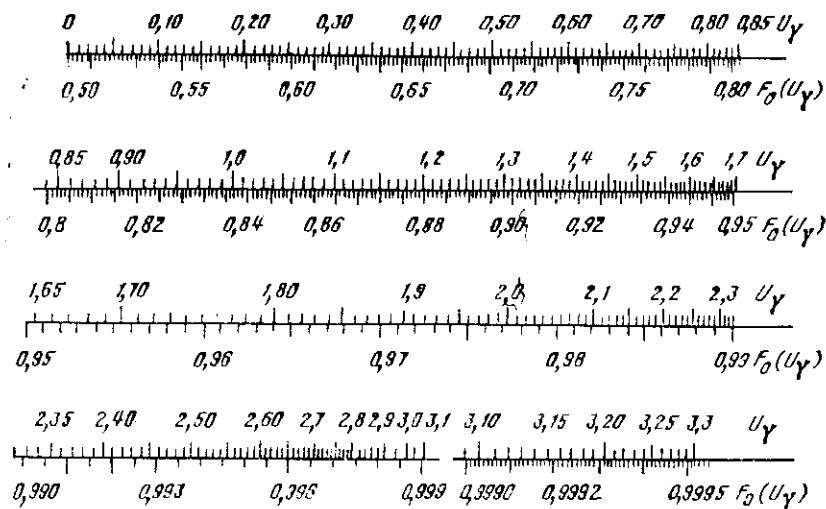


Рис. 1. Квантили нормального распределения.

Обратная задача по определению гамма-процентного ресурса решается с помощью формулы

$$N_\Phi = \frac{N_6}{\exp\left(U_\gamma b + \frac{1}{2} b^2\right)^m} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_\Phi}\right)^m, \quad (59)$$

где σ_Φ — действующие фактические напряжения.

На основе этой формулы можно получить зависимость для определения допускаемых напряжений σ_d или требуемых прочностных размеров $d_{тр}$, обеспечивающих 95%-ую вероятность неразрушения за назначенный ресурс до списания детали $t_{тр}$ по данным о вероятности обнаружения трещин $F(t)$ за фактический срок службы t_Φ ,

$$\sigma_d = \sigma_\Phi \left(\frac{t_\Phi}{t_{тр}}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\exp\left(bU_\Phi + \frac{1}{2} b^2\right)}{\exp\left(1,65b + \frac{1}{2} b^2\right)}, \quad (60)$$

где σ_Φ — действующие напряжения в детали, Па;

U_Φ — квантиля, соответствующая известной вероятности обнаружения трещин $F(t)$ за время t_Φ .

Например, при $b=0,2$, $m=5$, $t_\Phi=30$ тыс. ч, $t_{тр}=120$ тыс. ч. $U_\Phi=0,842$ [при $F(t)=0,2$] и $\sigma_\Phi=30$ Па имеем

$$\sigma_d = 30 \left(\frac{30}{120}\right)^{\frac{1}{5}} \frac{\exp(0,2 \cdot 0,842 + 0,5 \cdot 0,2^2)}{\exp(0,2 \cdot 1,65 + 0,5 \cdot 0,2^2)} = 19,3 \text{ Па.}$$

Если действующие напряжения в детали неизвестны, то для расчета диаметра вала можно применить следующую формулу:

$$d_{тр} = d_\Phi \sqrt[3]{\left(\frac{t_{тр}}{t_\Phi}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\exp 1,65b}{\exp U_\Phi b}}. \quad (61)$$

Поскольку на практике иногда бывает трудно получить сведения о параметрах кривой усталости детали, допустимо в первом приближении принять $b=0,2$ и $m=5$, тогда

$$d_{тр} = 1,12 d_\Phi \sqrt[3]{\left(\frac{t_{тр}}{t_\Phi}\right)^{0,2} \exp(-0,2 U_\Phi)}. \quad (62)$$

Пусть необходимо определить требуемый диаметр гребного вала, при котором прекратилось бы образование трещин за весь срок службы (20 лет). Известно, что при диаметре 280 мм вероятность обнаружения трещин составила 0,3 за 6 лет эксплуатации. По рис. 1 находим, что величине $F(t)=1-0,3=0,7$ соответствует квантиль $U_\Phi=0,5244$.

С помощью формулы (62) находим

$$\frac{d_{тр}}{d_\Phi} = 1,12 \sqrt[3]{\left(\frac{20}{6}\right)^{0,2} \exp(-0,2 \cdot 0,5244)} = 1,172.$$

Таким образом, для предотвращения поломок гребных валов необходимо увеличить диаметр гребного вала до $1,172 \cdot 280 = 328$ мм.

Увеличение прочностных размеров, например диаметра вала, — не единственный способ повышения прочности и долговечности деталей по трещинообразованию. Ту же задачу можно решить применением более прочного материала, устранением концентраторов напряжений путем увеличения радиуса галтелей, обеспечением более надежной защиты вала от воздействия агрессивной среды и т. и. Подобные факторы влияют на параметры кривой усталости m и σ_{-1} , что позволяет определять долговечность детали расчетными методами при наличии данных об указанных параметрах.

Рассмотренный принцип оценки усталостной прочности деталей позволяет учитывать еще один фактор, влияющий на долговечность, — условия эксплуатации. Известно, что с ухудшением условий эксплуатации увеличивается и дисперсия случайных величин, характеризующих эти условия. Например, если судно предназначено для работы в умеренных условиях на свободной воде, то нагрузки на гребной винт и вал будут значительно более стабильны и ближе к своей средней величине, чем при работе судов в ледовых условиях. В первом случае коэффициент вариации нагрузок может составлять 0,1—0,3, а во втором достигать 0,5—1. Для учета влияния этого фактора на прочностные размеры можно применить следующую формулу:

$$K = \sqrt[3]{\frac{\exp(1,65b_\gamma + 0,5b^2)_j}{\exp(1,65b_n + 0,5b^2)}} = 0,89 \sqrt[3]{\exp(b_\gamma 1,65 + 0,5b^2)}, \quad (63)$$

где K — коэффициент, учитывающий необходимость увеличения диаметра вала применительно к данным условиям по сравнению с диаметром, рассчитанным для идеальных условий при $b_n=0,2$;

u — индекс, обозначающий идеальные условия эксплуатации;
 y — индекс, обозначающий рассматриваемые условия эксплуатации.

Предположим, что параметр формы b_y , зависящий от коэффициента вариации [см. формулу (12)], принимает следующие значения: 0,2 при идеальных, 0,4 при умеренных и 0,7 при тяжелых (например, ледовых) условиях эксплуатации. Тогда коэффициент K , определенный по формуле (63), составит: 1 для идеальных, 1,14 для умеренных условий и 1,42 для тяжелых условий эксплуатации. Это значит, что если при идеальных условиях диаметр гребного вала составит 280 мм, то для умеренных условий его следует увеличить до 1,14·280=319 мм, а для тяжелых ледовых условий — до 1,42·280=398 мм.

Подобный подход к обеспечению усталостной прочности деталей оборудования ДУ является наиболее перспективным и удобным для инженерной практики. В то же время для его развития необходимо систематически проводить экспериментальные исследования для накопления сведений о фактических значениях коэффициента вариации действующих нагрузок применительно к различным условиям эксплуатации. В частности, для гребных валов и других ответственных деталей ДУ эта задача решается путем проведения тензометрирования этих деталей в натуральных условиях.

Опыт эксплуатации многих дизелей (например, 4NVD-24, 6NVD-24, 8NVD-36, 8NVD-48, 8ДР43/61 и др.) показывает, что долговечность их подшипников лимитируется не столько износом, сколько образованием усталостных трещин на поверхности баббитовых вкладышей. Изучение физической природы этого явления позволяет предположить, что рассматриваемый вредный процесс также характеризуется степенной зависимостью долговечности от нагрузки с показателем $m=4$. Обработка статистических данных о случаях обнаружения трещин на поверхности баббитовых вкладышей рассмотренных дизелей позволила получить следующую формулу для расчета математического ожидания наработки до достижения предельного состояния подшипников по трещинообразованию в зависимости от действующей величины удельного давления на подшипник p , тактности $i_{\text{диз}}$ и частоты вращения дизеля n :

$$t_0 = \left(\frac{364}{p}\right)^4 \cdot \frac{i_{\text{диз}}}{n} \quad (64)$$

Рассматриваемый вид отказа можно отнести к допустимому предупреждаемому отказу, поскольку образование трещин на поверхности еще не означает выхода из строя двигателя и он зачастую долго работает с такими подшипниками до планового ремонта, поэтому назначенный ресурс баббитовых подшипников можно принимать равным 80%-ному ресурсу по трещинообразованию.

Для получения рабочей формулы расчета гамма-процентного ресурса с помощью интегральной функции распределения необходимо иметь данные о коэффициенте вариации прочностных характеристик баббитового вкладыша или о коэффициенте вариации наработки до достижения предельного состояния. В частности, согласно результатам обработки статистической информации вы-

хода из строя баббитовых вкладышей, работающих в тяжелых условиях (на вспомогательных и главных двигателях, когда замена вкладышей может выполняться судовым экипажем в море), коэффициент вариации $V=1$, что соответствует параметру формы $b=0,83$. Для умеренных условий эксплуатации, когда замена вкладышей выполняется только в заводских условиях, величина b может быть принята равной 0,55.

В рассматриваемом случае формула для расчета гамма-процентного ресурса имеет вид

$$t_\gamma = t_0 \exp[-(U_\gamma b + 0,5b^2)]. \quad (65)$$

При $\gamma=80\%$ формула принимает вид

$$t_\gamma = t_0 \exp[-(0,842b + 0,5b^2)]. \quad (66)$$

Отсюда легко найти величину 80%-ного ресурса для тяжелых условий эксплуатации

$$t_\gamma = 0,35t_0$$

и для умеренных условий

$$t_\gamma = 0,54t_0.$$

Определим назначенный ресурс баббитовых подшипников дизеля 6NVD-24 при $n=750$ об/мин, $i_{\text{диз}}=4$ и удельном давлении на подшипник $p=14$ МПа. Двигатель работает в тяжелых условиях.

В первую очередь находим математическое ожидание наработки

$$t_0 = \left(\frac{364}{14}\right)^4 \cdot \frac{4}{750} = 2437 \text{ ч.}$$

С помощью этой величины находим назначенный ресурс до освидетельствования подшипников при тяжелых условиях

$$t_{80} = 0,35 \cdot 2437 = 853 \text{ ч}$$

и при умеренных условиях

$$t_{80} = 0,54 \cdot 2437 = 1316 \text{ ч.}$$

Для сравнения отметим, что при частоте вращения 360 об/мин (двигатель 8NVD-36) для тех же условий средний ресурс составит 5077 ч, а 80%-ный ресурс при умеренных условиях 2742 ч.

Прогнозирование износостойкости элементов оборудования дизельных установок

Изнашивание является основным допустимым видом предупреждаемых постепенных отказов. С его помощью устанавливаются назначенные ресурсы оборудования ДУ и других элементов судна. В большинстве случаев износостойкость можно описать с помощью формулы [19]

$$t_0 = C_0 \Delta h_{\text{пр}}, \quad (67)$$

где t_0 — математическое ожидание наработки до предельного состояния (средний ресурс), тыс. ч;

C_0 — математическое ожидание износостойкости узла, тыс. ч/мм;

$\Delta h_{\text{пр}}$ — назначенное предельное состояние (износ, зазор), мм.

Из опыта работы следует, что для определения гамма-процентного (обычно 80%-ного) ресурса в данном случае можно применять как логарифмически-нормальное распределение, так и распределение Вейбулла. В последнем случае величина гамма-процентного ресурса получается несколько большей. По этой причине при изучении износных отказов следует отдавать предпочтение распределению Вейбулла.

Как было показано выше для случая распределения по закону Вейбулла, вероятность достижения предельного состояния за время t зависит от величины параметров формы b и масштаба a , которые в свою очередь связаны с коэффициентом вариации и математическим ожиданием в соответствии с формулами (12), (13) и (21).

От этих же параметров зависит и гамма-процентный ресурс

$$t_{\gamma} = \frac{t_0}{K(b)} b \sqrt{\ln \frac{100}{\gamma}} = a b \sqrt{\ln \frac{100}{\gamma}}. \quad (68)$$

Из формулы (68) видно, что для прогнозирования долговечности основных деталей изделий на стадии проектирования необходимо знать величины износостойкости, предельного состояния и коэффициента вариации.

Необходимую величину износостойкости можно получить экспериментальными методами на стенде в условиях, максимально приближенных к условиям эксплуатации. Обычно износостойкость изучается с помощью специальных износных машин. Если экспериментальные данные для рассматриваемого изделия отсутствуют, то можно воспользоваться средней износостойкостью узла изделия-прототипа.

Если условия эксплуатации узла отличаются от лабораторных только скоростью относительного перемещения сопрягаемых поверхностей v и удельным давлением этих поверхностей друг на друга p , а другие условия остаются неизменными (смазка, материал поверхностей, температура и др.), то в первом приближении допускается определять износостойкость исследуемого изделия по формуле

$$C_{ii} = C_{ii} \frac{p_{ii} v_{ii}}{p_{ii} v_{ii}}, \quad (69)$$

где ii — индекс, относящийся к параметрам исследуемого изделия;
 ii — индекс, относящийся к параметрам изделия-прототипа.

Обычно предельные величины зазоров и износов устанавливаются поставщиками изделий и включаются в инструкции по техническому обслуживанию. Отметим, что не всегда предельные величины имеют достаточное обоснование. Подобные обоснования должны выполняться путем экспериментальных исследований зависимости между величиной зазора или износа и признаками, характеризующими потерю работоспособности изделия. Очевидно, что такой способ весьма трудоемок и требует предварительно разработанной теоретической основы для каждого вида отказа.

Деталь (узел)	Вид износа	Расчетные формулы, мм	
Цилиндропоршневая группа	Втулки цилиндра	По диаметру	$U_{np} = 0,017 \cdot \frac{D}{P_e C_m}$
		Овальность	$O_{np}^n = 0,0063 \cdot \frac{D}{P_e C_m}$
	Поршневые кольца	Зазор в стыке	$S_{np}^s = 0,066 \cdot \frac{D}{P_e C_m}$
		Зазор по высоте	$S_{np}^h = 0,2 + 0,045 h$
	Поршень	Овальность тронка	$O_{np}^{tr} = 0,87 D \cdot 10^{-3}$
Втулка цилиндра — тронк поршня	Зазор на диаметр	$S_{np}^{x-r} = 0,28 D \cdot 10^{-2}$	
Головное соединение	Поршневой палец (цапфа)	Овальность	$O_{np}^{pl} = 0,02 + 0,33 d_{пл} \cdot 10^{-3}$
		Конусность	$K_{np}^{pl} = (0,2 + 0,3) l_{r.в} \cdot 10^{-3}$
	Головная втулка (подшипник)	Овальность	$O_{np}^{r.в} = 0,05 + 0,0036 d_{r.в}$
		Конусность	$K_{np}^{r.в} = 0,2 + 0,3 l_{r.в} \cdot 10^{-3}$
Поршневой палец — головная втулка	Зазор на диаметр	$S_{np}^{n-в} = 0,13 + 0,11 d_{п.п} \cdot 10^{-2}$	
Коленчатый вал	Мотылевая шейка	Овальность	$O_{np}^{м.ш} = 0,02 + 0,24 d_{м.ш} \cdot 10^{-3}$
		Конусность	$K_{np}^{м.ш} = (0,2 + 0,3) l_{м.ш} \cdot 10^{-3}$
		Зазор в подшипнике	$S_{np}^{м.ш} = 0,06 + 0,9 d_{м.ш} \cdot 10^{-3}$

Деталь (узел)		Вид износа	Расчетные формулы, мм
Коленчатый вал	Рамовая шейка	Овальность	$OP_{пр}^{р.ш} = 0,01 + 0,4 d_{р.ш} \cdot 10^{-3}$
		Конусность	$KP_{пр}^{р.ш} = 0,4 l_{р.ш} \cdot 10^{-3}$
		Зазор в подшипнике	$SP_{пр}^{р.п} = 0,05 + 0,001 d_{р.ш}$

Примечание. D — диаметр цилиндра, мм; P_e — среднее эффективное давление, МПа; C_m — средняя скорость поршня, м/с; h — высота кольца, мм; d и l — диаметр и длина соответствующей детали, мм.

Имеются попытки решить эту проблему путем изучения статистической зависимости между предельными зазорами (износами) и конструктивными характеристиками деталей и узлов изделия по фактическим данным для ряда однотипных изделий. Например, подробные зависимости были разработаны инж. П. А. Липайкиным применительно к тронковым дизелям на основании корреляционного анализа данных о дизелях 30 типов с цилиндрами диаметром от 150 до 550 мм (табл. 21). Поскольку эти зависимости отражают фактически достигнутые в эксплуатации предельные величины, результаты расчета чаще всего меньше величин, которые приводят дизелестроительные заводы. Например, предельный износ цилиндра современных среднеоборотных дизелей назначается равным $0,005 D$ по диаметру и $0,0017 D$ по овальности. Это косвенно подтверждает ранее сделанное заключение о том, что назначенное предельное состояние чаще всего устанавливается с определенным запасом.

Предельное увеличение зазора в дейдвудном подшипнике в соответствии с правилами Регистра СССР также определяется по эмпирической формуле

$$h_{пр} = 0,012d, \quad (70)$$

где d — диаметр рабочей шейки гребного вала, мм.

Величина предельного износа облицовки гребного вала в районе носового уплотнительного сальника принимается равной половине, а в районе рабочей шейки — одной четверти толщины облицовки.

В технической литературе имеется сравнительно мало данных о величинах коэффициента вариации для различных видов отказов и условий эксплуатации. В теоретических выкладках чаще

всего применяются коэффициенты вариации от 0,1 до 0,3. Однако в эксплуатации столь малые значения не подтверждаются. Обработка сведений о постепенных отказах сельскохозяйственной техники показывает, что большинство видов отказов характеризуется коэффициентом вариации от 0,4 до 0,6. Примерно такие же величины приводятся для основных отказов ременных приводов.

Исследования износных отказов дизелей и гребных устройств судов промыслового флота в общем подтверждают значительную дисперсию наработки до достижения предельного состояния. В табл. 22 приведены средние значения коэффициентов вариации для

Таблица 22

Деталь или узел	Вид износа	$V_{мин}$	$V_{макс}$	$V_{ср}$
Цилиндровая втулка	По диаметру	0,51	0,51	0,51
	По овальности	0,73	0,73	0,73
Поршень	По диаметру	0,66	0,66	0,66
	По овальности	0,76	0,92	0,84
Поршневая канавка	По высоте	0,6	0,87	0,73
	По зазору	0,49	1,07	0,78
Палец — поршень (бобышка)	»	0,49	0,49	0,49
Палец — головная втулка	»	0,67	0,82	0,75
Поршневая канавка — кольцо	»	0,67	0,82	0,75
Поршневые кольца	По зазору в стыке	0,63	1,05	0,84
	По высоте	0,50	0,79	0,62
Мотылевая шейка коленчатого вала	По овальности	0,82	1,00	0,91
	По конусности	0,82	0,82	0,82
Рамовая шейка коленчатого вала	По диаметру	0,48	0,75	0,61
	По овальности	0,39	0,73	0,56
Мотылевая шейка — подшипник	По конусности	0,29	0,93	0,61
	По зазору	0,51	0,72	0,60
Рамовая шейка — подшипник	»	0,25	0,67	0,50
	По диаметру	0,30	0,75	0,51
Головная втулка	По овальности	0,75	0,75	0,75
	По диаметру	0,50	0,62	0,56
Шейка распределительного вала	По овальности	0,60	0,60	0,60
	По конусности	0,50	0,50	0,50
Распределительный вал — подшипник	По зазору	0,50	0,61	0,56
	По диаметру	0,54	0,54	0,54
Направляющая втулка клапана	По диаметру	0,54	0,54	0,54
Втулка — ось коромысла	По зазору	0,57	0,57	0,57

основных видов отказов дизелей, полученные на основании анализа результатов исследований, выполненных Гипрорыбфлотом за последние 20 лет. Из табл. 22 видно, что коэффициенты вариации скоростей износа различных деталей дизелей могут изменяться от 0,5 до 1. При этом наблюдается значительная левосторонняя асимметрия распределений плотности вероятностей, которая при переходе к единице приходит в соответствие с экспоненциальным законом.

Изучение износов дейдвудных подшипников из бакаута, резины, древеснослоистых пластиков и других подобных материалов подтверждает приведенные выше данные — коэффициент вариации стойкости этого узла обычно равен 0,5—0,6; в случае применения капралона — 0,7—0,8. В последнем случае сказывается влияние противоположно действующих факторов — износа и набухания материала.

Столь значительные дисперсии долговечности деталей ДУ можно объяснить известной неоднородностью условий эксплуатации, ремонта, качества материалов и изготовления. Эти факторы особенно характерны для судов промыслового флота, дизельные установки которых (как, впрочем, и любое другое оборудование) работают в изменяющихся во времени режимах, различной промысловой обстановке и т. п. Весьма нестабильно и качество ремонта. Имеются различия в качестве масла, культуре обслуживания, качестве запасных частей. По-видимому, если бы суда работали в более стабильных условиях, коэффициенты вариации были бы несколько меньше и составили 0,3—0,4.

Из приведенных данных следует, что при отсутствии других более обоснованных предположений для расчетов назначенных ресурсов на стадии проектирования можно в первом приближении принимать коэффициент вариации, равный 0,5—0,6. Поскольку в этот диапазон попадает коэффициент вариации, соответствующий закону Вейбулла при показателе формы $b=2$, то задача может быть еще более конкретизирована применением на стадии проектирования закона Релея. Этот закон целесообразно применять для основных отказов и умеренных условий эксплуатации, если методы обмера рассматриваемых участков деталей достаточно надежны.

Если изделие предполагается использовать в более стабильных и легких условиях эксплуатации и ремонта, то можно рекомендовать для тех же отказов закон Вейбулла при $b=3$ ($V=0,365$). Для очень тяжелых условий эксплуатации можно брать $b=1,5$, что соответствует коэффициенту вариации 0,685.

Кроме того, рекомендуются следующие стандартные соотношения между 80%-ным ресурсом и математическим ожиданием: при легких (стабильных) условиях эксплуатации

$$t_{80} = \frac{t_0}{0,893} \sqrt[3]{\ln \frac{100}{80}} = 0,68t_0;$$

при умеренных (нестабильных) условиях эксплуатации

$$t_{80} = \frac{t_0}{0,886} \sqrt[2]{\ln \frac{80}{100}} = 0,533t_0,$$

при тяжелых условиях эксплуатации

$$t_{80} = \frac{t_0}{0,903} \left(\ln \frac{80}{100} \right)^{\frac{1}{1,5}} = 0,407t_0.$$

при очень тяжелых условиях

$$t_{80} = t_0 \ln \frac{80}{100} = 0,223t_0.$$

Вероятность достижения предельного состояния за назначенный ресурс при износовом отказе определяется по формуле

$$F(t) = 1 - \exp \left(- \left[\frac{K(b)t}{t_0} \right]^b \right). \quad (71)$$

При этом в случае отсутствия более обоснованных предложений можно принимать: при легких условиях $b=3$, $K(b)=0,893$, при умеренных условиях $b=2$, $K(b)=0,886$, при тяжелых условиях $b=1,5$, $K(b)=0,903$, при очень тяжелых условиях $b=1$, $K(b)=1$. На практике чаще всего приходится рассчитывать на умеренные условия, т. е. принимать $b=2$.

Рассмотрим пример расчета 80%-ного ресурса дейдвудного подшипника из древеснослоистого пластика, работающего при удельном давлении 3 МПа и частоте вращения вала 250 об/мин, если известно, что дейдвудный подшипник на судне-прототипе, работая при давлении 2 МПа и частоте вращения 375 об/мин, имел среднюю износостойкость 5,2 тыс. ч/мм. Предельная величина нарастания зазора составляет 3,95 мм.

С помощью этих исходных данных сначала находим математическое ожидание износостойкости рассматриваемого подшипника

$$C_{\text{н}} = 5,2 \cdot \frac{2 \cdot 325}{3 \cdot 250} = 4,5 \text{ тыс. ч/мм}$$

и математическое ожидание наработки до достижения предельного состояния

$$t_0 = 3,95 \cdot 4,5 = 17,8 \text{ тыс. ч.}$$

а затем определяем 80%-ный ресурс для умеренных условий эксплуатации

$$t_{80} = 0,533 \cdot 17,8 = 9,5 \text{ тыс. ч.}$$

В случае стабильных условий эксплуатации назначенный ресурс по износу

$$t_{80} = 0,68 \cdot 17,8 = 12,1 \text{ тыс. ч.}$$

Полученные назначенные ресурсы удовлетворяют требованиям, предъявляемым к дейдвудным подшипникам промысловых судов, поскольку при средней наработке в год 5500 ч срок службы между освидетельствованиями гребного устройства составит 1,73—2,2 года, что соответствует принятой периодичности плановых доковок.

В том случае, если у проектанта имеются сведения о фактической величине коэффициента вариации по данным эксплуатации изделия прототипа, то необходимо предварительно установить параметр формы b по формулам (12) и (13), а затем найти 80%-ный ресурс по формуле (22).

Например, если бы в рассматриваемом случае было известно, что коэффициент вариации равен 0,65, то

$$b = \frac{0,953}{0,65 - 0,047} = 1,58$$

и коэффициент (по табл. 11) $K(b)=0,895$. Следовательно,

$$t_{80} = \frac{17,8}{0,895} \sqrt[1,58]{\ln \frac{100}{80}} = 7,7 \text{ тыс. ч.}$$

Рассмотрим еще задачу по расчету вероятности достижения предельного состояния за назначенный ресурс до какого-либо ремонта судна, равный, напри-

мер, 11 тыс. ч. Остальные исходные данные возьмем из предыдущего примера. Задача решается по формуле (71).

Вероятность достижения предельного состояния при умеренных условиях эксплуатации составит

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{0,886 \cdot 11}{17,8}\right)^2\right] = 0,26,$$

а при параметре формы $b=1,58$

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{0,895 \cdot 11}{17,8}\right)^{1,58}\right] = 0,313.$$

Исходя из полученных зависимостей между параметрами распределения вероятностей и показателями долговечности, можно получить формулу для определения конструктивных характеристик рассматриваемого узла, обеспечивающих заданный гамма-процентный ресурс этого узла. В частности, требуемую износостойкость узла рекомендуется рассчитывать по формуле

$$C_{\text{тр}} = \frac{K(b) t_{\text{тр}}}{h_{\text{нр}} \sqrt{\ln \frac{100}{\gamma}}}, \quad (72)$$

где $t_{\text{тр}}$ — требуемый назначенный ресурс узла, тыс. ч.

Для стандартизованных условий эксплуатации имеем: при легких условиях ($b=3$)

$$C_{\text{тр}} = 1,47 \cdot \frac{t_{\text{тр}}}{h_{\text{нр}}},$$

при умеренных условиях ($b=2$)

$$C_{\text{тр}} = 1,875 \cdot \frac{t_{\text{тр}}}{h_{\text{нр}}},$$

при тяжелых условиях ($b=1,5$)

$$C_{\text{тр}} = 2,45 \cdot \frac{t_{\text{тр}}}{h_{\text{нр}}}.$$

Определив требуемую износостойкость узла, можно выбрать необходимый материал сопрягаемых деталей и их размеры.

Предположим, необходимо установить требуемые размеры рабочих шеек гребного вала, обеспечивающие 80%-ный ресурс подшипника $t_{\text{тр}}=10$ тыс. ч при предельном увеличении зазора до $h_{\text{нр}}=4,3$ мм. Диаметр вала $d_{\text{н}}=358$ мм, а частота его вращения $n_{\text{н}}=170$ об/мин. Известна также износостойкость подшипника из того же материала для вала диаметром $d_{\text{н}}=320$ мм при частоте вращения $n_{\text{н}}=200$ об/мин. Она составила $C_{\text{н}}=5,5$ тыс. ч/мм. Из расчета опорных реакций на подшипники известно, что величина реакции на исследуемом подшипнике составила $p_{\text{н}}=580$ МПа, а на подшипнике-прототипе $p_{\text{п}}=420$ МПа. Длина последнего составляет 0,85 м.

Расчет требуемой износостойкости выполняется для умеренных условий по формуле

$$C_{\text{н}} = C_{\text{тр}} = 1,875 \cdot \frac{10}{4,3} = 4,36 \text{ тыс. ч/мм.}$$

После этого можно определить требуемую длину исследуемого подшипника по формуле

$$L_{\text{н}} = L_{\text{п}} \frac{p_{\text{н}} C_{\text{н}} n_{\text{н}}}{p_{\text{п}} C_{\text{п}} n_{\text{п}}}. \quad (73)$$

После подстановки исходных данных получаем

$$L_{\text{н}} = 0,85 \cdot \frac{580 \cdot 4,36 \cdot 170}{420 \cdot 5,50 \cdot 200} = 0,79 \text{ м.}$$

Аналогичным способом можно находить и другие требуемые характеристики изделия, обеспечивающие заданную долговечность. В частности, появляется возможность объективного выбора требуемого материала по величине необходимой износостойкости. Для этого достаточно располагать отношениями износостойкости исследуемого материала к эталонному материалу K . Такая постановка вопроса значительно упрощает задачу расчета долговечности на стадии проектирования, поскольку величины K можно получить на основании ускоренных испытаний на износочных машинах образцов в одинаковых условиях.

Рассмотренные выше методы подтверждения надежности элементов изделий по заданной долговечности имеют большое практическое значение. Однако расчетные методы не решают всех проблем обеспечения надежности, поскольку далеко не всегда конструктор может предусмотреть мероприятия, полностью гарантирующие отсутствие отказов при эксплуатации. Причин для этого достаточно. К ним в первую очередь относятся несовершенство расчетных способов определения действующих нагрузок и учета эксплуатационных факторов (температур, условий смазки, режимов работы и т. п.). При эксплуатации новых образцов изделий могут возникнуть совершенно неожиданные ранее неизвестные виды отказов, поэтому важное практическое значение имеет изучение надежности изделий судовой техники в эксплуатации и путем специальных испытаний на надежность на стенде.

Методы сбора и обработки информации о надежности судовой техники выше уже рассматривались. На основании анализа полученной информации заказчик должен требовать от поставщиков изделий определять причины выявленных недостатков и принимать конструктивные и технологические меры по их устранению в будущем. Для этого заинтересованные отрасли промышленности принимают совместные решения на уровне министерств. При этом необходимо не только ставить вопрос об устранении недостатков, но и требовать подтверждения эффективности принятых мероприятий расчетными и экспериментальными методами. В частности, большинство мероприятий по предотвращению поломок и образования трещин в деталях должны подкрепляться расчетами вибрации и колебаний с учетом практического опыта в этой области. Учитывая специфику этого вопроса на судах флота рыбной промышленности, в последующих главах даны методы инженерных исследований вибрации.

Характеристики вибрации

Вибрация представляет собой механические колебания, возникающие в конструкциях под воздействием периодических нагрузок, которые создаются при работе машин и механизмов. В состав ДУ входят наиболее сильные возбудители вибрации: дизели, компрессоры, валопровод и гребные винты.

Механические колебания, которые рассматриваются здесь как вибрационные явления (собственно вибрация и крутильные колебания валов) [13], характеризуются диапазоном частот примерно от 2 до 250 Гц. Колебания элементов оборудования в этом диапазоне частот являются причиной усталостных разрушений и других повреждений. При частотах ниже 2 Гц колебания воспринимаются в виде хорошо заметного на глаз раскачивания объекта, а частоты выше 250 Гц находятся в диапазоне звуковых колебаний, изучаемых с точки зрения физиологического воздействия на человека. Такое разделение колебаний на группы несколько условно, так как физиологическое воздействие существует при колебаниях любой частоты, а некоторые виды разрушений (например, фреттинг-износ) могут происходить под действием колебаний с частотой выше 250 Гц.

К сожалению, специалисты, которые должны обеспечивать надежность судового оборудования, далеко не всегда имеют ясное представление о физической природе вибрационных явлений и умеют принимать правильные меры по борьбе с ними. Более того, иногда из-за ошибок при проектировании, модернизации или ремонте вибрация на судне увеличивается. Например, ошибочно подобранные амортизаторы для дизель-генераторов с двигателями 4NVD-24 на одном из судов привели к чрезвычайно большой вибрации в его помещениях. На другом судне вибрация значительно усилилась после установки нового гребного винта большего диаметра из-за увеличения крутильных колебаний. Выполненные экспериментальные исследования и расчеты позволили выявить и устранить истинную причину повышенной вибрации. Были случаи увеличения вибрации из-за нарушения технологии ремонта судов, когда на заводе не установили необходимые жесткие связи.

Вибрация воспринимается органами чувств человека в виде механических колебаний и шума. Однако субъективные ощущения не могут заменить объективной оценки вибрации с помощью ко-

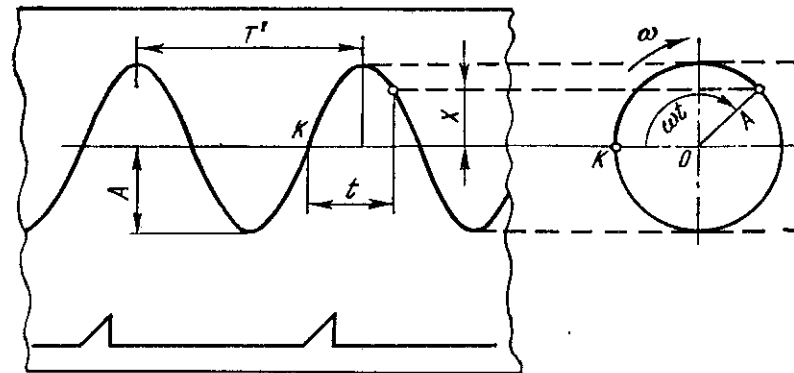


Рис. 2. Запись гармонических колебаний.

личественных характеристик. Для ознакомления с этими характеристиками рассмотрим представленную на рис. 2 в увеличенном масштабе запись простейших колебаний на ленте вибрографа Гейгера. Запись получена в результате возвратно-поступательного движения пера (вверх-вниз), которое оставляло след на движущейся с постоянной скоростью ленте. Это привело к развертке колебаний пера во времени. При постоянной скорости ленты пройденное ею относительно пера расстояние l будет пропорционально времени t , т. е.

$$t = \frac{l}{v},$$

где v — скорость движения ленты, мм/с.

Рассматриваемые колебания являются гармоническими, поскольку зависимость между перемещением пера X и временем t выражается синусоидой

$$X = A \sin \omega t. \quad (74)$$

Как видно из рис. 2, величина A представляет собой наибольшее отклонение пера от среднего положения, называемое амплитудой колебаний. Другая важная характеристика — период колебаний T — представляет собой время, за которое точка (в данном случае перо) совершит полное колебание, т. е. пройдет путь, равный четырем амплитудам. Величина, обратная периоду,

$$f = \frac{1}{T}$$

называется частотой и измеряется числом колебаний в одну секунду (Гц).

Входящая в уравнение синусоиды величина ω носит название круговой частоты. Она связана с частотой колебаний f и периодом колебаний T

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f. \quad (75)$$

В связи с введением понятия о круговой частоте целесообразно дать геометрическое толкование гармонических колебаний, основанное на рассмотрении движения точки K по окружности с постоянной угловой скоростью ω (см. рис. 2). Отрезок прямой от центра окружности до точки K (радиус) представляет собой вектор колебаний, равный амплитуде A . Говоря о колебаниях точки K , имеют в виду ее движения относительно центра O при рассмотрении рисунка сбоку, т. е. здесь изучается перемещение X проекции точки K на вертикальную ось относительно центра O . Такое движение изображается синусоидой. Аргумент синуса ωt есть не что иное, как угловое перемещение вектора OA за время t . Следовательно, за время $t=T$ вектор совершит полный оборот, равный 2π рад, откуда и получено основное соотношение

$$\omega T = 2\pi.$$

Если частота измеряется числом колебаний N в минуту, то

$$N = 60f = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{30}{\pi} \omega = 9,55\omega.$$

Скорость колебаний при гармоническом движении можно найти путем дифференцирования уравнения (74) по времени

$$\dot{X} = A\omega \cos \omega t.$$

Аналогично получаем уравнение ускорения колебаний

$$\ddot{X} = -A\omega^2 \sin \omega t.$$

На практике нас интересуют обычно амплитуды, скорости и ускорения

$$v = A\omega.$$

$$a = A\omega^2.$$

Важно также отметить, что максимум перемещения X сдвинут относительно максимума скорости \dot{X} на четверть периода $\left(\frac{\pi}{2}\right)$, а относительно максимума ускорения — на полпериода (π) , т. е. находится в противофазе.

Запись гармонических колебаний выполнена при скорости протяжки ленты $v_{пл} = 5$ мм/с и масштабе записи 1:6. Определено, что на расстоянии 20 мм укладывается 18 колебаний, а амплитуда равна 2 мм. Необходимо рассчитать основные характеристики колебаний.

Очевидно, что амплитуда

$$A = \frac{2}{6} = 0,33 \text{ мм.}$$

Для определения частоты колебаний найдем сначала время, соответствующее перемещению ленты на 20 мм,

$$t = \frac{20}{5} = 4 \text{ с.}$$

Тогда частота колебаний

$$N = 60 \cdot \frac{18}{4} = 270 \text{ колебаний в минуту,}$$

а круговая частота

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot 270 = 28,27 \frac{1}{\text{с}}.$$

Имея все исходные данные, найдем скорость и ускорение колебаний (амплитуды):

$$v = A\omega = 0,33 \cdot 28,27 = 9,33 \frac{\text{мм}}{\text{с}};$$

$$a = A\omega^2 = 0,33 \cdot 28,27^2 = 263,8 \frac{\text{мм}}{\text{с}^2} = 0,264 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Часто ускорение измеряют в долях ускорения силы тяжести ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$), в данном случае $a = 0,027 g$.

Ускорение колебаний в долях g можно найти непосредственно по формуле

$$a' = 1,12 a N^2 \cdot 10^{-6},$$

например,

$$a' = 1,12 \cdot 0,33 \cdot 270^2 \cdot 10^{-6} = 0,027 g.$$

Гармонические колебания представляют собой частный случай любых периодических колебаний. И хотя в чистом виде гармонические колебания проявляются лишь в определенных условиях, понятие о них лежит в основе излучения любых периодических колебаний. Дело в том, что периодические колебания можно всегда разложить в ряд Фурье [29] на гармонические составляющие.

Характерным примером периодических негармонических колебаний является изменение давления газов в цилиндре дизеля. Подобной периодической кривой соответствует набор бесконечного числа гармонических составляющих — синусоид, которые принято называть гармониками. Каждая ν -я гармоника имеет собственный период колебаний T_ν . Основная гармоника при $\nu=1$ имеет наибольший период колебаний T_1 , а периоды T_ν остальных гармоник обязательно кратны величине T_1 . Отношение периода основной гармоники T_1 к рассматриваемому T_ν называется порядком колебаний

$$\nu = \frac{T_1}{T_\nu}.$$

Иначе говоря, порядок — это число колебаний за один основной период изменения периодического процесса.

Чтобы совокупность гармоник в сумме давала исходную кривую, необходимо соблюсти определенную величину амплитуды каждой гармоники A_ν и смещение ее по времени, т. е. по углу поворота φ_ν вектора A_ν относительно вектора основной гармоники A_1 . Величина φ_ν называется фазой гармоники ν -го порядка. Таким образом, каждая гармоника представляет собой синусоиду вида

$$X_\nu = A_\nu \sin(\omega_1 t + \varphi_\nu). \quad (76)$$

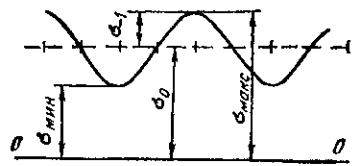


Рис. 3. Характеристики асимметричных колебаний.

Обычно частота основной гармоники равна частоте основного возбудителя колебаний, например частоте вращения вала дизеля или потребителя энергии, поэтому на практике порядок колебаний определяют числом колебаний за один оборот вала рассматриваемого механизма-возбудителя. При таком подходе гармонические составляющие сил давления газов в цилиндре четырехтактного двигателя имеют порядки, кратные 0,5, т. е. $\nu=0,5; 1; 1,5$ и т. д. Эта особенность обусловлена тем, что полный цикл изменения давления в цилиндре четырехтактного двигателя совершается за два оборота, а за основной период принимается один оборот вала. Рассмотренный случай представляет собой исключение. Все другие источники вибрации, включая и двухтактные дизели, имеют основной период, равный периоду вращения вала.

Гармонические составляющие колебаний при возбуждении их негармоническими периодическими силами проявляются в тех случаях, когда по какой-либо причине происходит усиление одной из гармоник. К таким причинам относится резонанс конструкции или геометрическое сложение векторов колебаний данного порядка в источнике.

При изучении вибрации приходится измерять не только перемещения, но и деформации конструкций и элементов изделий. Записанные на движущуюся ленту (фотопленку или фотобумагу) сигналы от тензодатчиков, наклеенных на поверхность объекта, также будут представлять собой колебания, пропорциональные деформации или напряжениям σ (рис. 3). При таком способе записи фиксируются суммарные деформации, состоящие из постоянной σ_0 и переменной составляющей $\sigma_{-1}\sin\omega t$. В этом случае приходится иметь дело с асимметричными колебаниями, которые характеризуются следующими параметрами (см. рис. 3): минимальной амплитудой $\sigma_{мин}$, максимальной амплитудой $\sigma_{макс}$, средними напряжениями σ_0 , амплитудой переменной составляющей σ_{-1} .

Эти параметры связаны между собой следующими зависимостями:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{макс} + \sigma_{мин}}{2};$$

$$\sigma_{-1} = \frac{\sigma_{макс} - \sigma_{мин}}{2};$$

$$\sigma_{макс} = \sigma_0 + \sigma_{-1};$$

Круговая частота ν -й гармоники связана с частотой N_1 и круговой частотой ω_1 основной (первой) гармоники следующим образом:

$$\omega_\nu = \nu\omega_1 = \frac{\pi\nu N}{30}. \quad (77)$$

$$\sigma_{мин} = \sigma_0 - \sigma_{-1}.$$

Асимметрия цикла характеризуется коэффициентом асимметрии

$$R_\sigma = \frac{\sigma_{мин}}{\sigma_{макс}}.$$

При симметричном цикле, когда $\sigma_0=0$, а $\sigma_{макс}=-\sigma_{мин}$, $K=-1$. В этом случае переменная составляющая обозначается σ_{-1} . Величина σ_{-1} получила распространение в технике как стандартная характеристика усталости материалов, так как все испытания образцов на усталость выполняются при симметричном цикле. Напомним, что при изучении прочности буквой σ обозначают нормальные напряжения при растяжении и изгибе, а буквой τ — касательные напряжения при сдвиге и скручивании. Если рассматриваются напряжения скручивания валов τ при крутильных колебаниях, то усталость металла характеризуется пределом усталости при симметричном цикле τ_{-1} .

При акустических измерениях, а также при исследовании физиологического влияния вибрации на организм человека уровни вибрации и шума принято измерять в децибелах (дБ). Введение таких единиц связано с субъективным восприятием звукового давления p органами чувств человека по отношению к некоторому пороговому значению звукового давления p_0 . Уровень интенсивности (силы) звука определяется по формуле

$$L_{вв} = 20 \lg \frac{p}{p_0}. \quad (78)$$

В качестве порогового звукового давления принято $p_0=2 \cdot 10^{-5}$ Па.

Поскольку возникновение шума связано с излучением звуковых волн от вибрирующих поверхностей, то звуковая вибрация также измеряется в децибелах. За нулевой уровень колебательной скорости принимают величину $v_0 = 5 \cdot 10^{-6}$ см/с, соответствующую величине среднеквадратичной колебательной скорости при стандартном пороге звукового давления, равном $2 \cdot 10^{-5}$ Па. Соответственно за нулевой уровень колебательного ускорения принимают величину $a_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ см/с².

Уровни вибрации (в дБ) относительно указанных порогов равны:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{5 \cdot 10^{-6}}; \quad (79)$$

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{3 \cdot 10^{-2}}; \quad (80)$$

где v — колебательная скорость, см/с;
 a — ускорение, см/с².

Например, колебательная скорость и ускорение при частоте $N=2000$ колебаний в минуту и амплитуде $A=0,2$ мм составят:

$$v = \frac{\pi N}{30} \cdot 0,02 = 4,19 \text{ см/с};$$

$$a = \left(\frac{\pi \cdot 2000}{30} \right)^2 \cdot 0,02 = 877,3 \text{ см/с}^2.$$

Отсюда находим уровни вибрации (в дБ):

$$L_v = 20 \lg \frac{4,19}{5 \cdot 10^{-6}} = 118,5;$$

$$L_a = 20 \lg \frac{877,3}{3 \cdot 10^{-2}} = 89,3.$$

Суммарный уровень вибрации рассчитывается по следующему общему закону:

$$L_{\text{общ}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}}, \quad (81)$$

где L_i — уровень вибрации от i -го источника, дБ.

В частности, при одновременном действии n одинаковых источников вибрации или шума получаем

$$L_{\text{общ}} = L_1 + 10 \lg n. \quad (82)$$

Например, уровень шума от одновременно работающих четырех дизелей будет всего на $10 \lg 4 = 6$ дБ больше уровня шума от одного дизеля.

В случае одновременной работы двух разных источников, один из которых создает наибольший уровень шума $L_{\text{макс}}$, а другой — наименьший $L_{\text{мин}}$, по формуле (82) получаем

$$L_{\text{сум}} = L_{\text{макс}} + \Delta L, \quad (83)$$

где ΔL — добавка, определяемая по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \left(1 + \frac{1}{10^{\frac{L_{\text{макс}} - L_{\text{мин}}}{10}}} \right). \quad (84)$$

В частности, максимальное значение добавки соответствует $L_{\text{макс}} = L_{\text{мин}}$, когда $\Delta L = 3,01$ дБ.

С увеличением разности $L_{\text{макс}} - L_{\text{мин}}$ добавка ΔL резко уменьшается, и при 10 дБ она составляет всего 0,41 дБ.

$L_{\text{макс}} - L_{\text{мин}}$, дБ	ΔL , дБ	$L_{\text{макс}} - L_{\text{мин}}$, дБ	ΔL , дБ
0	3,01	5	1,19
1	2,54	6	0,97
2	2,12	8	0,64
3	1,76	10	0,41
4	1,45		

Особенность распространения звуковых колебаний связана с возникновением звуковых волн в металлических конструкциях и в воздухе. Любые даже самые простые звуковые колебания представляют собой смесь гармонических колебаний, которые возникают от волн различной длины (обертонов). Поскольку на судне имеется большое число источников звуковых колебаний, то общий

уровень шума будет складываться из многочисленных гармонических составляющих в соответствии с формулой (83). Имеются специальные шумо- и виброизмерительные приборы с соответствующими фильтрами, позволяющие установить распределение уровня вибрации по частоте колебаний. Такое распределение называется спектром вибрации, а процесс разложения общего уровня вибрации — спектральным анализом. В основу спектрального анализа положено измерение среднеквадратического уровня в узких полосах частот, пропускаемых фильтрами.

На практике для оценки шума или вибрации применяется укрупненный спектральный анализ с помощью октавных, полуоктавных или третьооктавных фильтров. Октавные фильтры позволяют замерять средний уровень вибрации в полосах частот, равных октаве. Полоса частот, у которой верхняя граница в 2 раза больше, чем нижняя, называется октавой. Соответственно соотношение средних значений следующих друг за другом частотных полос равно 2:1 (63, 125, 250, 500 и т. д.). При измерении в полосах $1/3$ октавы то же отношение будет равно 5:4, т. е. 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250 и т. д. [30].

Изучение колебаний с помощью амплитуд и частот производится, как правило, в связи с необходимостью обеспечить прочность и надежность оборудования ДУ, а уровни вибрации изучаются для общей оценки вибрации главным образом с точки зрения ее вредного воздействия на организм человека. Кроме того, измерение и спектральный анализ уровней вибрации производятся для оценки эффективности виброизоляции, вибропоглощения и других мероприятий по уменьшению вибрации на судах. Разработка подобных мероприятий чаще всего выполняется на основе изучения причин возникновения основных гармонических составляющих механических колебаний.

Возбудители вибрации

Механические колебания оборудования и конструкций создаются периодическими силами и моментами, которые возникают при вращениях или возвратно-поступательном движении деталей машины и механизмов, а также при пульсирующем изменении давления в замкнутых полостях (у дизелей, в трубопроводах, сосудах и пр.).

Внешняя неуравновешенность тел вращения. Простейший источник переменной возмущающей нагрузки, который можно назвать инерционным, представляет собой груз массой m , соединенный с осью жесткой связью r и равномерно вращающийся вокруг оси O с постоянной скоростью ω . При вращении груза возникнет центробежная сила, направленная по радиусу r ,

$$F_0 = mr\omega^2. \quad (85)$$

Эта сила будет восприниматься опорой подшипника как гармоническая нагрузка F , которая изменяется во времени по закону синуса.

$$F = F_0 \sin \omega t = m r \omega^2 \sin \omega t = m r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \sin \frac{\pi n}{30} t,$$

Например, при $m=0,2$ кг, $r=0,05$ м и $n=1500$ об/мин, амплитуда гармонической силы

$$F_0 = 0,2 \cdot 0,05 \left(\frac{\pi \cdot 1500}{30} \right)^2 = 246,74 \text{ Н.}$$

Таким образом, возникает гармоническое возбуждение с амплитудой $m r \omega^2 = 246,74$ Н, которое через закрепленную опору передается на фундамент и вызывает вибрацию.

Аналогичный эффект создается при вращении любой детали, когда ее главная ось инерции проходит через центр масс, но не совпадает с осью вращения, оставаясь параллельной ей. В этом случае наблюдается статическая неуравновешенность детали. На практике признаком статической неуравновешенности является паличие у детали единственного равновесного положения. Если деталь, например гребной винт или маховик, установить в подшипники или на призмы, то при наличии статической неуравновешенности деталь повернется в положение, при котором центр тяжести окажется ниже оси вращения. Расстояние от оси вращения до центра тяжести называется эксцентриситетом r_0 , а произведение неуравновешенной массы m на эксцентриситет r_0 — дисбалансом. Величина дисбаланса $m r_0$ определяется путем подбора корректирующей массы m_k на любом радиусе r_k . Деталь считается статически уравновешенной, когда достигнуто равновесное состояние относительно оси вращения. Тогда величина эксцентриситета составит

$$r_0 = \frac{m_k r_k}{m},$$

где m — масса детали, кг.

Процесс подбора корректирующих уравновешивающих масс для достижения равновесного состояния или допустимого дисбаланса называется статической балансировкой. Балансировка заканчивается установкой дополнительной массы на детали или снятием части металла («тяжелого места») с детали.

Детали, имеющие сравнительно большую ширину (роторы электрических машин), или системы вращающихся деталей (шкивы, кривошипы коленчатых валов, система двигателя — маховик — потребитель энергии) могут быть в целом статически уравновешенными, по тем не менее вызывать внешние периодические нагрузки на фундамент. Такая ситуация возникает, если ось инерции пересекает ось вращения в центре масс. Например, система из двух дисков, соединенных валом длиной l , может быть в целом статически уравновешена за счет того, что векторы их дисбалансов будут равны, но находиться в противофазе (т. е. центры тяжести дисков располагаются по разные стороны от оси вращения). При отсутствии вращения такая система характеризуется безразличным состоянием относительно оси системы. Однако как только

она начнет вращаться, дисбаланс первого диска $m r$ приведет к возникновению силы

$$F_1 = m r \omega^2 \sin \omega t,$$

а дисбаланс второго — к возникновению силы

$$F_2 = m r \omega^2 \sin (\omega t + \pi) = -m r \omega^2 \sin \omega t.$$

Поскольку эти силы расположены по разные стороны от центра тяжести вала, равны и противоположно направлены, то в данном случае будет возникать опрокидывающий момент с амплитудой

$$M_0 = m r l \omega^2.$$

Такая неуравновешенность называется моментпой. Она возникает также в том случае, когда симметричное тело вращения установлено на ось с перекосом под углом α . Тогда амплитуда неуравновешенного момента

$$M = \frac{1}{2} m r^2 \omega^2 \sin 2\alpha,$$

где m — масса половины диска, кг;

r — расстояние до центра тяжести половины диска, м.

Например, маховик двигателя (при частоте вращения 500 об/мин) установлен с перекосом под углом 2° к оси. Диаметр маховика 1,2 м, масса 250 кг.

Центр тяжести половины маховика $r = \frac{2}{6} R = 0,4$ м. Тогда

$$M_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{250}{2} \cdot 0,4^2 \left(\frac{\pi \cdot 500}{30} \right)^2 \sin 2 \cdot 2 = 1912,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Если система вращающихся деталей обладает одновременно статической и моментной неуравновешенностью, то такая система считается динамически неуравновешенной.

Чтобы рассмотренная система из двух дисков была динамически неуравновешенной, диски должны иметь разные дисбалансы ($m_1 r_1$ и $m_2 r_2$), направленные под углом φ друг к другу. При вращении с угловой скоростью ω данная система будет возбуждать гармоническую суммарную силу F_c и гармонический суммарный момент M_c относительно центра тяжести системы.

Для определения центробежной силы F_c требуется разложить силы от дисбалансов каждого диска на вертикальную и горизонтальную составляющие. Тогда суммарная вертикальная составляющая центробежной силы всей системы

$$F_B = F_1 \cos 0 + F_2 \cos \varphi = m_1 r_1 \omega^2 + m_2 r_2 \omega^2 \cos \varphi,$$

а горизонтальная составляющая

$$F_T = F_1 \sin 0 + F_2 \sin \varphi = m_2 r_2 \omega^2 \sin \varphi.$$

Суммарная остаточная центробежная неуравновешенная сила определяется по теореме Пифагора

$$F_c = \sqrt{F_B^2 + F_T^2} = m_2 r_2 \omega^2 \sqrt{1 + \left(\frac{m_1 r_1}{m_2 r_2} \right)^2 + 2 \cdot \frac{m_1 r_1}{m_2 r_2} \cos \varphi}.$$

Аналогично определяем остаточный неуравновешенный момент от центробежных сил в продольной вертикальной и горизонтальной плоскостях (относительно центра тяжести):

$$M_B = m_1 r_1 \omega^2 a_1 - m_2 r_2 \omega^2 a_2 \cos \varphi;$$

$$M_C = m_2 r_2 \omega^2 a_2 \sin \varphi,$$

где a_1 и a_2 — расстояние до первого и второго дисков от центра тяжести системы ($a_1 + a_2 = l$ — расстояние между дисками).

Суммарный остаточный момент можно определить по формуле

$$M_C = \sqrt{M_B^2 + M_T^2} = m_2 r_2 a_2 \omega^2 \sqrt{1 + \left(\frac{m_1 a_1 r_1}{m_2 r_2 a_2}\right)^2 - 2 \cdot \frac{m_1 r_1 a_1}{m_2 r_2 a_2} \cos \varphi}.$$

Из приведенных формул можно получить два частных случая динамической неуравновешенности. При $m_2 r_2 = m_1 r_1$ и $\varphi = 0$ ($\cos \varphi = 1$) имеет место только статическая неуравновешенность, так как

$$F_C = m_2 r_2 \omega^2 \sqrt{1 + 1 + 2} = 2m\omega^2;$$

$$M_C = m_2 r_2 a_2 \omega^2 \sqrt{(1 - 1)^2 + 0^2} = 0.$$

Моментная неуравновешенность соответствует случаю, когда

$$r_1 m_1 a_1 = r_2 m_2 a_2 \text{ и } \varphi = \pi (\cos \pi = -1).$$

Действительно,

$$M_C = m_2 r_2 a_2 \omega^2 \sqrt{1 - (-1)^2 + 0} = 2m r a \omega^2,$$

$$F_C = m_2 r_2 \omega^2 \sqrt{1 + 1 - 2} = 0.$$

Для примера рассмотрим вал длиной 1,5 м с двумя шкивами, вращающимися с круговой частотой $\omega = 50$ 1/с. Шкивы имеют дисбалансы $m_1 r_1 = 0,5$ кг·м и $m_2 r_2 = 0,08$ кг·м. Векторы дисбалансов сдвинуты по фазе на 30° . Расстояния до центра тяжести $a_1 = 0,2$ и $a_2 = 1,3$.

Тогда:

$$F_C = 0,08 \cdot 50^2 \sqrt{\left(\frac{0,5}{0,08}\right)^2 + 1 + 2 \cdot \frac{0,5}{0,08} \cos 30^\circ} = 1426,7 \text{ Н};$$

$$M_C = 0,08 \cdot 1,3 \cdot 50^2 \sqrt{1 + \left(\frac{0,5 \cdot 0,2}{0,08 \cdot 1,3}\right)^2 - 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,2}{0,08 \cdot 1,3} \cos 30^\circ} = 132,35 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В рассмотренном случае преобладает статическая неуравновешенность системы.

Возмущающие силы и моменты дизелей. Возбужденные вибрации неуравновешенными силами инерции может происходить не только из-за технологических погрешностей при изготовлении и монтаже простых тел вращения. Некоторые механизмы и машины ДУ становятся источниками аналогичных периодических нагрузок вследствие их конструктивных особенностей.

К подобным машинам и механизмам относятся двигатели внутреннего сгорания, компрессоры и насосы, имеющие кривошипно-шатунные механизмы (КШМ), предназначенные для пре-

образования вращательного движения в возвратно-поступательное, и наоборот. Наиболее значительные вибрационные нагрузки такого рода могут возбуждаться дизелями.

Под действием возвратно-поступательного и вращательного движения частей кривошипно-шатунного механизма в плоскости каждого цилиндра дизеля возникают периодические силы инерции. Они складываются из периодических сил инерции вращающихся частей КШМ F_B и поступательно-движущихся частей механизма $F_{\text{п}}$. При создании многоцилиндрового двигателя обычно удается путем соответствующего выбора последовательности вспышек в цилиндрах снизить до минимума величину суммарных амплитуд возмущающих нагрузок. Однако эта задача не всегда решается с учетом других возможных последствий (увеличения внутреннего неуравновешенного момента или крутильных колебаний). Имеются двигатели, в которых не удается устранить силы, вызывающие вибрацию (например, у четырехтактных четырехцилиндровых дизелей), что необходимо учитывать при выборе амортизаторов и других средств защиты от вибрации [23, 24], поэтому ниже вопросы уравновешенности дизелей рассматриваются более подробно.

Возникновение периодических нагрузок под действием центробежных сил от вращающихся частей КШМ происходит точно так же, как в случае уже рассмотренного статически неуравновешенного тела,

$$F_{\text{впр}} = m_{\text{впр}} R \omega^2,$$

где $m_{\text{впр}}$ — масса вращающихся частей, приведенная к радиусу кривошипа R , кг.

Эта центробежная сила может быть разложена на две взаимно перпендикулярные составляющие — вертикальную (косинусовую) и горизонтальную (синусовую).

Суммарная остаточная неуравновешенная сила F_B в целом по всему двигателю определяется путем геометрического сложения векторов центробежных сил для каждого y -го цилиндра с учетом угла поворота коленчатого вала между вспышками в первом и y -м цилиндре

$$F_B = \sqrt{\left[\sum_1^z F_{yB} \cos \varphi_y\right]^2 + \left[\sum_1^z F_{yB} \sin \varphi_y\right]^2}.$$

Применяемые на судах флота рыбной промышленности двигатели имеют равные массы вращающихся частей КШМ ($F_{yB} = \text{const}$) и равные углы поворота коленчатого вала φ_0 между следующими друг за другом вспышками в цилиндрах, поэтому

$$F_B = F_{yB} K_{1F};$$

$$K_{1F} = \sqrt{\left[\sum_1^z \cos (K_y - 1) \varphi_0\right]^2 + \left[\sum_1^z \sin (K_y - 1) \varphi_0\right]^2},$$

где K_y — порядковый номер вспышки по мере поворота коленчатого вала.
 K_{1F} — коэффициент остаточной силы первого порядка;

Расчет K_{1F} удобно выполнять в табличной форме (табл. 23).

Таблица 23

Номер вспышки K_y	Номер цилиндра y	Фазовый угол φ_y	$\cos \varphi_y$	$\sin \varphi_y$	Плечо l_y	$l_y \cos \varphi_y$	$l_y \sin \varphi_y$
1	1	0	1	0	4	4	0
2	5	144	-0,809	0,5878	0	0	0
3	2	288	0,309	-0,951	3	0,927	-2,853
4	3	432	0,309	0,951	2	0,618	1,902
5	4	576	-0,809	-0,5878	1	-0,809	-0,5878
Итого			0	0		4,736	-1,539

Величина остаточного момента центробежных сил в плоскости, в которой лежит ось вала, зависит не только от расположения кривошипов, но и от расстояния между ними.

$$M_{1B} = F_{yB} \sqrt{\left(\sum_1^z L_y \cos \varphi_y\right)^2 + \left(\sum_1^z L_y \sin \varphi_y\right)^2},$$

где L_y — расстояние от оси последнего z -го цилиндра до y -го цилиндра;
 φ_y — угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и y -м цилиндрах.

Для двигателей с равными расстояниями между цилиндрами справедлива следующая формула:

$$M_{1B} = F_{yB} L K_{1M},$$

где K_{1M} — коэффициент остаточной силы первого порядка.

При этом

$$K_{1M} = \sqrt{\left[\sum_1^z l_y \cos (K_y - 1) \varphi_0\right]^2 + \left[\sum_1^z l_y \sin (K_y - 1) \varphi_0\right]^2},$$

где $l_y = \frac{L_y}{L}$ — относительное расстояние от оси z -го цилиндра до оси 1-го цилиндра.

Рассмотрим в качестве примера вычисление внешних неуравновешенных остаточных сил и моментов для шестицилиндрового четырехтактного дизеля с углом заклинивания цилиндров 120° и последовательностью вспышек 1—5—3—6—2—4. В этом случае удобно вести отсчет плеч от цилиндра № 6, а фазовых углов — от цилиндра № 1.

Определяем вертикальные и горизонтальные составляющие коэффициентов остаточных сил и моментов:

$$\sum_1^z \cos (K_y - 1) \varphi_0 = 1 + \cos 120^\circ + \cos 240^\circ + \cos 360^\circ + \cos 480^\circ + \cos 600^\circ = 0;$$

$$\sum_1^z \sin (K_y - 1) \varphi_0 = \sin 0^\circ + \sin 120^\circ + \sin 240^\circ + \sin 360^\circ + \sin 480^\circ + \sin 600^\circ = 0;$$

$$\sum_1^z l_y \cos (K_y - 1) \varphi_0 = 5 \cos 0^\circ + 1 \cos 120^\circ + 3 \cos 240^\circ + 0 \cos 360^\circ + \\ + 2 \cos 480^\circ + 4 \cos 600^\circ = 0;$$

$$\sum_1^z l_y \sin (K_y - 1) \varphi_0 = 5 \sin 0^\circ + 1 \sin 120^\circ + 3 \sin 240^\circ + 0 \sin 360^\circ + \\ + 2 \sin 480^\circ + 4 \sin 600^\circ = 0.$$

Тогда $K_{1F} = 0$ и $K_{1M} = 0$.

Таким образом, в рассмотренном шестицилиндровом дизеле все центробежные силы и моменты от них в целом уравновешены.

Возвратно-поступательные движущиеся части КШМ создают в каждом цилиндре силу инерции, действующую только в вертикальной плоскости,

$$F_{yII} = m_{II} R \omega^2,$$

где m_{II} — масса поступательно-движущихся частей, кг.

В многоцилиндровом дизеле остаточная неуравновешенная сила инерции первого порядка от поступательно-движущихся частей определяется точно так же, как и остаточная неуравновешенная сила от центробежных сил,

$$F_{1II} = F_{yII} K_{1F}.$$

Аналогично рассчитывается продольный остаточный неуравновешенный момент от сил инерции поступательно-движущихся частей КШМ

$$M_{1II} = F_{yII} L K_{1M}.$$

Из-за того, что шатун обладает конечной длиной, сила инерции возвратно-поступательно-движущихся частей изменяется не синусоидально, а содержит ряд гармоник. Однако практическое значение имеют только гармоники первого и второго порядка.

Величина силы инерции второго порядка от одного цилиндра определяется по формуле

$$F_{y2II} = m_{II} R \omega^2 \frac{1}{q},$$

где q — отношение длины шатуна к радиусу кривошипа ($q \approx 4$).

Поскольку частота сил инерции и моментов второго порядка в 2 раза выше частоты вращения коленчатого вала, то фазовый угол между векторами сил второго порядка равен удвоенному углу поворота коленчатого вала между следующими друг за другом вспышками. Эта особенность учитывается в формулах для остаточных сил и моментов следующим образом:

$$K_{2F} = \sqrt{\left(\sum_1^z \cos 2\varphi_y\right)^2 + \left(\sum_1^z \sin 2\varphi_y\right)^2} = \\ = \sqrt{\left[\sum_1^z \cos 2(K_y - 1) \varphi_0\right]^2 + \left[\sum_1^z \sin 2(K_y - 1) \varphi_0\right]^2};$$

$$K_{2M} = \sqrt{\left[\sum_1^z l_y \cos 2\varphi_y \right]^2 + \left[\sum_1^z l_y \sin 2\varphi_y \right]^2} =$$

$$= \sqrt{\left[\sum_1^z l_y \cos 2(K_y - 1)\varphi_0 \right]^2 + \left[\sum_1^z l_y \sin 2(K_y - 1)\varphi_0 \right]^2};$$

$$F_{2r} = F_{y2r} K_{2F};$$

$$M_{2r} = F_{y2r} L K_{2M}.$$

Рассчитаем коэффициенты внешних остаточных сил и моментов дизеля, если дано: число цилиндров $z=5$; тактность $l=2$; последовательность вспышек 1-5-2-3-4; угол заклинивания мотылей $\varphi_0=72^\circ$, исследуемый порядок колебаний $\nu=2$.

$$K_{2F} = \sqrt{0+0} = 0;$$

$$K_{2M} = \sqrt{4,786^2 + (-1,539)^2} = 4,98.$$

Значения коэффициентов K_{1F} , K_{1M} , K_{2F} и K_{2M} для определения остаточной неуравновешенности ряда дизелей с наиболее распространенными чередованиями вспышек приведены в табл. 24.

Из таблицы видно, что почти у всех многоцилиндровых двигателей внешние силы первого порядка уравновешены ($K_{1F}=0$). Исключение составляют четырехтактные одноцилиндровые ($K_{1F}=1$) и двухцилиндровые дизели ($K_{1F}=2$). Особенностью этих дизелей является наличие у них значительных неуравновешенных сил второго порядка. Большую неуравновешенную силу второго порядка имеют четырехтактные четырехцилиндровые дизели ($K_{2F}=4$). С точки зрения возможности возникновения вибрации это наиболее неблагоприятные двигатели. Во всех остальных случаях силы инерции второго порядка равны нулю.

Внешние остаточные моменты уравновешены у четырехтактных дизелей с четным числом цилиндров. При нечетном числе цилиндров ($z=3, 5, 7, 9$ и т. д.) возникают неуравновешенные внешние остаточные моменты как первого, так и второго порядков.

У двухтактных дизелей внешние моменты неуравновешены при любом числе цилиндров, большем одного. Величина остаточного момента зависит от последовательности вспышек. Например, с точки зрения уравновешивания шестицилиндрового двухтактного двигателя весьма неблагоприятна последовательность вспышек 1-6-4-2-5-3 ($K_{1M}=2$ и $K_{2M}=6,928$). Напомним, что внешний остаточный момент вызывает колебания двигателя в плоскостях, проходящих через ось вращения коленчатого вала. Колебания в горизонтальной плоскости (рысканье) могут быть только первого порядка, так как силы инерции второго порядка обусловлены возвратно-поступательным движением КШМ и не имеют горизонтальной составляющей.

Обычно задача о внешней уравновешенности решается для дизеля с абсолютно равными массами деталей КШМ. На практике это условие строго не соблюдается и прежде всего из-за возможного разноравновесия поршней, масса которых может изменяться по

z	φ₀, град	Последовательность вспышек	Внешние силы		Внешние моменты		Внутренние моменты
			ν=1	ν=2	ν=1	ν=2	
Четырехтактные дизели							
1	360	1	1	1	0	0	0
2	360	1-2	2	0	0	0	0,5
3	120	1-3-2	0	0	3	3	0,5
4	180	1-3-4-2	0	4	0	0	1
5	72	1-2-4-5-3	0	0	0,449	4,98	1,31
6	120	1-3-5-6-4-2	0	0	0	0	3
6	120	1-4-2-6-3-5	0	0	0	0	3
7	51, 43	1-2-4-6-7-5-3	0	0	0,267	1	2,524
8	90	1-4-2-6-8-5-7-3	0	0	0	0	2
8	90	1-2-4-6-8-7-5-3	0	0	0	0	3,26
9	40	1-8-5-3-9-6-2-7-4	0	0	0,92	1,28	2,2
10	72	1-6-2-8-4-10-5-9-3-7	0	0	0	0	1,328
12	60	1-6-9-2-8-3-12-7-4-11-5-10	0	0	0	0	2
Двухтактные дизели							
1	360	1	1	1	0	0	0
2	180	1-2	0	2	1	0	0,5
3	120	1-2-3	0	0	3	3	0,5
4	90	1-3-2-4	0	0	2	4	0,745
5	72	1-5-2-3-4	0	0	0,449	4,98	1,309
6	60	1-6-2-4-3-5	0	0	0	3,464	3
6	60	1-6-4-2-5-3	0	0	2	6,928	0,917
6	60	1-5-3-6-2-4	0	0	3,46	0	3
7	51, 43	1-7-2-5-4-3-6	0	0	0,267	1	2,524
7	51, 43	1-7-4-2-6-3-5	0	0	0,85	5,53	1,2
8	45	1-8-2-6-4-5-3-7	0	0	0,448	0	3,154
9	40	1-9-2-7-4-5-6-3-8	0	0	0,194	0,548	4,15
9	40	1-9-4-3-7-5-2-8-6	0	0	0,92	1,28	2,2
10	36	1-10-2-8-4-6-5-7-8-9	0	0	0	0,896	4,98
Обозначение коэффициентов			K_{1F}	K_{2F}	K_{1M}	K_{2M}	$K_{вн}$

Примечание. Таблица составлена для дизелей с равными расстояниями между цилиндрами.

мере замены поршневых колец или поршней в сборе. Если масса поршней или шатунов несколько различается в разных цилиндрах, то будут различаться и силы инерции от поступательно-движущихся частей F_{y1r} и F_{y2r} . Расчет остаточной силы при равновесии поршней выполняется с помощью табл. 25, в которой используется относительная сила инерции y -го КШМ

$$\bar{F}_y = \frac{m_y r \omega^2}{m_n r \omega^2} = \frac{m_y}{m_n},$$

где m_y и m_n — фактическая масса деталей y -го КШМ и номинальное значение массы КШМ по цилиндрам.

В качестве примера выполним расчет влияния разной массы поршней на внешние остаточные силы дизеля. Исходные данные: число цилиндров $z=5$, тактность $t=2$; последовательность вспышек 1-5-2-3-4, угол заклинивания мотылей $\varphi_0=72^\circ$, исследуемый порядок колебаний $\nu=2$.

K_p	p	φ_p	$\cos \varphi_y$	$\sin \varphi_y$	\bar{F}_p
1	1	0	1	0	1,1
2	5	144	-0,809	0,5878	1,05
3	2	288	0,309	-0,951	0,98
4	3	432	0,309	0,951	1,25
5	4	576	-0,809	-0,5818	0,85

$$K_{2F} = \sqrt{0,252^2 + 0,3743^2} = 0,451;$$

$$K_{2M} = \sqrt{5,393^2 + (-0,918)^2} = 5,47 \text{ (на 9,85\% больше).}$$

Рассмотренный в табл. 25 пример показывает, что вследствие разноравеса поршней на 2—25% образовалась остаточная неуравновешенная сила второго порядка, равная

$$F_{2п} = 0,451F_{2п.н} = 0,451m_H r \omega^2,$$

а остаточный неуравновешенный момент увеличился на 9,85% (по сравнению с данными табл. 23) и составил

$$M_{2п} = 5,47m_H R L \omega^2.$$

Данные табл. 25 указывают также на возможность снижения влияния разноравеса поршней на величину остаточных сил и моментов путем соответствующего расположения поршней разноравеса в цилиндрах. Для подбора рационального расположения поршней с разноравесом необходимо выполнить расчеты остаточных сил и моментов при различных вариантах распределения поршней по цилиндрам.

При изучении внешней уравновешенности коленчатый вал и рама дизеля рассматриваются как абсолютно жесткие тела. В действительности эти элементы дизеля обладают податливостью, и в случае приложения сил и моментов они способны деформироваться, вызывая перемещения различных точек дизеля. По этой причине возникает еще один вид неуравновешенности дизеля — внутренняя неуравновешенность. Даже в том случае, когда все внешние остаточные силы и моменты равны нулю, многоцилиндровый дизель всегда будет иметь внутренний неуравновешенный момент, изгибающий коленчатый вал с частотой его вращения. Это связано с тем, что силы инерции первого порядка, действующие на каждую половину коленчатого вала, изгибают его

один раз за один оборот. На этом принципе построен метод расчета внутреннего неуравновешенного момента, который рассматривается здесь применительно к пятицилиндровому дизелю.

Таблица 25

$\bar{F}_y l_y$	$\bar{F}_y \cos \varphi_y$	$\bar{F}_y \sin \varphi_y$	$\bar{F}_y l_y \cos \varphi_y$	$\bar{F}_y l_y \sin \varphi_y$
4,4	1,1	0	4,4	0
0	-0,849	0,617	0	0
2,94	0,303	-0,932	0,9085	-2,796
2,5	0,386	1,189	0,7725	2,3775
0,85	-0,688	-0,50	-0,688	-0,5
	0,252	0,3743	5,393	-0,918

Расчет выполняется почти так же, как и в случае внешнего неуравновешенного момента, но с одним существенным отличием: моменты рассчитываются относительно середины коленчатого вала для каждой его половины отдельно. Коэффициент момента $K_{вн}$ для половины коленчатого вала, характеризующий внутренний неуравновешенный момент, удобно рассчитывать в унифицированной табличной форме (табл. 26).

Рассчитаем коэффициент внутренних неуравновешенных моментов дизеля. Исходные данные: число цилиндров $z=5$, тактность дизеля $t=2$, последовательность вспышек 1-5-2-3-4, угол заклинивания мотылей $\varphi_0=72^\circ$, исследуемый порядок $\nu=2$.

Таблица 26

Номер вспышки K_y	φ_y , град	$\cos \varphi_y$	$\sin \varphi_y$	Номер колена y	Относительное плечо l_y	$l_y \cos \varphi_y$	$l_y \sin \varphi_y$
1	0	1	0	1	2	2	0
3	288	0,309	-0,951	2	1	0,309	-0,951
Итого		1,309	-0,951			2,309	-0,951

$$K_{вн} = \sqrt{2,309^2 + (-0,951)^2} = 2,497.$$

При изучении коленчатых валов с равными расстояниями между цилиндрами за единицу измерения удобно принять величину этого расстояния. Отметим, что при четном числе цилиндров середина коленчатого вала попадает в промежуток между двумя цилиндрами, а при нечетном совпадает со средним цилиндром, кото-

рый по этой причине не влияет на результаты расчета внутренней неуравновешенности.

Коэффициенты внутренних изгибающих моментов первого порядка для наиболее распространенных дизелей приведены в табл. 24. Внутренний изгибающий момент определяется с помощью коэффициента по формуле:

для вертикальной плоскости

$$M_{д.в} = K_{вн} (F_{1в} + F_{2н}) L;$$

для горизонтальной плоскости

$$M_{д.г} = K_{вн} F_{1в} L.$$

На опасное действие внутренних изгибающих моментов редко обращают внимание как при создании дизелей, так и при установке их на судах, что подтверждается опытом эксплуатации и результатами специальных испытаний наиболее распространенных дизелей 5D50, 6D50, 8NVD-36, 8NVD-48, 8NVD-48.2AU и др. Под воздействием внутреннего изгибающего момента у дизелей 5D50, работающих при частоте вращения 750 об/мин, происходили массовые обрывы фундаментных болтов. Исследования надежности рамовых подшипников с баббитовой заливкой у двигателей 8NVD-36 показали, что срок службы подшипников, расположенных в средней части двигателя, в несколько раз меньше, чем у крайних подшипников. Это явление — прямое следствие большого внутреннего изгибающего момента, так как двигатели 8NVD-36 имели $K_{вн} = 3,26$ из-за неудачного выбора последовательности вспышек. По этой же причине наблюдалось преждевременное растрескивание рамовых подшипников у вспомогательных двигателей 8ВАН23 на транспортных рефрижераторах типа «Амурский залив».

Последовательность вспышек 1—2—4—6—8—7—5—3, при которой $K_{вн} = 3,26$, характерна для двигателей ряда 8NVD-48 и их дальнейших модификаций. При частоте вращения 275 об/мин влияние внутреннего изгибающего момента было сравнительно незначительным. Но на судах типа «Тропик», где главные двигатели 8NVD-48 имеют $n = 350$ об/мин, из-за сильного внутреннего изгибающего момента после 30 000 ч работы (в капитальном ремонте) обнаруживались наклепы в разьеме блок-картер и на фундаментных клиньях. При этом наибольшие наклепы наблюдались по краям двигателя.

Специальные исследования с применением тензометрирования основных деталей дизелей и в том числе фундаментов позволили оценить действие внутреннего изгибающего момента. Напряжения от внутреннего изгибающего момента были четко записаны с помощью тензодатчиков, установленных на фундаментных болтах. При этом колебания напряжений первого порядка в болтах по краям двигателя находились в противофазе с напряжениями в болтах, которыми крепились к фундаменту средняя часть двигателя. Это указывает на знакопеременный изгиб картера двигателя, вызвавший отмеченные выше последствия.

Еще более опасное влияние внутреннего изгибающего момента проявилось на двигателях 8NVD-48.2AU при $n = 428$ об/мин. Благодаря тому что силы инерции возрастают пропорционально квадрату частоты вращения, здесь уже в первые 3000—5000 ч эксплуатации были обнаружены трещины в фундаментных рамах и обрывы фундаментных болтов. Для снижения внутренних и внешних неуравновешенных моментов применяются специальные способы. В частности, для нейтрализации центробежной составляющей сил инерции на щеки коленчатого вала устанавливаются противовесы. Однако они не в состоянии обеспечить снижение сил инерции от поступательно-движущихся частей КШМ.

Образцы осциллограмм с записью напряжений в фундаментном болте показывают, что на напряжения первого порядка от внутреннего неуравновешенного момента наложены колебания напряжений четвертого порядка (четыре колебания за один оборот вала). Такие колебания характерны для любого дизеля. Они вызваны так называемой боковой качкой, возникающей под воздействием переменной составляющей реактивного крутящего момента. Физическая природа реактивного крутящего момента заключается в следующем.

Крутящий момент каждого цилиндра двигателя внутреннего сгорания представляет собой сумму гармонических составляющих и среднего крутящего момента. Средний крутящий момент создает постоянное скручивание вала между дизелем и потребителем энергии и в то же время обуславливает возникновение противоположного по направлению, но равного по величине обратного реактивного момента, который воздействует на раму дизеля. Реактивный момент воспринимается сопротивлением подвески двигателя, поэтому рама двигателя остается неподвижной, а вал вращается.

В существовании реактивного момента можно убедиться, если представить, что подвеска (крепление) удалена, а вал удерживается от вращения моментом сопротивления. Тогда реактивный момент начнет вращать раму двигателя вокруг неподвижного вала. Гармонические составляющие крутящего момента создают крутильные колебания валопровода и в то же время приводят к возникновению периодических реактивных моментов, воздействующих на подвеску (фундамент) двигателя. Периодическая составляющая реактивного момента представляет собой колебания, главный порядок которых равен числу вспышек за один оборот коленчатого вала.

У четырехтактных двигателей главный порядок равен половине числа цилиндров ($0,5 z$), а двухтактный — числу цилиндров (z). Такой результат получается в результате геометрического сложения векторов возмущающих моментов главных порядков от каждого цилиндра. Сложение гармонических составляющих возмущающих моментов производится точно так же, как и возмущающих сил инерции при расчете остаточных неуравновешенных сил с учетом угла поворота коленчатого вала между вспышками.

Для расчета рекомендуется применять следующие формулы, которые являются общими при исследовании любых остаточных сил и моментов (за начало отсчета принято положение вектора возмущающего момента в первом цилиндре).

Вертикальная (косинусовая) составляющая суммарных колебаний

$$M_{vk} = \sum_1^z a_y \cos \nu \varphi_y.$$

Горизонтальная (синусовая) составляющая суммарных колебаний

$$M_{vc} = \sum_1^z a_y \sin \nu \varphi_y,$$

где a_y — амплитуда (вектор) возмущающего момента в y -м цилиндре;
 φ_y — угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и y -м цилиндре.

Суммарный момент ν -го порядка

$$M_\nu = \sqrt{M_{vk}^2 + M_{vc}^2}.$$

При рассмотрении реактивного момента величина a_y постоянна (в отличие от случая крутильных колебаний). Кроме того, рассматриваются только двигатели с равными интервалами между вспышками, когда $\varphi_y = (K_y - 1) \varphi_0$ (K_y — номер вспышки в y -м цилиндре, φ_0 — угол заклинивания мотылей). Тогда

$$M_{vk} = a_y \sum_1^z \cos \nu (K_y - 1) \varphi_0;$$

$$M_{vc} = a_y \sum_1^z \sin \nu (K_y - 1) \varphi_0.$$

Для примера рассмотрим четырехтактный восьмицилиндровый дизель, имеющий последовательность вспышек 1—2—4—6—8—7—5—3 и угол заклинивания мотылей коленчатого вала $\varphi_0 = 90^\circ$. Анализ возмущающих моментов выполняются в табличной форме.

Для $\nu = 0,5z$ имеем $M_{vk} = 0$, $M_{vc} = 0$ и $M_\nu = 0$, так как только при этих порядках произведение $\nu \varphi_0 = n360^\circ$, поскольку у четырехтактных двигателей с равными интервалами между вспышками

$$\varphi_0 = \frac{720}{z}.$$

У двухтактных двигателей $\varphi_0 = \frac{360}{z}$ и поэтому основные порядки, вызывающие боковую качку, будут равны или кратны числу цилиндров.

Возмущающие силы от гребного винта. Другим не менее значительным источником вибрации на судах является гребной винт, который может возбуждать периодические силы как инерционного, так и гидродинамического происхождения. Инерционное возбуждение первого порядка возникает, как уже отмечалось, из-за статической или динамической неуравновешенности гребного винта.

Гидродинамические силы, воздействующие на кормовую оконечность судна и гребное устройство, являются следствием работы гребного винта в неравномерном и неоднородном потоке воды вблизи корпуса судна. Это приводит к ударам возмущенного потока о корпус судна, которые вызывают вибрацию с частотой, кратной числу лопастей гребного винта, поэтому колебания от гребного винта обычно имеют лопастной порядок.

Результаты исследования вибрации, выполненные Гипрорыбфлотом, показали, что порядок вибрации иногда бывает равен удвоенному числу лопастей гребного винта. Это наблюдалось на судах с длинным кормовым подзором при малом шаге гребного винта. На этом основании было предложено рассматривать модель возбуждения от гребного винта в виде винтообразного вихря, перемещающегося под кормой судна.

Если шаг такого вихря меньше длины подзора кормы, то наблюдается двойной удар по корме и возникает вибрация с удвоенной лопастной частотой. Для устранения этой вибрации на одном из судов был увеличен шаг винта, что дало положительный эффект.

Величина возмущающих сил от гребного винта зависит от величины зазоров между кромками лопастей и элементами корпуса. Практикой выработаны конструктивные соотношения, обеспечивающие наименьшие амплитуды вибрации.

Разработка расчетных методов определения возмущающих гидродинамических сил представляет собой особую и еще далеко не решенную проблему.

Крутильные колебания валов. Обычно крутильные колебания валов рассматривают лишь с точки зрения возникновения опасных напряжений в элементах валопровода. Однако иногда на судне отмечается заметная вибрация с частотой крутильных колебаний. На разных судах одного типа интенсивность такой вибрации различна: на одном судне она весьма сильна, а на другом практически не ощущается, хотя амплитуда крутильных колебаний вала одинакова. Причину передачи крутильных колебаний на корпус судна можно объяснить прежде всего наличием статической и динамической неуравновешенности тех вращающихся масс, которые имеют наибольшую амплитуду крутильных колебаний. К таким массам относится гребной винт. Если бы винт был абсолютно уравновешен, то рассматриваемые крутильные колебания не передавались бы на подшипник. Однако при наличии дисбаланса (так же, как и при вращении) возникает переменная центробежная сила.

Несмотря на относительно малую величину центробежной силы от крутильных колебаний, она может вызвать заметную вибрацию некоторых конструкций, особенно в случае совпадения частоты крутильных колебаний с частотой свободных колебаний конструкции.

Другие возбудители вибрации. Вращающиеся валы большой длины могут вызвать колебания первого порядка

из-за искривления оси их вращения. Такие случаи происходят, например, при принудительном стягивании фланцев двух валов, которые не согласованы между собой, либо при просадке подшипников.

Вибрация может возникнуть из-за эллиптической формы рабочих шеек валов, вращающихся в подшипниках. При этом будет наблюдаться вибрация второго порядка.

Значительная вибрация трубопроводов возникает вследствие пульсации протекающих в них сред. Это происходит в результате деформации стенок трубопроводов и действия инерционных сил, которые могут возникать из-за изменения направления движения пульсирующей жидкости.

Выявление возбудителей вибрации представляет собой одну из главных проблем для изыскания способов уменьшения амплитуд колебаний. Однако величина амплитуд вибрации зависит не только от величины возмущающих сил, но и от свойств объектов, на которые эти силы воздействуют.

Вынужденные колебания свободного тела

Машина (или механизм), содержащая источник неуравновешенных возмущающих сил и моментов, обладает массой m (при поступательном движении) и моментами инерции θ_x , θ_y и θ_z относительно осей вращения x , y и z (при вращательном движении). Если допустить, что корпус рассматриваемого механизма представляет собой абсолютно твердое тело, свободно висящее в пространстве, то амплитуда вертикальных колебаний этого тела (в м), возникающих под действием гармонической силы F с круговой частотой ω , может быть найдена по следующей формуле:

$$A = \frac{F}{m\omega^2}. \quad (86)$$

При вращательном движении то же самое тело будет совершать угловые колебания вокруг оси x , если на него действует гармонический неуравновешенный момент M_x с частотой ω . Амплитуда угловых колебаний (в рад)

$$A_x = \frac{M_x}{\theta_x \omega^2}. \quad (87)$$

Эти амплитуды принято называть амплитудами равновесия.

Несмотря на то что допущение об абсолютно твердом теле, свободно висящем в пространстве, строго никогда не выполняется, формулы (86) и (87) имеют важное значение для решения многих практических вопросов. В частности, если рассматриваемый объект установлен на очень податливой упругой подвеске, то рассчитываемые по формулам амплитуды будут соответствовать действительным амплитудам колебаний объекта.

Формулы показывают значительное влияние на амплитуды колебаний массы объекта, к которому приложена сила. С увели-

чением массы амплитуда снижается. Значительное влияние на амплитуду колебаний оказывает также частота вращения — она обратно пропорциональна квадрату частоты. Однако этот вывод справедлив лишь в том случае, если возмущающий момент или сила не находится в той же зависимости от частоты. Это условие соблюдается, например, при рассмотрении колебаний от реактивного момента дизеля, величина которого определяется по формуле

$$M_v = 0,125\pi D^2 S z C_v,$$

где D и S — диаметр цилиндра и ход поршня дизеля, см;
 z — число цилиндров;
 C_v — гармонический коэффициент v -го порядка.

При инерционном возбуждении гармонические возмущающие силы и моменты пропорциональны квадрату частоты, так как

$$F_B = m_B R \omega^2.$$

После подстановки этого выражения в формулу (86) получаем

$$A = \frac{m_B r \omega^2}{m \omega^2} = r \frac{m_B}{m}.$$

Несмотря на простоту, последняя зависимость позволяет сделать важный вывод о том, что уменьшение амплитуды вибрации может быть достигнуто не только путем уменьшения дисбаланса m_B , но и путем увеличения массы корпуса и фундамента рассматриваемого механизма. Оценка амплитуд вибрации дизеля, свободно висящего в пространстве, может осуществляться по следующим зависимостям.

Суммарная амплитуда равновесия от неуравновешенных сил инерции первого порядка и центробежных сил в вертикальном направлении

$$A_B = A_{B.B} + A_{B.П} = \pm \frac{K_{1F}(m_B + m_1)R}{m_{дв}}.$$

Напомним, что в большинстве случаев величина $K_{1F} = 0$. Исключение составляет одноцилиндровый отсек двигателя или компрессора ($K_{1F} = 1$), а также двухцилиндровый четырехтактный двигатель ($K_{1F} = 2$).

Неуравновешенная сила второго порядка вызывает у четырехтактного одноцилиндрового или четырехцилиндрового двигателя вертикальную вибрацию с амплитудой равновесия

$$A_{2B} = \frac{K_{2F} m_{II} R \omega^2}{(2\omega)^2 q m_{дв}} = \frac{K_{2F} R m_{II}}{4q m_{дв}}.$$

Остаточные неуравновешенные моменты от центробежных сил при вращении коленчатого вала у некоторых дизелей создают продольную качку с угловой амплитудой

$$A_{2B} = \frac{K_{1M} m R L}{\theta_z}$$

и рысканье вокруг оси x с угловой амплитудой

$$A_x = \frac{K_{1M} m R L}{\theta_x}$$

При этом продольная качка будет усиливаться под действием сил инерции первого порядка из-за возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

$$A_{zB} = \frac{K_{1M} m R L}{\theta_z}$$

Неуравновешенные моменты сил инерции второго порядка могут создавать продольную качку с удвоенной частотой вращения. Эта форма колебаний наиболее выражена у четырехтактных дизелей с нечетным числом цилиндров и почти у всех двухтактных дизелей, на что следует обращать особое внимание при выборе места расположения двигателей на судне. Если двигатель с неуравновешенными моментами поместить в узел собственных колебаний судна, то возникнет значительная общая вибрация судна.

Как уже отмечалось, угловая амплитуда боковой качки обратно пропорциональна круговой частоте колебаний и может быть вычислена по формуле

$$A_{yV} = \frac{C_v \pi D^2 S z}{8 v^2 \omega^2 \theta_y}$$

Для главных порядков ($v=0,5z$ для четырехтактных и $v=z$ для двухтактных дизелей) имеем

$$A_{yV} = 2,85 \cdot \frac{C_v D^2 S t^2}{z n^2 \theta_y}$$

где t — тактность дизеля (2 или 4);

n — частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Методы расчета масс вращающихся частей m_B и поступательно-движущихся частей m_{II} КШМ подробно изложены в литературе по динамике дизелей [23, 24]. Масса двигателя дизеля $m_{дв}$ всегда указана в паспортах, каталогах и проспектах. Расчет моментов инерции двигателя вокруг основных осей можно выполнить по общим правилам теоретической механики. В тех случаях, когда из-за отсутствия точных размеров всех деталей или фирменных данных воспользоваться упомянутыми методами не представляется возможным, допустимо применять следующие приближенные соотношения. Масса двигателя (в т) может быть выражена через ход поршня S (в м), диаметр цилиндра D (в м) и число цилиндров z

$$m_{дв} = (z + 1) D^2 S K_{дв},$$

где $K_{дв}$ — коэффициент, учитывающий тип двигателя.

Обработкой статистических данных установлено, что $K_{дв}=70$ для современных крещкопфных двухтактных и среднеоборотных четырехтактных дизелей с наддувом с диаметром цилиндра более 0,2 м, $K_{дв}=60$ для тихоходных четырехтактных дизелей без

наддува и $K_{дв}=30$ для быстроходных дизелей без наддува, построенных до 1960 г. (средние значения).

Момент инерции (в Н·м²) двигателя относительно оси вращения коленчатого вала (при боковой качке) может быть условно определен по формуле

$$\theta_y = 10 m_{дв} S^2,$$

а относительно вертикальной оси (при галопировании) — по формуле

$$\theta_x = (5S^2 + 0,5z^2 D^2) m_{дв}.$$

Масса вращающихся деталей КШМ, приведенная к радиусу кривошипа, определяется по следующей зависимости:

$$m_B = m_{ш} \alpha + m_M + 2 m_{щ} \frac{C}{R},$$

где $m_{ш}$, m_M и $m_{щ}$ — масса шатуна, мотылевой шейки и одной щеки коленчатого вала, кг;

α — коэффициент, учитывающий долю массы шатуна, участвующую во вращательном движении ($\alpha=0,6 \div 0,7$);

C — расстояние центра тяжести щеки от оси вращения, м.

В первом приближении массы m_M и $m_{щ}$ оцениваются по данным о диаметре цилиндра D (в м) и ходе поршня S (в м):

$$m_M = 1200 D^3;$$

$$m_{щ} = 800 \left(\frac{S}{D} + 1,3 \right) D^3.$$

Принимая для приближенных расчетов $\frac{C}{R} = 0,5$, после подстановки получаем

$$m_B = 0,65 m_{ш} + D^3 \left[1200 + 800 \left(\frac{S}{D} + 1,3 \right) \right].$$

Масса поступательно-движущихся частей определяется по формуле

$$m_{II} = m_{порш} + (1 - \alpha) m_{ш}.$$

В реальных условиях установки двигателей на судах фактические амплитуды вибрации будут значительно отличаться от значений, полученных указанными выше методами. Амплитуды вибрации могут быть как меньше амплитуд равновесия, так и больше их. Причина уменьшения амплитуд равновесия связана с тем, что двигатель всегда присоединен к фундаменту или фундаментной раме, что увеличивает общую массу системы и снижает амплитуду. Однако при определенных обстоятельствах величина амплитуды колебаний может резко возрастать по сравнению с амплитудой равновесия. Эти опасные явления связаны с тем, что в действительности абсолютно твердых (жестких) тел в природе не существует. Имеется очень много элементов дизельных установок, обладающих малой жесткостью. Это обуславливает новые свойства систем, влияющие на параметры вибрации.

Свободные и вынужденные колебания упругомассовых систем

Любой элемент корпуса судна или силовой установки, рассматриваемый изолированно от других элементов, характеризуется не только массой, но и способностью деформироваться под воздействием приложенной нагрузки. Если нагрузка не превышает определенной величины предела упругости, то после ее снятия элемент возвращается в свое первоначальное состояние, т. е. проявляются эластичные свойства, которые принято называть упругостью. Этим свойством обладают все детали из стали, резины и других упругих материалов. Для измерения упругости применяется податливость или обратная ей величина — жесткость. Податливость — это величина упругой деформации тела, которую оно получит под воздействием нагрузки, равной единице ее измерения, а жесткость характеризуется величиной нагрузки, которую следует приложить к телу для его деформации на единицу измерения. В зависимости от направления приложения и вида нагрузки различают линейную, изгибающую и крутильную податливость или жесткость. Экспериментально податливость определяется путем приложения нагрузки (осевой силы F , изгибающего момента M_{II} или крутящего момента M_K) к телу и измерения после этого деформации объекта (удлинения h , стрелки прогиба h_{II} или угла скручивания φ_K). Тогда величина податливости e будет определяться по одной из следующих формул:

при осевом сжатии или растяжении

$$e_o = \frac{h}{F};$$

при изгибе балки

$$e_{II} = \frac{h}{M_{II}};$$

при скручивании стержня (вала)

$$e_K = \frac{\varphi_K}{M_K}.$$

Податливость любого рассматриваемого упругого тела является постоянной величиной, зависящей от свойств материала (а точнее от модуля Юнга E и модуля сдвига G) и размеров тела. Податливость рассчитывается сравнительно просто для простейших тел, таких, как стержней, валов, балок, витых пружин. Если подобные тела образуют последовательно соединенную систему, то общая податливость такой упругой системы будет равна сумме податливостей элементов

$$e_{\text{общ}} = \sum_1^K e_y.$$

Примером последовательного соединения упругих элементов является валопровод при рассмотрении крутильных и продольных колебаний.

При параллельном соединении суммироваться должны не податливости, а обратные им величины — жесткости.

$$C_{\text{общ}} = \sum_1^K C_y = \sum_1^K \frac{1}{e_y},$$

откуда

$$e_{\text{общ}} = \frac{1}{\sum_1^K \frac{1}{e_y}}.$$

Установка дизель-генератора на большом числе амортизаторов (например, $K=40$) — характерный пример параллельного соединения упругих элементов.

Рассматривая вопрос о соединении различных элементов между собой, следует иметь в виду, что они обладают не только податливостью, но и массой. При этом у одних элементов преобладают упругие свойства, а у других — инерционные. Например, маховик можно считать абсолютно твердым телом по сравнению с валопроводом. То же самое можно сказать о двигателе по сравнению с мягкими амортизаторами. Однако все зависит от постановки задачи. При рассмотрении напряжений в остовах двигателя его часто рассматривают как сложное упругое тело, исследуемое специальными методами конечных элементов. Аналогично исследуется судно в целом. Когда речь идет о мореходных качествах судна, то оно изучается как абсолютно твердое тело, а при исследовании колебаний и напряженного состояния корпуса судно представляется в виде упругой балки. Здесь также применяется метод конечных элементов.

Соединенные между собой элементы, обладающие массой и упругостью, образуют так называемую упругомассовую систему. В зависимости от того, какие свойства преобладают в системах (упругие или инерционные), они могут аппроксимироваться либо распределенными, либо дискретными расчетными схемами (моделями). Например, судно в целом обычно рассматривается как упругая балка с распределенной массой. При рассмотрении колебаний дизель-генератора на упругой подвеске (амортизаторах) исследуется дискретная упругомассовая схема, состоящая из массы двигателя и безынерционных упругих амортизаторов. Дискретная схема применяется также при расчете крутильных и продольных колебаний валопровода. Дискретные схемы составляются из сосредоточенных жестких масс, соединенных между собой безынерционными упругими связями (пружинами).

Упругомассовые системы обладают очень важным свойством, которое заключается в их способности совершать свободные за-

тухающие колебания. Такие колебания можно наблюдать после того, как к системе будет приложен кратковременный импульс нагрузки.

Свободные колебания обычно легче всего изучать на простейшей дискретной модели, состоящей из абсолютно жесткого тела с массой m , установленного на упругой подвеске (пружины), имеющей жесткость c . Если тело m вывести из состояния покоя внешней силой путем сжатия пружины, то после устранения силы тело будет совершать колебания относительно первоначального положения покоя. Эти колебания обусловлены периодическим переходом потенциальной энергии сжатой пружины в кинетическую энергию перемещающегося груза, и наоборот.

При отсутствии в системе сил трения (демпфирования) в каждый момент времени соблюдается закон Ньютона

$$ma + cx = 0,$$

где x — величина перемещения груза, равная величине деформации пружины относительно положения покоя;
 a — ускорение движения груза.

Поскольку груз совершает гармонические колебания, то $x = A \sin \omega t$, а величина ускорения

$$a = \ddot{X} = -A\omega_c^2 \sin \omega t.$$

После подстановки получаем основное уравнение движения одномассовой системы с одной степенью свободы без демпфирования.

$$-mA\omega_c^2 + cA = 0,$$

откуда следует наиболее важная формула для определения круговой частоты

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{1}{me}}. \quad (88)$$

Эта величина представляет собой круговую частоту свободных колебаний, которая постоянна для данной системы и, следовательно, комплексно учитывает ее упругомассовые свойства. Очевидно, что частота свободных гармонических колебаний

$$N_c = \frac{30}{\pi} \omega_c = 9,55 \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

При крутильных колебаниях справедлива аналогичная формула

$$N_c = 9,55 \sqrt{\frac{1}{\theta e_k}}.$$

Рассматриваемая одномассовая система представляет собой частный случай более общей двухмассовой системы с одной степенью свободы, состоящей из двух масс m_1 и m_2 , соединенных между собой пружиной. Для такой системы

$$\omega_c = \sqrt{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right) \frac{1}{e_{1,2}}}. \quad (89)$$

Если амплитуду колебаний первой массы обозначить A_1 , то амплитуда колебаний второй массы

$$A_2 = A_1 \frac{m_1}{m_2}. \quad (90)$$

В расчетах удобно амплитуды выражать безразмерными величинами, которые получаются в том случае, если за единицу измерения принять $A = A_1$. Тогда безразмерная амплитуда первой массы $\alpha_1 = 1$, а второй массы $\alpha_2 = \frac{m_1}{m_2}$. Безразмерная амплитуда деформации пружины

$$\delta_{1,2} = 1 + \alpha_2 = 1 + \frac{m_1}{m_2}. \quad (91)$$

При этом абсолютная деформация $\Delta A_{1,2} = A_1 \delta_{1,2}$.

Распределение безразмерных амплитуд по массам систем ($\alpha_1 = 1$ и $\alpha_2 = \frac{m_1}{m_2}$) называется формой свободных колебаний, которая характеризуется наличием на пружине такого сечения, относительно которого и совершаются колебания масс. Это сечение называется узлом колебаний. В рассматриваемой системе имеется только один узел колебаний и поэтому форма колебаний считается одноузловой.

В сложных многомассовых системах может быть очень много форм колебаний, равных числу упругих участков между массами. При этом каждая форма имеет собственное число узлов и соответствующее им значение частоты свободных колебаний: чем больше число узлов, тем выше частота свободных колебаний.

Простейшая одномассовая система может быть получена из двухмассовой при $m_2 = \infty$, т. е. в случае, когда $m_1 \ll m_2$ (например, более чем в 30 раз). Очевидно, что в таком случае узел будет находиться на второй массе, так как $\alpha_2 = 0$, а $\delta = \alpha_1$.

Формулы (90) и (91) приходится часто применять на практике для оценки влияния податливости или массы системы на частоту свободных колебаний какой-либо части системы. Эти формулы показывают, что для увеличения частоты свободных колебаний необходимо уменьшать податливость и массу системы.

Строго говоря, частота свободных колебаний зависит еще от одного свойства материальных тел и системы в целом — демпфирования, или сил внутреннего и внешнего трения. Именно эти силы обуславливают постепенное засухание свободных колебаний.

Однако действующие силы трения, при которых существует вибрация, настолько малы, что их влияние на частоты свободных колебаний значительно меньше, чем погрешность измерительных приборов. По этой причине в расчетах частот и форм свободных колебаний демпфирование обычно не учитывается.

Иное значение имеет демпфирование в системах при рассмотрении амплитуд вынужденных колебаний, т. е. колебаний, возникающих под воздействием на упругомассовую систему периоди-

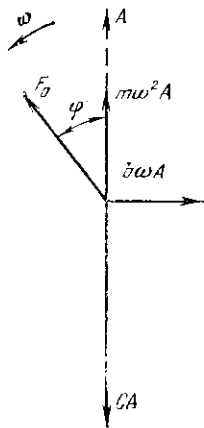


Рис. 4. К обоснованию формулы для расчета амплитуды вынужденных колебаний.

чески изменяющейся силы. Продолжая рассматривать случай с простейшей одномассовой системой, представим себе, что внутри тела находится источник гармонической силы

$$F = F_0 \sin \omega t,$$

где F — амплитуда возмущающей силы, Н;
 ω — круговая частота возбуждения, 1/с.

Примером подобного возбудителя вертикальных колебаний может быть четырехцилиндровый дизель с неуравновешенными силами инерции второго порядка.

В данном случае необходимо еще учесть силы трения в системе, которые в инженерных расчетах чаще всего считают пропорциональными скорости перемещения.

Для получения формулы расчета амплитуд вынужденных колебаний необходимо решить уравнение движения системы под воздействием возмущающей гармонической силы

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t. \quad (92)$$

где b — коэффициент демпфирования.

Это уравнение нельзя решить так просто, как это было в случае свободных колебаний без трения. Если допустить, что исследуемая система совершает вынужденные колебания под воздействием гармонической силы $F_0 \sin \omega t$, то остальные три силы, входящие в уравнение (92), будут также гармоническими с той же частотой ω . Тогда

$$-mA\omega^2 \sin \omega t + bA\omega \cos \omega t + cA \sin \omega t = F_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad (93)$$

где φ — сдвиг фазы между векторами движения A и силой F_0 .

В этом уравнении появляются два неизвестных значения A и φ , зависящих от ω . Для их определения и рассмотрения физической сущности вынужденных колебаний изобразим все четыре силы уравнения на векторной диаграмме (рис. 4). Вектор перемещения A направлен вертикально вверх. Восстанавливающая сила упругости cA направлена в противоположную сторону — вертикально вниз. Сила затухания $b\omega A$ перпендикулярна силе упругости, так как $\cos \omega t = \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{4}\right)$, а сила инерции $m\omega^2 A$ находится в противофазе с силой упругости и совпадает с направлением движения. Возмущающая сила F_0 расположена под углом φ к вектору перемещения A .

По закону Ньютона необходимо, чтобы сумма всех четырех сил была равна нулю. Исходя из этого, приравняем нулю проекции указанных сил:

по вертикали

$$cA - m\omega^2 A - F_0 \cos \varphi = 0,$$

по горизонтали

$$b\omega A - F_0 \sin \varphi = 0.$$

Решая эти уравнения совместно, находим:

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(b\omega)^2 + (c - m\omega^2)^2}};$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b\omega}{c - m\omega^2}.$$

С помощью несложных преобразований можно получить зависимости амплитуд и сдвига фаз от отношения частот:

$$A = \frac{\frac{F_0}{c}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2}\right)^2 + \left(\frac{b}{m\omega_c}\right)^2 \frac{\omega^2}{\omega_c^2}}}; \quad (94)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\frac{b\omega}{m\omega_c^2}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}. \quad (95)$$

Для упрощения дальнейшего анализа введем несколько новых понятий. Одним из важных понятий в теории колебаний является понятие о статической амплитуде $A_{ст}$, т. е. амплитуде, которая соответствует деформации пружины под воздействием силы F_0 , когда $\omega = 0$,

$$A_{ст} = \frac{F_0}{c} = \frac{F_0}{m\omega_c^2}. \quad (96)$$

Величина $A_{ст}$ однозначно характеризует динамические свойства системы.

Обобщенный характеристикой демпфирования системы может служить удельное трение μ

$$\mu = \frac{b}{m\omega_c} \quad (97)$$

или обратная ей величина — коэффициент динамического усиления при резонансе $\beta_{рез}$.

Из формул (94) и (95) следуют важные для практики зависимости:

$$A = \beta A_{ст}; \quad (98)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{1}{\beta_{рез} \left(\frac{\omega_c}{\omega} - \frac{\omega}{\omega_c} \right)}, \quad (99)$$

где β — коэффициент динамического усиления.

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + \frac{1}{\beta_{рез}^2} \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}}, \quad (100)$$

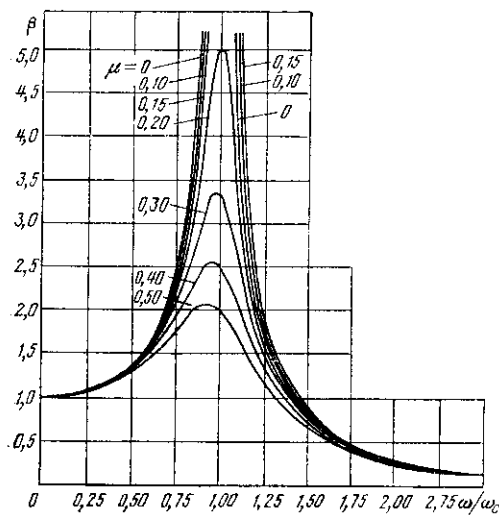


Рис. 5. Зависимость коэффициента динамического усиления от отношения частот.

Амплитуды вынужденных колебаний уменьшаются с уменьшением $\beta_{рез}$, т. е. с увеличением удельного трения. Обычно при механических вибрациях коэффициент динамического усиления $\beta_{рез} > 5$, когда демпфирование уже не оказывает влияния на частоту свободных колебаний.

Проследим теперь за зависимостью амплитуды вынужденных колебаний от относительной частоты (рис. 5). При очень медленных колебаниях ($\omega \approx 0$) амплитуда практически равна статической амплитуде ($\beta = 1$), а направление вектора возмущающей силы совпадает с направлением

вектора перемещения массы. С возрастанием частоты ω/ω_c коэффициент динамического усиления, а следовательно, и амплитуда перемещения возрастают, но при этом появляется сдвиг фазы между векторами силы и перемещения. Когда частоты возмущающей силы и свободных колебаний совпадают ($\frac{\omega}{\omega_c} = 1$), наблюдается максимальное значение амплитуды и тогда $\beta = \beta_{рез}$ и $\varphi = \frac{\pi}{2}$.

В этот момент происходит переход энергии возмущающей силы в тепловую энергию, т. е. $F_0 = b\dot{A}$, а кинетическая энергия массы становится равной потенциальной энергии пружины ($m\omega^2 A = cA$). Явление совпадения частоты возмущающей нагрузки с частотой свободных колебаний называется резонансом.

После прохождения резонанса и при дальнейшем увеличении отношения $\frac{\omega}{\omega_c} > 1$ наблюдается интенсивное снижение амплитуды ($\beta < \beta_{рез}$) и увеличение φ более чем на 90° . При очень высоких частотах ($\frac{\omega}{\omega_c} > 3$) $\varphi \rightarrow 180^\circ$. В этом случае массу можно рассматривать как свободно висющую в пространстве.

Необходимость в определении угла сдвига фаз φ возникает при исследовании многомассовых и, в частности, двухмассовой системы. Такая система может совершать наряду с рассмотренными упругими колебаниями еще и так называемые «жесткие» колебания, т. е. колебания всей системы, рассматриваемой в виде абсолютно твердого тела с общей массой. Очевидно, что амплитуда жестких колебаний

$$A_{ж} = \frac{F_0}{(m_1 + m_2) \omega^2}.$$

«Жесткая» амплитуда не оказывает никакого влияния на деформацию пружины, поскольку деформация возникает только от взаимного перемещения масс относительно друг друга. Однако характер изменения суммарных амплитуд перемещений масс относительно неподвижного наблюдателя, находящегося вне системы, будет отличаться от колебаний системы, которые она совершает под влиянием только упругих сил. Изучение колебаний масс двухмассовой системы имеет большое значение для понимания физической природы виброизоляции и принципа действия виброизмерительной аппаратуры.

Суммарная амплитуда перемещения первой массы определяется путем геометрического сложения A_1 и $A_{ж}$:

$$A_{сум} = \sqrt{A_{ж}^2 + A_1^2 + 2A_1 A_{ж} \cos \varphi_1}; \quad (101)$$

$$\varphi_1 = 180 - \arctg \frac{1}{\beta_{рез} \left(\frac{\omega_c}{\omega} - \frac{\omega}{\omega_c} \right)}. \quad (102)$$

Для второй массы применяется формула (101), в которую вместо $A_{ж}$ следует подставить A_2 , а вместо φ_1 величину

$$\varphi_2 = \arctg \frac{1}{\beta_{рез} \left(\frac{\omega_c}{\omega} - \frac{\omega}{\omega_c} \right)}. \quad (103)$$

Теория колебаний двухмассовой системы, безусловно, не отвечает на все вопросы, связанные с вибрацией оборудования ДУ. В частности, она не объясняет действие и методы расчета динамических гасителей колебаний (антивибраторов) и не отражает всего многообразия форм свободных колебаний, которые могут одновременно проявляться под воздействием сложного комплекса возмущающих нагрузок.

Однако она позволяет объяснить фундаментальное понятие о резонансе и выявить основные факторы, влияющие на развитие амплитуд вынужденных колебаний. На этой основе удастся объяснить действие большинства виброизмерительных приборов и решать вопросы виброизоляции. Основное преимущество теории колебаний двухмассовой системы заключается в том, что с ее помощью можно сравнительно просто оценивать основные (хотя и не все) способы уменьшения вибрации, если в этом возникает необходимость, в соответствии с результатами измерений.

Приборы для измерения вибрации

Объективную оценку степени опасности вибрации для прочности отдельных конструкций и элементов ДУ наиболее целесообразно выполнять с помощью тензометрирования. Ввиду высоких требо-

Прибор	Измеряемые параметры	Диапазон частот, Гц	Диапазон амплитуд, мм
Универсальный измерительный прибор Гейгера	Виброперемещения (амплитуды и частоты)	5—340, с дополнительной массой — от 2,5 Гц	0,03—7,5
Тастограф	То же	5—300	0,005—20
Виброграф ручной ВР-1	»	5—100	0,05—6
Виброграф ручной ВР-1А	»	5—1000	0,05—5
Комплект приборов для измерения вибрации КОО1 (число каналов 3)	»	3—200	До 1
Виброизмерительная аппаратура ВИ6-5МА (число каналов 6)	Виброперемещения (амплитуды и частоты), виброускорения	До 200	2,0—2,5 (в зависимости от типа датчиков)

Регистрация	Отметка времени	Погрешность измерений, %	Масса, кг
На бумажную ленту с восковым покрытием	1500 колебаний в минуту	±0,5	8,6
То же	6000 колебаний в минуту	—	1,5
»	1 с	±0,1	1,6
»	1 с	±0,1	4
Осциллограф	—	±10	8
»	—	±5	6

ваний к качеству подготовительных работ по тензометрированию (наклейка тензодатчиков, протяжка кабельных трасс, настройка аппаратуры и т. д.), которые практически невозможно выполнить в условиях прямо-сдаточных испытаний, тензометрирование в основном применяется с целью исследования вибрационных напряжений или причин повреждений оборудования судов, если они выявляются во время эксплуатации. В остальных случаях вибрация измеряется более простыми приборами сейсмического типа. Такой прибор обычно состоит из датчика, усилителя и регистрирующей части. Все эти узлы могут быть непосредственно связаны между собой (в механических приборах) или взаимодействовать посредством соответствующих коммуникаций (при электроизмерениях).

В регистрирующей части усиленные сигналы от датчика записываются на движущуюся ленту или фотопленку, на которой одновременно фиксируются отметки частоты вращения и времени (или только времени), что позволяет определить частоту колебаний и их порядок.

Принцип действия датчика любого прибора сейсмического типа основан на теории двухмассовой упругой системы. Сейсмический датчик имеет «легкую» и «тяжелую» массы, соединенные

между собой упругой связью (пружиной). При этом система имеет сравнительно большое демпфирование ($\beta_{рез} < 1$). «Легкая» масса непосредственно воспринимает вибрацию (колебания) измеряемого объекта. Для обеспечения минимального искажения записи колебания необходимо, чтобы собственная частота датчика вибратора была в 2—3 раза ниже частоты измеряемых колебаний.

$$\frac{A_n}{y} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_c}{\omega}\right)^2\right]^2 + \frac{1}{\beta_{рез}^2} \left(\frac{\omega_c}{\omega}\right)^2}}$$

При $\beta_{рез} \leq 1$ и $\frac{\omega_c}{\omega} = 2 \div 3$ погрешность измерений не превысит 5—10%.

Наибольшее распространение при измерениях вибрации на судах получили такие сейсмические приборы, как универсальный измерительный прибор Гейгера, тастограф производства ГДР или вибрографы типа ВР [48]. Основные сведения об этих механических приборах даны в табл. 27.

В приборе Гейгера роль «легкой» массы выполняет его корпус, а «тяжелая» масса выполнена в виде массивного маятника. Усилителем колебаний служит рычажная система, передающая

относительные перемещения маятника на перо, которое перемещается и записывает усиленные в 3, 6 или 12 раз колебания на движущуюся с постоянной скоростью ленту. Демпфирование в системе обеспечивается за счет трения пера о бумагу, что является в данном случае положительным фактором.

У тастографа и вибрографа ВР «легкой» массой является шуп, который необходимо упереть в вибрирующую поверхность, но так, чтобы перо не ударилось об ограничитель. «Тяжелой» массой являются корпус вибрографа и руки экспериментатора. Внутри корпуса помещен часовой механизм, предназначенный для равномерной протяжки ленты и отметки времени на ленте с интервалом в 1 с. В данном случае относительные перемещения шупа и корпуса также усиливаются простейшей рычажной системой.

Некоторым недостатком механических виброизмерительных приборов является ограничение в выборе масштаба записи колебаний. Для устранения этого недостатка прибор Гейгера можно модернизировать в соответствии с предложением инженера Н. Б. Петрова (Гипрорыбфлот). Суть модернизации состоит в том, что стандартное перо с пружиной заменяется упругой пластиной. На пластину наклеивается тензодатчик. Один конец пластины имеет консольную заделку, а другой шарнирно связан с концом штанги, которая передает колебания от рычажной системы прибора. Колебания штанги вызывают изгиб пластины, который фиксируется тензодатчиком. Сигнал усиливается и записывается на ленту осциллографа в нужном масштабе. Тарировка этого устройства проста и надежна. Для этого достаточно отклонить массу вибрографа в крайнее положение и отметить перемещение луча от шлейфа на экране осциллографа. Замерив эти два отклонения и поделив одно значение на другое, находят масштаб записи.

В литературе иногда рекомендуется применять для измерения вибрации комплект приборов типа К001 с датчиками. По принципу действия это также датчик сейсмического типа. Внутри прибора имеется масса, которая с помощью пружины должна быть перед измерением отрегулирована так, чтобы находиться в среднем положении. Однако принцип регистрации и усиления сигнала здесь иной. Когда корпус датчика начнет вибрировать, относительные перемещения массы будут создавать индукционный ток в катушках, пропорциональный скорости перемещения. В этом заключается первый недостаток датчика К001, так как им неудобно пользоваться в случае записи негармонических колебаний. Кроме того, опыт применения этого датчика на судах флота рыбной промышленности показал, что прибор чувствителен к установке на объекте: малейший перекоп датчика приводит к ударам массы об ограничитель и получению некорректных результатов.

Виброизмерительная аппаратура ВИБ-5МА с вибродатчиками используется для синхронного измерения параметров в различных точках ДУ одновременно, что в ряде случаев является необходимым для выявления причин вибрации, однако такие измерения так

же, как и с приборами К001, требуют значительной подготовки. Кроме того, качественное крепление датчиков затруднительно. Измерения вибрации с помощью вибродатчиков целесообразны в основном для исследовательских целей.

Опыт применения виброизмерительной аппаратуры на судах свидетельствует о том, что наиболее удобной для измерения в этих условиях является аппаратура, позволяющая производить замеры виброшупом с дистанционной передачей сигнала на измерительный прибор и возможностью присоединения к регистрирующему устройству. Этим требованиям отвечает выпускаемая фирмой «Карл Шенк АГ» (ФРГ) аппаратура «Вибротест», позволяющая измерять амплитуду (размах) и интенсивность (эффективную скорость) вибрации, а также осуществлять гармонический анализ колебаний. Датчик вибрации можно присоединять к исследуемой поверхности с помощью ввинчивающегося стержня-шупа или магнитного основания. В диапазоне частот колебаний 50—100 000 1/мин пределы измерения аппаратуры составляют: интенсивность колебаний 0,006—2000 мм/с; амплитуда колебаний 0,006—2000 мкм.

Гармонический анализ вибраций, выполненный с помощью аппаратуры «Вибротест», позволяет получить наглядное представление о спектре колебаний и дать заключение об их причинах и возбудителях. Эксплуатационная частота вращения и нагрузка ДУ в период проведения замеров этой аппаратурой должны оставаться постоянными.

Измерения уровней вибрации в звуковом диапазоне частот выполняются с помощью специальной аппаратуры, позволяющей определить как общий уровень, так и спектральный состав в октавных или третьооктавных полосах частот. Наибольшее распространение получила аппаратура датской фирмы «Брюль и Кьер», RFT (ГДР) и некоторые типы отечественных шумомеров.

В соответствии с «Временными техническими нормами вибрации морских судов» Регистра СССР и «Методикой проведения испытаний вибрации головных морских судов» при сдаче головных судов должны выполняться измерения вибрации [39]. Указанные руководящие материалы регламентируют объем и порядок выполнения замеров. Величинами, подлежащими измерению, являются: частоты и порядки колебаний, амплитуды перемещений, частота вращения источников возбуждения периодических сил, скорость и ускорение вибрации.

Испытания должны выполняться при всех основных вариантах включения оборудования ДУ и на всех длительных режимах ее использования. В частности, на промысловых судах к таким режимам относятся свободный ход и режимы работы с орудиями лова.

При выполнении каждого комплекса замеров обязательно фиксируются источники наиболее существенных возмущающих сил и моментов с указанием режима их работы, например, работают главный двигатель при частоте вращения 125 об/мин на винт

регулируемого шага при шаговом отношении 0,55, дизель-генераторы № 1 и 3, воздушный компрессор, балластный насос и т. д.

Очень важным условием вибрационных измерений является постоянство состава источников вибрации: включение или выключение механизмов на судне в это время не допускается.

При сдаче судна вибрацию измеряют в следующих местах: кормовая часть юта (вертикальные и горизонтальные колебания на свесе кормы либо в районе пересечения диаметральной плоскости с кормовым перпендикуляром над жесткими связями); фундамент главного упорного подшипника (вертикальные, поперечные и продольные горизонтальные колебания); двигатели внутреннего сгорания (вертикальные, горизонтальные, поперечные и продольные колебания на лапах и крышках цилиндров); вспомогательные механизмы и теплообменные аппараты, включая холодильное и рефрижераторное оборудование; другие механизмы и оборудование в случаях их большой вибрации.

Измерения должны выполняться по специальной программе, согласованной с головной организацией заказчика. Такая программа, в частности, должна содержать схемы расположения точек замеров по судну в целом, по помещениям и по отдельным механизмам и оборудованию. В программе указываются режимы работы механизмов и варианты их одновременного включения.

Если во время испытаний будет выявлена повышенная вибрация элементов судна, не учтенных программой, то в нее должны быть внесены соответствующие поправки.

Кроме измерений, предназначенных для оценки вибрации судна по правилам Регистра СССР, в последние годы делаются попытки создания методик измерений, оценивающих уровень вибрации отдельных механизмов.

Методы определения вибрационных параметров

Исследования вибрации и колебаний на судах могут выполняться для оценки фактического уровня и степени опасности вибрации или колебаний, определения причин повышенной вибрации или разрушений, разработки или проверки эффективности средств и способов уменьшения вибрации, получения исходных данных для совершенствования методики расчета вибрации и колебаний, диагностики технического состояния механизмов и определения их остаточных ресурсов.

Исследования вибрации подразделяются на расчетные, экспериментальные и расчетно-экспериментальные. Существует два основных направления изучения вибрации. Одно направление базируется на изучении амплитуд, частот и форм вынужденных и свободных колебаний. В этом случае объектом исследования является упругомассовая система, а критериями для оценки вибрации служат допустимые напряжения или амплитуды перемещений, скорости и ускорения.

Другое направление связано с определением общего уровня и спектральным анализом вибрации, измеряемой в децибелах.

Поскольку основная задача настоящей работы заключается в изучении вибрации с точки зрения надежности оборудования ДУ, целесообразно более подробно остановиться на методах изучения низкочастотных механических колебаний.

Расчетное определение параметров вибрации. Большое практическое значение имеет расчетное определение параметров вибрации и колебаний на стадии проектирования оборудования ДУ.

Типовая последовательность расчета любых механических колебаний состоит в следующем:

1. Составляется расчетная схема (модель) упругомассовой системы.

2. Рассчитываются основные формы и частоты свободных колебаний.

3. Рассчитываются основные гармоники возмущающих сил или моментов (порядки и амплитуды).

4. Устанавливаются резонансные зоны, попадающие в рабочий диапазон частот вращения или близко расположенные к нему.

5. Рассчитываются вынужденные нерезонансные и резонансные амплитуды колебаний.

6. В случае недопустимости колебаний изучаются различные варианты их снижения, включая разработку и выбор специальных устройств.

7. Выполняются расчеты по проверке эффективности мероприятий по уменьшению колебаний.

В виду того что методики вибрационных расчетов не всегда содержат способы определения возмущающих и демпфирующих сил, исследования колебаний часто ограничиваются определением частот свободных колебаний и заканчиваются вычислением резонансных режимов работы установки. Установка считается благоприятной с точки зрения вибрации, если резонансные режимы не совпадают с рабочими режимами.

Следует признать, что далеко не все конструкции и виды оборудования обеспечены методиками расчета вибрации. Это связано прежде всего с большими трудностями построения схемы упругомассовой системы, состоящей из многочисленных элементов сложной формы, которые находятся между собой в неопределенной взаимосвязи.

Известны многочисленные исследования, направленные на решение подобных задач с применением метода импеданса или конечных элементов. Получаемые решения оказываются очень сложными и трудоемкими. Однако это не мешает их применению на практике с использованием ЭЦВМ. Основное препятствие для широкого распространения подобных методов заключается в низком качестве или отсутствии исходных данных для расчета упругомассовых и демпфирующих свойств систем. Для доведения указанных методов до инженерной практики требуется многолетняя

кропотливая работа по изучению свойств систем в натуральных и лабораторных условиях.

В настоящее время до инженерной стадии доведены и прошли многолетнюю проверку методы расчета колебаний амортизированных установок и судовых валопроводов. Результаты исследований этих видов колебаний подробно рассмотрены ниже.

Окончательное заключение о величине и степени опасности вибрации независимо от наличия или отсутствия расчетов должно быть сделано на основании специальных вибрационных измерений во время приемо-сдаточных испытаний судов.

Обработка результатов измерений колебаний. Запись механических колебаний на ленту, фотопленку или фотобумагу называется виброграммой. На виброграмме кроме записи колебаний имеются еще отметки времени. Если колебания фиксируются с помощью осциллографа, то отметка времени записывается высокочастотным вибратором (специальным шлейфом) с периодом 0,05, 0,01 или 0,005 с. У механических вибраторов применяется низкочастотный отметчик времени с периодом 0,2, 0,5 или 1 с. Имеется также отметчик времени в виде вибратора, создающий затухающие колебания с частотой 25 или 50 Гц. Однако такой отметчик времени может попадать в резонанс, и поэтому им пользуются редко.

Обработку любой виброграммы рекомендуется начинать с визуального анализа записи колебаний, т. е. выявления степени сложности колебаний. Здесь большое значение имеет практический опыт. Если запись представляет собой простые гармонические колебания, то амплитуда колебаний определяется по формуле

$$A = \frac{h}{2m},$$

где h — размах колебаний, мм;
 m — масштаб записи.

Например, при $h=5,2$ мм и $m=6$

$$A = \frac{5,2}{2 \cdot 6} = 0,43 \text{ мм.}$$

Метод определения частоты колебаний зависит от периода отметчика времени. Если применяется высокочастотный отметчик времени с периодом $t_{вр}$, то подсчитывается число отметок времени z_t , которое укладывается на отрезке между вершинами z_k колебаний. Тогда частота колебаний

$$N = 60 \cdot \frac{z_k}{z_t t_{вр}}.$$

Например, при $z_k=10$, $z_t=22$ и $t_{вр}=0,01$ имеем

$$N = 60 \cdot \frac{10}{22 \cdot 0,01} = 2727,3 \text{ колебаний в минуту.}$$

При низкочастотном отметчике времени с периодом $t_{вр}$ необходимо измерить расстояние между двумя отметчиками времени a_t и расстояние b_k между z_k колебаниями. В этом случае частота

$$N = 60 \cdot \frac{z_k a_t}{b_k t_{вр}}.$$

Например, при $z_k=10$, $a_t=40$ мм, $t_{вр}=1$ с и $b_k=60$ мм

$$N = 60 \cdot \frac{10 \cdot 40}{60 \cdot 1} = 400 \text{ колебаний в минуту.}$$

Поскольку в механических вибрографах перо отметчика времени не совпадает с основным пером, то замеры указанных расстояний следует производить с соответствующим смещением.

При обработке виброграмм, снятых с помощью ручных вибрографов (ВР-1 и тастографа), даже простая запись гармонических колебаний может быть наложена на медленные неперiodические колебания, возникающие из-за неустойчивости экспериментатора во время работы с вибрографом. На эти колебания не следует обращать внимание — они не искажают записи исследуемых колебаний, которые в таких случаях обмеряются путем проведения огибающих и измерения расстояния h между ними в вертикальном направлении.

Определив частоту, рекомендуется сравнить ее с частотой возбуждения предполагаемого источника вибрации. Частота вибрации обязательно должна быть равна частоте возбуждения источника. Например, если в результате обработки виброграммы $N=576$ колебаниям в минуту, а четырехлопастной гребной винт имел во время испытаний частоту вращения 145 колебаний в минуту, то за истинную величину частоты вибрации следует принять $N=145 \cdot 4=580$ колебаний в минуту. Некоторое различие приведенных частот можно объяснить погрешностью обработки виброграмм. Погрешность часто достигает 5—10% и особенно у механических вибрографов из-за неравномерного движения ленты.

Сравнительно просто обрабатывать виброграммы с записью колебаний, состоящих из двух составляющих: низкочастотной (частота N_1 и амплитуда A_1) и высокочастотной (частота N_2 и амплитуда A_2). При этом $N_2 > 3N_1$ и $A_1 > 2A_2$. В этом случае имеется явно выраженное наложение высокочастотных колебаний на низкочастотные. Обработка подобных колебаний производится следующим образом. Замеряется максимальный размах h_6 по внешнему контуру и минимальный размах h_m по внутреннему контуру. Тогда амплитуда низкочастотной составляющей

$$A_1 = \frac{h_6 + h_m}{2m};$$

$$A_2 = \frac{h_6 - h_m}{4m}.$$

Например, для $h_6 = 6,2$ мм, $h_m = 5,8$ мм и $m = 3$

$$A_1 = \frac{6,2 + 5,8}{2 \cdot 3} = 2 \text{ мм};$$

$$A_2 = \frac{6,2 - 5,8}{4 \cdot 3} = 0,033 \text{ мм}.$$

Частоту колебаний целесообразно определять по низкочастотной составляющей указанным выше способом.

Для определения частоты высокочастотной составляющей подсчитывают число этих колебаний ν за период низкочастотных колебаний. Тогда

$$N_2 = \nu N_1.$$

Этот способ незаменим в тех случаях, когда высокочастотные колебания проявляются лишь на некоторых участках виброграммы. Здесь определить N_2 прямым подсчетом невозможно, а найти хотя бы одно низкочастотное колебание, где четко наложилось высокочастотное колебание ν -го порядка, сравнительно просто.

Если колебания складываются из двух колебаний, частоты которых N_1 и N_2 близки между собой, то образуются биения, имеющие максимальную амплитуду $A_{\text{макс}}$ (пучность) и минимальную амплитуду $A_{\text{мин}}$ (талию). Частота биений (при $N_2 > N_1$)

$$N_6 = N_2 - N_1,$$

а амплитуды составляющих колебаний определяются по формулам:

$$A_1 = \frac{A_{\text{макс}} - A_{\text{мин}}}{2};$$

$$A_2 = \frac{A_{\text{макс}} + A_{\text{мин}}}{2}.$$

Встречаются случаи, когда колебания состоят из нескольких составляющих и их нельзя расшифровать такими простыми способами. При необходимости разложение на гармонические составляющие выполняется путем гармонического анализа с помощью специальных приборов — анализаторов или на ЭЦВМ. Для этого запись увеличивают и снимают координаты колебаний, которые затем используются для расчетов по соответствующей программе.

Однако чаще всего для оценки степени опасности колебаний ограничиваются замером максимальной амплитуды колебаний. Если амплитуда и частота колебаний известны, то ускорения гармонических колебаний вычисляются по формуле (в долях $g = 9,81 \text{ м/с}^2$)

$$b = 1,12AN^2 \cdot 10^{-6},$$

где A — амплитуда перемещения, мм;
 N — частота колебаний в минуту.

Результаты замеров на каждом режиме испытаний рекомендуется оформлять в виде таблицы (табл. 28).

Объект измерения	№ точки	Направление замера	Порядок колебаний	Частота, колебаний в минуту	Амплитуда, мм	Ускорение g	Норма
		В					
		Г					
		П					

Примечание. В — вертикальная вибрация; Г — горизонтально-поперечная; П — горизонтально-продольная.

Нормы вибрации

Полученные в результате измерений на судах вибрационные параметры оцениваются с помощью норм вибрации. В зависимости от цели исследования оценка степени ее опасности может выполняться с учетом следующих факторов: усталостной прочности или вибрационной долговечности конструкции корпуса и элементов оборудования, работоспособности и безотказности аппаратуры и других элементов механизмов и установок, физиологического воздействия на человека, возникновения структурного шума и его влияния на организм человека.

Особую проблему представляет оценка вибрационных параметров машин и механизмов при диагностике их технического состояния и установлении остаточных ресурсов.

Оценка усталостной прочности осуществляется с помощью норм допускаемых напряжений, которые устанавливаются, исходя из предела усталости материала σ_{-1} с учетом коэффициента концентрации напряжений K_σ , коэффициента влияния абсолютных размеров детали ϵ_σ и коэффициента влияния упрочнения детали β ,

$$\sigma'_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{-1}\beta\epsilon_\sigma}{K_\sigma}.$$

Таким образом, получается математическое ожидание допускаемых напряжений (критическое предельное состояние). Учитывая случайный характер изменения входящих в формулу величин, назначенное допускаемое напряжение должно быть уменьшено в соответствии с рекомендациями главы 1 настоящей работы.

Обычно допускаемые напряжения для стальных деталей по усталостной прочности находятся в пределах 35—40 МПа, а при работе во влажной среде или в контакте с водой — 150—200 МПа.

Замеры переменных напряжений конструкций корпуса или деталей оборудования ДУ лимитируются большой трудоемкостью и сложностью тензометрирования, поэтому на практике оценка опасности вибрации выполняется с помощью норм таких вибрационных параметров, как амплитуды перемещений, скорость и уско-

рение. В литературе имеются многочисленные и часто противоречивые рекомендации по выбору норм вибрации. Наиболее простые рекомендации сводятся к оценке вибрации по амплитуде перемещения. Чаще всего в качестве допустимого значения принимается амплитуда перемещения, равная 0,2—0,25 мм. Это, например, относится к судовым трубопроводам [29, 31]. Однако амплитуда перемещения не может однозначно отражать вредные последствия вибрации. Известно, что вибрационные нагрузки пропорциональны ускорению колебаний или квадрату их частоты. В то же время постепенное изменение технического состояния многих узлов судовых механизмов зависит от скорости колебаний, которая пропорциональна ω , поэтому в технике вибрация нормируется по ускорению или по скорости колебаний. Существуют как общетехнические рекомендации по нормированию вибрации, так и отраслевые нормы на отдельные виды оборудования и даже на конкретные механизмы.

Согласно предложению Международного комитета по судовой вибрации ее оценивают по среднеквадратической скорости $v_{\text{кв}}$. Приняты четыре оценки качества оборудования: хорошее — уровень вибрации не представляет опасности для работы механизма; приемлемое — уровень вибрации допустим; сомнительное — уровень вибрации допустим, но уже требует снижения; недопустимое — эксплуатация оборудования невозможна.

Для дифференцированной оценки вибрации оборудование разделено на шесть групп. Для каждой группы имеется своя оценка вибрации. Например, судовые дизели входят в пятую группу и оцениваются следующими значениями вибрации (скоростями колебаний, в мм/с): менее 2,8 — хорошее качество; 2,8—7,1 — приемлемое; 7,1—28 — сомнительное, более 28 — недопустимое качество.

В работе Кер-Вильсона [29] приводится номограмма для оценки амплитуды вибрации в зависимости от частоты применительно к любым видам техники. Каждая линия номограммы построена для постоянной скорости колебаний (в мм/с) и характеризует степень опасности вибрации: менее 1,05 — незаметные колебания, 1,05—3,14 — спокойная работа, от 3,14 до 9,42 — нормальные колебания, от 9,42 до 28,2 — заметные колебания, от 28,2 до 84,8 — сильные колебания, свыше 84,8 — очень сильные колебания, возможны повреждения.

Если принять за норму вибрации границу между заметными и сильными колебаниями ($v=28,2$ мм/с), то допустимая амплитуда вибрации

$$A_{\text{доп}} = \frac{270}{N}$$

Например, при $N=1000$ колебаниям в минуту $A_{\text{доп}}=0,27$ мм.

Приведенными данными допускается пользоваться для оборудования ДУ, которое не имеет утвержденных норм вибрации. Для основного оборудования морских судов Регистр СССР утвердил

Наименование конструкций, механизмов и оборудования	Диапазон частот, колебаний в минуту	Допускаемая амплитуда, мм
Кормовая оконечность	До 200	0,8
	200—1500	$\frac{1,5 \cdot 10^4 + 85N}{N^2}$
Палуба в жилых помещениях	До 200	0,4
	200—1500	$\frac{0,75 \cdot 10^4 + 42N}{N^2}$
Гребной и промежуточные валы	До 1500	$0,5 - 2,8N \cdot 10^{-4}$
Турбозубчатые агрегаты (редуктор и подшипники), упорный подшипник	До 850	0,35
	Более 850	$\frac{0,25 \cdot 10^6}{N^2}$
Вспомогательные механизмы и теплообменные аппараты	Неамортизированные	0,25
	Амортизированные	0,5
Навигационное и радиотехническое оборудование	До 300	1
	300—1500	$\frac{300}{N}$
Неамортизированные ДВС (верх)	До 1000	0,5
	Более 1000	$\frac{0,5 \cdot 10^6}{N^2}$
Амортизированные ДВС (верх)	До 1000	0,3
	Более 1000	$\frac{300}{N}$
Неамортизированные роторные механизмы (верх)	400—2000	$0,2 - 6,5 \cdot 10^{-5} N$
	Более 2000	$\frac{0,28 \cdot 10^6}{N^2}$

«Временные технические нормы вибрации морских судов» (табл. 29). В основу норм положены не только требования к обеспечению вибрационной прочности, но и нормальных условий обитания. Нормы относятся к колебаниям, возбуждаемым гребным винтом.

Многочисленные исследования восприятия вибрации организмом человека показали, что в диапазоне частот от 1 до 10 Гц более существенное значение имеет ускорение, а для частоты свыше 10 Гц — скорость колебаний. Гигиенические требования к вибрации, разрабатываемые на основе специальных медицинских исследований, задаются в виде табличных или графических зависимостей амплитуд перемещения, скоростей или ускорений от частоты колебаний. В работе А. И. Вожжовой и В. К. Захарова [7] приведены графики нормирования вибрации палуб (настилов) судовых помещений. Официальные нормы вибрации регламентированы «Санитарными нормами вибрации на морских, речных и озерных судах № 1103—73», утвержденными Министерством здравоохранения СССР 18 мая 1973 г. В качестве допустимых величин вибрации санитарные нормы устанавливают уровни сред-

Таблица 30

Наименование помещения	Номер ПС
Машинно-котельное отделение с постоянной вахтой с периодическим обслуживанием (при наличии в МКО вибро-, звукоизолированных постов и пультов управления, общее время пребывания в МКО одного вахтенного не должно превышать 120 мин в сутки)	3
с безвахтенным обслуживанием (в МКО судов, оборудованных средствами комплексной механизации управления механизмами, общее время пребывания одного вахтенного не должно превышать 60 мин в сутки)	2
изолированные посты управления (ЦПУ)	1
Производственные помещения	3
Служебные помещения	3
Жилые и общественные помещения	4
на морских судах I и II категории и речных судах I группы, совершающих рейсы продолжительностью более 24 ч в одну сторону от порта до конечной пристани или порта	6
на морских судах III категории и речных судах II группы, совершающих рейсы продолжительностью более 24 ч в одну сторону от порта до конечной пристани или порта	5
на морских судах IV категории и речных судах III и IV групп, совершающих рейсы продолжительностью до 8 ч в одну сторону от порта до конечной пристани или порта	4
Медицинские помещения	7

Примечание. На речных и промысловых морских судах, не имеющих штатного медицинского персонала, предельно допустимые уровни вибрации в медицинских помещениях устанавливаются по ПС для жилых помещений.

неквадратичного значения колебательной скорости L_v (в дБ) в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16, 32 и 63 Гц, определяемые относительно стандартного значения скорости $5 \cdot 10^{-8}$ м/с.

Нормированное значение вибрации устанавливается в зависимости от назначения помещений, длительности воздействия и условий пребывания экипажа и пассажиров судна. С этой целью нормами предусмотрено семь предельных спектров (ПС) по скорости, каждый из которых относится к тому или иному помещению судна (табл. 30).

Предельные спектры (ПС) (в дБ) по скорости приведены в табл. 31.

Таблица 31

Номер ПС	Предельные спектры (в дБ) при среднегеометрических частотах в октавных полосах, Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	98	98
3	106	98	95	93	92	92
4	101	93	90	88	87	87
5	96	88	85	83	82	82
6	91	83	80	78	77	77
7	86	78	75	73	73	72
По правилам Регистра СССР	100	103,7	101,6	100,35	99,7	99,3

Уровни вибрации по скорости L_v могут быть переведены в уровни по ускорению L_a относительно стандартного ускорения $a_c = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с² с помощью специальной таблицы или по формуле

$$L_a = L_v + 20 (\lg f - 3). \quad (104)$$

Из формулы (104) следует, что уровни вибрации по скорости и ускорению совпадают при $f = 1000$ Гц. При $f < 1000$ Гц $L_a < L_v$, при $f > 1000$ Гц $L_a > L_v$.

Для сравнения санитарных норм с нормами Регистра СССР для жилых помещений в нижней строке табл. 31 приведены уровни вибрации по скорости, рассчитанные по формуле

$$L_v = 20 \lg \frac{v_{\text{рег}}}{5 \cdot 10^{-8}}, \quad (105)$$

где $v_{\text{рег}}$ — скорость, соответствующая уровню вибрации по нормам Регистра СССР, мм/с.

Из табл. 31 видно, что санитарные нормы вибрации для жилых помещений более жесткие, чем технические.

Рассматривая вибрацию как источник возникновения структурного шума, ее обычно измеряют в децибелах. С целью снижения структурного шума на судах в последние годы стала широко применяться экспериментальная проверка виброактивности основных машин и механизмов на предприятиях-изготовителях.

Для объективной оценки виброактивности некоторых механизмов очень важно соблюдать требования к конструкции испытательных стендов. В частности, при испытаниях механизмов небольших размеров они должны устанавливаться на очень податливых подвесках (амортизаторах).

В табл. 32 приведены допустимые амплитуды вибрации судовых электроагрегатов, регламентированные Правилами технической эксплуатации судового электрооборудования [8].

Таблица 32

Частота вращения, об/мин	Амплитуда, мм	Частота вращения, об/мин	Амплитуда, мм
До 1000	0,15	2000—2500	0,06
1000—1500	0,10	2500—3000	0,05
1500—2000	0,08	3000—4000	0,04

Данные, приведенные в табл. 33, позволяют оценивать вибрацию турбоагрегатов [8].

Таблица 33

Частота вращения, об/мин	Размах (двойная амплитуда), мм			Частота вращения, об/мин	Размах (двойная амплитуда), мм		
	отлично	хорошо	допустимо		отлично	хорошо	допустимо
1000	0,05	0,07	0,1	3000	0,02	0,03	0,05
1500	0,04	0,06	0,08	4000	0,01	0,02	0,03
2000	0,03	0,05	0,07	5000	0,005	0,01	0,02
2500	0,025	0,04	0,06				

Турбоагрегаты, выходящие из ремонта, должны иметь оценку не ниже «хорошо». Вибрация измеряется в следующих направлениях: вертикальная — на крышке подшипника, продольная и поперечная — на горизонтали разъема крышки.

В объединении «Электросила» для выпускаемых им электрических машин устанавливаются значения размахов полигармонической вибрации подшипников, приведенные ниже:

Номинальная частота вращения ротора, об/мин	Наибольший размах, мм	Номинальная частота вращения ротора, об/мин	Наибольший размах, мм
375	0,09	1500	0,06
500	0,085	3000	0,04
600	0,08	4500	0,03
750	0,075	6000	0,025
1000	0,07		

Некоторые заводы рекомендуют нормы вибрации для амортизированных агрегатов. Например, народное предприятие им. Карла Либкнехта (ГДР) предлагает для судовых дизель-генераторов, установленных на амортизаторах, следующие нормы вибрации по скорости колебаний (в мм/с): до 16 — хорошая амортизация; до 40 — удовлетворительная; до 100 — необходимо принять дополнительные меры по снижению вибрации; свыше 100 — эксплуатация недопустима. Отметим, что указанная допустимая скорость вибрации (40—100 мм/с) выше общетехнической нормы для скорости вибрации дизелей (27—28 мм/с).

Оценка качества оборудования ДУ может осуществляться не только по нормам вибрации, но и по нормам некоторых параметров, которые связаны с возникновением вибрации. К таким параметрам относятся отклонения размеров или массы деталей от номинальных значений, дисбаланс вращающихся деталей, смещение и перекос осей вращения сопрягаемых деталей.

Проверка виброактивности дизелей должна осуществляться по стандарту «Технические нормы и методы контроля вибрации дизелей и газовых двигателей», который устанавливает нормы спектральных составляющих вибрации дизелей на испытательных стендах предприятий-изготовителей. Вибрация измеряется в децибелах по эффективному (среднеквадратичному) значению колебательного ускорения L_a .

Уровни параметров вибрации дизелей, жестко закрепленных на фундаменте, не должны превышать значений, указанных в одной из 22 таблиц стандарта. Каждая таблица составлена для определенного класса дизелей.

Согласно стандарту вибрация измеряется на лапах или головках болтов, крепящих дизель к фундаментной раме. Направление замера перпендикулярно к опорной поверхности лап. Масса фундамента под дизель должна быть в 4—10 раз больше массы дизеля.

Особое значение в последнее время приобретает оценка уровней вибрационных параметров в связи с безразборной диагностикой технического состояния механизмов и определением их остаточных ресурсов. В основу вибрационных методов диагностики положены зависимости уровня вибрационных параметров от таких технических характеристик, как зазоры в деталях, дисбаланс деталей, разновес и т. п. По мере износа механизма со временем изменяются указанные технические параметры, а следовательно, и вибрационные параметры. О достижении предельного состояния можно судить по уровню вибрации, который представляет собой косвенную оценку предельного состояния.

Методы исследования причин вибрации

Вибрация считается недопустимой, если ее параметры превышают нормативные значения. Обнаружение во время ремонтов (или при эксплуатации) таких видов повреждений, как усталостные тре-

щины, разрывы, паклеп и т. п., также указывает на наличие недопустимых механических колебаний.

В подобных случаях возникает необходимость установления причин появления опасных колебаний с последующей разработкой организационно-технических мероприятий, направленных на снижение вибрационных параметров до допустимого уровня. Эффективность и стоимость исследований причин вибрации во многом зависят от рациональной организации работы и опыта исполнителей. При отсутствии опыта и знаний даже дорогостоящие исследования с помощью тензометрической аппаратуры не дают практической пользы. В то же время опытный исследователь может быстро установить причину вибрации, имея в своем распоряжении лишь простейший виброграф ВР-1, а затем предложить наиболее эффективные способы уменьшения вибрации.

Исследование причин вибрации заключается в установлении источника колебаний, характера их развития и оценке факторов, влияющих на изменение вибрации.

Определение источника вибрации. Первый этап исследования причин вибрации начинается с субъективного исследования объектов и помещений с целью предварительного установления наиболее заметных колебаний и направления их распространения. Для этого рекомендуется составить эскизы объектов и помещений. Исследователь обходит помещения судна, внимательно следя за интенсивностью колебаний, воспринимаемых ступнями ног, и обращая внимание на звуки, издаваемые конструкциями корпуса и оборудования. Ощупывание поверхностей корпусных конструкций и оборудования позволяет оценить направления распространения вибрации. Результаты наблюдений отмечаются на эскизе, что позволяет составить план второго этапа исследований. В тех местах, где вибрация по визуальному обследованию имеет достаточно большие амплитуды, производится запись колебаний с помощью вибрографа.

Основная цель второго этапа исследования заключается не столько в том, чтобы оценить степень опасности колебаний, сколько в уточнении источника вибрации и предварительной оценке формы колебаний. Главными признаками источника вибрации являются порядок (частота) и направление распространения вибрации. Порядок вибрации определяется путем деления экспериментальных частот на частоту вращения предполагаемых источников вибрации. Полученное значение порядка должно соответствовать физической природе источника. Например, при замерах вибрации на СРТ-153 оказалось, что частота вибрации $N=825$ колебаниям в минуту. Это соответствовало третьему порядку колебаний относительно валопровода, вращающегося с частотой 275 об/мин. Такие колебания могли возникать либо в результате боковой качки главного шестцилиндрового двигателя, либо от работы трехлопастного гребного винта. Правильность установления источника вибрации уточняют путем замеров вибрации на самом источнике и на корпусе судна на разном удалении от источника.

Так, на СРТ-153 оказалось, что источником вибрации является боковая качка главного двигателя, а не гребной винт, поскольку наибольшие амплитуды были зафиксированы в поясе корпуса судна напротив фундамента главного двигателя. На судах, где число лопастей не совпадает с порядком боковой качки двигателя или частоты вращения винта и колесчатого вала не совпадают (при наличии редуктора), выявить источник вибрации еще проще.

Исследование свободных колебаний. Для последующего выбора средств и способов борьбы с опасными колебаниями очень важно установить причину усиления вибрации. При этом следует иметь в виду, что вибрация может быть местной и общесудовой.

Усиление общесудовой вибрации зависит от характеристик судна, которое рассматривается как эквивалентная упругая балка, а местной вибрации — от упругомассовых характеристик какой-либо части корпусной конструкции или установки. Как уже отмечалось, усиление вибрации зависит от отношения частоты возбуждения к частоте одной из форм свободных колебаний системы, поэтому третий этап исследования заключается в определении частоты свободных колебаний и положения резонансов относительно рабочего диапазона частоты вращения источника вибрации.

Рассмотрим три основных способа определения частоты свободных колебаний систем. Первый способ заключается в записи колебаний при одновременном изменении частоты вращения источника вибрации. Запись можно выполнять как при постепенном непрерывном уменьшении и увеличении частоты вращения, так и при работе на различных фиксированных частотах вращения. Если осуществляется непрерывная запись при изменении частоты вращения, то желательно на ленте вибрографа наряду с отметкой времени фиксировать и отметку частоты вращения, что позволит в процессе обработки виброграммы определить частоту вращения и порядок колебаний. При замерах на фиксированных частотах вращения участки с записью колебаний на каждом режиме должны иметь указание о частоте вращения.

В результате обработки виброграмм можно построить зависимость амплитуды колебаний от частоты вращения. На графике следует построить не только суммарную амплитуду, но и кривые для отдельных гармонических составляющих.

Анализ графических зависимостей позволяет установить частоты свободных колебаний по формуле

$$N = v n_{\text{рез}}, \quad (106)$$

где $n_{\text{рез}}$ — резонансная частота вращения, 1/мин.

Основное преимущество первого способа заключается в том, что с его помощью можно определить не только частоты свободных колебаний, но и фактические амплитуды, а затем по их величине оценить степень опасности колебаний во всем рабочем диапазоне частот вращения. В случае необходимости на основании

подобных замеров назначаются запретные зоны частот вращения, при которых амплитуды превышают нормированные значения.

Применение первого способа при изучении вибрации на СРТ-153 позволило установить, что максимальная амплитуда колебаний третьего порядка наблюдается при $n_{рез} = 230$ об/мин. Следовательно, частота свободных колебаний системы $N = 690$ колебаниями в минуту.

В связи с тем что при резонансе амплитуды превысили норму по правилам Регистра СССР в диапазоне частот вращения 220—240 об/мин была назначена запретная зона.

Первый способ можно применять не только для дизелей со всережимным регулятором, когда работа на разных частотах вращения предусмотрена конструкцией дизеля. У дизелей и других механизмов, работающих при постоянных частотах вращения, можно производить запись колебаний на режиме пуска (разгона) и остановки, когда частота вращения уменьшается от номинального значения до нуля. В этом случае иногда удается зафиксировать на пусковых частотах вращения резонанс более высокого порядка, а затем с его помощью уточнить расположение основного резонанса относительно номинальной частоты вращения. Таким образом была установлена причина повышенной вибрации дизель-генераторов на РТМ типа «Тропик», что позволило рекомендовать эффективные мероприятия по уменьшению вибрации путем изменения жесткости амортизаторов.

К недостаткам первого способа относится то, что изменение частоты вращения ограничено номинальным режимом, поэтому установить частоту свободных колебаний удается не всегда.

Второй способ, получивший название способа резонансного возбуждения, лишен этого недостатка. В его основу положено инерционное возбуждение колебаний с помощью специального устройства, представляющего собой пару шестерен, имеющих одинаковые неуравновешенные грузы. Устройство приводится во вращение электродвигателем с переменной частотой вращения. Все исследования выполняются при неработающих механизмах. Частота вращения шестерен устройства, которое установлено на объекте, постепенно увеличивается от нуля до максимума, а затем снижается. Одновременно производится запись колебаний на ленту вибрографа. При прохождении через зоны резонанса на ленте вибрографа наблюдается увеличение амплитуды колебаний, что соответствует частоте свободных колебаний системы.

Благодаря наличию двух одинаковых неуравновешенных грузов, которые вращаются в противоположном направлении, имеется возможность регулировать направление действия возмущающей силы. Если грузы пересекают вертикальную плоскость друг за другом при повороте шестерен на угол α , то максимальная сила будет возникать в плоскости, расположенной под углом $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ к вертикальной плоскости. Величина максимальной силы, направленной под углом φ , составляет

$$F = 2mr\omega^2,$$

где m — масса одного груза, кг;
 r — радиус установки груза, м;
 ω — круговая частота вращения, 1/с.

Вертикальная и горизонтальная составляющие этой силы соответственно равны:

$$F_B = 2mr\omega^2 \cos \frac{\alpha}{2};$$

$$F_T = 2mr\omega^2 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Из этих соотношений следует, что максимальное значение силы в вертикальной плоскости можно получить при $\alpha = 0$, когда оба груза одновременно пересекают вертикальные плоскости. При этом $F_T = 0$. Максимальную силу в горизонтальной плоскости получаем при $\alpha = 180^\circ$, когда грузы находятся в противофазе. Тогда $F_B = 0$. Однако при таком расположении грузов образуется опрокидывающий момент с амплитудой

$$M = 2mr^2\omega^2K,$$

где $K = \frac{R}{r}$ — отношение радиуса окружности шестерен к радиусу установки грузов.

Этот момент можно использовать для возбуждения колебаний в направлении вращения, например при изучении боковой качки двигателя.

На практике массу груза m подбирают опытным путем. Сначала устанавливают пробный груз наименьшей массы. Если возбуждение оказывается недостаточным, то массу груза увеличивают. Следует иметь в виду, что даже небольшой груз может вызвать очень сильные колебания не только системы, но и судна в целом. Например, при измерениях вибрации валопровода на РТМ типа «Тропик» в доке груз массой 0,1 кг на радиусе 100 мм при частоте вращения ротора электродвигателя от 0 до 2000 колебаний в минуту создавал такие колебания, что вибрировала даже мачта судна. После уменьшения массы груза вибрация стала безопасной, но достаточной для определения частоты свободных колебаний валопровода.

Третий способ самый простой. Он заключается в записи затухающих колебаний, которые возникают в конструкции после нанесения по ней удара деревянным молотком. Этот способ удастся реализовать только на объектах небольших размеров. Частота записанных колебаний и является частотой свободных колебаний системы.

Анализ причин возникновения вибрации. С помощью полученных экспериментальных данных можно установить характер колебаний, вызывающих недопустимую вибрацию.

Если повышенные амплитуды вибрации вызваны резонансными явлениями, т. е. близостью рабочих частот вращения к частоте свободных колебаний, то причина чаще всего связана с недостатками конструкции рассматриваемого объекта, а точнее — с неудачным сочетанием масс и жесткостей элементов оборудования. Например, неправильный выбор амортизаторов АКСС-400 на плавучем рыбозаводе «Север» привел к резонансам колебаний дизель-генератора с четырехтактными четырехцилиндровыми дизелями 4NVD-24. Аналогичное явление наблюдалось и на многих других судах. Иногда резонансные или околорезонансные колебания возникают по вине судоремонтных предприятий, где допускаются исключение жестких связей, небрежная приварка опор и т. п.

Повышенная вибрация также возникает из-за значительных по величине возмущающих сил и моментов, вызываемых различными источниками колебаний. Выявление причины возникновения сильных возмущающих нагрузок следует начинать с анализа порядка колебаний.

Первый порядок колебаний относительно частоты вращения валопровода может быть обусловлен: значительными гидродинамическими силами от гребного винта; недопустимой разношаговостью гребного винта; динамической или статической неуравновешенностью гребного винта и других вращающихся деталей валопровода; изгибом оси вращения валопровода; значительным разновесом поршней главного двигателя; внешними неуравновешенными моментами первого порядка у двухтактных дизелей, а также у четырехтактных дизелей с нечетным числом цилиндров; внутренним неуравновешенным моментом у дизелей.

Динамическую и статическую неуравновешенность можно отличить от других причин, потому что амплитуда колебаний первого порядка остается постоянной при изменении частоты вращения, если при этом не возникает резонанс.

На действие больших гидродинамических сил от гребного винта указывает увеличение амплитуды с увеличением частоты вращения. Это может быть связано с разношаговостью лопастей или их повреждением.

Большинство случаев увеличения вибрации первого порядка связано с технологическими факторами и прежде всего с неудовлетворительной балансировкой или центровкой тел вращения. Довольно часто внезапное увеличение вибрации происходит из-за повреждений гребного винта во время эксплуатации, что можно обнаружить путем его осмотра.

Для уточнения источника колебаний первого порядка целесообразно сопоставить амплитуды колебаний в различных местах на судне и оценить форму колебаний. Наиболее сильная вибрация от гребного винта будет наблюдаться в корме судна, а иногда на носу. В последнем случае наблюдаются упругие колебания корпуса судна первого тона.

Если основной причиной увеличения возмущающих сил от

гребного винта является разношаговость, то это можно определить по продольной вибрации упорного подшипника.

Неуравновешенные массы дизеля, включая маховик, возбуждают наибольшие колебания в районе установки дизеля и его корпуса.

Продольная качка как источник вибрации может быть выявлена по форме колебаний дизеля, которая изучается путем замеров амплитуд вибрации на лопках дизеля вдоль его длины. При продольной качке амплитуда крайних точек будет наибольшая, а в средней части по длине дизеля можно обнаружить точку, в которой амплитуда равна нулю. Продольная качка может вызвать общесудовую вибрацию судна, особенно на судах со средним расположением машинного отделения.

В отличие от продольной качки вибрация от внутреннего неуравновешенного момента первого порядка в основном проявляется только на корпусе и фундаменте самого двигателя. При этом форма колебаний по длине двигателя имеет максимальные амплитуды по краям и в средней части. Колебания перемещений крайних точек находятся в одной фазе друг с другом и в противофазе с перемещением средней части.

О наличии больших нагрузок от внутреннего изгибающего момента первого порядка можно судить по образованию наклепа поверхностей разъема корпуса дизеля и на клиньях, появлению трещин в фундаменте и обрыву фундаментных болтов. Обычно подобные повреждения проявляются до капитального ремонта (30 тыс. ч), и чем выше величина и частота действующих нагрузок, тем меньше наработка до обнаружения подобных повреждений.

К технологическим факторам, которые могут приводить к увеличению вибрации второго порядка, относится значительная овальность рабочих шеек тел вращения. Эта версия должна проверяться путем обмеров и при ремонте судна.

Наиболее значительные колебания второго порядка наблюдаются у четырехтактных четырехцилиндровых дизелей. Такую вибрацию легко обнаружить по колебаниям такого дизеля. Причиной вибрации второго порядка является продольная качка двухтактных и четырехтактных дизелей с нечетным числом цилиндров. Особенно большие амплитуды могут возникнуть от колебаний пятицилиндровых дизелей любой тактности.

Колебания, имеющие порядок, равный числу вспышек за один оборот коленчатого вала дизеля, возникают при его боковой качке.

Гребной винт наряду с колебаниями первого порядка может возбуждать колебания лопастного порядка с частотой

$$N_{л} = z_{л}n,$$

где $z_{л}$ — число лопастей;

n — частота вращения, об/мин.

Аналогичным образом оцениваются другие источники вибрации на судне.

Мощными источниками вибрации служат воздушные компрессоры, о чем можно судить по частоте колебаний. Одноцилиндровый компрессор будет возбуждать колебания первого порядка, а двухцилиндровый — второго порядка.

Все агрегаты и механизмы роторного типа возбуждают колебания первого порядка, обусловленные статической и динамической неуравновешенностью. Лопастные механизмы могут создавать высокочастотную вибрацию лопастной частоты, которая накладывается на вибрацию первого порядка.

После определения источника вибрации целесообразно изучить основные пути ее распространения на судне. Вибрация может распространяться не только через фундаменты механизмов — источников вибрации, но и через системы трубопроводов, которые с ними связаны. Последнее направление распространения вибрации является очень существенным, так как трубопроводы часто крепятся к верхней части механизмов с максимальной амплитудой перемещения и имеют очень большую податливость. Иногда отдельные участки трубопроводов попадают в резонанс и очень сильно вибрируют.

Повышенная вибрация трубопроводов в большинстве случаев связана с отсутствием достаточно гибкой их связи с механизмами, недостатками конструкции и расположения опор, оттяжек и других креплений трубопроводов к корпусу. Бывают случаи, когда повышенная вибрация в помещениях передается от трубопроводов через опоры на перекрытия помещений. Это можно установить путем сопоставления амплитуд и частоты колебаний на полу помещения и на трубопроводе в районе его крепления к перекрытию.

Колебания трубопровода создаются не только от перемещений механизмов, но и от пульсации среды, которая передается через трубопровод. В частности, значительный шум и вибрация были зафиксированы на трубопроводах коммуникаций гидропривода траловых лебедок на ППР типа «Грумонт». Частота вибрации соответствовала частоте импульсов от гидронасосов.

Основные пути уменьшения вибрации

Выбор способов снижения вибрационных параметров до допустимого уровня зависит от причины возникновения опасных колебаний, и каждый случай требует индивидуального подхода. Однако существуют основные направления, приемлемые при разработке мероприятий по борьбе с вибрацией любых объектов. К таким направлениям относятся: снижение возмущающих нагрузок в источнике; снижение амплитуд равновесия источника; виброизоляция источника; снижение амплитуд колебаний на пути их распространения; снижение коэффициента динамического усиления колебаний путем рассогласования частот возмущающих сил и свободных колебаний; снижение коэффициента динамического усиления резонансных колебаний увеличением демпфирования

в системах; применение специальных устройств для гашения колебаний.

Снижение возмущающих нагрузок и амплитуды равновесия источника является наиболее универсальным средством, так как оно приводит к одновременному снижению амплитуд как нерезонансных, так и резонансных вынужденных колебаний.

Если колебания возникают из-за инерционного возбуждения, обусловленного технологическими или эксплуатационными факторами, то снижение вибрации до допустимого уровня достигается путем балансировки тел вращения и центровки валов, а также устранения дефектов при ремонте. При балансировке необходимо учитывать основные положения ГОСТ 19534—74 «Балансировка вращающихся тел. Термины». Подробные указания по балансировке и центровке роторов электрических машин приведены в книге Р. Г. Гемке [10].

Для снижения возмущающих сил от гребного винта практикуется увеличение числа его лопастей (от четырех и выше). Трехлопастные винты создают наибольшую вибрацию. Эффективным способом уменьшения тех же сил является увеличение зазора между гребным винтом и корпусом [8].

Один из способов снижения вибрационных нагрузок от дизелей заключается в уменьшении их внешней и внутренней неуравновешенности. На этот вопрос следует обращать внимание еще при выборе дизеля при комплектации силовой установки. Необходимо применять дизели, имеющие наименьшие коэффициенты неуравновешенных сил и моментов (см. табл. 26). На двигателях, которые уже находятся в эксплуатации, уменьшить указанные коэффициенты практически невозможно, так как это требует установки нового коленчатого вала и изменения всей системы газораспределения. Однако некоторое снижение инерционных нагрузок от КШМ возможно путем изменения сил инерции от вращающихся и поступательно-движущихся деталей.

Установка противовесов на щеки коленчатого вала позволяет почти полностью уравновесить силу инерции от вращающихся деталей и тем самым снизить в 1,5—2 раза суммарную вертикальную составляющую неуравновешенной силы первого порядка. Этот способ был на практике применен на двигателях 8NVD-48.2AU, работающих при $n=420$ об/мин, с целью уменьшения неуравновешенного момента, приводящего к образованию трещин в фундаменте и другим повреждениям двигателя. Применение противовесов необходимо на всех двигателях с нечетным числом цилиндров и почти на всех двухтактных двигателях.

Уменьшение массы поршней также способствует снижению инерционного возбуждения от дизеля. Однако это мероприятие может неблагоприятно отразиться на развитии крутильных колебаний.

Одним из наиболее простых, доступных и эффективных методов снижения вибрации на судах является уменьшение амплитуды равновесия виброактивных машин и механизмов путем увеличе-

ния их массы или момента инерции. С этой целью необходимо применять более массивные фундаменты и подmotorные рамы. Если проблема возникает на уже готовом судне, то ее можно решить во время ремонта путем заливки фундамента бетоном или приварки к нему дополнительных металлических конструкций.

С целью уменьшения вибрации в помещениях судна применяется виброизоляция источника вибрации. Она заключается в установке виброактивного механизма на амортизаторы, т. е. на высокоподатливую подвеску. Следует иметь в виду, что амортизация будет оправдана лишь в том случае, если частота свободных колебаний системы будет в 1,4 раза меньше частоты низкочастотной составляющей возмущающих сил первого порядка. При этом следует считаться с возможностью возникновения неравновесности вращающихся масс по технологическим причинам.

Обычно на судах флота рыбной промышленности амортизируются только дизель-генераторы, так как амортизация главных двигателей связана с необходимостью компенсации перемещения дизеля относительно валопровода. Однако уже имеются проекты судов малого водоизмещения с амортизированными главными двигателями по аналогии с ДУ речного флота, где амортизация главных двигателей нашла широкое применение. Для связи дизеля с редуктором в таких случаях применяют зубчатые муфты или муфты с резиновыми элементами.

Амплитуда перемещений агрегатов после их установки на амортизаторы возрастает, что приводит к увеличению вибрации связанных с агрегатом систем и трубопроводов, поэтому все трубы и другие системы должны быть изолированы с помощью высокоподатливых вставок. Для дымоходов и воздушных коммуникаций применяются сильфоны. Уменьшению вибрации трубопроводов способствует увеличение массы подmotorной рамы амортизированного агрегата.

Для снижения вибрации корпуса и перекрытий судна в местах установки фундаментов и опор трубопроводов и валопроводов также полезно по возможности увеличивать массу фундаментов и опор. На том же принципе основан метод уменьшения вибрации кормы судна путем увеличения ее массы с помощью железобетона и битума.

Обеспечение нормальных вибрационных параметров систем, которые, по данным измерений, находятся в состоянии резонанса, осуществляется рассогласованием частот свободных колебаний и возмущающих сил. При этом следует иметь в виду, что увеличение масс и податливости ведет к снижению частот собственных колебаний, а уменьшение масс и податливостей — к их увеличению. Изменить частоту свободных колебаний всего судна в целом, когда оно уже построено, практически невозможно. Таким способом удастся снижать амплитуды колебаний отдельных конструкций и участков систем. Например, у амортизированных установок этого можно достигнуть путем замены амортизаторов

на менее жесткие или путем полного изъятия амортизаторов и увеличения массы фундаментов.

Металлические поверхности корпусных конструкций и смонтированных выводятся из состояния резонанса с помощью дополнительных ребер жесткости, что повышает частоту свободных колебаний конструкции.

Для устранения резонансных колебаний трубопроводов можно устанавливать промежуточные опоры в тех местах, где наблюдается наибольшая амплитуда колебаний; закреплять на трубопроводе массивный груз в том месте, где амплитуда наибольшая; устранять некоторые промежуточные опоры для увеличения податливости системы; делать резиновые вставки (прокладки) между трубой и опорой; заменять участки трубопровода, используя компенсаторы или резиновые вставки.

Выбор одного из указанных методов рекомендуется осуществлять путем проверки различных вариантов, начиная с наиболее простых — закрепления груза на разных участках валопровода, отсоединения различных опор и установки прокладок.

Теория колебаний позволяет решать проблему снижения амплитуд вибрации с помощью специальных устройств — antivибраторов и демпферов. На практике эти устройства обычно применяют для гашения крутильных и продольных колебаний валопроводов. Однако не исключена возможность их использования для уменьшения колебаний механизмов — источников вибрации или отдельных частей системы, например палуб судна. Принцип действия демпферов и antivибраторов описан в главе 3.

Для уменьшения вибрации и вызываемого ею шума очень важно при повседневном техническом обслуживании постоянно следить за состоянием креплений и особенно резьбовых соединений. Ослабление соединений приводит к уменьшению жесткости и снижению собственных частот конструкций, а также к перемещению элементов устройств относительно друг друга. Все это приводит к заметному увеличению вибрации, дребезжанию и шуму. Такая вибрация может быть легко устранена затяжкой резьбовых соединений, применением прокладок, распорок и других средств.

Кроме уже рассмотренных мероприятий на практике широко применяются специальные средства и методы защиты людей от прямого воздействия вибрации. Например, для медийских помещений предназначены «плавающие» полы или «плавающие» каюты [30], которые представляют собой самостоятельные конструкции, изолированные от корпуса судна с помощью амортизирующих устройств.

Ковры, маты из простой или пористой резины, линолеум на поролоновой подкладке, специальная обувь на толстой резиновой подошве — все эти средства способствуют снижению воздействия вибрации на человека [7].

Следует еще раз обратить внимание на то, что на уже готовом судне возможности обеспечения нормальных вибрационных

параметров ограничены, поэтому выбор и реализацию оптимальных способов обеспечения вибрационных параметров лучше всего осуществлять на стадии проектирования судна на основании накопленного опыта и результатов специальных расчетов.

В связи с тем что амортизация дизельных установок судов является современным и наиболее эффективным средством снижения их виброактивности, этот вопрос более подробно освещен ниже.

Амортизация как средство снижения виброактивности дизельных установок

Как уже отмечалось, одним из наиболее эффективных средств борьбы с возникновением и распространением низкочастотной вибрации, в том числе и структурного шума, представляющего собой вибрации звуковых частот, является установка судовых дизельных двигателей на амортизаторы, т. е. конструктивная амортизация, которая заключается в специальном податливом креплении дизельной установки к судовому фундаменту. Это крепление ослабляет передаваемые через него динамические воздействия и называется амортизирующим.

В результате установки на упругие амортизаторы дизельных судовых установок образуется система, включающая амортизируемый объект и амортизирующее крепление, которое ограничивает передачу динамических воздействий между амортизированным объектом и его фундаментом. Положительный эффект амортизации обеспечивается оптимальным выбором параметров системы, в результате чего нежелательные составляющие вибрации могут быть значительно уменьшены амортизирующим креплением. Упругое амортизирующее крепление рассеивает сообщенную ему энергию деформации и возвращает амортизированный объект в первоначальное положение статического равновесия.

Замена жестких связей податливыми, осуществляемая при установке ДУ на амортизаторы, позволяет изолировать дизельные установки от недопустимых нагрузок и деформаций, а также значительно снижает корпусный шум.

Мероприятия, обеспечивающие амортизацию дизельных установок и ее эффективность, связаны с некоторыми дополнительными затратами, а также с необходимостью решения ряда конструктивных задач. К ним относятся: необходимость увеличения массы и изменения габаритов установки; возможность значительных деформаций упругого амортизирующего крепления при качке, крене и дифференте, а также продольных перемещений амортизированных ДУ по отношению к фундаменту при резком изменении скорости хода судна; возможность резонанса колебательной системы, т. е. совпадения или близости частот собственных колебаний амортизированной установки к номинальным частотам вращения ее двигателей или ходовой вибрации судна; необходимость обеспечения податливого (гибкого) присоединения трубо-

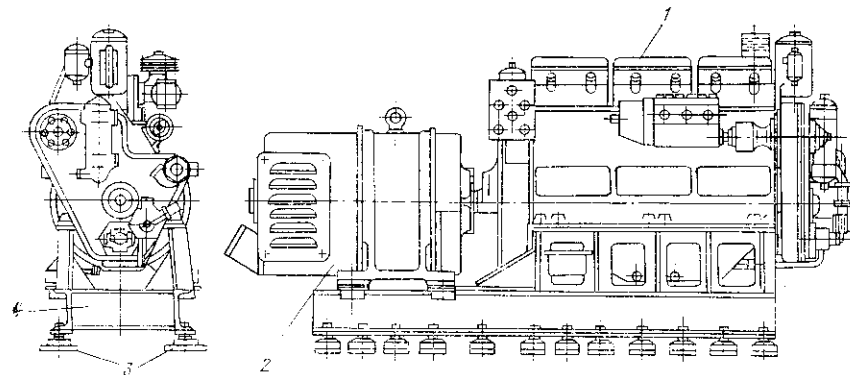


Рис. 6. Общая амортизация агрегата:

1 — двигатель; 2 — электрогенератор; 3 — амортизаторы; 4 — рама агрегата.

проводов с помощью патрубков, сильфонов, дюритов и т. п., а также применения гибких кабелей; необходимость специального ухода за амортизирующим креплением во время эксплуатации.

Наиболее целесообразно решать вопросы конструктивной амортизации дизельных судовых установок при проектировании и постройке промыслового судна. При этом следует учитывать весь комплекс вопросов — от характеристик амортизируемого объекта до выполнения требований по обеспечению уровней шумности и вибрации, предъявляемых к ДУ.

Амортизирующее крепление обычно состоит из определенного числа амортизаторов, основной частью которых является податливый (упругий) элемент, жестко крепящийся как к амортизируемому объекту, так и к фундаменту. Опорные амортизаторы воспринимают колебания установки при отсутствии крена и дифферента судна.

Упорные амортизаторы вступают в действие при крене, дифференте или при сильных сотрясениях судна и являются ограничителями перемещений. Амортизирующие конструкции состоят из составных частей крепления — амортизаторов, ограничителей, дюритов, гибких патрубков, гибких муфт и пр.

По способу конструктивной компоновки и характеру воздействия установки на фундамент амортизация бывает общей (или полной) и местной (или частичной). При общей амортизации (рис. 6) двигатель и приемник энергии, соединенные при помощи жесткой муфты, устанавливаются на общую раму и составляют жесткое целое. Упругая связь с фундаментом осуществляется при помощи амортизаторов. При местной амортизации (рис. 7) двигатель расположен на амортизированной опоре, приемник энергии жестко установлен на фундаменте. Связь между двигателем и приемником энергии осуществляется при помощи упругой муфты или другого устройства, допускающего относительное сме-

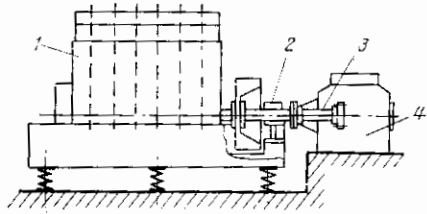


Рис. 7. Схема местной амортизации агрегата:

1 — двигатель; 2 — опорный подшипник; 3 — приводной вал с двойной зубчатой муфтой; 4 — редуктор с жесткой подвеской.

тывать их различие по номинальным режимам работы. Вспомогательные ДУ практически работают при постоянных частотах вращения. Главные судовые установки, особенно в сочетании с винтами фиксированного шага, в большинстве случаев имеют большой диапазон изменения рабочих частот вращения. Это обстоятельство усложняет расчет амортизирующего крепления, так как частоты колебаний, которые должны быть учтены в зависимости от определенных частот вращения дизеля, переменны.

Общая амортизация установки имеет ряд существенных преимуществ: отсутствие перемещения двигателя относительно приемника энергии, симметричная нагрузка амортизаторов и большая масса амортизируемой системы (двигатель, приемник энергии, рама). Общую амортизацию применяют для дизель-генераторов и других вспомогательных агрегатов, когда возможна установка общей жесткой рамы.

При местной амортизации необходимо вводить между двигателем и приемником энергии устройства, допускающие относительно смещение ведущего и ведомого валов. Недостатком местной амортизации является несимметричность нагрузки амортизаторов, вызываемая тем, что амортизаторы полностью воспринимают на себя опрокидывающий момент, приложенный к остову двигателя.

Общая амортизация широко распространена, не встречает значительных затруднений при монтаже и не требует дополнительных затрат. Местная амортизация существенно осложнена, однако на основании большого опыта по эластичной установке дизель-электрических агрегатов и других механизмов в настоящее время развивается амортизация главных дизельных установок. Для монтажа таких установок необходима специальная сварная промежуточная рама.

На рис. 7 приведена схема амортизированной главной судовой установки с реверс-редуктором. Главный судовой дизель 1 вместе с опорным подшипником 2, расположенным за маховиком, жестко установлен на фундаментной раме, которая при помощи резинометаллических амортизаторов крепится на судовом фунда-

менте и излом осей. В этом случае амортизаторы воспринимают не только силы инерции движущихся масс и всего источника, но и опрокидывающий момент, приложенный к двигателю со стороны приемника. Возможна также амортизация приемника энергии.

При расчете амортизирующего крепления главных и вспомогательных дизельных судовых установок нужно учи-

тывать их различие по номинальным режимам работы. Вспомогательные ДУ практически работают при постоянных частотах вращения. Главные судовые установки, особенно в сочетании с винтами фиксированного шага, в большинстве случаев имеют большой диапазон изменения рабочих частот вращения. Это обстоятельство усложняет расчет амортизирующего крепления, так как частоты колебаний, которые должны быть учтены в зависимости от определенных частот вращения дизеля, переменны.

Общая амортизация установки имеет ряд существенных преимуществ: отсутствие перемещения двигателя относительно приемника энергии, симметричная нагрузка амортизаторов и большая масса амортизируемой системы (двигатель, приемник энергии, рама). Общую амортизацию применяют для дизель-генераторов и других вспомогательных агрегатов, когда возможна установка общей жесткой рамы.

При местной амортизации необходимо вводить между двигателем и приемником энергии устройства, допускающие относительно смещение ведущего и ведомого валов. Недостатком местной амортизации является несимметричность нагрузки амортизаторов, вызываемая тем, что амортизаторы полностью воспринимают на себя опрокидывающий момент, приложенный к остову двигателя.

Общая амортизация широко распространена, не встречает значительных затруднений при монтаже и не требует дополнительных затрат. Местная амортизация существенно осложнена, однако на основании большого опыта по эластичной установке дизель-электрических агрегатов и других механизмов в настоящее время развивается амортизация главных дизельных установок. Для монтажа таких установок необходима специальная сварная промежуточная рама.

На рис. 7 приведена схема амортизированной главной судовой установки с реверс-редуктором. Главный судовой дизель 1 вместе с опорным подшипником 2, расположенным за маховиком, жестко установлен на фундаментной раме, которая при помощи резинометаллических амортизаторов крепится на судовом фунда-

менте и излом осей. В этом случае амортизаторы воспринимают не только силы инерции движущихся масс и всего источника, но и опрокидывающий момент, приложенный к двигателю со стороны приемника. Возможна также амортизация приемника энергии.

При расчете амортизирующего крепления главных и вспомогательных дизельных судовых установок нужно учитывать их различие по номинальным режимам работы. Вспомогательные ДУ практически работают при постоянных частотах вращения. Главные судовые установки, особенно в сочетании с винтами фиксированного шага, в большинстве случаев имеют большой диапазон изменения рабочих частот вращения. Это обстоятельство усложняет расчет амортизирующего крепления, так как частоты колебаний, которые должны быть учтены в зависимости от определенных частот вращения дизеля, переменны.

Общая амортизация установки имеет ряд существенных преимуществ: отсутствие перемещения двигателя относительно приемника энергии, симметричная нагрузка амортизаторов и большая масса амортизируемой системы (двигатель, приемник энергии, рама). Общую амортизацию применяют для дизель-генераторов и других вспомогательных агрегатов, когда возможна установка общей жесткой рамы.

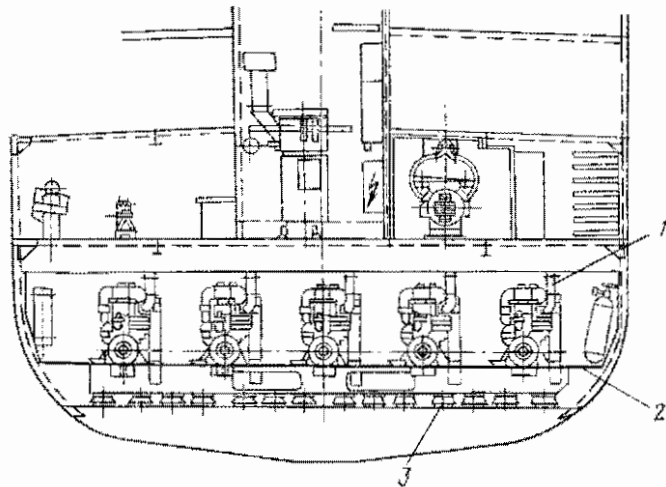


Рис. 8. Двухкаскадное амортизирующее крепление для группы дизель-генераторных установок:
1 — дизель-генераторные установки на амортизаторах; 2 — общая рама; 3 — пружинные амортизаторы.

в креплениях появляются зазоры и эффективность растяжек падает, а шум и вибрация усиливаются.

Доля наибольшего воздействия, передаваемая абсолютно жестким креплением и не пропускаемая амортизаторами, может быть охарактеризована величиной коэффициента эффективности амортизации K_a , который характеризует величину не пропущенного амортизаторами динамического воздействия, причем за единицу измерения принимается динамическое воздействие, передаваемое абсолютно жестким креплением.

Если эффект амортизирующего крепления по сравнению с абсолютно жестким положителен, то K_a положителен и меньше единицы. При K_a , близком к единице, значительная часть динамического воздействия амортизируется, т. е. не проходит через амортизаторы.

Коэффициент эффективности амортизации усилия, передаваемого абсолютно жесткому фундаменту бесконечно большой массы,

$$K_a = 1 - \alpha,$$

где α — коэффициент передачи (рис. 9).

Абсолютно жесткому присоединению ДУ к судовому фундаменту соответствует значение коэффициента передачи α , равное единице. Если крепление эластичное, то α не равен единице, т. е. коэффициент передачи может служить характеристикой эффективности амортизирующего крепления при оценке ее путем сравнения с абсолютно жестким креплением.

Коэффициент передачи α , меньший единицы (при $\frac{\omega}{\omega_c} = \sqrt{2}$),

свидетельствует о положительном эффекте амортизации, который тем более значителен, чем ближе α к нулю. Коэффициент $\alpha=1$ указывает на отсутствие эффекта.

Понятие о коэффициенте амортизации справедливо при условии, что масса установки бесконечно велика и фундамент является абсолютно жестким, а также, что в случае жесткого крепления ДУ на фундамент последнему передаются в неизменном виде все усилия, приложенные к установке.

Фактический коэффициент эффективности амортизации, в частности, резинометаллических амортизаторов приведен ниже.

$\frac{\omega}{\omega_c}$	Коэффициент эффективности K_a	Оценка амортизирующего крепления
4,0	93,0%	Отличное
3,0	87,5%	Очень хорошее
2,5	81,0%	Хорошее
2,0	66,6%	Удовлетворительное
1,5	20,0%	Очень плохое
1,4	—	—

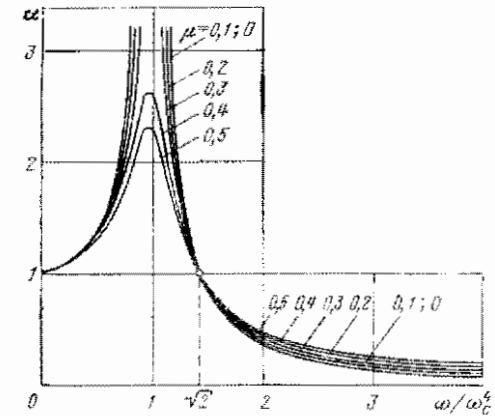


Рис. 9. Зависимость коэффициента передачи α от отношения частот.

В результате приложения силы F к амортизирующему креплению, состоящему из n совместно работающих параллельно соединенных амортизаторов, всем амортизаторам сообщается одна и та же деформация h . Величина силы, приходящейся на любой i -й амортизатор, жесткость которого равна C_i , будет $c_i h$. Таким образом,

$$F = h \sum_{i=1}^n c_i. \quad (107)$$

Жесткость амортизирующего крепления

$$C = \sum_{i=1}^n c_i. \quad (108)$$

Деформация i -го амортизатора

$$h_i = \frac{F}{c_i}. \quad (109)$$

Перемещение амортизированного объекта в направлении действия силы F

$$h = \sum_{i=1}^n h_i = F \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} = \frac{F}{c}. \quad (110)$$

Величина, обратная жесткости, называется податливостью. Податливость амортизирующего крепления представляет собой сумму податливостей всех амортизаторов, входящих в него,

$$\frac{1}{C} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}.$$

Задача о движении амортизированного механизма, эластично соединенного с жестким фундаментом, в общем случае сводится к задаче о движении системы с шестью степенями свободы.

Требования к амортизирующему креплению и амортизаторам определяются их основным назначением: вибро- и шумоизоляция дизельных судовых установок и их надежность при действии кратковременных ударных нагрузок, превышающих в несколько раз номинальную статическую нагрузку.

Если дизельную установку рассматривать как систему с сосредоточенными параметрами, эффективность амортизации определяется главным образом упругими свойствами амортизаторов. Их деформация зависит от внешней силы F , высоты амортизатора h , площади упругого элемента S и модуля упругости материала E .

$$\Delta h = \frac{Fh}{SE}. \quad (111)$$

Отсюда жесткость амортизатора

$$C_a = \frac{F}{\Delta h} = \frac{SE}{h}. \quad (112)$$

Для двухпластинчатого амортизатора с прямоугольным упругим элементом

$$C_a = \frac{Eab}{h}. \quad (113)$$

Если $a=b$, то

$$C_a = \frac{Ea^2}{h}. \quad (114)$$

Жесткостная характеристика, складывающаяся из жесткостей отдельных амортизаторов с учетом схемы крепления, является главной при решении вопроса об амортизации ДУ и выборе варианта амортизирующего крепления.

Для обеспечения стабильности жесткостных характеристик крепления амортизаторы должны кроме вибро- и шумоизоляции и защиты от ударных нагрузок удовлетворять ряду требований:

быть надежными в работе в течение срока службы (не менее 4—6 лет) в условиях колебаний температуры и влажности воздуха и при попадании на них топлива, масла и воды; обеспечивать простоту и удобство монтажа и демонтажа как в заводских условиях, так и при эксплуатации; иметь малую стоимость; иметь минимальные массу и габариты; иметь страховочное устройство для случаев, когда возможны разрушение упругого элемента амортизатора и связанное с этим смещение двигателей с места крепления.

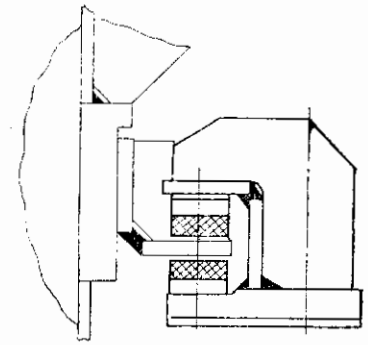


Рис. 10. Упорный амортизатор без жесткой связи с установкой.

Ограничение свободы перемещений дизельных установок может быть достигнуто путем применения специальных (желательно упругих) упорных амортизаторов (ограничителей) или амортизаторов с нелинейными характеристиками, обеспечивающих увеличение их жесткости с нарастанием деформации. Для этого в конструкции амортизатора могут быть использованы ограничители или регуляторы его жесткости.

Упорные амортизаторы, как правило, при отсутствии крена и дифферента не несут нагрузки от массы амортизированной ДУ, с их помощью можно ограничить свободу перемещений установки. При этом необходимость в конструктивной страховке опорных амортизаторов отпадает, в связи с чем конструкция их может быть значительно упрощена. Иногда упорные амортизаторы не имеют жесткой связи с амортизированной установкой, между ними оставляется определенный зазор (рис. 10).

Судовые амортизаторы чаще всего бывают: резинометаллические сварные, резинометаллические сборные, резинометаллические сборно-сварные, металлические.

Упругие элементы амортизаторов изготавливаются соответственно из резины или пружинной стали. Для амортизации дизельных установок применяются, как правило, резинометаллические амортизаторы.

В качестве материала для изготовления различных амортизирующих конструкций наибольшее распространение получила резина. Это объясняется ее хорошими виброизолирующими и вибропоглощающими свойствами, влагостойкостью, стабильностью упругих характеристик, большой прочностью крепления к металлу, надежностью эксплуатации, возможностью комбинированных нагрузок на сжатие и сдвиг. Резина несжимаема. Под действием нагрузки она лишь меняет форму, объем ее при деформации практически остается постоянным. Ограничения деформации резины приводят к увеличению жесткости амортизатора. У резины сильно выражено явление упругого последствия в условиях

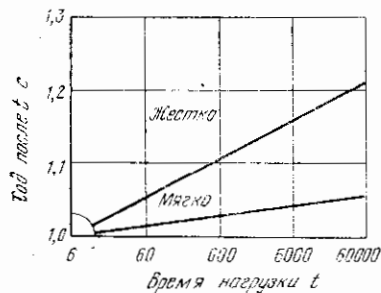


Рис. 11. Процесс текучести двухпластинчатого резинометаллического амортизатора.

нормальных и повышенных температур, т. е. увеличение деформации во времени при постоянной нагрузке.

При установке ДУ на упругое крепление амортизаторы под действием массы установки получают как первоначальную деформацию, так и деформируются во времени. Способность резинометаллических амортизаторов значительно деформироваться во времени должна обязательно учитываться при установке и креплении механизмов.

Недооценка явления упругого последействия может явиться причиной нарушения нормального режима работы установки, способствовать созданию неблагоприятных вибрационных режимов.

При монтаже дизельных установок и в процессе их эксплуатации большое влияние на жесткость амортизаторов оказывают скорости роста деформаций во времени, с которыми необходимо считаться не только при выдержке амортизаторов под нагрузкой, но и в случае изменения нагрузки. Процесс деформирования в течение первых 24-48 ч после установки ДУ на амортизаторы проходит с наибольшей скоростью, когда высота сжимаемого резинового массива изменяется почти на всю величину деформации.

На рис. 11 приведена диаграмма процесса текучести во времени двухпластинчатых резинометаллических амортизаторов производства ГДР, из которой видно, что при логарифмическом масштабе времени процесс текучести происходит линейно и спустя несколько дней под действием нагрузки процесс текучести почти заканчивается. На практике это означает, что окончательная установка, крепление амортизаторов, а также регулировка зазоров в ограничителях могут осуществляться лишь после длительной статической нагрузки от массы ДУ.

Относительно быстрое старение резины, ограниченность использования резинометаллических амортизаторов в условиях высоких температур и в агрессивных средах привели к созданию как в нашей стране, так и за рубежом пружинных цельнометаллических амортизаторов, в которых деформирующим элементом являются плетенные из тонкой закаленной проволоки пакеты. Применение таких амортизаторов позволит сократить дополнительные расходы на периодическую замену резиновых амортизаторов на судах. Французская фирма «Виброшок» разработала так называемые металлотканые амортизаторы. Основным упругим элементом в них является металлотканая подушка из стальной нержавеющей ультратонкой проволоки, которую ткнут, рифлят и сжимают под высоким давлением. Подушка обладает высокими амортизирующими свойствами и механической проч-

ностью, высокой химической стойкостью к нефтепродуктам и другим агрессивным средам, не изнашивается и не подвержена старению. Кроме того, ей можно придать любую форму и размеры. Характеристики такого элемента практически не изменяются в диапазоне температур от -90 до $+400^{\circ}\text{C}$.

Эластичные элементы «Виброшок» характеризуются высоким внутренним затуханием в диапазоне частот, свойственных ДУ; постоянной собственной частотой от нескольких до 20-30 Гц, что обеспечивает сохранение виброизолирующих свойств амортизатора в широком диапазоне нагрузок; способностью воспринимать большие динамические нагрузки из-за их нелинейной жесткости и высокой удельной нагрузки. Благодаря своей компактности, надежности, практически неограниченному сроку службы и широкому диапазону нагрузок амортизаторы с металлоткаными элементами используются многими судостроительными фирмами.

Для виброизоляции судовых дизелей фирма М. А. Н. (ФРГ) разработала регулируемую пневмогидравлическую опору системы CPMS. Верхняя часть амортизаторов, которая служит опорой для двигателя, отделена от нижней части диафрагмой со стальным кольцом и камерой со сжатым воздухом. Диафрагма изготовлена из натурального каучука и армирована стальным проволочным кольцом. Давление нагнетаемого в камеру воздуха определяется расчетным путем, устанавливается при изготовлении амортизатора и в процессе эксплуатации не регулируется. Жесткость опор регулируется изменением давления. При вибрации двигателя возникают высокочастотные колебания воздуха в полостях опоры, которые поглощают энергию колебаний двигателя.

Регулируемые пневмогидравлические опоры могут быть использованы на судах для виброизоляции главных малооборотных дизельных установок, дизель-генераторов и вспомогательных механизмов.

Важнейшим преимуществом этих амортизаторов перед существующими является возможность установки в каждом конкретном случае требуемой величины виброизоляции путем предварительного расчета величины давления в воздушной полости и регулирования системы амортизации в процессе работы изменением давления в масляной полости. Новые опоры в 4-8 раз дороже обычных резинометаллических амортизаторов.

Если резинометаллический амортизатор представляет собой неразборное изделие с резиновым упругим массивом, привулканизированным к металлическим деталям, то он называется сварным. Если массив не привулканизирован ни к одной из металлических деталей, то амортизатор называют сборным. Если резиновый упругий массив привулканизирован к металлическим деталям и полученный таким образом резинометаллический блок после сборки с другими металлическими деталями составляет резинометаллический амортизатор, то его называют сборно-сварным.

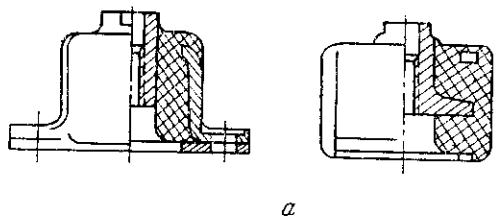


Рис. 12. Амортизатор типа АКСС:
а — конструкция; б — узел крепления двигателя.

Серийно поставляемые отечественной промышленностью судовые амортизаторы стандартизованы и применяются как для амортизации главных и вспомогательных дизельных судовых установок, так и аппаратуры, электрооборудования, приборов. В зависимости от конструкции они разделяются на резинометаллические сварные со страховкой (тип АКСС), резинометаллические сварные двухпластинчатые (тип АПЛ), резинометаллические сварные двухпластинчатые с наклонным резиновым массивом (тип АПН) и с угловым резиновым массивом (тип АПУ) и др. Жесткости амортизаторов определяются в зависимости от характера прилагаемой к ним нагрузки. Амортизаторы предназначены для работы в присутствии паров масла и дизельного топлива, а также в условиях возможного попадания на них масла, дизельного топлива, пресной и морской воды при температуре от -5 до $+70^{\circ}\text{C}$ и кратковременно (не более 1 ч и не чаще 1 раза в месяц) от -10 до $+100^{\circ}\text{C}$. Амортизаторы выдерживают длительную эксплуатацию в вибрационном режиме с частотами от 5 до 50 Гц с допустимыми величинами деформирования резинового массива в зависимости от типа амортизатора от 0,25 до 1 мм. Усадка под действием сжимающей номинальной статической нагрузки в течение первого месяца не должна превышать 1—2% высоты упругого массива амортизаторов различных типов, в последующие месяцы эксплуатации усадка практически прекращается и может не учитываться.

Из всего многообразия судовых амортизаторов чаще других для виброизоляции дизельных установок промышленных судов применяются двухпластинчатые амортизаторы типа АКСС (рис. 12, а).

Амортизаторы типа АКСС (амортизатор корабельный сварной со страховкой) бывают двух типов — АКСС-М и АКСС-И, которые отличаются друг от друга сортом резины упругого элемента. Амортизаторы АКСС-И более эластичны и поэтому более эффективны, чем АКСС-М. Амортизаторы АКСС-М разделяются на типоразмеры по номинальной нагрузке от 10 до 400 Н, а амортизаторы АКСС-И — на типоразмеры с номинальными нагрузками

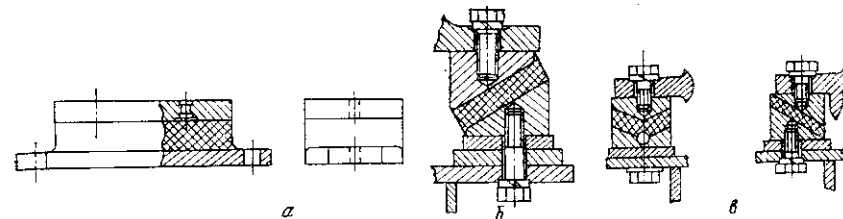


Рис. 13. Некоторые типы двухпластинчатых резинометаллических амортизаторов.

от 25 до 400 Н. Характеристики отдельных типоразмеров приведены в соответствующем ГОСТе.

На рис. 12, б показан узел крепления ДУ на амортизаторах типа АКСС. ДУ 1 с помощью выравнивающих шайб 2 устанавливается на амортизаторы 3, которые болтами с помощью пригонных прокладок 4 крепятся к судовому фундаменту 5. Наиболее простую конструкцию имеют двухпластинчатые сварные амортизаторы, состоящие из верхней пластины, соединяемой болтами с механизмом, нижней пластины, соединяемой болтами с судовым фундаментом, и резинового массива между верхней и нижней пластинами.

Двухпластинчатые амортизаторы могут быть с обычным (рис. 13, а), наклонным (рис. 13, б) и угловым (елочным) (рис. 13, в) расположением резинового массива (рис. 13), которое достигается в процессе вулканизации резины к пластинам специальной формы. При наклонном и угловом расположении резинового массива виброизолирующая способность амортизатора увеличивается, так как в этом случае жесткость его уменьшается из-за перехода от сжимающих нагрузок на упругий элемент к сдвиговым. Конструкции двухпластинчатых амортизаторов весьма многообразны и охватывают большой диапазон номинальных нагрузок.

На промысловых судах, построенных в ГДР, и на ряде судов отечественной постройки для амортизации дизель-генераторных установок широкое применение получили двухпластинчатые сварные резинометаллические амортизаторы размерами $0,1 \times 0,1 \times 0,08$ м и высотой резинового массива 0,05 м, характеристики которых приведены в табл. 34.

При выборе амортизатора прежде всего необходимо определить его жесткость, от которой в основном зависят вибрационные параметры амортизированной системы и частоты собственных колебаний дизельных установок. На практике при отсутствии маркировки или паспорта, характеризующего каждый амортизатор в отдельности, проводят испытания, отбирая для амортизирующего крепления амортизаторы, близкие между собой по жесткости.

Скорость и время деформирования резинового массива оказывают существенное влияние на статическую деформацию, кото-

Жесткость в направлении осей x, y, z , Н/м					
статическая			динамическая		
$C_y^{ст}$	$C_x^{ст}$	$C_z^{ст}$	C_y	C_x	C_z
«Чистое» сжатие вдоль вертикальной оси					
$1,96 \cdot 10^5$	$1,96 \cdot 10^5$	$17,66 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$	$30,0 \cdot 10^5$
Сжатие со сдвигом — угол поворота осей 45°					
$1,96 \cdot 10^5$	$9,81 \cdot 10^5$	$9,81 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$	$16,7 \cdot 10^5$	$16,7 \cdot 10^5$

рая является основным показателем, характеризующим жесткость амортизатора.

Для одних и тех же амортизаторов с упругими резиновыми элементами диаграммы сила—деформация (силовые характеристики) получаются различными, если они сняты при разных скоростях деформирования массива и температурах. На рис. 14 показаны характеристики, полученные в режимах нагружения и разгрузки амортизатора с резиновым упругим элементом. В этом случае восходящая и нисходящая ветви диаграммы сила—деформация заметно не совпадают. Кроме того, при следующих друг за другом повторных циклах нагрузки кривые первого цикла отличаются от последующих. При испытаниях амортизаторов с резиновыми упругими элементами за основную принимают характеристику, соответствующую третьему циклу [33].

Динамические модули и коэффициенты механических потерь упругого элемента из резины являются функциями частоты, с которой производится деформирование материала. Динамическая жесткость резинометаллического амортизатора также зависит от частоты.

При большой скорости деформирования резинового элемента сопротивление трению может стать довольно значительной составной частью его полного сопротивления деформированию. Однако возрастание эффективной жесткости резинометаллического амортизатора с увеличением скорости деформирования объясняется в основном тем, что не успевает произойти релаксация — переход к новому равновесному состоянию, при котором пропорциональность между напряжением и деформацией характеризуется статическим, а не динамическим модулем.

Статическая жесткость амортизатора определяется как величина первой производной по деформации $\frac{dF}{dh}$, соответствующая

неограниченно долго существующей деформации h и постоянно поддерживающей ее силе F . Это определение учитывает как явление релаксации, так и нелинейность зависимости сила—деформация [47].

При свободных и вынужденных колебаниях дизельных установок на резинометаллических амортизаторах эффективными жесткостями амортизаторов являются их так называемые вибрационные жесткости (динамические жесткости в вибрационном режиме). Их зависимостью от величины деформации можно пренебречь, если нелинейность упругой характеристики элемента невелика. При относительно небольших номинальных нагрузках зависимость сила—деформация может условно считаться линейной.

Обработка силовых характеристик позволяет установить значения статических жесткостей амортизатора применительно к конкретным условиям его работы, которые могут встретиться в эксплуатации и понадобится при расчете амортизирующих кренлений.

При снятии диаграммы сила—деформация ее небольшой начальный участок иногда заметно отличается от основного, обычно линейного, участка в результате неплотного прилегания испытуемого амортизатора к используемым при этом приспособлениям и невыбранных зазоров в соединениях.

При испытаниях должны быть определены статические жесткости амортизатора, отнесенные к его осям, однако указанные общие требования и методы испытаний ограничиваются определением жесткостей в направлении, совпадающем с направлением работы амортизатора на сжатие. Если деформация амортизатора Δh_z , вызванная действием нагрузки F_z , строго вертикальна (рис. 15, а), то величина жесткости $C'_z = \frac{F_z}{\Delta h_z}$ является сред-

ней жесткостью амортизатора от нулевой деформации до Δh_z при скорости деформирования, достигнутой во время испытаний.

Однако в случае крепления установки на амортизаторы с наклонным расположением осей (сжатие со сдвигом) необходимо иметь данные о величинах жесткостей относительно осей амортизатора, повернутых к главным осям ДУ (рис. 15, б) под углом α .

Тогда

$$C'_y = C_y = C_x; \quad (115)$$

$$C'_x = C_x \cos^2 \alpha + C_z \sin^2 \alpha; \quad (116)$$

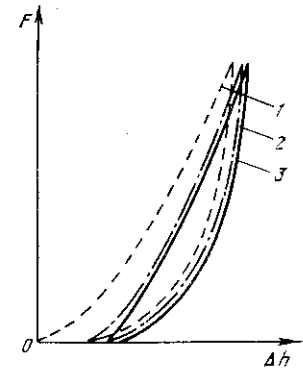


Рис. 14. Диаграммы «сила — деформация» для амортизатора с резиновым упругим элементом:

1, 2, 3 — последовательные циклы статической нагрузки и разгрузки амортизатора.

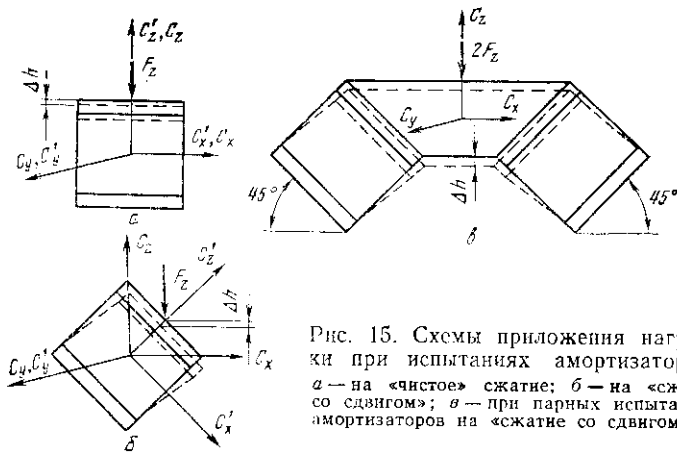


Рис. 15. Схемы приложения нагрузки при испытаниях амортизаторов: а — на «чистое» сжатие; б — на «сжатие со сдвигом»; в — при парных испытаниях амортизаторов на «сжатие со сдвигом».

$$C_z^* = C_x \sin^2 \alpha + C_z \cos^2 \alpha; \quad (117)$$

$$C_x^* = C_y^* = 0,5 (C_y + C_z). \quad (118)$$

где C_x и C_y — жесткость амортизатора на сдвиг;
 C_z — жесткость амортизатора на сжатие.

Проведенные испытания амортизаторов на сжатие со сдвигом ($\alpha = 45^\circ$), имеющих одинаковые жесткости C_z при «чистом» сжатии, показали существенное различие их жесткостей (до 20%).

Для определения жесткостей амортизаторов, работающих на сжатие со сдвигом, они испытывались попарно, для чего применялось специальное приспособление, схема которого приведена на рис. 15, б. В этом случае суммарная жесткость двух амортизаторов

$$C_\Sigma = \frac{F_\Sigma}{\Delta h_{\text{общ}}}, \quad (119)$$

где $F_\Sigma = 2F_z$.

Средняя жесткость

$$C_{\text{ср}} = \frac{F_\Sigma}{2\Delta h_{\text{общ}}}. \quad (120)$$

При значительном размахе вариаций жесткостей амортизаторов вычисленные таким образом величины дают существенно заниженные значения жесткостей [4].

Статические жесткости резинометаллических амортизаторов можно определять на любом универсальном прессе, обеспечивающем сжатие амортизатора с необходимым усилием. Номинальное усилие сжатия амортизаторов должно быть направлено перпендикулярно опорным поверхностям амортизатора. Размеры сжимающих поверхностей пресса должны быть не меньше размеров

опорных поверхностей амортизаторов. В случае несоответствия пресса этому условию с обеих сторон амортизатора устанавливаются дополнительные плиты необходимых размеров, толщиной не менее 0,4 м.

Величина деформации амортизаторов измеряется с помощью индикатора или штангенциркуля при температуре приблизительно 15—20° С.

Амортизаторы нагружают до номинальной нагрузки 2 раза с интервалом не менее 1 мин, при этом каждый раз амортизатор должен быть полностью освобожден от нагрузки. Время нагрузки и разгрузки не более 1 мин. Затем амортизатор нагружают третий раз до номинальной нагрузки, фиксируют показание индикатора или штангенциркуля (по центру амортизатора), которое соответствует деформации сжатия. Измерение производят с точностью до 0,1 мм.

После истечения срока гарантии амортизаторов, при проведении плановых заводских ремонтов дизельных судовых установок, при наличии высокой вибрации дизельных установок и перед установкой новых амортизаторов следует проводить их дефектацию. Амортизаторы, находящиеся в эксплуатации, дефектуются как правило без их демонтажа визуальным освидетельствованием.

Если вибрационные параметры находятся в нормируемых пределах и визуальным осмотром не выявлено дефектов, все амортизаторы считаются годными и допускаются к дальнейшей эксплуатации.

Браковочными признаками, требующими замены резинометаллических амортизаторов, являются трещины резинового массива глубиной более 3 мм или длиной более 25% периметра амортизатора и отслоение резины от металлических деталей. На поверхности массива допускаются следы от литников, заусенцев от пресс-формы, выпуклости и вмятины глубиной до 1 мм. На одном амортизаторе должно быть не более пяти дефектов при расстоянии между ними не менее 10 мм.

В зависимости от характера нагрузки жесткость в направлении осей амортизатора различна. Для обычных резиновых массивов динамическая (вибрационная) жесткость в зависимости от частоты вибраций и сорта резины на 30—80% больше статической.

Жесткостная характеристика резинометаллического амортизатора зависит кроме материала и характера нагрузки также от размеров массива и характера его деформации: чем больше ограничена свобода деформаций резинового массива, тем выше его жесткость.

Характеристику динамической жесткости амортизатора можно определить из соответствующих вибрационных испытаний с помощью вибратора или на вибростенде, однако подобные испытания носят специальный характер и в данной работе не рассматриваются.

Результаты исследований эффективности амортизации дизельных установок

При проектировании и изготовлении дизельных судовых установок и подmotorных конструкций необходимо заранее учитывать возможность установки механизмов на амортизаторы для обеспечения допустимых вибрационных характеристик амортизирующего крепления, а также его ремонтпригодности.

Как уже отмечалось, основная задача при проектировании амортизирующего крепления заключается в таком согласовании частотных параметров системы дизельная установка—амортизаторы—судовой фундамент, которое позволяет по возможности избегать нежелательных совпадений частот возбудителей с частотами свободных колебаний системы.

Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на эффективность амортизирующего крепления покажем на примере разбора вибрационных характеристик амортизированных дизель-генераторных установок РТМ типа «Тропик». Исследование причин возникновения высоких вибраций на этих судах и разработка практических мероприятий по ограничению вибраций проводились автором с участием и под научным руководством канд. техн. наук В. З. Карася.

Используемые на РТМ «Тропик» в качестве дизель-генераторных установок четырехтактные восьмицилиндровые двигатели 8NVD-36 и 8NVD-36.1 установлены на общей раме с электрогенераторами постоянного тока (270 кВт, 500 об/мин). Эти дизель-генераторы имеют амортизирующее крепление, состоящее из 36 двухпластинчатых резинометаллических сварных опорных амортизаторов размером $0,1 \times 0,1 \times 0,08$ м (высота резинового массива 0,05 м) производства ГДР, расположенных под 45° к раме, и 12 упорных амортизаторов (ограничителей) с установочным зазором по 1 мм на каждую сторону его полки (рис.16).

В обратном крутящем моменте двигателя, действующем на блок цилиндров, гармонические составляющие (кроме главных) взаимно уничтожаются. Главными гармониками для четырехтактных двигателей являются гармоники, порядок которых кратен половине числа цилиндров. Для рассматриваемых двигателей это четвертый, восьмой и т. д. порядки, которые обусловлены действием газовых сил и зависят от нагрузки; наибольшая из них по амплитуде гармоническая составляющая крутящего момента—составляющая четвертого порядка (первая главная). При жесткой установке дизель-генератора усиления, действующие 4 раза за оборот, передавались бы фундаменту и могли вызывать появление трещин в элементах подmotorных конструкций, усиление вибрации в машинном отделении и другие отрицательные явления.

Уменьшение передачи усилий фундаменту с помощью амортизирующего крепления достигается путем значительного снижения частоты свободных колебаний дизель-генератора в направлении действия крутящего момента с тем, чтобы резонансные режимы,

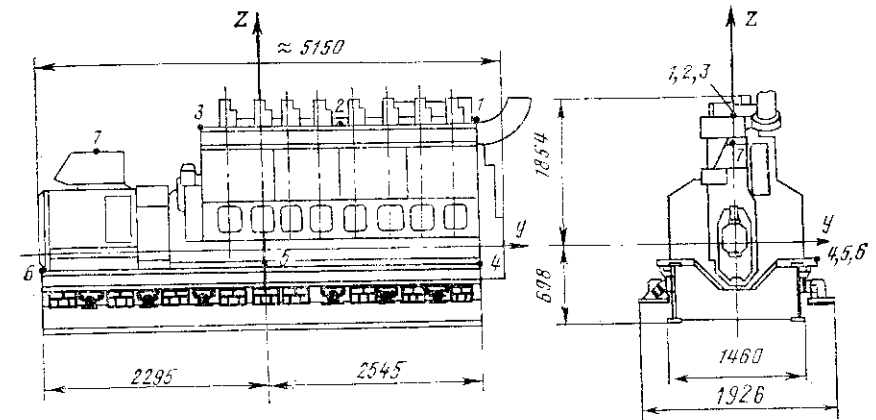


Рис. 16. Схема дизель-генераторной установки на судах РТМ:
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 — точки вибрографирования.

вызываемые гармоникой четвертого порядка, располагались значительно ниже номинальной частоты (500 об/мин).

Наклоном амортизаторов под углом 45° достигается минимальная жесткость установки, так как жесткость амортизаторов на сдвиг значительно меньше, чем на сжатие. Кроме того, это дает возможность совместить ось жесткости системы с главной осью инерции.

Проведенное в ходе исследований вибрографирование значительного числа амортизированных дизель-генераторов судов типа «Тропик» показало, что на рабочем режиме вибрации четвертого порядка, вызываемые реактивным крутящим моментом, находятся в пределах, допускаемых Регистром СССР. Одновременно наблюдаются вибрации первого порядка, вызываемые инерционными силами и их моментами, в большом числе случаев существенно превосходящие предельные значения, допускаемые для колебаний этого порядка.

Испытаниям подвергались дизель-генераторы, вибрации которых были, как правило, наибольшими и существенно превосходили технические нормы для вибраций первого порядка.

Технические нормы Регистра СССР предусматривают для амортизированных дизель-генераторов определенные допустимые величины амплитуд вибраций в зависимости от их частоты: 0,3 мм для первого порядка (частота 500 колебаний в минуту), 0,15 мм для четвертого порядка (частота 2000 колебаний в минуту).

У значительного числа обследованных дизель-генераторов наблюдаются высокие вибрации первого порядка (1 раз за оборот коленчатого вала), амплитуды которых существенно превосходят указанные предельные величины (в 2—3 раза), особенно на свободном конце дизель-генератора.

Вибрации четвертого порядка (4 раза за один оборот колен-

чатого вала), обусловленные действием газовых сил, наблюдаются в ряде точек на различных дизель-генераторах, особенно в верхней части крышки генератора. Повышенные вибрации первого порядка объясняются тем, что при установке дизель-генераторов на амортизаторы одновременно с ограничением передачи усилий четвертого порядка создаются условия для возникновения низкочастотных вертикальных и горизонтальных поступательных колебаний, а также поворотных колебаний вокруг вертикальной оси (рыскание) и поперечной оси (галопирование). Резонансы частот этих колебаний с возбуждающими усилиями первого порядка близки к рабочему режиму двигателя (500 колебаний в минуту), что видно из экспериментальных данных и подтверждается соответствующим расчетом. Указанные вибрации совершаются с частотой вращения (первый порядок) и вызываются силами и моментами сил инерции неуравновешенных частей, а также внутренними уравновешенными силами инерции и их моментами, изгибающими блок и раму двигателя.

Проведенные исследования влияния изменения частоты вращения на величины вибрации дизель-генераторов показали, что существенного снижения вибраций можно достигнуть изменением скоростного режима. При номинальной частоте вращения 500 об/мин наблюдается значительная вибрация с частотой, равной частоте вращения дизель-генераторов, которая резко снижается при изменении скоростного режима как за счет уменьшения инерционных сил, так и за счет значительного удаления этих режимов от резонансных.

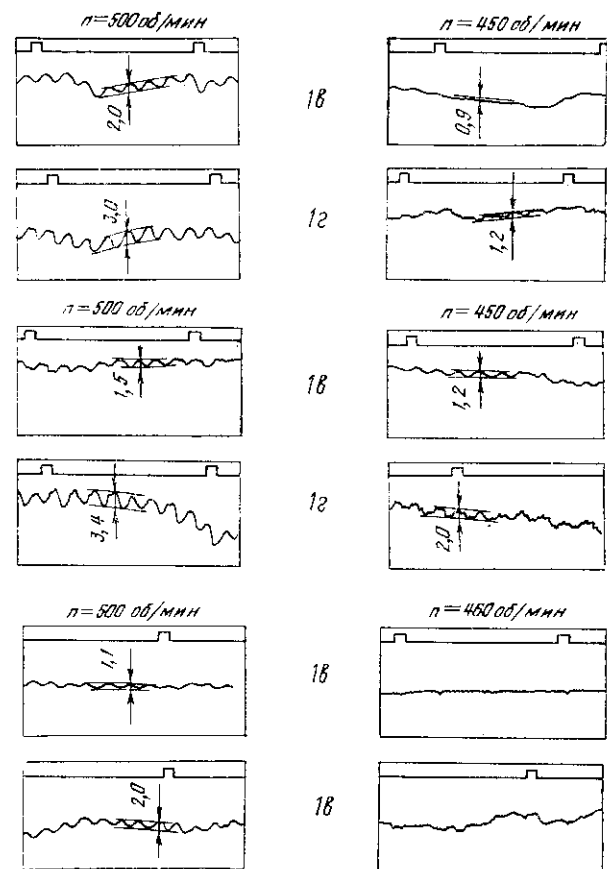
При решении вопроса о снижении частоты вращения дизель-генераторных установок обязательно учитывается наличие опасной по крутильным колебаниям зоны частот вращения, определяемой торсиографированием — записью крутильных колебаний вала двигателя, подробно описанной в следующей главе. Сниженные частоты не должны совпадать с запретной по крутильным колебаниям зоной частот вращения двигателя.

На рис. 17 приведены виброграммы, снятые при номинальном режиме и при пониженных частотах вращения дизель-генераторных установок судов типа «Тропик» в точках наибольшей вибрации (точка 1 — верх свободного конца двигателя в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях). Точки вибрографирования выбраны в соответствии с правилами Регистра СССР. Индексы *v* обозначают вибрацию в вертикальном направлении, *г* — в горизонтальном поперечном направлении. На виброграммах имеются отметки, расстояние между которыми соответствует 1 с, и указаны размах колебаний (в мм виброграммы). Занесены вибрации произведены с увеличением в 6 раз.

Опыт эксплуатации подтвердил целесообразность перехода на пониженные частоты вращения двигателей в тех случаях, когда наблюдаются повышенные вибрации дизель-генераторов, а нагрузка судовой электростанции не является максимальной.

При полностью выведенных реостатах возбуждения генераторы

Рис. 17. Виброграммы, снятые при номинальном режиме и при пониженных частотах вращения некоторых дизель-генераторных установок РТМ типа «Тропик».



обеспечивают сохранение номинального напряжения для нагрузки, достаточной для обеспечения большинства режимов работы судовой электростанции при снижении частоты вращения до 430—460 об/мин у разных дизель-генераторов. Снижение частот вращения допустимо в связи с использованием на судах типа «Тропик» постоянного тока и достаточным удалением указанных режимов от опасных резонансов крутильных колебаний (360 колебаний в минуту). Это относится к установкам с двигателями 8NVD-36 (диаметры шатунных и коренных шеек коленчатого вала 145 и 150 мм соответственно).

Для двигателей 8NVD-36.1 и 8NVD-36.1U (диаметры шатунных и коренных шеек 155 и 160 мм), которыми заменяются двигатели 8NVD-36, вблизи частоты 400 об/мин располагается резонанс восьмой (второй главной) гармоники, приближение к которому нежелательно. В связи с этим для дизель-генераторов с указанными двигателями снижение частот вращения с целью уменьшения вибраций должно быть ограничено 475 об/мин.

Снижение частоты вращения как средство борьбы с повышенными вибрациями целесообразно в тех случаях, когда резонансные режимы вибраций первого порядка располагаются выше номинальной частоты (500 об/мин).

Для решения вопроса о необходимости ограничения вибраций следует в каждом отдельном случае проводить контрольное вибрографирование дизель-генераторов. Если снизить большие вибрации до нормативного уровня с помощью изменения частоты вращения невозможно, необходимо использовать способы, рассмотренные ниже.

Амортизированная дизель-генераторная установка является сложной системой, совершающей поступательные колебания вдоль и поворотные колебания вокруг главных осей. Значительные линейные размеры дизель-генераторов обуславливают увеличение перемещений его точек, наиболее удаленных от центра тяжести или центра жесткости, в частности, мест крепления навешанных механизмов.

Поскольку направление сил инерции и их моментов, действующих от движущихся деталей навешанных на двигатель механизмов (воздушного компрессора и водяных насосов), совпадает с наибольшими перемещениями, вызванными действием инерционных сил и их моментов непосредственно самого дизель-генератора, то даже незначительная неуравновешенность дизель-генератора может привести к существенному увеличению вибрации агрегата.

На рис. 18 приведены виброграммы, снятые при номинальном режиме дизель-генераторов при работе воздушного компрессора под нагрузкой и на холостом ходу.

Работа компрессора под нагрузкой увеличила абсолютные значения вертикальных вибраций (направление движения поршня) на 30—40%. Горизонтальные вибрации практически не меняются. Вибрографирование дизель-генератора на номинальном режиме со снятым воздушным компрессором показало дополнительное снижение вертикальных вибраций первого порядка еще на 30%.

Влияние работы навешанных водяных насосов на вибрационные режимы дизель-генераторов из-за незначительности масс и инерционных сил несущественно.

Для улучшения вибрационных режимов амортизированных дизель-генераторных судовых установок, в частности, имеющих значительные линейные размеры, при проектировании и установке целесообразно предусматривать единую систему охлаждения двигателей и централизованную систему подачи воздуха от автономного приводного компрессора.

Если эксплуатирующиеся промышленные суда имеют навешанные на двигатели механизмы, целесообразно при заводском ремонте переводить дизельные установки на единую систему охлаждения и централизованную воздушную систему от приводного компрессора с обязательным снятием неработающих навешанных механизмов.

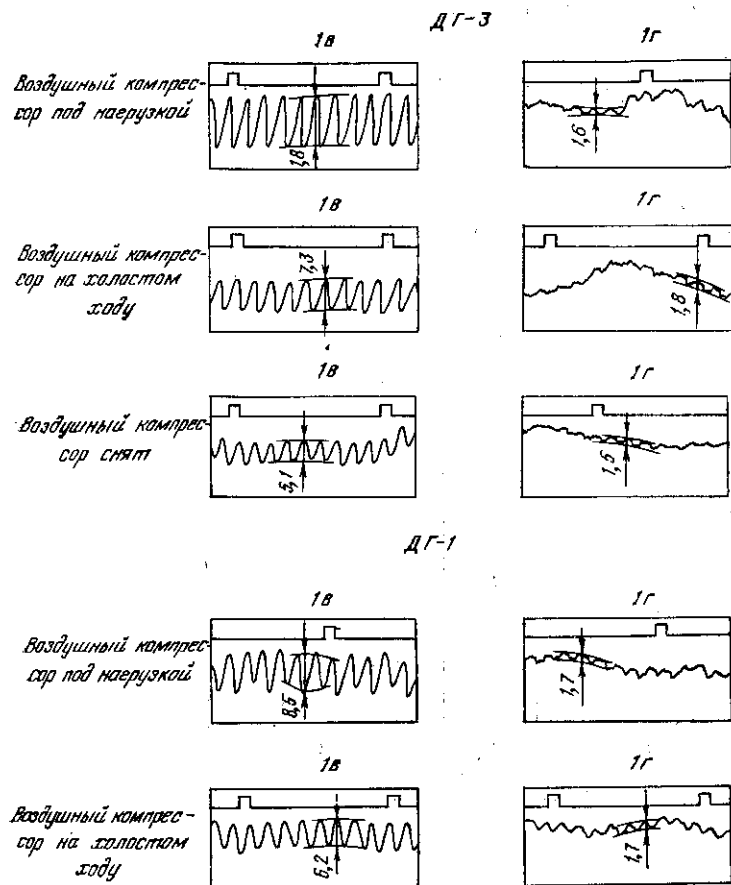


Рис. 18. Виброграммы, снятые при номинальном режиме дизель-генераторных установок при работе воздушного компрессора под нагрузкой и на холостом ходу.

Существенное уменьшение жесткости амортизирующего крепления, к которому прибегают для повышения эффективности амортизации, в свою очередь требует мер по ограничению статических деформаций крепления и возможных резонансных колебаний механизмов на амортизаторах. Для уменьшения статических деформаций крепления (статических перемещений амортизированных ДУ относительно фундамента) ставят упорные амортизаторы (ограничители) с зазором (рис. 10).

Величина зазоров должна быть такой, чтобы упорные амортизаторы не работали при малых относительных перемещениях ДУ и не ухудшали этим ее виброизоляцию. Жесткость упоров должна быть достаточной для предупреждения недопустимых относительных перемещений.

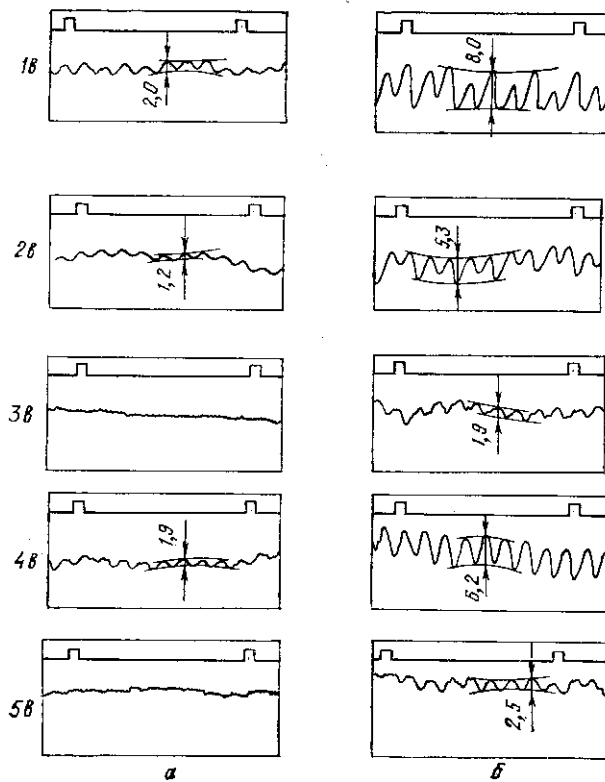


Рис. 19. Виброграммы, снятые при работе дизель-генераторной установки:

а — при отсутствии зазоров в упорных амортизаторах; б — с освобожденными ограничителями.

Существенное влияние на изменение параметров амортизирующего крепления могут оказывать несоблюдение необходимых зазоров в упорных амортизаторах (ограничителях), а также монтажные или эксплуатационные расцентровки двигателя с генератором.

Обследование упорных амортизаторов значительного числа дизель-генераторов показало, что зазоры между подушками ограничителей и упорами отсутствовали, вследствие чего резко увеличивалась жесткость амортизирующего крепления и практически ликвидировалась эффективность амортизации.

Проведенное сравнительное вибрографирование при отсутствии зазоров в упорных амортизаторах и с полностью освобожденными ограничителями (рис. 19) показало, что отсутствие зазоров между подушками ограничителей и упорами приводит к искусственному уменьшению вибраций первого порядка, в то время как вибрация четвертого порядка и передача усилий от дизель-генератора фундаменту при этом увеличиваются. Обеспечение необходимых зазоров (по 1 мм на сторону) при монтаже в заводских условиях и контроль за соблюдением зазоров при эксплуатации спо-

собствуют сохранению эффективности амортизирующего крепления дизель-генераторов.

По техническим условиям окончательная установка и крепление амортизаторов, а также регулировка зазоров должны производиться не ранее чем через 48 ч после того, как дизель-генератор поставлен на амортизаторы. Перед регулировкой двигатель должен быть заполнен водой и маслом.

Обеспечение эффективности амортизирующих креплений дизельных судовых установок достигается строгим выполнением существующих технических требований по монтажу, испытанию и дефектации амортизаторов [9]. Технические параметры и методы испытаний серийно выпускаемых амортизаторов изложены в соответствующих стандартах.

Только при соблюдении необходимых требований можно ожидать достаточно хорошего совпадения характеристик амортизирующего крепления с расчетным. От точности монтажа зависят величины статических и динамических нагрузок на амортизирующие конструкции. Дополнительные усилия, вызванные некачественным монтажом, могут привести к преждевременному выходу из строя резиновых массивов амортизаторов, эластичных патрубков и муфт.

Инструкции по монтажу требуют производить выравнивание высот опорных амортизаторов и тщательный подбор их по начальной высоте с целью более равномерного распределения нагрузки между амортизаторами для обеспечения прямого положения амортизированной установки в состоянии статического равновесия при прямом положении судна. Выравнивание обычно осуществляется с помощью прокладок различной толщины.

Следует тщательно монтировать гибкие вставки трубопроводов с целью обеспечения минимальных деформаций патрубков, связанных с неточностями монтажа — осевого растяжения или сжатия, поперечного сдвига (несоосности торцевых фланцев), излома (непараллельности фланцев), закручивания вокруг продольной оси. Отсутствие гибких вставок (жесткое соединение) может стать само по себе причиной повышенных вибраций амортизированных дизельных установок.

Следует отметить, что независимо от влияния других факторов существенным является соблюдение действующих технических правил по монтажу амортизаторов, в соответствии с которыми полная или частичная замена амортизаторов может производиться как при демонтированном дизель-генераторе, так и при смонтированном на подмоторной раме.

Для обеспечения равномерного распределения нагрузки в комплект должны подбираться амортизаторы по результатам их статических испытаний, кроме того должна производиться раскладка по величинам их жесткости (деформации). Схема раскладки опорных амортизаторов составляется с соблюдением следующих условий: величины максимального и минимального значений жесткости (деформации) амортизаторов, устанавливаемых в одном-

комплекте, не должны существенно отличаться от средней жесткости для данного комплекта; различие зависит от типа амортизаторов и способа их установки; по величине жесткости (деформации) амортизаторы раскладываются в убывающем или возрастающем порядке в направлении с кормы судна в нос или из носа в корму.

В процессе эксплуатации дизель-генераторов периодически необходимо производить осмотр амортизаторов, проверять их крепление и целостность резинового массива.

По истечении срока гарантии эксплуатации амортизаторов, при проведении плановых заводских ремонтов судовых дизельных установок, при наличии высокой вибрации ДУ и перед установкой новых амортизаторов следует проводить их дефектацию.

Амортизаторы, находящиеся в эксплуатации, деформируются без демонтажа визуальным освидетельствованием. Если вибрационные параметры находятся в пределах, допустимых соответствующими нормами, и визуальным осмотром не выявлено дефектов, все амортизаторы считаются годными и допускаются к дальнейшей эксплуатации.

Резиновые части амортизаторов запрещается красить, очищать металлическими щетками, скребками и т. п. Запрещается протирать амортизаторы бензином, дизельным топливом или маслом. Один раз в 3—4 мес резиновые части амортизаторов протирают смесью глицерина со спиртом (1:10).

Монтажные неточности могут привести к искривлению и взаимному смещению осей соединяемых валов двигателя и генератора или небалансу вращающихся деталей генератора. Неуравновешенность установки, вызываемая этими факторами, в условиях присущей амортизированным дизель-генераторам РТМ «Тропик» близости номинальных частот вращения к резонансным режимам может быть причиной повышенных вибраций первого порядка.

Проверка соосности валов производится по величинам раскелов (расхождению шек), измеряемых при повороте коленчатого вала через каждые 90° , и по воздушным зазорам между статором и полюсами генератора.

Дизель-генератор считается окончательно отцентрированным, если раскел первого кривошипа не превышает 0,04 мм; изменение раскела 0,02 мм (по сравнению с раскелом до соединения валов), а щуп толщиной 0,05 мм не проходит между коренными шейками № 1—3 коленчатого вала и нижними вкладышами подшипников; разность между наибольшим и наименьшим воздушными зазорами по окружности между статором и полюсами, замеренными с торца, не превышает 10% средней величины этого зазора; разность величин зазоров, замеренных с носовой и кормовой сторон генератора, — 5% величины меньшего из этих зазоров; величина осевого разбега коленчатого вала не изменилась по сравнению с замеренной до центровки.

На рис. 20 приведены виброграммы, снятые при работе ВДГ-1

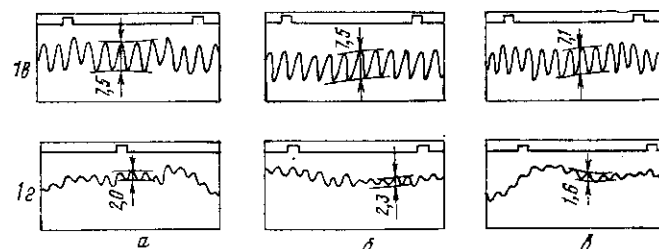


Рис. 20. Виброграммы, снятые при работе ВДГ-1 РТМ «Цефей» на номинальном режиме:

а — при фактической центровке двигателя с генератором; б — при работе двигателя с отсоединенным генератором; в — после контрольной центровки генератора.

РТМ «Цефей» на номинальном режиме. Вибрографирование проводилось трижды: при фактической центровке двигателя с генератором после прихода судна из промышленного рейса, при работе двигателя с отсоединенным генератором, после центровки генератора с соблюдением соответствующих технических требований.

Сравнение между собой указанных виброграмм по всем точкам замеров показало, что высокие вибрации первого порядка сохраняются после отсоединения генератора и после его повторного соединения с двигателем и соответствующей центровки.

Следовательно, выполнение существующих технических требований к монтажной центровке двигателя с электрогенератором и балансировке вращающихся деталей практически не влияет на высокие вибрационные параметры амортизирующего крепления дизель-генератора. Наличие повышенных вибраций в данном случае не связано с влиянием рассмотренных факторов.

Обеспечить эффективность амортизирующих креплений значительно труднее при установке на амортизаторы главных судовых дизельных установок, чем вспомогательных. Это обусловлено рядом уже перечисленных факторов — большими линейными размерами и массой главных установок, сложностью центровки вала и др.

Установка главного двигателя на амортизаторы, связанная с включением в линию гребного вала судна одной или нескольких податливых муфт, значительно изменяет колебательную систему. Зоны частот вращения, критических по крутильным колебаниям, не должны расширяться за счет режимов резонансных колебаний установки на амортизаторах. Целесообразно так рассчитывать амортизирующие крепления, чтобы нежелательные резонансные режимы колебаний главных ДУ на амортизаторах совпадали с зоной частот вращения, уже определенной как запретная по наличию критических крутильных колебаний вала двигателя.

При работе амортизированных дизельных установок в резонансном режиме возникают дополнительные напряжения в материале амортизаторов, усиленное тепловыделение и некоторый нагрев его в результате увеличения внутреннего трения. Однако эти факторы

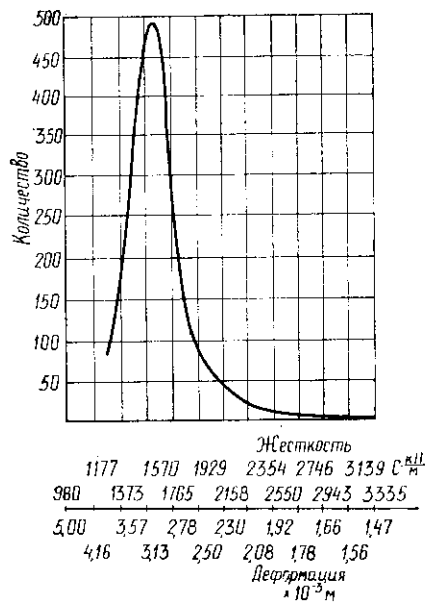


Рис. 21. Гистограммы распределения двухпластинчатых резинометаллических амортизаторов по их жесткости (деформации)

характеристики установки и способы передачи усилий. Расчет колебательной системы, определяемой конечным числом параметров, проводимый на стадии проектирования с целью снижения виброактивности системы, дает возможность, учитывая конструктивные особенности и режимы работы установки, выбирать оптимальные параметры амортизирующих креплений.

Поскольку при определенных моментах инерции частоты собственных колебаний действующей дизель-генераторной установки являются функцией лишь одной переменной — жесткости амортизирующего крепления, изменение вибрационных параметров, в частности ограничение высоких вибраций первого порядка, возможно только путем изменения жесткостных характеристик крепления.

С целью исследования влияния параметров амортизаторов и качества их подбора при установке на судах на жесткостные характеристики крепления дизель-генераторов в целом проводились статические испытания новых амортизаторов производства ГДР.

Результаты испытаний были обработаны на ЭВМ. Получена кривая нормального распределения Пирсона VI типа. На рис. 21 приведен график эмпирической плотности вероятности распределения амортизаторов по их жесткости (деформации) — гистограмма распределения, где по оси абсцисс отложены величины при-

обычно не ограничивают резонансную амплитуду. Большое значение с точки зрения воздействия резонансных колебаний на амортизированные установки имеет вибростойкость отдельных узлов конструкции и приборов. Если эта вибростойкость нормирована, необходимо руководствоваться соответствующими документами и техническими условиями на поставку, обращая внимание не только на величину амплитуды, но и на частоту колебания.

Методы исследования вибрационных параметров амортизированных дизельных судовых установок, в частности дизель-генераторных, позволяющие оценить и выбрать оптимальное эффективное амортизирующее крепление, учитывают особенности возмущающих сил, частотные

знака — интервалы жесткости (деформации), а по оси ординат — соответствующие им значения эмпирических вероятностей (частностей), т. е. количество амортизаторов, соответствующее каждому признаку. Общая сумма значений 1152.

Из гистограммы распределения видно, что без учета нескольких некорректных значений абсолютная жесткость находится в пределах 1177—2550 кН/м (деформация $1,92 \cdot 10^{-3}$ — $4,16 \cdot 10^{-3}$ м), размах вариации — средневзвешенная по жесткости — 1675 кН/м (деформация $3,00 \cdot 10^{-3}$ м), среднее абсолютное отклонение — разброс значений жесткости — составляет примерно от 30 до 50%. Даже если ограничиться отклонением от средневзвешенного значения жесткости в $\pm 20\%$, то в этот диапазон попадает около 83% амортизаторов.

При испытаниях должны определяться статические жесткости амортизатора, отнесенные к его осям, однако принятые общие требования и методы испытаний ограничиваются определением жесткости в направлении, совпадающем с направлением работы амортизаторов на «чистое» сжатие. Учитывая случай амортизирующего крепления с амортизаторами, имеющими наклонное расположение осей (сжатие со сдвигом), как это имеет место на судах РТМ, следовало бы также иметь данные о величинах жесткостей относительно осей амортизатора, повернутых под углом 45° , и на «чистый» сдвиг.

Проведенные испытания амортизаторов на сжатие со сдвигом, имеющих одинаковые жесткости при «чистом» сжатии, показали существенное отличие их жесткостей в направлении действия нагрузки (до 20%). Кроме того, следует учесть, что динамическая жесткость резины существенно отличается от статической.

Учитывая, что при имеющемся разбросе значений жесткости вероятность наличия в комплекте, устанавливаемом под ВДГ (36 шт.), такого количества некондиционных амортизаторов, которое могло бы существенно влиять на виброхарактеристики установки, мала, можно сделать вывод о нецелесообразности проведения статических испытаний.

На ряде судов Калининградской базы экспедиционного флота (РТМ «Цефей», «Гурьевск», «Эридан»), а также на РТМ «Арго» СПОРП «Атлантика» была проведена экспериментальная проверка влияния качества подбора амортизаторов по их статической жесткости на вибрационные параметры дизель-генераторных установок. На рис. 22 для наглядности приведены виброграммы, снятые при нормальном режиме ВДГ-1 РТМ «Цефей» (холостой ход) до и после смены амортизаторов. Отобранные по результатам статических испытаний амортизаторы максимально удовлетворяли требованиям подбора — разница по деформации составляла не более $0,1 \cdot 10^{-3}$ м.

Ожидалось, что значительные вибрации первого порядка, имевшие место при работе ВДГ на старых амортизаторах, отработавших около 20 тыс. ч и не подвергавшихся подбору, значительно снизятся. Однако, как видно из приведенных виброграмм и из ре-

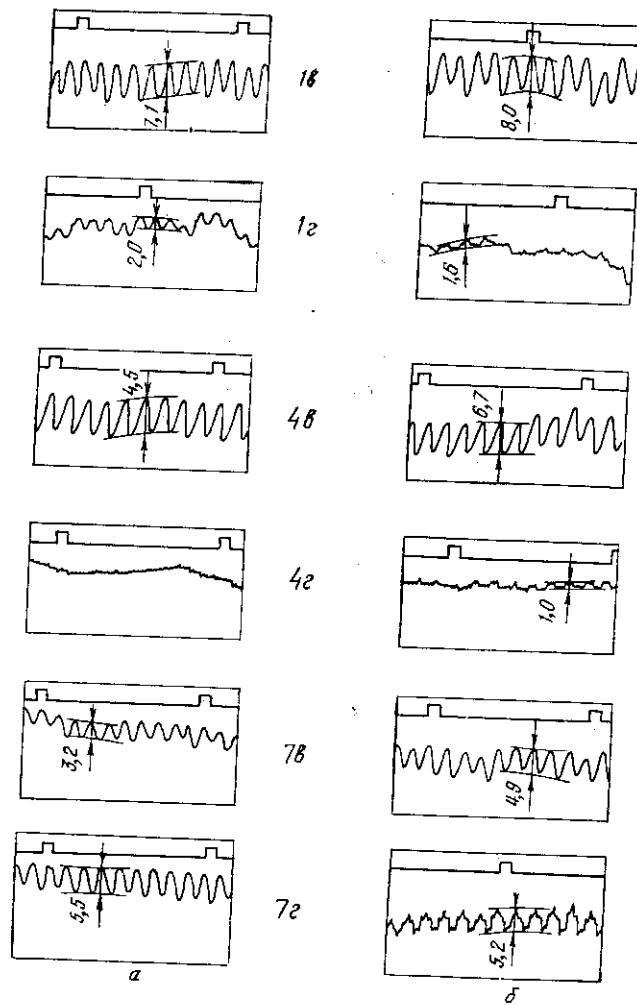


Рис. 22. Виброграммы, снятые при номинальном режиме ВДГ-1 РТМ «Цефей»; а — на старых амортизаторах; б — на новых амортизаторах.

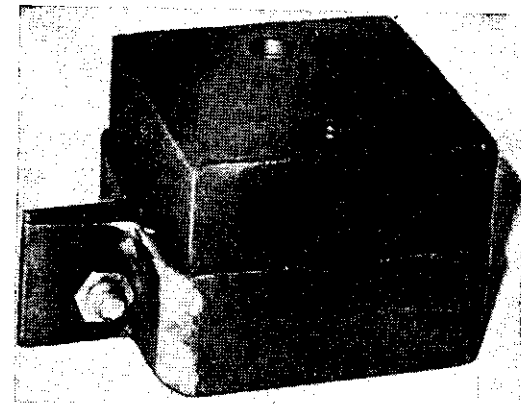


Рис. 23. Амортизатор с бандажом.

других испытаний, ограничиваясь обязательным последующим вибрографированием ВДГ для решения вопроса о допустимости величины вибраций, в особенности на судах РТМ типа «Тропик».

Опыт судоремонтных предприятий, производящих испытания и подбор амортизаторов, показал, что из-за несоответствия жесткостных характеристик величинам, допускаемым действующей технической документацией по дефекта-

ции и замене амортизаторов, выбраковывается значительное количество амортизаторов, остающееся в дальнейшем без использования.

Вывод о несущественном влиянии подбора амортизаторов по жесткости на эффективность амортизирующего крепления в равной мере можно отнести не только к дизель-генераторным установкам судов РТМ типов «Тропик» и «Атлантик», но и после соответствующей проверки параметров вибрации также к ВДГ других типов судов промыслового флота, для установки которых используются двухпластинчатые резинометаллические амортизаторы как отечественного производства, так и поставленные из ГДР.

Одним из способов ограничения вибраций первого порядка, вызванных близостью частот собственных колебаний амортизированных дизель-генераторов к номинальному режиму, является удаление этих частот от резонансного режима на более высокие частоты колебаний путем увеличения жесткости амортизирующего крепления. Одним из возможных способов увеличения жесткости амортизатора является его бандажирование, т. е. надевание на амортизатор металлического пояса, в результате чего из работы выключается определенный слой резинового массива.

Проведенные расчеты, а также результаты бандажирования показали, что для достаточного удаления резонанса первого порядка необходимо повысить частоты свободных колебаний установки приблизительно на 20%, для чего следует увеличить жесткость амортизатора примерно на 40%. Такой результат обеспечивается применением бандажа высотой 0,035 м (рис. 23), выключающего из работы 0,02 м из 0,05-метрового слоя резинового массива.

Бандажи высотой 0,035 м устанавливались на новые амортизаторы дизель-генераторов. Вибрографирование ВДГ проводилось дважды: на новых амортизаторах, на новых амортизаторах с бандажами. На рис. 24 приведены виброграммы, снятые при указан-

зультатов других экспериментов, вибрации практически не изменились. В частности, на РТМ «Арго» величины вибраций остались прежними при замене половины старых амортизаторов на новые. Таким образом, неоднократный подбор амортизаторов по жесткости и замена старых амортизаторов на новые не приводят к снижению высоких вибраций.

Изготовитель исследованных установок с двигателями 8NVD-36.1 комбинат «SKL-motoren» (ГДР) на основании большого опыта применения амортизаторов и измерений вибраций подтвердил сделанные выводы о несущественном влиянии строгого подбора амортизаторов по жесткостным характеристикам и возможности отказа в связи с этим от проведения статических и

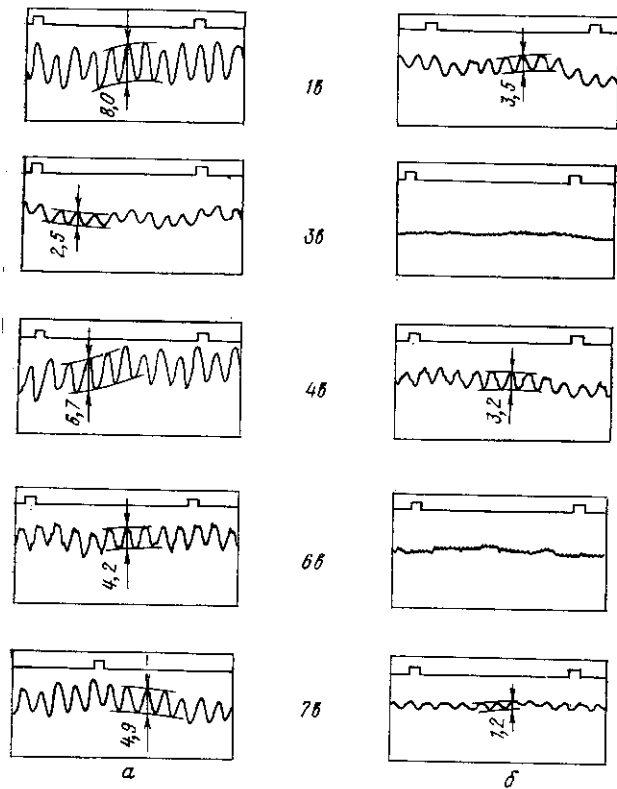


Рис. 24. Виброграммы, снятые при номинальном режиме ВДГ-1 РТМ «Цефей»: а — на новых амортизаторах; б — на новых амортизаторах с бандажами.

ных условиях на номинальном режиме (холостой ход, 500 об/мин), ВДГ-1 РТМ «Цефей». Сравнение виброграмм по всем точкам замеров показало, что установка бандажей на все 36 амортизаторов привела к существенному снижению вибраций первого порядка в вертикальном направлении до величин, соответствующих техническим нормам Регистра СССР, а в горизонтальном — вибрации практически сохранились и находились при этом в пределах нормы.

С целью исследования вибрационных режимов дизель-генераторной установки при различных частотах вращения помимо вибрографирования на номинальном режиме (500 об/мин) была проведена запись вибраций (вертикальных и горизонтальных) в точке 1 во время остановки дизель-генератора с 550 об/мин («на проход»).

На рис. 25 приведены виброграммы, снятые при остановках исследуемого ВДГ-1 РТМ «Цефей», работающего на новых амортизаторах (а) и на тех же амортизаторах с бандажами (б). На них указаны отрезки, соответствующие одному обороту, и частоты вращения при проходе резонансных режимов. Резонанс возбуждающих усилий первого порядка в вертикальном направлении

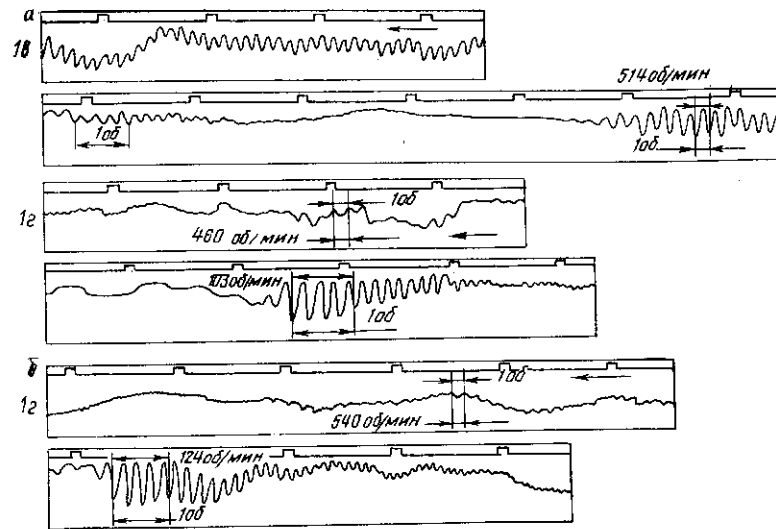


Рис. 25. Виброграммы, снятые при остановках ВДГ: а — на новых амортизаторах; б — на новых амортизаторах с бандажами.

ориентировочно приходится на 514 колебаний в минуту, что близко к номинальной частоте вращения двигателя и является причиной отмеченных ранее повышенных вибраций.

В горизонтальном направлении аналогичный резонанс располагается вблизи 460 колебаний в минуту, а резонанс четвертой гармоники возбуждающего момента в поворотном направлении вокруг продольной оси установки располагается вблизи 103 колебаний в минуту.

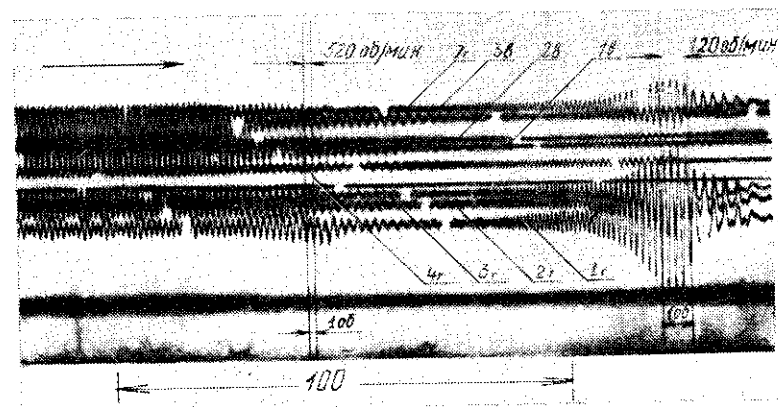


Рис. 26. Осциллограмма записи вибрации при остановке ВДГ на амортизаторах с бандажами.

Бандажирование тех же амортизаторов (увеличение жесткости системы примерно на 40%) привело к существенному снижению вертикальных вибраций, в горизонтальном направлении вибрации не изменились, что связано со смещением резонанса с 460 до 540 колебаний в минуту (см. рис. 25), т. е. примерно в том же удалении от номинального режима. Повышение собственных частот колебаний системы, связанное с увеличением жесткости в результате применения бандажей, дополнительно подтверждается повышением резонансной частоты вращения четвертой гармоники крутящего момента со 103 до 124 об/мин.

На рис. 26 приведена осциллограмма записи вибраций одновременно в ряде точек при остановке того же дизель-генератора на амортизаторах с бандажами, которая подтверждает расположение резонанса горизонтальных колебаний вблизи 520 об/мин (точка 1г) и резонанса четвертой гармоники вблизи 120 об/мин.

Проведенные эксперименты с бандажированием амортизаторов вспомогательных дизель-генераторных установок показали, что увеличение жесткости амортизаторов является средством повышения эффективности амортизирующего крепления, в результате чего существенно снижаются вибрации дизель-генераторных установок до значений, предусмотренных нормами Регистра СССР.

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

Общие сведения о крутильных колебаниях

Гармонические составляющие крутящего момента дизелей M_v (в Н·м) вызывают некоторую неравномерность вращения валопровода, которая неблагоприятно влияет на работоспособность регуляторов, производительность навешанных механизмов, качество тока генераторов и другие свойства оборудования ДУ. Если бы валопровод представлял собой абсолютно жесткое тело, то проблема уменьшения неравномерности вращения решалась бы очень просто — путем увеличения общего момента инерции вращающихся масс $\Theta_{\text{сум}}$ (в кг·м²) или увеличения частоты вращения n (в об/мин). Это видно из следующей формулы для степени неравномерности вращения вала δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\text{макс}} - \omega_{\text{мин}}}{\omega_{\text{ср}}} \approx 9,12 \cdot \frac{tM_v}{n^2\Theta_{\text{сум}}}, \quad (121)$$

где t — тактность дизеля (2 или 4);

v — главный порядок колебаний, равный числу всплесков за оборот вала.

Однако валопровод не является абсолютно жестким телом, а представляет собой упругомассовую систему, состоящую из сосредоточенных масс кривошипно-шатунного механизма дизеля, маховика, редуктора, муфт, гребного винта и других деталей, соединенных между собой упругими валами. При исследовании крутильных колебаний массы деталей характеризуют моментами инерции Θ_y (y — номер массы), а упругость валов — их податливостью $e_{y, y+1}$.

Так же, как и любая другая упругомассовая система, рассматриваемая крутильная система обладает свойством деформироваться под воздействием прилагаемого крутящего момента и совершать свободные затухающие колебания после устранения импульса крутящего момента. При этом число форм свободных колебаний равно числу участков между массами. Каждая форма свободных колебаний имеет вполне определенное число узлов (т. е. неподвижных сечений, в которых угол скручивания меняет свой знак) и характеризуется постоянной частотой свободных колебаний.

Формы свободных колебаний именуется по числу узлов: одноузловая, двухузловая, трехузловая и т. п. Формам свободных ко-

лебаний с большим числом узлов соответствуют более высокие частоты свободных колебаний $N_I < N_{II} < N_{III}$ и т. д.

Обычно практическое значение для исследования имеют только первые две-четыре формы свободных колебаний, частоты которых соизмеримы с частотами гармонических составляющих возмущающих моментов первых 15—20 порядков.

Воздействуя на упругомассовую систему, гармонические составляющие возмущающего крутящего момента вызывают не только неравномерное вращение, но и знакопеременное скручивание валов, сопровождаемое возникновением в них переменных касательных напряжений т. При совпадении частоты одной из форм свободных колебаний с частотой какой-либо гармонической составляющей возмущающих моментов ν -го порядка возникает явление резонанса, при котором амплитуды колебаний масс и напряжения заметно, а иногда и опасно возрастают. Резонансная частота вращения определяется по формуле

$$n_{\text{рез}} = \frac{N_f}{\nu} \quad (122)$$

где N_f — частота свободных колебаний f -й формы (f — число узлов), колебаний в минуту;

ν — порядок гармонической составляющей возмущающего момента.

Поскольку каждая конкретная система имеет несколько форм свободных колебаний, а возмущающие моменты состоят из большого числа гармоник разных порядков, то в рабочем диапазоне частот вращения может возникать очень много резонансов. Однако лишь некоторые из них представляют опасность для прочности валопровода.

Степень опасности крутильных колебаний оценивается по нормам допускаемых напряжений, устанавливаемых правилами Регистра СССР. Когда резонансные напряжения превышают допускаемые, в районе соответствующих резонансных частот вращения должна назначаться запретная зона. Если силовая установка работает продолжительное время на резонансных частотах, при которых дополнительные напряжения от крутильных колебаний превышают допускаемые правилами Регистра СССР, то в наиболее нагруженном участке коленчатого вала или валопровода под углом 45° к оси вала может возникнуть усталостная трещина.

Значительное скручивание вала сопровождается выделением тепла и повышением температуры нагруженного участка из-за внутреннего трения в материале вала.

Усталостная трещина развивается до тех пор, пока момент сопротивления разрушаемого сечения не уменьшится до минимально допустимого значения. После этого происходит окончательное разрушение. Таким образом, если при анализе аварийного случая поломки коленчатого вала будет зарегистрирована трещина под 45° , выявлено наличие двух характерных зон на поверхности излома — зоны усталостного разрушения со следами взаимного наклепа в раземе трещины и зоны статического разруше-

ния в виде крупнозернистой поверхности, то можно предположить, что одной из вероятных причин поломки являются крутильные колебания.

Соотношение площадей этих зон, их форма, срок службы вала до разрушения и число случаев с однотипными установками являются важными признаками, указывающими на величину действующих дополнительных напряжений: чем больше площадь статического излома и меньше продолжительность работы до разрушения, тем выше действующие напряжения. Большое влияние на условия возникновения поломок оказывает концентрация напряжений в местах резких изменений формы поверхности вала и оконечностей напескованных деталей (шпоночные пазы, галтели, облицовки, муфты ступицы гребных винтов и т. п.), а также в районе коррозионного разрушения. Усталостные трещины всегда начинают развиваться на участках вала с повышенными концентрациями напряжений, поэтому наибольшее число поломок наблюдается у коленчатых валов дизелей и гребных валов.

В последние годы поломки валов из-за крутильных колебаний наблюдаются на новых судах очень редко благодаря постоянному контролю со стороны головной организации. Однако при модернизации и ремонтах ДУ случаи неблагоприятного влияния крутильных колебаний еще встречаются. Например, на СРТР типа «Океан» после замены гребного винта диаметром 1,7 м гребным винтом диаметром 2,05 м в районе номинальной частоты вращения возник очень сильный резонанс четвертого порядка от колебаний одноузловой формы. Это было обнаружено путем торсиографирования, что позволило предотвратить поломки валов путем запрещения подобной модернизации.

На ТР «Иней» у дизель-генератора был заменен дизель. После этого возникли повреждения генератора из-за сильных крутильных колебаний.

Поломки гребных валов на СРТР типа «Океан» были вызваны уменьшением предела усталости металла после восстановления гребного вала электродуговой наплавкой в условиях действия больших напряжений от крутильных колебаний одноузловой формы.

Подобные случаи происходят прежде всего из-за того, что модернизация и ремонт ДУ выполняются без предварительного расчета крутильных колебаний. В то же время известны случаи, когда выполнялись сложные и трудоемкие расчеты, задерживающие выход судов в море, хотя необходимости в таких расчетах не имелось в связи с незначительными изменениями крутильной схемы.

Неблагоприятное развитие крутильных колебаний валопроводов на новых судах чаще всего связано с несовершенством некоторых элементов методики расчета. В 50-х годах поломки валов на рыболовных сейнерах РС-300 были вызваны несовершенными в то время методами определения допускаемых напряжений.

В последние годы несоответствие расчетных и экспериментальных напряжений от крутильных колебаний наблюдается глав-

ным образом из-за низкой точности расчета демпфирования в системе. Кроме того, встречаются случаи недооценки опасности вынужденных нерезонансных крутильных колебаний.

Целесообразно отметить, что опасность крутильных колебаний не ограничивается только скручиванием валов и возникновением в них дополнительных знакопеременных касательных напряжений. Опыт эксплуатации главных и вспомогательных двигателей показывает, что крутильные колебания неблагоприятно влияют на работоспособность подшипников коленчатого вала, шпилек крышек подшипников, фундаментных болтов, зубчатых передач, приводов навешанных механизмов и даже блоков и рам двигателей.

Для предотвращения подобных случаев и снижения напряжений в валах большое значение имеют разработанные автором методы прогнозирования крутильных колебаний на ранних стадиях проектирования, когда выбор способов борьбы с крутильными колебаниями практически неограничен. Тогда появляется возможность учитывать влияние различных элементов системы на общий характер крутильных колебаний основных форм.

Расчетные методы исследования крутильных колебаний валопроводов

Подробная методика расчета крутильных колебаний рассмотрена в работах В. П. Терских [45], П. А. Истомина [24], И. А. Лурье [35], Кер-Вильсона [29], В. К. Житомирского [20] и др. Ниже основное внимание уделено трудным случаям, которые могут встретиться в процессе расчета или связаны с возможностью получения ошибочных результатов.

Крутильная схема. Как уже отмечалось, всякое расчетное исследование вибрационных явлений начинается с определения элементов упругомассовой системы. При составлении крутильной схемы задача сводится к определению моментов инерции масс Θ_y и податливостей участков валов $e_{y, y+1}$.

В литературе приводятся формулы, позволяющие рассчитать указанные параметры [35, 45 и др.]. Для тех случаев, когда исходных данных для расчета этих параметров недостаточно, разработан ряд эмпирических зависимостей.

Момент инерции кривошипно-шатунного механизма дизеля $\Theta_{к.ш.м}$ (в $\text{кг}\cdot\text{м}^2$) можно приближенно определить по формуле

$$\Theta_{к.ш.м} = K'_0 D^2 S^3 10^3, \quad (123)$$

где D и S — диаметр цилиндра и ход поршня дизеля, м.

K'_0 — коэффициент, учитывающий тип и конструктивные особенности двигателя;

Величина K'_0 изменяется в широких пределах — от 1,4 до 3—4. Если рассматривается рядный дизель без противовесов, то: для тронковых дизелей с чугунными и составными поршнями

$$K'_0 = K_0 = 0,91 + 4,08 \left(\frac{d_k}{S} \right)^2,$$

где d_k — средний диаметр шейки коленчатого вала, м.

для тронковых дизелей с силуминовыми поршнями без внутреннего охлаждения

$$K'_0 = K_0 = 1,16 + 1,85 \left(\frac{d_k}{S} \right)^2;$$

для крейцкопфных дизелей

$$K'_0 = K_0 = 0,43 + 8,85 \left(\frac{d_k}{D} \right)^4.$$

В случае V-образных дизелей вводится еще один коэффициент $K_v = 1,2 \div 1,5$. Влияние противовесов учитывается коэффициентом $K_{пв} = 1,3 \div 1,8$. В общем случае $K' = K_0 K_{пв} K_v$.

Податливость колена коленчатого вала дизелей, для которых

$$x = \left(\frac{d_k}{D} \right)^4 + \frac{D}{S} < 0,25,$$

можно достаточно точно определить по следующей формуле (в $\text{Н}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}$):

$$e_k = 2 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{D}{d_k^4}.$$

В остальных случаях ($x > 0,25$) имеем

$$e_k = \frac{1}{(0,355 + 2,53x) D^2 S \cdot 10^9}.$$

Для примера определим $\Theta_{к.ш.м}$ и e_k для тронкового дизеля, имеющего $D = 0,24$ м, $S = 0,36$ м и $d_k = 0,15$ м. Поршни чугунные. Используя приведенные выше формулы, находим:

$$K'_0 = K_0 = 0,91 + 4,08 \left(\frac{0,15}{0,36} \right)^2 = 1,618;$$

$$\Theta_{к.ш.м} = 1,618 \cdot 0,24^2 \cdot 0,36^3 \cdot 10^3 = 4,348 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$x = \left(\frac{0,15}{0,24} \right)^4 \frac{0,24}{0,36} = 0,102 < 0,25;$$

$$e_k = 2 \cdot 10^{-10} \frac{0,24}{0,15^4} = 0,95 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}.$$

Податливость участка коленчатого вала между последним коленом и маховиком (шестерней валоповоротного устройства) обычно составляет $(1 \div 1,6) e_k$ для четырехтактных дизелей и $(1,55 \div 2,0) e_k$ для двухтактных дизелей.

У крейцкопфных двухтактных дизелей в средней части коленчатого вала обычно расположена небольшая масса ($\theta \approx 0,1 \theta_{кшм}$), соединенная с соседними цилиндрами валами, податливость которых $e \approx (0,9 \div 1,2) e_k$.

Момент инерции гребного винта можно приближенно определить с учетом присоединенной массы воды по формуле

$$\theta_B = K_B a D_B^5,$$

где a — дисковое отношение гребного винта.

D_B — диаметр гребного винта, м;

K_B — коэффициент, учитывающий конструкцию гребного винта и принимающий следующие средние значения: 9,1 для цельнолитых стальных гребных винтов фиксированного шага, 16,4 для ВРШ и 5,0 для гребных винтов фиксированного шага с лопастями из стеклопластика;

Например, при $D=1,8$ м и $a=0,55$ для винта фиксированного шага

$$\theta_B = 9,1 \cdot 0,55 \cdot 1,8^5 = 94,573 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

В случае применения пластмассовых лопастей

$$\theta_B = 5,0 \cdot 0,55 \cdot 1,8^5 = 51,963 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Податливость цилиндрических валов диаметром d_i (в м) и длиной l_i (в м) выражается следующим соотношением:

$$e_i = \frac{l_i}{G I_{pi}} = 1,26 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{l_i}{d_i^4},$$

где $G=0,81 \cdot 10^5$ МПа — модуль сдвига для стали;
 I_{pi} — полярный момент инерции вала, см⁴.

Если валопровод состоит из k участков разного диаметра, то общая податливость валопровода

$$e_{\text{вал}} = \sum_{i=1}^k e_i = 1,26 \cdot 10^{-10} \sum_{i=1}^k \frac{l_i}{d_i^4}. \quad (124)$$

Для приближенной оценки податливости валопровода допустимо использовать формулу

$$e_{\text{вал}} = 1,26 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{L_{\text{вал}}}{d_{\text{ср}}}, \quad (125)$$

где $L_{\text{вал}}$ — общая длина валопровода, м;
 $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр валопровода, м.

Приведенные выше зависимости рекомендуется применять только при отсутствии подробных исходных данных, необходимых для точных расчетов, а также при изучении влияния конструктивных факторов на характер крутильных колебаний.

После того как определены все моменты инерции θ_y и податливости $e_{y, y+1}$, составляется крутильная схема. При наличии редуктора система должна быть приведена к эквивалентной с частотой вращения двигателя. Для этого умножают моменты инерции и делят податливости на квадрат передаточного отношения редуктора k^2 ($k < 1$), т. е. $\theta_y = \theta'_y / k^2$ и $e_y = e'_y / k^2$.

На крутильных схемах сосредоточенные массы условно изображаются в виде кружков, площадь которых примерно пропор-

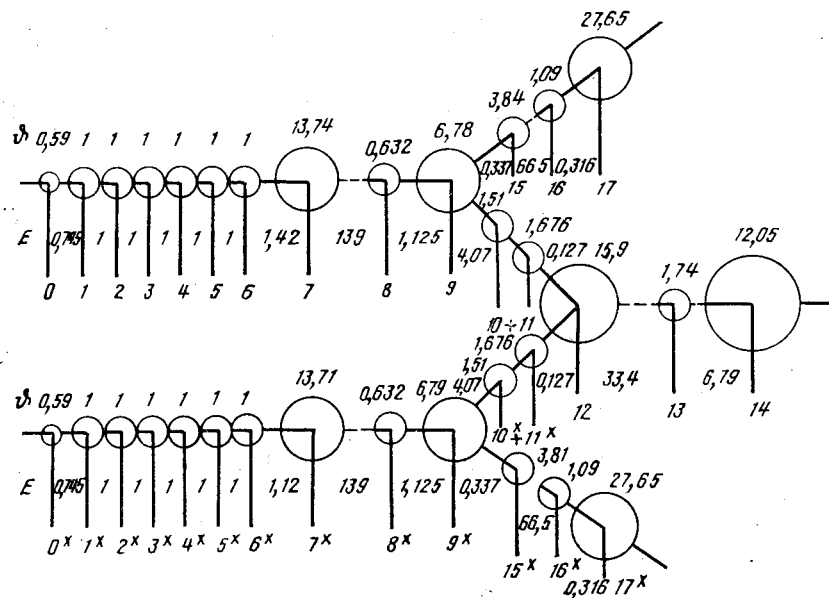


Рис. 27. Крутильная схема агрегата типа ДРА IV—1:
ϕ — безразмерные моменты инерции масс; E — безразмерные податливости участков системы.

циональна их моментам инерции, а упругие участки валопровода — отрезками прямой, длина которых пропорциональна податливостям данных участков (рис. 27).

Податливость гидравлической или электромагнитной муфты на несколько порядков выше податливости любого другого участка валопровода, поэтому при наличии такой муфты крутильно-колеблющаяся система; как правило, делится на две самостоятельные системы.

Для упрощения расчетов абсолютные значения моментов инерции и податливостей при составлении крутильной схемы часто заменяются относительными величинами, и крутильно-колеблющаяся система становится безразмерной.

Для перехода к безразмерной системе абсолютные значения параметров делятся на заранее выбранные величины — постоянные системы:

$\theta = \theta_{н.ш.м}$ — момент инерции масс кривошипно-шатунного механизма одного цилиндра двигателя;
 $e_0 = e_n$ — податливость одного колена вала.

При этом соотношения между параметрами абсолютной и безразмерной систем будут следующими:
относительный момент инерции y -й массы системы

$$\vartheta_y = \frac{\theta_y}{\theta_0}; \quad (126)$$

относительная податливость участка валопровода между y -й и $(y+1)$ -й массами

$$E_{y,y+1} = \frac{e_{y,y+1}}{e_0}; \quad (127)$$

относительная амплитуда колебаний y -й массы

$$\alpha_y = \frac{A_y}{A_1}, \quad (128)$$

где A_y — амплитуда колебаний первой массы системы.

Относительная частота колебаний

$$\sqrt{\Delta} = \omega \sqrt{\theta_0 e_0} = \frac{\pi N}{30} \sqrt{\theta_0 e_0}. \quad (129)$$

Величина

$$a = 9,55 \sqrt{\frac{1}{\theta_0 e_0}} \text{ колебаний в минуту} \quad (130)$$

зависит только от постоянных систем θ_0 и e_0 и называется постоянной цилиндра.

Следовательно,

$$N = a \sqrt{\Delta} \text{ колебаний в минуту.} \quad (131)$$

Например, при $e_0 = 0,95 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$ и $\theta_0 = 4,348 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

$$a = 9,55 \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 10^{-7} \cdot 4,348}} = 14\,859,2 \text{ колебания в минуту.}$$

Для дальнейших расчетов напряжений целесообразно вычислить моменты сопротивления валов на участках системы

$$W_{y,y+1} = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (132)$$

например, при $d=0,15 \text{ м}$

$$W_{y,y+1} = \frac{\pi}{16} \cdot 0,15^3 = 0,663 \cdot 10^3 \text{ м}^3.$$

Затем вычисляют произведение $e_0 W_{y,y+1}$, например,

$$e_0 W_{y,y+1} = 0,95 \cdot 10^{-7} \cdot 0,663 \cdot 10^3 = 0,63 \cdot 10^{-4} \text{ МПа.}$$

В табл. 35 приведены данные о крутильной схеме валопровода СРТР с главным двигателем 8NVD-48 мощностью 397 кВт при 275 об/мин. Система имеет $\theta_0 = 15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $e_0 = 0,385 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{м}$ и $a = 12\,566$ колебаний в минуту.

Свободные колебания. Следующий этап расчета крутильных колебаний заключается в определении частот и форм свободных колебаний. Эту задачу можно решать путем непосредственного решения системы дифференциальных уравнений, однако это связано с большими трудностями при рассмотрении много-массовых систем. На практике расчетное исследование свободных колебаний выполняется методом последовательных приближений,

Номер массы y	Момент инерции		Податливость		Номинальный диаметр вала $d_{y,y+1}$, м	$e_0 W_{y,y+1} \cdot 10^7$, 1/МПа
	θ_y , кг·м ²	θ_y	$e_{y,y+1} \cdot 10^7$, Н ⁻¹ ·м ⁻¹	$E_{y,y+1}$		
1	15	1	—	—	—	—
2	15	1	0,385	1	2	604,76
3	15	1	0,385	1	2	604,76
4	15	1	0,385	1	2	604,76
5	15	1	0,385	1	2	604,76
6	15	1	0,385	1	2	604,76
7	15	1	0,385	1	2	604,76
8	15	1	0,385	1	2	604,76
9	309	20,6	0,447	1,16	2	604,76
10	78,3	5,22	5,621	14,6	1,85	478,64

исходя из того, что при частоте свободных колебаний ω_f рассматриваемой f -й формы сумма всех инерционных моментов

$$M_y = A_y \omega_f^2 \theta_y = \frac{A_1}{e_0} \alpha_y \Delta f^{\theta_y} \quad (133)$$

должна быть равна нулю, т. е. если $\omega = \omega_f$, то

$$e_0 M_p = \sum_1^p \alpha_y \Delta f^{\theta_y} = 0,$$

где α_y — относительная амплитуда свободных колебаний y -й массы, когда $\alpha_1 = 1$.

p — общее число масс системы и номер последней массы, $y = p$;

Выражение (133) представляет собой цепочную систему, поскольку относительная амплитуда свободных колебаний любой $(k+1)$ -й массы взаимосвязана с параметрами предшествующей части системы и относительной амплитудой свободных колебаний k -й массы α_k следующим образом:

$$\alpha_{k+1} = \alpha_k - e_{k,k+1} \sum_1^k \alpha_k \theta_k \omega_f^2 = \alpha_k - E_{k,k+1} \sum_1^k \alpha_y \theta_y \Delta f = \alpha_k - \delta'_{k,k+1}.$$

Величина

$$\delta'_{k,k+1} = E_{k,k+1} \sum_1^k \alpha_y \theta_y \Delta f = e_{k,k+1} \sum_1^k \alpha_y \theta_y \omega_f^2$$

является относительным углом скручивания вала на участке k , $k+1$, который пропорционален эластическому моменту $F_{k,k+1}$ и напряжениям в вале $\tau_{k,k+1}$:

$$F_{k,k+1} = A_1 \frac{\delta'_{k,k+1}}{e_{k,k+1}} = \frac{\sum_1^k \alpha_y \delta_y \Delta_f}{e_0} = A_1 \left[\frac{F_{k,k+1}}{A_1} \right]; \quad (134)$$

$$\tau_{k,k+1} = A_1 \frac{\delta'_{k,k+1}}{W_{k,k+1} e_{k,k+1}} = \frac{\sum_1^k \alpha_y \delta_y \Delta_f}{e_0 W_{k,k+1}} = A_1 \left[\frac{\tau_{k,k+1}}{A_1} \right]; \quad (135)$$

где A_1 — действительная (расчетная или экспериментальная) амплитуда колебаний первой массы системы, рад; $\left[\frac{F_{k,k+1}}{A_1} \right]$ и $\left[\frac{\tau_{k,k+1}}{A_1} \right]$ — масштабы эластического момента и напряжений.

Расчет свободных колебаний на основе приведенных зависимостей позволяет определить все основные характеристики свободных колебаний рассматриваемой формы: частоту ω_f , относительные амплитуды на массах $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_p$ и масштабы напряжений $\left[\frac{\tau_{k,k+1}}{A_1} \right]$ на участках, необходимые для определения напряжений на последующих этапах исследования.

Известно несколько способов решения цепочного уравнения (133). В отечественной практике наибольшее распространение получил метод «цепных дробей» В. П. Терских. Этот метод базируется на оригинальном преобразовании уравнения (133) в так называемую цепную дробь. Для унификации расчетов в методике В. П. Терских введены новые понятия о стойкости массы

$$H_y = -\Delta_f \delta_y$$

и стойкости всей системы $H_1^{(p)}$ от 1 до p -й массы (которая при свободных колебаниях равна нулю) или части системы $H_1^{(k)}$.

Стойкости части системы или всей системы и представляют собой цепную дробь. Например,

$$H_1^{(p)} = H_1 + \frac{1}{E_{1,2}} + \frac{1}{H_2} + \frac{1}{E_{2,3}} + \dots$$

Вычисление цепной дроби производится по горизонтальной табличной форме. Метод В. П. Терских описан в различных источниках [24, 45 и др.], и здесь нецелесообразно на нем подробно останавливаться. Отметим лишь большие достоинства этого метода по сравнению с другими известными методами.

Цепная дробь дает возможность вести расчет не только от одного конца системы к другому, но и одновременно с нескольких концов (имеется в виду не только линейная, но и разветвленная система) к какой-либо массе системы («надлом системы»). Это

позволяет избежать потери точности при изучении некоторых форм колебаний (что наблюдается в случае применения других методов) и представляет собой неоспоримые преимущества при изучении разветвленных и кольцевых систем. Расчеты по методу В. П. Терских выполняются в безразмерной системе, что резко сокращает трудоемкость расчетных операций в результате применения специальных табулированных функций для стойкостей $H_2^{(1)}$ и относительных амплитуд $\alpha_1, \dots, \alpha_z$ групп равных масс. Цепная дробь удобна для программирования при расчетах свободных колебаний на ЭВМ.

В зарубежном судостроении наибольшее распространение получил метод Хольцера, который заключается в непосредственном расчете цепочного уравнения вида

$$\sum_1^p \alpha_y \omega_f^2 \delta_y = 0$$

с помощью специальной табличной формы.

С расчетами по этому методу приходится часто встречаться при рассмотрении документации для судов зарубежной постройки, но в последние годы в отечественной литературе описание метода Хольцера не дается, поэтому представляется целесообразным рассмотреть его более подробно, что поможет одновременно лучше уяснить физическую сущность свободных колебаний.

Так же, как и в случае применения метода В. П. Терских, расчет начинается с предварительной оценки относительных частот свободных колебаний одним из приближенных способов, описанных выше. В первом приближении квадраты относительных частот одноузловой и двухузловой формы Δ_1 и Δ_2 для системы, приведенной в табл. 36, можно найти по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{1}{(0,4z - 0,5 + E_{8,9}) \frac{z}{z + \vartheta_9} + E_{9,10}} \left(\frac{1}{z + \vartheta_9} + \frac{1}{\vartheta_{10}} \right) = \\ &= \frac{1}{(0,4 \cdot 8 - 0,5 + 1,16) \frac{8}{8 + 20,6} + 14,6} \left(\frac{1}{8 + 20,6} + \frac{1}{5,22} \right) = 0,0144; \\ \Delta_2 &= \frac{1}{0,4z - 0,5 + E_{8,9}} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{\vartheta_9} \right) = \\ &= \frac{1}{0,4 \cdot 8 - 0,5 + 1,16} \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{20,6} \right) = 0,045. \end{aligned}$$

Для уточнения частот и форм свободных колебаний применяется специальная табличная форма, в которой в определенной последовательности выполняются необходимые вычисления (табл. 36 и 37). За основу принят метод Хольцера, но применительно к безразмерной системе, что облегчает вычисления, так как приходится иметь дело с более простыми цифрами.

Таблица 36

y	ϑ_y	$\Delta_1 \vartheta_y$	α_y	$\alpha_y \Delta_1 \vartheta_y$	$\Sigma \alpha_y \Delta_1 \vartheta_y$
1	1	0,015	1	0,015	0,015
2	1	0,015	0,985	0,014775	0,029775
3	1	0,015	0,955225	0,01433	0,0441
4	1	0,015	0,91112	0,013667	0,05777
5	1	0,015	0,853355	0,0128	0,07057
6	1	0,015	0,78278	0,01174	0,0823
7	1	0,015	0,70048	0,01051	0,0928
8	1	0,015	0,60768	0,009115	0,1019
9	20,6	0,309	0,489476	0,15125	0,25315
10	5,22	0,0783	-3,20648	-0,25107	0,00208

Примечание. Форма колебаний: одноузловая, $\Delta_1 = 0,015$, [приближение

$E_{y, y+1}$	$\delta'_y = E_{y, y+1} \Sigma \alpha_y \times \Delta_1 \vartheta_y$	$e_0 W_{y, y+1} \cdot 1/\text{МПа}$	$\frac{\Sigma \alpha_y \Delta_1 \vartheta_y}{e_0 W_{y, y+1}} \cdot \text{МПа/рад}$
1	0,015	$604,76 \cdot 10^{-7}$	248
1	0,029775	$604,76 \cdot 10^{-7}$	492,3
1	0,0441	$604,76 \cdot 10^{-7}$	729,2
1	0,05777	$604,76 \cdot 10^{-7}$	955,3
1	0,07057	$604,76 \cdot 10^{-7}$	1166,9
1	0,0823	$604,76 \cdot 10^{-7}$	1360,9
1	0,0928	$604,76 \cdot 10^{-7}$	1534,5
1,16	0,1182	$604,76 \cdot 10^{-7}$	1685
14,6	3,696	$478,64 \cdot 10^{-7}$	5288,5

третье (окончательное).

Таблица 37

y	ϑ_y	$\Delta_1 \vartheta_y$	α_y	$\alpha_y \Delta_1 \vartheta_y$	$\Sigma \alpha_y \Delta_1 \vartheta_y$
1	1	0,045	1	0,045	0,045
2	1	0,045	0,955	0,042975	0,08798
3	1	0,045	0,867025	0,039016	0,12699
4	1	0,045	0,740034	0,033015	0,1602926
5	1	0,045	0,5797413	0,0260883	0,1863809
6	1	0,045	0,3933604	0,0177012	0,2040821
7	1	0,045	0,1892783	0,0085175	0,2125996
8	1	0,045	-0,0233213	-0,0010494	0,2115502
9	20,6	0,927	-0,2687195	-0,2491029	-0,0375527
10	5,22	0,2349	0,2795499	0,030447	-0,0071

Примечание. Форма колебаний: двухузловая, $\Delta_2 = 0,045$, приближение —

$E_{y, y+1}$	$\delta'_y = E_{y, y+1} \Sigma \alpha_y \times \Delta_1 \vartheta_y$	$e_0 W_{y, y+1} \cdot 1/\text{МПа}$	$\frac{\Sigma \alpha_y \Delta_1 \vartheta_y}{e_0 W_{y, y+1}} \cdot \text{МПа/рад}$
1	0,045	—	—
1	0,087975	—	—
1	0,1269911	—	—
1	0,1602926	—	—
1	0,1863809	—	—
1	0,2040821	—	—
1	0,2125996	$604,76 \cdot 10^{-7}$	3515,5
1,16	0,2453982	—	—
14,6	-0,5482694	$478,64 \cdot 10^{-7}$	—

второе.

Вычисления начинаются с заполнения второй и седьмой колонок данными о ϑ_y и $E_{y, y+1}$, а также третьей колонки значениями произведений принятого квадрата относительной частоты Δ_f (например, $\Delta_1 = 0,015$). Амплитуда колебаний первой массы $\alpha_1 = 1$ вносится в первую строку четвертой колонки и используется для вычислений $\alpha_1 \Delta_1 \vartheta_1 = 1 \cdot 0,015 \cdot 1 = 0,015$ в пятой колонке, а $\sum_0^1 \alpha_y \Delta_f \vartheta_y = 0 + 0,015 = 0,015$ в шестой колонке. Первый результат

в восьмой колонке получен по формуле $E_{1,2} \sum_0^1 \alpha_y \Delta_f \vartheta_y = 1 \cdot 0,015 =$

$= 0,015$, что соответствует относительному углу скручивания первого участка системы $\delta'_{1,2}$. После вычитания $\delta_{1,2}$ из величины $\alpha_1 = 1$, находящейся в первой строке четвертой колонки, получаем относительную амплитуду отклонения второй массы $\alpha_2 = 1 - 0,015 = 0,985$. Это значение записывается во вторую строку четвертой колонки. В ту же строку пятой колонки записываем $\alpha_2 \Delta_f \vartheta_2 = 0,985 \cdot 0,015 \cdot 1 = 0,014775$. Полученный результат, соответствующий инерционному моменту на второй массе, суммируется с величиной относительного момента инерции из первой строки с тем, чтобы получить сумму $\sum_1^2 \alpha_y \Delta_f \vartheta_y = \alpha_1 \Delta_f \vartheta_1 + \alpha_2 \Delta_f \vartheta_2 = 0,015 + 0,014775 =$

$= 0,029775$, которая записывается во второй строке шестой колонки. Процесс расчета повторяется сверху вниз до тех пор, пока не будет заполнена вся таблица вплоть до десятой строки в шестой колонке, где должен быть получен результат

$$\sum_1^p \alpha_y \Delta f^{\delta y} \approx 0.$$

В рассматриваемом примере в первой попытке при $\Delta_1 = 0,0144$ это значение составило $+0,014$, или $5,4\%$ от $\sum_1^{p-1} \alpha_y \Delta f^{\delta y} = 0,2492$.

Считая такую погрешность недопустимой, после нескольких увеличений Δ_1 до $0,015$ получаем итоговую табл. 37, в которой $\sum_1^p \alpha_y \Delta f^{\delta y} = 0,00208$ (или всего $0,8\%$ от $\sum_1^p \alpha_y \Delta f^{\delta y} = 0,25315$).

В десятой колонке итоговой таблицы вычисляются масштабы напряжений по формуле (135) путем деления величин шестой колонки на величины девятой колонки. Например, в десятой строке для участка 9, 10 получено

$$\left| \frac{\tau_{9,10}}{A_1} \right| = \frac{0,25315}{478,64 \cdot 10^{-1}} = 5288,5 \frac{\text{МПа}}{\text{рад}}.$$

Рассматривая табл. 36, можно прийти к заключению, что в ней рассчитана одноузловая форма колебаний, поскольку относительная амплитуда α_y в четвертой колонке меняет свой знак один раз при переходе от 9-й к 10-й массе. Это значит, что при частоте

$$N_1 = 12\,566 \sqrt{\Delta_1} = 12\,566 \sqrt{0,015} = 1539 \text{ колебаниям в минуту}$$

система имеет одноузловую форму колебаний с узлом на валопроводе между 9-й и 10-й массами, где масштаб напряжений достигает максимума и составляет $5288,5$ МПа/рад.

Результаты расчета двухузловой формы свободных колебаний валопровода СРТР приведены в табл. 37. Из таблицы следует, что при частоте колебаний

$$N_2 = 12\,566 \sqrt{\Delta_2} = 12\,566 \sqrt{0,045} = 2666 \text{ колебаниям в минуту.}$$

система имеет двухузловую форму свободных колебаний с двумя узлами на участках 8, 9 и 9, 10 (о чем можно судить по изменению знака α_y). При этом максимальный масштаб напряжений 3515 МПа/рад наблюдается в предпоследнем колене, коленчатого вала на участке 8, 9. Узел колебаний на участке 8, 9, где масштаб напряжений достигает наибольшего значения, называется основным узлом колебаний.

Двухузловая форма свободных колебаний рассматриваемой системы характерна тем, что на ее частоту и масштаб напряжений при основном узле очень мало влияет высокоподатливая часть системы за двигателем, т. е. валопровод, поэтому она называется моторной формой колебаний. Одноузловая форма колебаний зависит от моментов инерции масс двигателя и гребного винта, а так-

же от податливости валопровода, поэтому одноузловая форма рассматриваемой системы называется валопроводной формой колебаний.

В более сложных установках с редукторами, цилиндрами механизмов изменения шага ВРШ, навешанными генераторами и насосами, упругими муфтами и др. практическое значение могут иметь не только одно- и двухузловая формы, но и трех-, четырех- и даже пятиузловая формы свободных колебаний. При этом валопроводная и моторная формы всегда существуют, но не обязательно соответствуют одно- и двухузловой формам свободных колебаний.

Возмущающие моменты и резонансные частоты вращения. Резонансные частоты вращения валопровода определяются по формуле

$$n_{\text{рез}} = \frac{N_f}{\nu}, \quad (136)$$

где N_f — частота свободных колебаний в минуту;
 ν — порядок колебаний.

При резонансных частотах вращения напряжения в валах возрастают, и поэтому о степени значимости того или иного резонанса можно судить по величине этих напряжений. Однако выбор наиболее существенных гармонических составляющих возмущающих моментов, которые следует принимать во внимание при оценке опасности крутильных колебаний, можно осуществить заранее до выполнения расчетов напряжений, исходя из анализа величины возмущающих моментов,

$$M_{\nu} = \frac{\pi D^2 S}{8} C_{\nu r} \sum_1^z \bar{\alpha}_y, \quad (137)$$

где $C_{\nu r}$ — гармонический коэффициент, определяемый по формулам (145), (146);

$\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ — геометрическая сумма относительных амплитуд свободных колебаний при рассматриваемой форме и порядке колебаний.

Как видно из формулы (146), величина C_{ν} при $\nu > 4$ обратно пропорциональна величине $\nu^2 \sqrt{\nu}$, т. е. с увеличением порядка гармонический коэффициент резко уменьшается. Из практики известно, что по этой причине напряжения при $\nu \geq 16 \div 20$ заведомо не представляют опасности. Следовательно, допустимо ограничиться рассмотрением $\nu \leq 16$. Однако, располагая данными о последовательности всплеск в цилиндрах и результатами расчета α_y при свободных колебаниях (см. табл. 36 и 37), имеется возможность

с помощью $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ отсеять и другие несущественные порядки колебаний. Вычисление геометрической суммы возмущающих моментов можно выполнять либо графически путем построения силовых многоугольников, либо расчетным способом по формуле

$$\sum_1^z \bar{\alpha}_y = \sqrt{\left(\sum_1^z \alpha_y \cos v\varphi_y\right)^2 + \left(\sum_1^z \alpha_y \sin v\varphi_y\right)^2}. \quad (138)$$

где φ_y — угол поворота коленчатого вала между вспышками в y -м и первом цилиндрах дизеля, град.

$$\varphi_y = 180 \cdot \frac{t}{z} (K_y - 1), \quad (139)$$

где t — тактность дизеля (2 или 4);

z — число цилиндров;

K_y — порядковый номер вспышки в y -м цилиндре при $K_1 = 1$.

Главный двигатель 8NVD-48 на СРТР имеет последовательность вспышек 1—2—5—6—8—7—4—3. В этом случае: для первого колена

$$\varphi_1 = 180 \cdot \frac{4}{8} (1 - 1) = 90 (1 - 1) = 0^\circ;$$

для второго колена

$$\varphi_2 = 90 (2 - 1) = 90^\circ;$$

для третьего колена

$$\varphi_3 = 90 (8 - 1) = 90 \cdot 7 = 630^\circ;$$

для четвертого колена

$$\varphi_4 = 90 (7 - 1) = 90 \cdot 6 = 540^\circ;$$

для пятого колена

$$\varphi_5 = 90 (3 - 1) = 90 \cdot 2 = 180^\circ;$$

для шестого колена

$$\varphi_6 = 90 (4 - 1) = 90 \cdot 3 = 270^\circ;$$

для седьмого колена

$$\varphi_7 = 90 (6 - 1) = 90 \cdot 5 = 450^\circ;$$

для восьмого колена

$$\varphi_8 = 90 (5 - 1) = 90 \cdot 4 = 360^\circ.$$

Входящее в формулу (138) произведение $v\varphi_y$ представляет собой сдвиг фазы φ_{vy} между колебаниями v -го порядка y -й и первой массы

$$\varphi_{vy} = v\varphi_y.$$

С помощью этой формулы принято строить так называемые векторные диаграммы для разных порядков v . У четырехтактных дизелей порядки колебаний кратны 0,5, у двухтактных — 1. Одной и той же векторной диаграмме соответствует не одна, а целый ряд групп гармонических составляющих возмущающих моментов, для которых получается одинаковая геометрическая сумма $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$. Число таких групп для рассматриваемого двига-

теля равно $(z+2)0,5$ для дизелей с четным числом цилиндров и $(z+1)0,5$ для дизелей с нечетным числом цилиндров. Например, у рассматриваемого дизеля число групп равно $(8+2)0,5 = 5$. Для определения порядков гармонических составляющих, относящихся к одной группе, можно использовать формулу

$$v = \left| 2n \frac{t}{z} \pm v_{\text{осн}} \right|, \quad (140)$$

где n — натуральный ряд чисел (0, 1, 2, ...);

$v_{\text{осн}}$ — основной (наименьший) порядок гармонической составляющей в группе.

Для двигателя 8NVD-48 получаем следующие группы порядков:

первая группа

$$v = (4n \pm 0) = 4; 8; 16 \text{ и т. д.};$$

вторая группа

$$v = (4n \pm 0,5) = 0,5; 3,5; 4,5; 7,5 \text{ и т. д.};$$

третья группа

$$v = (4n \pm 1) = 1; 3; 5; 7; 9 \text{ и т. д.};$$

четвертая группа

$$v = (4n \pm 1,5) = 1,5; 2,5; 5,5; 6,5; 9,5 \text{ и т. д.};$$

пятая группа

$$v = (4n \pm 2) = 2; 6; 10; 14 \text{ и т. д.}$$

Порядки гармоник, входящие в первую группу, равны или кратны числу вспышек за один оборот коленчатого вала и называются главными порядками. Они отличаются от других порядков тем, что $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ равна алгебраической сумме относительных амплитуд α_y , поскольку $\cos v\varphi_y = \cos 4 \cdot 0 = \cos 4 \cdot 90 = \cos 4 \cdot 630 =$

Таблица 38

№ масс	α_y	φ_y , град	Группа $v = 0,5$			Группа $v = 1$		
			$v\varphi_y$	$\alpha_y \cos v\varphi_y$	$\alpha_y \sin v\varphi_y$	$v\varphi_y$	$\alpha_y \cos v\varphi_y$	$\alpha_y \sin v\varphi_y$
1	1	0	0	1	0	0	1	0
2	0,9550	90	45	0,6754	0,6754	90	0	0,9550
3	0,8670	630	315	0,6131	-0,6131	630	0	-0,8670
4	0,7400	540	270	0	-0,7400	540	-0,7400	0
5	0,5797	180	90	0	0,5797	180	-0,5797	0
6	0,3934	270	135	-0,2782	0,2782	270	0	-0,3934
7	0,0233	450	225	-0,0165	-0,0165	450	0	0,0233
8	-0,2687	360	180	0,2687	0	360	-0,2687	0
Σ	4,29		—	2,2625	0,1637	—	-0,5884	-0,2821
				$\sum_1^z \bar{\alpha}_y = 2,2684$			0,6525	

№ масс	α_y	φ_y , град	Группа $\nu = 1,5$			Группа $\nu = 2$		
			$\nu \varphi_y$	$\alpha_y \cos \nu \varphi_y$	$\alpha_y \sin \nu \varphi_y$	$\nu \varphi_y$	$\alpha_y \cos \nu \varphi_y$	$\alpha_y \sin \nu \varphi_y$
1	1	0	0	1	0	0	1	0
2	0,9550	90	135	-0,6754	0,6754	180	-0,9550	0
3	0,8670	630	945	-0,6131	-0,6131	1260	-0,8670	0
4	0,7400	540	810	0	-0,7400	1080	0,7400	0
5	0,5797	180	870	0	-0,5797	360	0,5797	0
6	0,3934	270	405	0,2782	0,2782	540	-0,3934	0
7	0,0233	450	675	0,0165	-0,0165	900	-0,0233	0
8	-0,2687	360	540	0,2687	0	720	-0,2687	0
Σ	4,29			-0,2623	-0,9627		-0,1877	0
$\sum_1^z \bar{\alpha}_y \approx$			1			0,1877		

$= \cos 4 \cdot 540 = \dots = 1$, $\sin \nu \varphi_\nu = 0$. Геометрические суммы для остальных групп порядков определяются по формуле (138) с помощью табличной формы. В табл. 38 приведен пример расчета $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ для двухузловой формы. Результаты расчета геометрических сумм сведены в табл. 39.

Из табл. 38 видно, что при одноузловой форме колебаний существенное значение имеют только главные порядки, а при двухузловой — не только главные порядки, но и порядки группы $\nu = 0,5$.

Таблица 39

Группы порядков	Геометрические суммы при колебаниях	
	одноузловой формы	двухузловой формы
4; 8; 12 и т. д.	6,796	4,29
0,5; 3,5; 4,5; 7,5; 8,5	0,716	2,27
1; 3; 5; 7; 9 и т. д.	0,165	0,653
1,5; 2,5; 5,5; 6,5	0,154	1
2; 6; 10 и т. д.	0,051	0,188

Значение неглавных порядков возрастает по мере увеличения частоты свободных колебаний в связи с увеличением крутизны формы свободных колебаний в пределах масс двигателя. В частности, моторная форма свободных колебаний зависит от момента

инерции маховика дизеля. При больших маховиках главные порядки имеют существенное значение и для них

$$\sum_1^z \alpha_y \approx 0,5z.$$

С уменьшением маховика частота свободных колебаний моторной формы возрастает, но при этом уменьшается $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ для главных порядков и при отсутствии маховика практически равна нулю. Однако для других неглавных групп порядков векторная сумма может достигнуть больших значений.

При валопроводной форме колебаний в большинстве случаев практическое значение имеют только главные порядки, и лишь при очень коротких валопроводах следует учитывать порядки некоторых неглавных групп, которые устанавливаются по величине геометрической суммы $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$.

Исключение составляют аварийные случаи с составными колечатыми валами двухтактных дизелей, когда одно из колен проворачивается относительно нормального положения на некоторый угол. В таких случаях расчет производится по той же формуле (138), но с учетом фактического значения φ_y поврежденного колена.

Проворачивание колен составных колечатых валов наблюдалось у двигателей 835VF-62 на ТР «Нева» и 635VF-62 на ПР «Проворный». В последнем случае в результате проворачивания второго колена уменьшились напряжения от колебаний шестого порядка, но возросли напряжения от колебаний пятого порядка.

После анализа возмущающих моментов определяются резонансные частоты вращения, которые попадают в рабочий диапазон частоты вращения или могут оказаться необходимыми для дальнейшего расчета вынужденных колебаний. Расчет выполняется по формуле (136), а его результаты сводятся в таблицу. В табл. 40 приведены резонансные частоты вращения главного двигателя СРТР. Резонансные частоты вращения, для которых требуется расчет напряжений (ввиду большого значения $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$), подчеркнуты.

Расчет возмущающих моментов. Величина амплитуд крутильных колебаний пропорциональна величине гармонической составляющей возмущающего момента рассматриваемого порядка ν . В дизельных установках наиболее существенные колебания возбуждаются кривошипно-шатунными механизмами. В общем случае возмущающий момент, действующий на одно колесо колечатого вала $M_{\nu c}$, складывается из двух моментов: момента от сил давления газов $M_{\nu g}$ и момента от сил инерции КШМ $M_{\nu ш}$.

Таблица 40

При $N_1 = 1539$ колебаниям в минуту		При $N_2 = 2666$ колебаниям в минуту		При $N_1 = 1539$ колебаниям в минуту		При $N_2 = 2666$ колебаниям в минуту	
ν	$n_{рез}$ об/мин	ν	$n_{рез}$ об/мин	ν	$n_{рез}$ об/мин	ν	$n_{рез}$ об/мин
4	384,75	4	666,5	7	219,9	12	222,2
4,5	342	4,5	592,4	7,5	205,2	12,5	213,28
5	307,8	7,5	355,47	8	192,37	—	—
5,5	279,8	8	333,25	8,5	181	—	—
6	256,5	8,5	313,65	12	128,25	—	—
6,5	236,77	11,5	231,82				

$$M_{vc} = M_{vr} \sqrt{1 + \left(\frac{M_{vн}}{M_{vr}}\right)^2 + 2 \cdot \frac{M_{vн}}{M_{vr}} \cos(\Phi_{vн} - \Phi_{vr})}, \quad (141)$$

где Φ_{vr} и $\Phi_{vн}$ — сдвиг фаз моментов от сил газов и сил инерции, град.

Возмущающие моменты от сил инерции достаточно велики при $\nu=1, 2$ и 3 , а при $\nu>3$ их уже не учитывают, и тогда

$$M_{vc} = M_{vr}.$$

Гармонические составляющие возмущающих моментов первого, второго и третьего порядков следует определять по формуле, которая приводится здесь в наиболее простом виде

$$M_{vн} = 25K_v C_m^2 G_{пр}, \quad (142)$$

где C_m — средняя скорость поршня при исследуемой частоте вращения, м/с;

$G_{пр}$ — приведенная масса КШМ, кг;

K_v — коэффициент, равный $0,25 \lambda$ при $\nu=1$, $0,5 \lambda$ при $\nu=2$ и $0,7 \lambda$ при $\nu=3$ (λ — отношение радиуса колена к длине шатуна);

Для ориентировочной оценки M_v можно использовать значения $\lambda=0,25$ и следующие соотношения:

для быстроходных дизелей

$$\frac{G_{пр}}{D^2 S} = 1300 \div 2000;$$

для среднеоборотных дизелей

$$\frac{G_{пр}}{D^2 S} = 2500 \div 3000;$$

для малооборотных дизелей

$$\frac{G_{пр}}{D^2 S} = 2500 \div 5000.$$

Тогда $\Phi_{1н}=0$ и $\Phi_{2н} = \Phi_{3н} = 180^\circ$.

Рассмотрим пример расчета $M_{3н}$ в случае $D=0,32$ м, $S=0,48$ м и $n=250$ об/мин ($C_m=4$ м/с).

Предварительно следует оценить

$$G_{пр} = 3000D^2 S = 3000 \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 = 147,5 \text{ кг.}$$

Подставляя известные значения в формулу (142), находим

$$M_{3н} = 2,5 \cdot 0,7 \cdot 0,25 \cdot 4^2 \cdot 147,5 = 1032,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Амплитуды M_{vr} и начальные фазы Φ_{vr} гармоник возмущающих моментов от сил газов должны определяться для каждого конкретного типа двигателя путем разложения в ряд Фурье диаграммы крутящего момента одного цилиндра. Имеются стандартные программы гармонического анализа на ЭВМ. При отсутствии данных гармонического анализа величина амплитуды приближенно рассчитывается по формуле

$$M_{vr} = 0,125\pi D^2 S C_v \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (143)$$

где D и S — диаметр цилиндра и ход поршня, м;

C_v — гармонический коэффициент, определяемый по обобщенным графическим зависимостям [24], в функции среднего индикаторного давления p_i .

В этой же работе приводятся аналогичные зависимости для определения начальной фазы Φ_{vr} .

Аппроксимация этих зависимостей дает следующие формулы для расчета C_{vr} :

$$C_{vr} \begin{cases} = \left[0,5 + \frac{10(p_i - 3,5)(3 - \nu)}{35} \right] [4,92 - (1,5 - \nu)^2] \frac{4}{t} & \text{при } \nu = 0,5 \div 2 \\ = (5,4 - \nu) [0,43 + 0,556p_i] \frac{4}{t} & \text{при } \nu = 2 \div 4 \\ = 1,72 \cdot \frac{15,5 + 10p_i}{\nu^2 \sqrt{\nu}} \cdot \frac{4}{t} & \text{при } \nu > 4, \end{cases} \quad (144)$$

где t — тактность двигателя.

p_i — среднее индикаторное давление, МПа;

Кроме того, гармонические коэффициенты могут быть в первом приближении найдены по заданным значениям p_i и p_c (давление сжатия) с помощью эмпирических формул:

$$C_{vr} \begin{cases} = (5,4 - \nu) (0,15p_c + 0,5p_i) \frac{4}{t} & \text{при } \nu = 2 \div 4 \end{cases} \quad (145)$$

$$C_{vr} \begin{cases} = 1,72 \cdot \frac{0,61p_c + p_i}{\nu^2 \sqrt{\nu}} \cdot \frac{4}{t} & \text{при } \nu > 4. \end{cases} \quad (146)$$

Данные о величине Φ_{vr} необходимы лишь для $\nu=1, 2$ и 3 при определении M_{vc} . Эти данные приведены в табл. 41.

Напомним, что среднее индикаторное давление можно определить по формуле

$$p_i = p_{ен} \left(\frac{p_e}{p_{ен}} + \frac{1}{\eta} - 1 \right), \quad (147)$$

где $p_{ен}$ — номинальное среднее эффективное давление, МПа;

η — к. п. д., выбираемый в диапазоне от 0,8 до 0,9.

Таблица 41

v	Угол $\varphi_{v\Gamma}$ (в град) при p_i , МПа					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
1	10	17	23	26	26	25
2	-3	-5	-7	-7	-8	-5
3	-8	-10	-12	-13	-13	-12

$$p_{en} = \frac{N_{en} t}{782,2 D^2 C_{mz}} \quad (148)$$

Если установка работает по винтовой характеристике, то отношение

$$\frac{p_e}{p_{en}} = \left(\frac{n}{n_n} \right)^2$$

а для случая, когда $M_{c.p} = \text{const}$ (при ВРШ),

$$\frac{p_e}{p_{en}} = \frac{n}{n_n}$$

Продолжим рассмотрение примера расчета возмущающих моментов третьего порядка при $n=250$ об/мин, если $N_{en}=397$ кВт при 275 об/мин ($C_m=4,4$ м/с). Определяем номинальное среднее эффективное давление

$$p_{en} = \frac{397,4}{782,2 \cdot 0,32^2 \cdot 4,4 \cdot 8} = 0,56 \text{ МПа}$$

и, учитывая работу установки по винтовой характеристике, находим среднее индикаторное давление для $n=250$ об/мин, полагая $\eta=0,85$,

$$p_i = 0,56 \left[\left(\frac{250}{275} \right)^2 + \frac{1}{0,85} - 1 \right] = 0,561.$$

После этого можно рассчитать гармонический коэффициент, возмущающий момент от сил газов и суммарный возмущающий момент третьего порядка:

$$C_{3\Gamma} = (5,4 - 3) [0,43 + 0,556 \cdot 0,561] \frac{4}{4} = 1,78;$$

$$M_{3\Gamma} = 0,125\pi \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 \cdot 1,78 \cdot 10^5 = 3436 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{vc} = 3436 \sqrt{1 + \left(\frac{1032,5}{3436} \right)^2 + 2 \frac{1032,5}{3436} \cos(180 + 12)} = 2435,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Этот пример показывает, как гармоническая составляющая третьего порядка снижается по мере увеличения частоты вращения из-за противодействия сил инерции. Это приводит к тому, что часто при номинальных частотах вращения наличие резонанса третьего порядка не представляет опасности даже у шестицилиндровых четырехтактных дизелей. Аналогичное заключение можно сделать относительно суммарного возмущающего момента второго порядка. Во всех остальных случаях амплитуда гармониче-

ских составляющих увеличивается с увеличением частоты вращения до номинального значения. Если рассматриваются крутильные колебания при частотах вращения $n > n_{ном}$, то гармонические коэффициенты $C_{v\Gamma}$ принимаются равными значениям, получаемым по формулам для номинального режима (т. е. принимают $\frac{p_e}{p_{en}} = 1$).

В табл. 42 приведены результаты расчета возмущающих моментов для главного двигателя СРТР.

Таблица 42

Порядок v	n, об/мин	p_i , МПа	C_v	M_v , Н·м	Примечание
4	666,5	0,676	1,12	2162	По формуле (145)
4	384,75	0,676	1,12	2162	То же
4	275	0,676	1,12	2162	»
4	250	0,576	1,04	2007	»
4	200	0,405	0,911	1758	»
4,5	592,4	0,676	0,89	1717,7	По формуле (146)
4,5	384,75	0,676	0,89	1717,7	То же
4,5	275	0,676	0,89	1717,7	»
4,5	250	0,576	0,85	1640,5	»
4,5	200	0,405	0,78	1505,4	»
7,5	355,47	0,676	0,249	480,6	»
8	333,25	0,676	0,212	409,2	»
8,5	313,65	0,676	0,182	351	»
8	192,37	0,382	0,184	355	»
12	222,2	0,475	0,07	135	»
12	128,35	0,226	0,061	118	»

Для рассматриваемой системы

$$0,125\pi D^2 S \cdot 10^5 = 0,125\pi \cdot 0,32^2 \cdot 0,48 \cdot 0^5 = 1930.$$

Метод расчета M_v для многорядных двигателей изложен в работе В. П. Терских [45].

В частности, для V-образных двигателей с центральным сцеплением шатунов справедлива следующая формула (для одного отсека):

$$M_v = 2M'_v \cos \frac{v\xi}{2}, \quad (149)$$

где M'_v — амплитуда возмущающего момента от одного цилиндра, определяемая по формуле (142);

ξ — угол поворота коленчатого вала, соответствующий интервалу между вспышками в одном отсеке.

В случае соединения поршней с коленом при помощи главного и прицепного шатунов приведенная формула дает точность, достаточную для инженерных расчетов.

Суммарная амплитуда возмущающего момента по двигателю в целом определяется посредством геометрической суммы безраз-

мерных амплитуд $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ масс двигателя, к которым приложены возмущающие моменты

$$\sum_{y=1}^z \bar{M}_{vy} = M_v \sum_{y=1}^z \bar{\alpha}_y.$$

Моменты сил трения. Силы трения (демпфирующие силы) ограничивают развитие резонансных и околорезонансных амплитуд колебаний. На резонансные колебания они практически не влияют.

В зависимости от физической природы возникновения трение может быть: линейным (жидкостным, пропорциональным скорости колебаний) в подшипниках скольжения, гребных винтах, роторах электрических машин и др.; постоянным (Кулоново трение) в поршневых кольцах, демпферах сухого трения и др.; конструкционным, возникающим из-за микроперемещений в соединениях валопровода и пр.

В общем случае все перечисленные виды трения одновременно воздействуют на систему в различных сочетаниях, что затрудняет получение приемлемых для практики расчетных зависимостей, поэтому в инженерных расчетах наиболее распространен метод, базирующийся на аппроксимации всех видов трения только одним видом — линейным, когда работа сил трения на y -й массе за одно колебание

$$W_{ny} = \pi b_y \omega A_y^2, \quad (150)$$

где b_y — коэффициент демпфирования;
 ω — круговая частота, 1/сек;
 A_y — амплитуда колебаний, рад.

При исследовании крутильных колебаний работа сил трения может быть найдена также через удельное трение μ_y , коэффициент пропорциональности работы демпфирования W_y и фрикционную стойкость массы [45] H_y^Φ .

Указанные параметры демпфирования связаны между собой зависимостью

$$H_y^\Phi = b_y \omega = \frac{W_y}{\pi} = \mu_y \theta_y \omega^2. \quad (151)$$

Силы трения на участках системы ($y, y+1$) обычно оцениваются с помощью удельного трения $\mu_{y, y+1}$ или фрикционной податливости участка $e_{y, y+1}^\Phi$ [45], которые взаимосвязаны следующим образом:

$$e_{y, y+1}^\Phi = \frac{\mu_{y, y+1} e_{y, y+1}}{1 + \mu_{y, y+1}^2} \approx \mu_{y, y+1} e_{y, y+1}. \quad (152)$$

В результате исследования известных зависимостей для расчета параметров демпфирования оказалось возможным привести их к общему виду

$$\mu_y = \frac{91,2 K_y M_{ср}}{\theta_y n^{2v}} = \frac{K_y M_{ср} v}{\theta_y \omega^2}, \quad (153)$$

где $M_{ср}$ — средний крутящий момент, Н·м;

n — частота вращения, об/мин;

K_y — коэффициент, зависящий от вида источника демпфирования;

Величина $K_y = K_{г.в} = 3$ для гребных винтов, $K_y = K_{гт} = 2$ для гидротормоза и $K_y = K_{э.м} = 1$ для электрических машин.

Для зубчатых передач принимаем [45]

$$K_y = K_z = (1 - \sqrt[2]{\eta}) z, \quad (154)$$

где η — к. п. д. одного зубчатого зацепления;

z — число зубчатых зацеплений.

На основании анализа формулы фирмы «Фиат» [36] установлено, что для КШМ

$$K_y = K_{к.ш.м} \approx \frac{t C_{мн}}{10 p_{ен} z}, \quad (155)$$

где t и z — тактность (2 или 4) и число цилиндров дизеля;

$C_{мн}$ и $p_{ен}$ — средняя скорость поршня (в м/с) и среднее удельное давление (в МПа) на номинальном режиме.

При работе по винтовой характеристике

$$\frac{M_{ср}}{n^2} = \frac{M_{ср.н}}{n_n^2} = \text{const.}$$

В пропульсивных установках первостепенное значение имеет демпфирование в КШМ дизелей и на гребном винте. Удельное трение на этих массах можно выразить через параметры источников демпфирования.

На основании обработки статистических данных была получена следующая эмпирическая зависимость для гребного винта:

$$D_{в}^{5} h_{в}^{1,5} = 10^6 \cdot \frac{N_{ен}}{n_n^3} \approx 100 \frac{M_{ср.н}}{n_n^2}, \quad (156)$$

где $D_{в}$ — диаметр гребного винта, м;

$h_{в}$ — шаговое отношение.

Тогда с помощью формул (153) и (156) можно получить следующую зависимость для удельного трения гребного винта:

$$\mu_y = \mu_{г.в} = \frac{k h^{1,5}}{a v}, \quad (157)$$

где a — дисковое отношение лопастей гребного винта;

k — коэффициент, равный 0,3 для металлического ВФШ и ВРШ с лопастями из стеклопластика; 0,17 для ВРШ и 0,56 для ВФШ с лопастями из стеклопластика.

Формула для удельного трения КШМ дизеля была получена непосредственно из известной зависимости, приводимой фирмой «Фиат»,

$$\mu_y = \mu_{к.ш.м} = \frac{2,5}{k_0 C_{мин} v}, \quad (158)$$

где k_0 — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности дизеля.

$$k_0 = \frac{\theta_{к.ш.м}}{D^2 S^3 \cdot 10^3}. \quad (159)$$

Удельное трение оптимально настроенного силиконового демпфера может достигать $\mu_y = \mu_{дем} = 0,2 \div 0,5$ (в среднем $\mu_{дем} = 0,3$). При этом

$$\theta_y = \theta_{дем} \approx \theta_{ст} + 0,5 \theta_m, \quad (160)$$

где $\theta_{ст}$ и θ_m — моменты инерции ступицы и маховика демпфера.

Например, для рассматриваемой установки СРТР, имеющей гребной винт с шаговым отношением $h_v = 1,05$ и дисковое отношение $a = 0,5$ получаем для $v = 8$.

$$\mu_y = \mu_{г.в} = \frac{0,3 \cdot 1,05^1 \cdot 5}{0,5 \cdot 8} = 0,081,$$

а для КШМ главного двигателя:

$$k_0 = \frac{15}{0,32^2 \cdot 0,48^3 \cdot 10^3} = 1,325;$$

$$\mu_y = \mu_{к.ш.м} = \frac{2,5}{1,325 \cdot 4,4 \cdot 8} = 0,0536.$$

Эквивалентное удельное трение для всей системы в целом рассчитывается по следующей формуле:

$$\mu_3 = \frac{\sum_1^p \mu_y \vartheta_y \alpha_y^2}{\sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2}. \quad (161)$$

Арифметическая сумма $\sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2$ пропорциональна кинетической энергии системы и является ее важной характеристикой, которая должна рассчитываться непосредственно после определения форм свободных колебаний. Пример расчета $\sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2$ для системы СРТР приведен в табл. 43.

В рассматриваемой системе колебания демпфируются в КШМ дизеля и гребном винте, поэтому

$$\mu_3 = \frac{\mu_{к.ш.м} \sum_1^z \alpha_y^2 + \mu_{г.в} \vartheta_{г.в} \alpha_{г.в}}{\sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2}. \quad (162)$$

Для восьмого порядка одноузловой формы получаем

$$\mu_3 = \frac{0,0536 \cdot 5,9 \div 0,081 \cdot 5,22 \cdot 10,304}{64,64} = \frac{0,316 + 4,36}{64,64} = 0,072.$$

№ массы	ϑ_y	Одноузловая форма		Двухузловая форма	
		α_y	$\vartheta_y \alpha_y^2$	α_y	$\vartheta_y \alpha_y^2$
1	1	1	1	1	1
2	1	0,985	0,97	0,955	0,912
3	1	0,955	0,912	0,867	0,752
4	1	0,911	0,83	0,74	0,504
5	1	0,853	0,728	0,56	0,314
6	1	0,783	0,613	0,393	0,154
7	1	0,7	0,49	0,19	0,036
8	1	0,608	0,37	-0,023	0,0005
9	20,6	0,49	4,944	-0,269	1,483
10	5,22	-3,21	53,79	+0,28	0,409
		$\sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2 = 64,64$		$\sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2 = 5,565$	

а для восьмого порядка двухузловой формы

$$\mu_3 = \frac{0,0536 \cdot 3,673 + 0,081 \cdot 0,409}{5,65} = \frac{0,206 + 0,033}{5,65} = 0,042.$$

Величина, обратная μ_3 , называется коэффициентом динамического усиления при резонансе $\beta_{рез}$

$$\beta_{рез} = \frac{1}{\mu_3}. \quad (163)$$

В рассматриваемом случае величина $\mu_3 = 0,072$ соответствует $\beta_{рез} = 13,9$ при одноузловой форме, а $\mu_3 = 0,042$ соответствует $\beta_{рез} = 23,54$ при двухузловой форме колебаний.

Из рассмотренного примера видно, что при одноузловой форме колебаний наибольшее значение имеет демпфирование гребного винта (93% работы сил трения в системе). Это характерно для установок с четырехтактными дизелями при больших маховиках, когда момент инерции гребного винта в несколько раз меньше момента инерции двигателя. В установках с близкими по величине массами двигателя и гребного винта влияние демпфирования примерно равноценно.

При колебаниях моторной формы всегда превалирует демпфирование в КШМ дизеля.

Амплитуды и напряжения от крутильных колебаний. При исследовании крутильных колебаний в первую очередь рассчитываются резонансные амплитуды и напряжения. Из многочисленных методов, которые рекомендуются для этой цели в литературе, наиболее простым и достаточно апробированным является метод расчета амплитуды первой массы системы A_1 с помощью статической амплитуды

$$A_{ст} = \frac{e_0 M_v \sum_1^2 \bar{\alpha}_y}{\Delta_f \sum_1^p \vartheta_y \alpha_y^2} \quad (164)$$

и коэффициента динамического усиления $\beta_{рез}$. Тогда амплитуда упругих колебаний первой массы системы A_1 и напряжения $\tau_{y, y+1}$ при резонансе определяются следующими зависимостями:

$$A_1 = \beta_{рез} A_{ст}; \quad (165)$$

$$\tau_{y, y+1} = A_1 \left[\frac{\tau_{y, y+1}}{A_1} \right]. \quad (166)$$

Аналогично определяется эластический момент на участке $y, y+1$

$$F_{y, y+1} = A_1 \left[\frac{F_{y, y+1}}{A_1} \right]. \quad (167)$$

В рассматриваемом примере исследования крутильных колебаний валопровода СРТР получаем:

для колебаний восьмого порядка одноузловой формы:

$$A_{ст} = \frac{0,385 \cdot 10^{-7} \cdot 355 \cdot 6,796}{0,015 \cdot 64,64} = 0,000096 \text{ рад};$$

$$A_1 = 13,9 \cdot 0,000096 = 0,00133 \text{ рад};$$

$$\tau_{9,10} = 0,00133 \cdot 5290 = 7,04 \text{ МПа};$$

для колебаний восьмого порядка двухузловой формы:

$$A_{ст} = \frac{0,385 \cdot 10^{-7} \cdot 409,2 \cdot 4,29}{0,045 \cdot 5,565} = 0,000269 \text{ рад};$$

$$A_1 = 23,54 \cdot 0,000269 = 0,00633 \text{ рад};$$

$$\tau_{7,8} = 0,00633 \cdot 3500 = 22,1 \text{ МПа}.$$

Кроме расчета коэффициента динамического усиления при резонансе по формуле (163) были попытки выразить $\beta_{рез}$ через статическую амплитуду. Например, при оценке амплитуд колебаний моторной формы при отсутствии у дизеля демпфера хорошие результаты дает формула Арчера

$$\beta_{рез} = \frac{3,8}{\sqrt[4]{A_{ст}}} \quad (168)$$

Для валопроводной формы колебаний коэффициент динамического усиления $\beta_{рез}$ можно выразить через параметры системы на основании ее аппроксимации двухмассовой системой

$$\beta_{рез} = \frac{1}{\mu_{г.в}} \cdot \frac{1 + \alpha}{\frac{\mu_{к.ш.м} z}{\mu_{г.в} \vartheta_{дв}} + \alpha}, \quad (169)$$

где $\alpha = \frac{\vartheta_{дв}}{\vartheta_{г.в}}$ — относительная амплитуда;

$\vartheta_{дв}$ и $\vartheta_{г.в}$ — относительные моменты инерции двигателя и гребного винта.

После ряда постановок с учетом формул (155) и (157) получаем

$$\beta_{рез} = \frac{av}{kh^{1,5}} \cdot \frac{1 + \alpha}{\frac{i C_{мн}}{3\rho_{ен}} \cdot \frac{i}{\alpha} + \alpha}. \quad (170)$$

Обозначения те же, что и в формулах (155), (157) и (161); i — передаточное отношение редуктора (при его наличии).

Например, для $a=0,5$; $k=0,3$; $v=8$; $h=1,05$; $\alpha=5,48$; $m=4$; $C_{мн}=4,4$ и $\rho_{ен}=0,574$ по формуле (170) имеем $\beta_{рез}=14,1$.

В установках, имеющих дизели с массивными маховиками ($\vartheta_m > z$) и гребные винты с шаговым отношением $h=0,6 \div 0,8$ и дисковым отношением $0,5-0,6$, среднее значение коэффициента динамического усиления при валопроводной форме колебаний составляет

$$\beta_{рез} \approx 2,9v.$$

Наибольшие трудности возникают при оценке коэффициента динамического усиления при резонансе и в случае многоузловых форм (кроме моторной и валопроводной). В таких случаях в первом приближении можно принимать $\beta_{рез}=20$.

При расчетах крутильных колебаний часто не обращают внимания на вынужденные нерезонансные колебания главных порядков моторной формы, если резонанс находится за пределами рабочих частот вращения. Однако у четырехтактных дизелей с массивными маховиками эти колебания могут оказаться весьма опасными для коленчатого вала. Расчет таких колебаний можно выполнять по формуле (165), в которой коэффициент динамического усиления

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{n}{n_k}\right)^2\right]^2 + \frac{1}{\beta_{рез}^2} \left(\frac{n}{n_k}\right)^2}} \quad (171)$$

По этой же формуле выполняется расчет околорезонансных напряжений для оценки границ запретной зоны.

Рассмотрим пример расчета напряжений от вынужденных колебаний четвертого порядка моторной формы при 275 об/мин.

$$A_{ст} = \frac{0,385 \cdot 10^{-7} \cdot 2162 \cdot 4,29}{0,045 \cdot 5,565} = 0,001423 \text{ рад};$$

$$\beta_{рез} = \frac{3,8}{\sqrt[4]{14,23 \cdot 10^4}} = 10,074;$$

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{275}{666,5}\right)^2\right]^2 + \frac{1}{(10,07)^2} \left(\frac{275}{666,5}\right)^2}} = 1,204;$$

$$\tau_{7,8} = \beta A_{ст} \left[\frac{\tau_{7,8}}{A_1} \right] = 1,204 \cdot 0,001423 \cdot 35000 \approx 60 \text{ МПа}.$$

При резонансе напряжения составляют

$$\tau_{8,9} = 10,074 \cdot 0,001423 \cdot 3500 = 50 \text{ МПа.}$$

С помощью приведенных формул можно рассчитать напряжения от всех составляющих возмущающих моментов и форм колебаний, а затем построить графики этих напряжений.

При торсиографировании приборами сейсмического типа на торсиограммах записываются не только упругие (узловые), но и жесткие (безузловые) колебания, которые не вызывают скручивания валопровода. Амплитуды всех масс при жестких колебаниях равны между собой и определяются по формуле

$$A_{ж} = 91,2 \cdot \frac{M_{\nu} z}{n^2 \nu^2 \theta_0 \sum_1^p \vartheta_y} = \frac{8,95 \cdot 10^6 D^2 S C_{\nu} t^2}{n^2 z \theta_0 \sum_1^p \vartheta_y}, \quad (172)$$

где ν — главный порядок колебаний, равный числу всплесков за один оборот коленчатого вала.

Например, для $M_{\nu} = 2157,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $z = 8$, $n = 275 \text{ об/мин}$, $\nu = 4$, $\theta_0 = 150 \text{ кг} \cdot \text{м}$, $\sum_1^p \vartheta_y = 33,82$ получаем

$$A_{ж} = 91,2 \cdot \frac{2157,6 \cdot 8}{275^2 \cdot 4^2 \cdot 15 \cdot 33,82} = 0,00256 \text{ рад.}$$

Суммарная амплитуда жестких и упругих колебаний одного порядка рассчитывается по формуле (101).

После определения напряжений и эластических моментов от крутильных колебаний остается сравнить полученные результаты с допускаемыми напряжениями (в стальных валах) или моментами (в упругих муфтах или зубчатых зацеплениях).

Согласно правилам Регистра СССР допускаемые напряжения от резонансных, окolorезонансных и нерезонансных вынужденных колебаний при длительной работе не должны превышать величин, определенных по следующим формулам:

для коленчатых валов главных двигателей и гребных валов

$$\tau_{\text{доп}} = \pm \left(45,3 - 0,39 \sqrt{d} - 12,8 \cdot \frac{n}{n_p} \right); \quad (173)$$

для промежуточных и упорных валов

$$\tau_{\text{доп}} = \pm \left(6,9 - 0,59 \sqrt{d} - 19,6 \cdot \frac{n}{n_p} \right); \quad (174)$$

для коленчатых валов двигателей, работающих на генераторы и другие вспомогательные механизмы ответственного назначения, а также для валов генераторов в диапазоне частоты вращения (0,85—1,05) n_p

$$\tau_{\text{доп}} = \pm (230 - 2 \sqrt{d}) 0,0981, \quad (175)$$

где $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения, МПа;
 d — диаметр вала в наиболее слабом сечении, мм;

n — исследуемая частота вращения, об/мин;

n_p — расчетная частота вращения, об/мин.

Для судов, главные двигатели которых длительно эксплуатируются при частотах вращения ниже расчетных (буксиры, рыболовные траулеры и т. п.), во всех случаях следует принимать $n = n_p$. Следует избегать резонансов в зонах частот вращения, где главные двигатели работают длительное время. Если резонансы возникают в зонах частот вращения (0,85—1,05) n_p , то напряжения от них не должны превышать половины допускаемых напряжений, определенных по формулам (163) и (165).

Допускаемые напряжения только от крутильных колебаний даны применительно к валам, изготовленным из стали с пределом прочности от 440 до 520 МПа.

Для валов, изготовленных из стали с пределом прочности более 520 МПа, допускаемые напряжения могут быть определены по формуле

$$\tau = \tau_{\text{доп}} \left(\frac{2\sigma_B - 52}{\sigma_B} \right), \quad (176)$$

где $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения, определенные по формулам (163), (164) и (165);

σ_B — предел прочности материала при растяжении, МПа.

При использовании материала с пределом прочности более 800 МПа для расчетов следует принимать $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$.

Допускаемые напряжения для зон частот вращения, запретных для длительной работы, но через которые допускается быстрое прохождение, не должны превышать величин, определенных по следующим формулам:

для коленчатых валов главных двигателей и гребных валов

$$\tau'_{\text{доп}} = 2\tau_{\text{доп}}; \quad (177)$$

для промежуточных и упорных валов

$$\tau'_{\text{доп}} = 1,7\tau_{\text{доп}}; \quad (178)$$

для коленчатых валов двигателей, работающих на генераторы, а также для валов генераторов

$$\tau'_{\text{доп}} = 5\tau_{\text{доп}}, \quad (179)$$

где $\tau'_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения для зон частот вращения, запретных для длительной работы;

$\tau_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения, определенные соответственно по формулам (173), (174) и (175).

Формулы (173), (174) и (175) недействительны для диапазона от 0,85 до 1,05 расчетной частоты вращения, в котором наличие запретных зон не допускается.

В установках с редукторными передачами опасными могут быть не только напряжения, но и эластические моменты, обуславливающие возникновение контактных и изгибающих напряжений в зубьях. На основании экспериментально-аналитических исследо-

ваний В. П. Терских [45] рекомендует следующие формулы для определения допускаемых эластических моментов: при наличии перекладки зазоров в зацеплении

$$F_{\text{доп}} = 0,6M'_{\text{расч}} - 0,2M^{\text{ср}}_{\text{ном}} \quad (180)$$

при отсутствии перекладки зазоров в зацеплении

$$F_{\text{доп}} = M'_{\text{расч}} - M^{\text{ср}}_{\text{ном}} \quad (181)$$

Приведем эти формулы к удобному для дальнейшего анализа виду с учетом того, что

$$M'_{\text{расч}} = \eta_2 M^{\text{ср}}_{\text{ном}};$$

при работе по винтовой характеристике

$$M^{\text{ср}}_{\text{ном}} = M^{\text{ср}}_{\text{ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2,$$

где η_2 — коэффициент запаса прочности редуктора, величина которого колеблется в пределах 1,1—2,0. В литературе за наиболее вероятную величину обычно принимается $\eta_2 = 1,3$.

После подстановки этих соотношений в формулу и некоторых преобразований приводим искомые формулы к следующему виду:

$$F_{\text{доп}} = K_f M^{\text{ср}}_{\text{ном}}, \quad (182)$$

где K_f — коэффициент.

$$\text{Для } \frac{n}{n_{\text{н}}} < \sqrt{0,5\eta_2}$$

$$K_f = 0,6\eta_2 - 0,2 \left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)^2; \quad (183)$$

$$\text{для } \frac{n}{n_{\text{н}}} > \sqrt{0,5\eta_2}$$

$$K_f = \eta_2 - \left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)^2. \quad (184)$$

Например, требуется оценить допускаемые эластические моменты при $\frac{n}{n_{\text{н}}} = 0,5$ и $\frac{n}{n_{\text{н}}} = 0,9$ при $M^{\text{ср}}_{\text{ном}} = 15\,000$ Н·м. Принимаем для этой цели

$\eta_2 = 1,3$, так как других предположений об этой величине не имеется. Величина $\sqrt{0,5\eta_2} = \sqrt{0,5 \cdot 1,3} = 0,806$, поэтому для $\frac{n}{n_{\text{н}}} = 0,5 < 0,806$

$$K_f = 0,6 \cdot 1,3 - 0,2 \cdot 0,5^2 = 0,73$$

и

$$F_{\text{доп}} = 0,73 \cdot 15\,000 = 10\,950 \text{ Н·м};$$

$$\text{для } \frac{n}{n_{\text{н}}} = 0,9 > 0,806$$

$$K_f = 1,3 - 0,9^2 = 0,49$$

и

$$F_{\text{доп}} = 0,49 \cdot 15\,000 = 7\,350 \text{ Н·м}.$$

Следует отметить, что при $\frac{n}{n_{\text{н}}} < \sqrt{0,5\eta_2}$ допустимые значения $F_{\text{доп}}$ соответствуют нагрузкам при наличии перекладки зазоров в

зубчатом зацеплении. В нашем примере перекладка допустима при $\frac{n}{n_{\text{н}}} < 0,806$, но при условии, что эластический момент не превышает $F_{\text{доп}}$.

Частоты вращения валопровода, при которых нагрузки от крутильных колебаний (напряжения или моменты) превышают допускаемые, должны быть запрещены для длительной работы или даже прохода. Ширина запретной зоны обычно увеличивается на 2—3% номинальной частоты вращения с учетом погрешности тахометра.

По предложению автора в правилах Регистра СССР установлено, что если действующие напряжения превышают допускаемые для длительной работы, то назначается запретная зона частот вращения, которая не должна быть меньше определенной по формуле

$$n_{\text{рез}} \left[1 - \left(\frac{\tau_{\text{рез}}}{30\tau_{\text{доп}}} + \frac{n_{\text{н}}}{50n_{\text{рез}}} \right) \right] \leq n_{\text{зап}} \leq n_{\text{рез}} \left[1 + \left(\frac{\tau_{\text{рез}}}{30\tau_{\text{доп}}} + \frac{n_{\text{н}}}{50n_{\text{рез}}} \right) \right], \quad (185)$$

где $n_{\text{рез}}$ — резонансная частота вращения, об/мин;

$\tau_{\text{рез}}$ — напряжение при $n_{\text{рез}}$, МПа;

$n_{\text{зап}}$ — запретная частота вращения, об/мин.

Если запретная зона перекрывает основные режимы работы установки и в том числе режим траления, то необходимо разработать меры по снижению напряжений от крутильных колебаний.

Приближенные зависимости для оценки крутильных колебаний

Многие вопросы, возникающие при исследовании крутильных колебаний валопроводов, могут эффективно решаться с помощью приближенных зависимостей, основанных на аппроксимации действительных упругомассовых систем простейшими трех- и двухмассовыми системами. Приближенные зависимости применяются не только для получения первых приближений при определении частот свободных колебаний. Такие зависимости необходимы для объяснения влияния различных элементов систем на общее развитие крутильных колебаний, исследования основных закономерностей развития крутильных колебаний валопроводов ДУ и их прогнозирования при проектировании, модернизации и ремонте, а также для обоснования мероприятий по уменьшению крутильных колебаний.

Рассмотрим более подробно основные свойства двух- и трехмассовых систем, приведенных к безразмерному виду.

Двухмассовая безразмерная система имеет только одну форму свободных колебаний, для которой квадрат безразмерной частоты

$$\Delta = \frac{1}{E_{1,2}} \left(\frac{1}{\vartheta_1} + \frac{1}{\vartheta_2} \right), \quad (186)$$

где $E_{1,2}$ — относительная податливость вала между первой и второй массами;

ϑ_1 и ϑ_2 — относительные моменты инерции первой и второй масс.

Относительные амплитуды свободных колебаний первой и второй масс

$$\alpha_1 = 1 \text{ и } \alpha_2 = -\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}. \quad (187)$$

а относительный эластический момент

$$\delta_{1,2} = 1 + \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}. \quad (188)$$

Тогда масштаб напряжений (в Па/рад) составит

$$\left[\frac{\tau}{A_1} \right] = \frac{\delta_{1,2}}{eW} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\vartheta_2 eW} = \frac{\omega^2 \theta_1}{W} = \frac{N^2 \theta_1}{17,9 d^3}, \quad (189)$$

где e — податливость системы, $\text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$;
 W — момент сопротивления, м^3 ;
 d — диаметр вала, м.

Если возмущающий момент M_v приложен к первой массе системы, то статическая амплитуда $A_{ст}$ (в рад) и соответствующие ей статические напряжения $\tau_{ст}$ (в Па) определяются по следующим формулам:

$$A_{ст} = eM_v \left(\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \right)^2; \quad (190)$$

$$\tau_{ст} = \frac{M_v}{W} \cdot \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1 + \vartheta_2}. \quad (191)$$

Коэффициенты динамического усиления колебаний при резонансе рассчитываются по формулам (168) и (169).

Трехмассовая система имеет две формы свободных колебаний, и частоты этих колебаний соответствуют следующим значениям:

$$\left. \begin{matrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{2} \left(\Delta'_{1,2} + \Delta'_{2,3} \pm \sqrt{(\Delta'_{1,2} - \Delta'_{2,3})^2 + \frac{4}{\vartheta_2^2 E'_{1,2} E'_{2,3}}} \right), \quad (192)$$

где $\Delta'_{1,2}$ и $\Delta'_{2,3}$ — квадраты безразмерных частот правой и левой частей системы:

$$\Delta'_{1,2} = \frac{1}{E'_{1,2}} \left(\frac{1}{\vartheta'_1} + \frac{1}{\vartheta'_2} \right); \quad (193)$$

$$\Delta'_{2,3} = \frac{1}{E'_{2,3}} \left(\frac{1}{\vartheta'_2} + \frac{1}{\vartheta'_3} \right). \quad (194)$$

Относительные амплитуды можно определять по формулам:

$$\alpha'_1 = 1;$$

$$\alpha'_2 = 1 - \Delta' \vartheta_1 E'_{1,2};$$

$$\alpha'_3 = -\frac{1}{\vartheta'_3} (\alpha'_2 \vartheta'_2 + \vartheta'_1);$$

$$\delta'_{1,2} = \Delta' \alpha'_1 \vartheta_1;$$

$$\delta'_{2,3} = -\Delta' \alpha'_3 \vartheta'_3.$$

Исследование трехмассовой системы с применением методов цепных дробей и номографии позволило установить основные способы аппроксимирования любых многомассовых систем двухмассовыми системами.

Существуют три основных способа аппроксимирования: способ слияния близких масс, способ отбрасывания высокоподатливых частей системы и способ исключения малых масс. Каждый способ используется при рассмотрении только одной конкретной формы колебаний. Например, в рассмотренной выше системе СРТР при изучении одноузловой (валопроводной) формы колебаний должен применяться способ слияния близких масс, т. е. масс двигателя и маховика, а при изучении двухузловой формы — способ отбрасывания высокоподатливых ветвей, т. е. отбрасывания податливого валопровода с гребным винтом.

В основу способов слияния и отбрасывания положено сопоставление между собой $\Delta_{1,2}$ и $\Delta_{2,3}$ или податливостей $E_{1,2}$ и $E_{2,3}$ правой и левой частей системы. При этом, если $\Delta_{1,2} > \Delta_{2,3}$, то участок 1, 2 называется жесткой частью системы. Возможность применения способов отбрасывания проверяется по так называемому критерию отбрасывания

$$X_E = \frac{10\vartheta'_1 + \vartheta'_2}{\vartheta'_1 + \vartheta'_2} + \frac{\vartheta'_2}{\vartheta'_3} \vartheta'_1. \quad (195)$$

Для системы, состоящей из восьми масс двигателя, маховика $\vartheta_2 = 20,6$ и гребного винта $\vartheta_3 = 5,22$,

$$X_E = \frac{10 \cdot 8 + 20,6}{8 + 20,6} + \frac{20,6}{5,22} \cdot 8 = 2,08.$$

Полученное значение необходимо сравнить с отношением $E'_{2,3}/E'_{1,2}$. Если

$$\frac{E'_{2,3}}{E'_{1,2}} > X_E. \quad (196)$$

то двухузловая форма будет незначительно зависеть от участка $E'_{2,3} - \vartheta'_3$ и $\Delta'_2 \approx \Delta'_{1,2}$.

В рассматриваемом случае условие (196) соблюдается, так как

$$\frac{E'_{2,3}}{E'_{1,2}} = \frac{E_{9,10}}{0,4z - 0,5 + E_{7,8}} = \frac{14,6}{0,4 \cdot 8 - 0,5 + 1,16} = 3,78 > 2,08,$$

что позволяет для приближенной оценки определять Δ_2 по формуле (186) без учета валопровода и гребного винта.

Анализ крутильных схем всех известных валопроводов судов морского, речного и промыслового флота (более 400 типов) показывает, что условие (196) обычно выполняется. Этим свойством

ДУ и объясняется известная из опыта независимость моторной формы колебаний дизелей от присоединяемых к ним с помощью сравнительно высокоподатливых связей (валопроводов, упругих муфт, клиноременных передач) потребителей энергии. Отсюда вытекает очень важное требование к дизелестроительной промышленности о принятии всех необходимых мер по уменьшению напряжений в коленчатом валу дизеля еще до установки его на объекте конечного назначения.

Таблица 44

Форма колебаний	Формулы
1. Моторная форма при $\vartheta_M > 2$ и равных податливостях колен коленчатого вала	$\vartheta'_1 = z;$ $E'_{1,2} = E_{дв} = 0,4z - 0,5 + E_{к.м};$ $\vartheta'_2 = \vartheta_M \text{ или } \vartheta'_2 = \vartheta_M + \vartheta_r$ <p>(при жесткой связи маховика с генератором)</p>
2. Моторная форма при $\vartheta_M < 2$ и равных податливостях коленчатого вала	$\vartheta'_1 = 0,5z;$ $E'_{1,2} = E_{дв} = 0,4z + \vartheta_M \frac{0,3z - 0,5 + E_{к.м}}{\vartheta_M + 0,5z};$ $\vartheta'_2 = 0,5z + \vartheta_M$
3. Моторная форма при $\vartheta_M < 2$ и удвоенной податливости средней части коленчатого вала	$\vartheta'_1 = 0,5z;$ $E'_{1,2} = E_{дв} = 0,42z + \frac{0,3z - 0,4 + E_{к.м}}{\vartheta_M + 0,5z} \vartheta_M$
4. Валопроводная форма при равных податливостях колен коленчатого вала	$\vartheta'_1 = \vartheta_{дв} = z + \vartheta_M;$ $E'_{1,2} = E_{пр} = (0,4z - 0,5z + E_{к.м}) \times$ $\times \frac{z}{z + \vartheta_M} + E_B;$ $\vartheta'_2 = \vartheta_B \text{ и } \vartheta'_2 = \vartheta_r$ <p>(при наличии упругой муфты у генератора)</p>
5. Валопроводная форма при удвоенной податливости вала между средними коленами коленчатого вала	$\vartheta'_1 = \vartheta_{дв} = z + \vartheta_M;$ $E'_{1,2} = E_{пр} = (0,4z - 0,21 + E_{к.м}) \times$ $\times \frac{z}{z + \vartheta_M} + E_B;$ $\vartheta'_2 = \vartheta_B$
Обозначения: $E_{к.м}$ — относительная податливость участка коленчатого вала между последним коленом и маховиком; E_B — податливость валопроводов между маховиком и гребным винтом (генератором).	

В первом приближении квадраты безразмерных частот основных форм свободных колебаний можно определять по формуле (196) для двухмассовой системы. Соответствующие зависимости для оценки эквивалентных (приведенных) значений ϑ'_1 , $E'_{1,2}$ и ϑ'_2 приведены в табл. 44, в которой рассматриваются системы, состоящие из групп z равных масс дизеля вначале системы, массы маховика ϑ_M и гребного винта ϑ_B или ротора генератора ϑ_r . В таблице даны формулы для определения приведенных податливостей коленчатого вала $E'_{1,2} = E_{дв}$ и валопровода $E'_{1,2} = E_B$.

Масштабы напряжений можно в первом приближении определять по следующим формулам:

для валопроводной формы колебаний

$$\left| \frac{\tau}{A_1} \right| = \frac{N^2 \theta_0 (\vartheta_M + z)}{1,79d^3} \left(1 - \frac{\vartheta_M}{\vartheta_M + z} z E_{дв} \Delta \right) (1 - 0,6z\Delta), \quad (197)$$

где $E_{дв} = 0,4z - 0,5 + E_{к.м}$;

для моторной формы колебаний при $\vartheta_M > 2$

$$\left| \frac{\tau}{A_1} \right| = \frac{N^2 \theta_0 z}{17,9d^3} (1 - 0,1025z^2 \Delta) (1 - 0,3z\Delta). \quad (198)$$

При $\vartheta_M < 2$ приближенная формула для моторной формы имеет вид

$$\left| \frac{\tau}{A_1} \right| = \frac{N^2 \theta_0 z}{35,8d^3} (1 - 0,3z\Delta). \quad (199)$$

Особенности развития крутильных колебаний валопроводов дизельных установок

Особенности развития крутильных колебаний в значительной мере связаны с типом силовой установки. С точки зрения развития крутильных колебаний ДУ промышленного флота можно условно разделить на следующие группы: пропульсивные установки с малооборотными двухтактными дизелями и прямой передачей на гребной винт; пропульсивные установки с четырехтактными дизелями и прямой передачей на гребной винт; одномашинные пропульсивные установки с четырехтактными дизелями и редукторной передачей на гребной винт; одномашинные пропульсивные установки с четырехтактными дизелями, редукторной передачей и отборами мощности от редуктора или главного двигателя; двухмашинные пропульсивные установки с четырехтактными дизелями, редукторной передачей и отборами мощности от редуктора или главных двигателей; установки дизель-генераторов.

Первая группа установок характерна для транспортных судов промышленного флота (производственных и транспортных рефрижераторов и плавбаз), а также для больших морозильных траулеров постройки 50-х и 60-х годов. Диапазон мощности главных двигателей этих судов от 1500 до 8000 кВт, частота вращения чаще всего от 90 до 150 об/мин, максимальная частота вращения 250 об/мин.

Отличительной особенностью крутильных схем ДУ первой группы является наличие двухтактных дизелей со сравнительно небольшими маховиками. В большинстве случаев роль маховика выполняет шестерня валоповоротного устройства. У многих дизелей на всех или некоторых коленах коленчатого вала установлены противовесы, поэтому моменты инерции масс КШМ двигателя могут несколько отличаться друг от друга (в пределах 20—30%). Кроме того, большинство пяти- и шестицилиндровых двухтактных дизелей имеют посередине коленчатого вала небольшую массу с относительным моментом инерции 0,1—0,2. Эта масса соединена с соседними массами колен участками валов, податливость которых примерно равна податливости одного колена.

Крутильные схемы ДУ первой группы наиболее просты и хорошо изучены. Они имеют две основные формы свободных колебаний — одноузловую (валопроводную) и двухузловую (моторную). В связи с малым моментом инерции маховика двухузловая форма колебаний имеет крутую характеристику с основным узлом

в средней части коленчатого вала, поэтому величина $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ для главных порядков при двухузловой форме близка к нулю. Резонансы колебаний других порядков с максимальной величиной $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ имеют высокие значения ($v > 10$) и поэтому также не вызывают недопустимых напряжений в коленчатом валу, хотя они и проявляются на торсиограммах.

Поломок или усталостных трещин в коленчатых валах двухтактных дизелей ДУ первой группы с небольшими маховиками из-за крутильных колебаний за последние 25 лет не наблюдалось. Напряжения в коленчатом валу двухтактных дизелей достигают опасных значений лишь при наличии сравнительно массивных маховиков. Например, главный двигатель G6Z 59/90 на БМРТ типа «Пушкин» имеет запретную зону в районе номинальной частоты вращения от колебаний 12-го порядка моторной формы вследствие того, что относительный момент инерции маховика $\vartheta_m \approx 9$. Этот случай можно рассматривать как исключение.

Наибольшие напряжения в валопроводах ДУ первой группы могут возникать от колебаний главных порядков одноузловой (валопроводной) формы. На транспортных и производственных рефрижераторах, а также на плавбазах с кормовым расположением машинного отделения чаще всего устанавливаются шестицилиндровые (иногда семицилиндровые) дизели, а валопровод имеет длину 9—15 м. Частота свободных колебаний одноузловой формы составляет 200—700 в минуту, поэтому указанные установки имеют запретные зоны от колебаний шестого (или седьмого) порядка в районе малых частот вращения. Наличие этой зоны не вызывает каких-либо ограничений в использовании судов на основных режимах их работы.

Однако в случае применения валопроводов меньшей длины и

пятицилиндровых двухтактных дизелей опасность крутильных колебаний одноузловой формы значительно возрастает. Это связано с тем, что резонанс от колебаний главного пятого порядка смещается в зону частоты вращения, близкой к номинальной. При этом возрастает амплитуда напряжений и не только из-за того, что гармоническая составляющая пятого порядка больше, чем шестого, но и потому, что с уменьшением длины валопровода становятся заметными колебания некоторых неглавных порядков. Из-за указанных колебаний часто возникает фреттинг-коррозия под ступицей гребного винта.

На больших морозильных траулерах типов «Маяковский» и «Лесков» с кормовым расположением машинных отделений длина валопровода достигает 25 м и более, а в качестве главных двигателей установлены восьмицилиндровые дизели, поэтому здесь резонанс восьмого порядка оказался за пределами минимально устойчивых частот вращения.

Поломок валов из-за крутильных колебаний на судах с ДУ первой группы в последние годы не наблюдалось. Исключение составляет поломка промежуточного вала на ТР «Нева», где в результате проворачивания четвертого кривошипа главного двигателя резко возросли напряжения от колебаний неглавных порядков, что привело к разрушению ослабленного сварным швом участка вала.

Случаи проворачивания кривошипов коленчатых валов на 5—25° являются характерными для составных коленчатых валов. Это приводит к увеличению $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ некоторых неглавных порядков

и возникновению новых запретных зон. Подобные аварии происходили у двигателя 662 VTBF-140 на плавбазе «Каунскас» и у двигателя 635 VF-62 на производственном рефрижераторе ПР «Проворный». В последнем случае, например, резко возросли напряжения от колебаний неглавного пятого порядка, что вызвало необходимость назначения новой запретной зоны.

У ДУ первой группы колебания одноузловой формы могут стать опасными для некоторых ответственных деталей дизелей, например цепных приводов. В этой связи некоторые дизели оборудуются демпферами или массивными маховиками, хотя в последних с точки зрения неравномерности вращения нет необходимости.

На БМРТ типа «Маяковский» с ВРШ наблюдается сильное влияние еще одной формы колебаний — четырехузловой. Она обусловлена частью системы, состоящей из масс цилиндра механизма изменения шага (МИШ) и гребного винта, соединенных между собой гребным валом. По этой причине в районе номинальной частоты вращения развивается резонанс восьмого порядка с напряжениями около 10 МПа. Эти напряжения способствовали появлению трещин в гребных валах судов указанного типа.

Крутильные схемы ДУ второй группы отличаются от схем ДУ первой группы большим моментом инерции маховика и меньшими

значениями податливости валопровода. В рабочем диапазоне частот вращения развиваются колебания двух форм: валопроводная и моторная. Вероятные диапазоны частот свободных колебаний составляют 400—2500 в минуту для валопроводной формы и 2200—5500 в минуту для моторной формы.

В установках с ВРШ на исследованных судах дополнительной формы колебаний обнаружено не было.

В рабочем диапазоне частот вращения обычно развиваются резонансные колебания главных порядков $\nu=0,5 z$. Для ДУ с восьмицилиндровыми дизелями особенно опасен резонанс четвертого порядка с напряжениями 50—70 МПа. На судах среднего водоизмещения (при длине валопровода 4—10 м) этот резонанс обычно попадает в район номинальной частоты вращения. Для устранения его из рабочей зоны в большинстве случаев увеличиваются диаметры валопроводов (например, на судах типов СРТ, СРТМ, СРТР, РС, МРТР и др. с двигателями 8NVD-36 и 8NVD-48). На судах некоторых типов это мероприятие было осуществлено после выхода из строя валопроводов многих судов серии. Опасность резонанса четвертого порядка подтверждается поломками гребных валов на зверобойных шхунах с двигателями 8NVD-36. Недооценка вынужденных нерезонансных колебаний четвертого порядка в процессе проектирования или эксплуатации иногда привела к поломкам валов (на СРТ-300 серии 400, а также на СРТМ «Сатурн»). При расположении резонанса четвертого порядка на 100 об/мин выше $n_{ном}$ и напряжениях в валах 25—26 МПа до последнего времени поломок валов не наблюдалось. Однако в последние годы на СРТР типа «Океан» происходят поломки гребных валов после их восстановления электродуговой наплавкой.

Для борьбы с колебаниями четвертого порядка применяются также упругие высокоэластичные муфты, например типа «Спирифлекс» на судах типа «Железный поток».

ДУ второй группы с шестицилиндровыми дизелями отличаются от установок с восьмицилиндровыми дизелями тем, что резонанс главного третьего порядка при расположении его в зоне $n_{ном}$ обычно практической опасности не представляет, что характерно для судов с короткими валопроводами (СРТ-400 с двигателем 6NVD-48). Незначительные напряжения вызывают и колебания шестого, девятого и других порядков, что подтверждается отсутствием поломок валопроводов у таких ДУ. Однако в зоне малых частот вращения колебания третьего порядка, как безузловые, так и резонансные, обычно весьма велики. Для борьбы с резонансными колебаниями 3-го порядка в районе минимально устойчивых частот вращения на БМРТ «Юозас Гарялис» с двигателем 6L525PH была установлена высокоэластичная муфта типа «Вулкан». Результаты торсиографирования различных ДУ с одинаковыми дизелями указывают на то, что в большинстве случаев на моторную форму колебаний конструкция валопровода не влияет. Частота свободных колебаний моторной формы дизеля

8NVD-36, установленного более чем на 10 типах судов, во всех случаях составляла $N_2=3000\div 3100$ колебаний в минуту. Постоянство N_2 характерно и для других дизелей.

Для коленчатых валов четырехтактных дизелей со сравнительно массивными маховиками наибольшую опасность представляют колебания главных порядков, причем по мере совершенствования дизелей опасность их заметно возрастает. Например, в результате замены чугунных поршней силуминовыми и увеличения момента инерции маховика вдвое амплитуда колебаний 12-го порядка у двигателя 8NVD-36 возросла с 0,004 до 0,008 рад. Еще заметнее тенденция увеличения опасности крутильных колебаний моторной формы у тех дизелей, которые постепенно форсируются по частоте вращения. В результате увеличения $n_{ном}$ двигателя 8NVD-48 с 275 до 300 об/мин опасный резонанс восьмого порядка оказался вблизи $n_{ном}$. По этой причине на СРТМ типа «Маяк» пришлось уменьшать момент инерции маховика вдвое. Эта мера не только повысила частоту свободных колебаний, но и снизила амплитуды всех резонансных колебаний моторной формы настолько, что их не удалось обнаружить на торсиограммах.

Опыт проектирования и эксплуатации судов упомянутых типов показывает, что практическую опасность могут представлять не только резонансные, но и околорезонансные колебания четвертого и пятого порядков и притом на значительном удалении от резонанса. При номинальных частотах вращения амплитуды колебаний достигают значительных величин (0,008—0,010 рад). Это объясняется большой величиной статической амплитуды при моторной форме колебаний. У двигателей 8NVD-48 с $n_{ном}=375$ об/мин резонанс восьмого порядка попадает в рабочий диапазон частот вращения и при наличии массивного маховика (для снижения амплитуд колебаний валопроводной формы) резонансные напряжения оказались выше допустимых значений, поэтому в настоящее время этот двигатель поставляется с демпфером, который эффективно гасит резонанс восьмого порядка. Отметим, что установка демпфера привела к увеличению вынужденных колебаний четвертого и четырех с половиной порядков при $n_{ном}$.

Крутильные колебания моторной формы опасны не только для коленчатого вала, но и для других деталей двигателей и в первую очередь для подшипников. Было замечено, например, что, после того как на двигатель 8NVD-36 установили силуминовые поршни и увеличили маховик, срок службы мотылевых подшипников снизился втрое (с 15 000 до 5000 ч) из-за растрескивания белого металла. Это сопровождалось увеличением амплитуд колебаний моторной формы. После того как на двигатель 8NVD-36 на СРТ-12 был установлен облегченный маховик, что привело к снижению амплитуд крутильных колебаний моторной формы, подшипники наработали более 10 000 ч без замены.

Как показывают исследования на судах «Бакр», «Маяк», «Волгодонск» и «Железный поток», установка винта регулируемо-

го шага приводит к уменьшению частот свободных колебаний на 15—25% и увеличению амплитуд резонансных колебаний. На развитие колебаний моторной формы ВРШ влияет незначительно. При торсиографировании ДУ замечено увеличение резонансных частот и амплитуд колебаний одноузловой формы с уменьшением шага ВРШ.

В последние годы Гипрорыбфлот выполнил большой объем экспериментальных исследований крутильных колебаний в связи с установкой на суда гребных винтов с лопастями из стеклопластика. Эти исследования показали, что снижение момента инерции гребного винта весьма благоприятно отражается на развитии крутильных колебаний не только из-за очевидного увеличения частоты свободных колебаний на 20—40%, но и из-за существенного уменьшения амплитуд этих колебаний.

Крутильные схемы одномашинных ДУ третьей группы отличаются от схем ДУ второй группы наличием между маховиком и гребным винтом редуктора с небольшим по величине моментом инерции Φ_r . Кроме того, благодаря редуцированию приведенные податливости валопроводов достигают больших значений, а момент инерции гребного винта уменьшается. Вероятные диапазоны частот свободных колебаний составляют 400—1500 в минуту для валопроводной формы колебаний и 5000—15 000 в минуту для моторной формы.

При наличии между маховиком и редуктором упругой муфты расчетами устанавливается еще одна форма колебаний с основными узлами в муфте и на валопроводе. Однако экспериментальные исследования эту форму колебаний обычно не подтверждают при сравнительно малом моменте инерции масс редуктора, поэтому так же, как в установках второй группы, практический интерес представляют колебания только валопроводной и моторной форм колебаний.

Установок третьей группы с ВРШ до настоящего времени не строилось. Имеется проект малотоннажного судна с ВРШ, где цилиндр МИШ встроен в редуктор.

В установках с шестицилиндровыми дизелями наиболее опасные резонансы колебаний третьего порядка одноузловой формы обычно находятся в районе минимально устойчивых частот вращения. Сравним результаты торсиографирования ДУ на СЧС 572/34 с двигателем 6NVD-24 (с массивным маховиком и жестким соединением его с редуктором) и с двигателем 6Ч 18/22 (с небольшим маховиком и высокоподатливой связью его с редуктором). У двигателя 6NVD-24 амплитуды колебаний третьего порядка при $n_{мин}$ оказались значительно меньше, чем у двигателя 6Ч 18/22. При этом напряжения от этих колебаний в валах не превышали допустимых. Однако из-за перекадки зазоров в редукторе при минимально устойчивых частотах вращения назначена запретная зона. В ДУ с двигателем 6Ч 18/22 запретная зона назначена из-за недопустимых напряжений в упругой муфте от колебаний третьего порядка.

При торсиографировании всех ДУ третьей группы обычно проявляется еще один резонанс, который возбуждается возмущающим моментом лопастного порядка гребного винта. В большинстве случаев напряжения от этого резонанса невелики (не более 15 МПа). Однако он может вызвать перекадку зазоров в редукторе. Например, на СЧС 572/34 было выявлено увеличение перекадки зазоров в редукторе от колебаний.

Моторная форма колебаний развивается в установках третьей группы практически так же, как и в установках второй группы. Результаты торсиографирования подтверждают отмеченные закономерности. Амплитуды и частоты свободных колебаний в значительной степени зависят от момента инерции маховика и податливости участка E_{zm} . У двигателя 6NVD-24 с массивным маховиком и $E_{zm}=1,2$ в рабочем диапазоне частот вращения имеется резонанс девятого порядка с амплитудой 0,006—0,007 рад, а в районе $n_{ном}$ наблюдаются вынужденные колебания шестого порядка с амплитудой 0,005 рад. У двигателя 6Ч 18/22 с маховиком $\Phi_m=18$ и $E_{zm}=0,6$ моторная форма колебаний практически не проявилась на торсиограммах. Весьма опасно развиваются колебания моторной формы в двигателе ЗД6, имеющем массивный маховик. У этого двигателя вблизи $n_{ном}$ расположен резонанс шестого порядка, напряжения от которого в коленчатом валу достигают 60—70 МПа. Отметим, что в установках третьей группы еще более заметна тенденция к увеличению опасности крутильных колебаний моторной формы по мере совершенствования дизелей. Например, у двигателя 6NVD-26 с маховиком $\Phi_m=70$ для борьбы с крутильными колебаниями девятого порядка завод устанавливает силиконовый демпфер. Торсиографирование ДУ на одном из траловых ботов (СТБ) подтвердило его эффективность — колебания девятого порядка были значительно уменьшены. Однако одновременно увеличились амплитуды вынужденных колебаний шестого и 6,5-го порядков при номинальных частотах вращения.

Торсиографирование валопроводов СТБ с двигателями ЗД6, 6NVD-26 и 6NVD-24 и гребными винтами с лопастями из стеклопластика указывает на благоприятное влияние таких винтов на колебания валопроводной формы. Резонанс колебаний шестого порядка, который ожидался в соответствии с расчетами, в действительности не был обнаружен на торсиограммах.

С появлением на флоте судов с дизель-редукторными агрегатами (ДРА) были обнаружены некоторые особенности развития крутильных колебаний, которые не учитывались при расчетах в процессе проектирования силовых установок, а в эксплуатации приводили к опасным последствиям.

Схемы вращающихся масс дизель-редукторных агрегатов многих современных судов (например, типов «Альпинист», «Баренцево море», «Горизонт», «Пулковский меридиан», «Амурский залив» и др.) представляют собой сложные разветвленные системы, в состав которых входят кроме дизеля, валопровода и гребного винта («ствол системы») еще и редуктор, упругие муфты, навешан-

ные на редуктор генераторы и другие потребители энергии («ветви системы»). По этой причине такие системы имеют не одну-две (как в простых установках), а пять-десять форм свободных колебаний, собственные частоты которых могут совпасть с частотами более или менее существенных гармоник возмущающих моментов. Однако практическую опасность для установки представляют не более трех форм колебаний. Одна из этих форм, называемая моторной, локализована в пределах масс дизеля и, как правило, вызывает наибольшие напряжения в его коленчатом валу. Для борьбы с этими колебаниями на двигатели устанавливают демпферы, дополнительные маховики или антивибраторы.

Наибольшую опасность для самого валопровода и прежде всего для упругих муфт и редуктора представляют в рассматриваемых установках низкочастотные формы колебаний (одно- или двухузловые). Согласно традиционным методам расчета наибольшие напряжения при этих формах колебаний должны возникать от возмущающих моментов, порядок которых равен или кратен числу вспышек в цилиндре за один оборот вала (например, третий порядок у шестицилиндрового и четвертый у четырехцилиндрового дизеля). Это подтверждается и результатами торсиографирования. Но торсиографирование и опыт эксплуатации выявили непредвиденные крутильные колебания другого вида, возникновение которых сначала было трудно объяснить с позиций существующей теории.

В рабочем диапазоне частот вращения валопровода (часто вблизи номинальной частоты) появились сильные резонансные колебания 0,5, 1 или 1,5-го порядков, несмотря на то, что при низких частотах свободных колебаний сумма относительных амплитуд масс двигателя $\sum_{y=1}^z \bar{\alpha}_y$, которая пропорциональна величине возмущающего момента, практически равнялась нулю. Было отмечено также, что на амплитуду этих колебаний заметное влияние оказывает регулировка двигателя.

Впервые значительные колебания 0,5-го порядка были обнаружены в упругой муфте на СТР типа «Альпинист» при работе на номинальном режиме. Эти колебания вызывали заметную неустойчивость работы регулятора двигателя и, возможно, способствовали разрушению подшипников раздаточного редуктора. Впоследствии в результате замены упругой муфты эти колебания были устранены из рабочего диапазона.

Наиболее опасное развитие получили подобные колебания в ДРА на ПСТ типа «Баренцево море», где наблюдаются массовые выходы из строя упругих муфт типа «Вулкан». По этой причине суда долгое время простаивали в аварийных ремонтах.

В условиях низкой надежности топливной аппаратуры и, как следствие этого, неравномерной работы цилиндров главного двигателя в упругой муфте возникали значительные напряжения от крутильных колебаний 1-го и 1,5-го порядков, что и приводило к

повреждению муфт. Причину возникновения таких колебаний можно объяснить следующим образом.

Из-за наличия высокоэластичных упругих муфт в системе образуются формы свободных колебаний с очень низкой собственной частотой (2—9 Гц), поэтому резонансные колебания 0,5—1,5-го порядков попадают в район номинальных частот вращения, но это не является главной причиной опасности этих колебаний, так как в подобных же условиях работают некоторые установки с упругими муфтами при прямой передаче (СРТМ типа «Железный поток», БМРТ «Гарялис», БМРТ «Вулкан» и др.), но дефектов там не наблюдается.

Главная причина заключается в том, что присоединенное к редуктору или двигателю навешанное оборудование (генераторы, гидронасосы и др.) обладает сравнительно большими моментами инерции масс (с учетом редуцирования), поэтому относительная амплитуда их колебаний α_y , как правило, весьма мала (меньше 0,5), что не позволяет развить достаточный демпфирующий момент, пропорциональный α_y^2 . Кроме того, среда, в которой вращаются указанные массы (например, магнитное поле), имеет очень слабые демпфирующие свойства (в 3 раза меньше, чем при вращении гребного винта в воде).

Таким образом, первая причина заключается в том, что системы вращающихся масс ДРА с упругими муфтами из резины и отборами мощности от редуктора обладают очень слабыми демпфирующими свойствами.

Другая причина заключается в том, что $\sum_{y=1}^z \bar{\alpha}_y$ близка к нулю лишь при условии равенства друг другу возмущающих моментов во всех цилиндрах. Если цилиндры двигателя будут загружены неодинаково (например, из-за плохой регулировки топливной аппаратуры), то $\sum_{y=1}^z \bar{\alpha}_y$ для 0,5—1,5-го порядков может достигнуть существенных величин, тем более, что сами по себе возмущающие моменты этих порядков в каждом цилиндре являются наибольшими. Это и приводит к возникновению резонансов, амплитуда которых увеличена из-за малого демпфирования в системе. При этом она будет тем больше, чем хуже отрегулирован двигатель, поэтому зарубежные классификационные общества требуют осуществлять расчетную и экспериментальную проверку развития крутильных колебаний таких установок при одном отключенном цилиндре.

Рассмотрим возможные меры повышения надежности ДРА с учетом указанных колебаний. Проще всего эту проблему решать в процессе проектирования ДРА для нового судна. Возможно несколько конструктивных решений, предотвращающих появление указанных колебаний. Имеются типы муфт, которые полностью разрывают систему, изолируя возмущающие моменты дизеля от

редуктора. К ним относятся индукционные и гидравлические муфты, устанавливаемые между дизелем и редуктором.

В индукционных муфтах крутящий момент от ведущей к ведомой части передается посредством сильного магнитного поля. Такие муфты установлены, например, в ДРА судов типов «Тропик» и «Атлантик». В гидравлических муфтах крутящий момент передается посредством потока воды или масла, который создается ведущей частью и увлекает за собой ведомую часть. Гидравлическая муфта установлена на транспортных рефрижераторах типа «Остров Русский».

Недостатком рассмотренных муфт являются их проскальзывание и снижение по этой причине к. п. д. передачи.

Другое возможное решение задачи борьбы с колебаниями 0,5—1,5-го порядков заключается в применении специальных упругодемпфирующих муфт (например, типа «Гейслингер»). В муфтах «Гейслингер» высокие демпфирующие свойства обеспечиваются специальными радиальными многослойными рессорами, которые образуют перегородки и создают поглощение энергии колебаний при просачивании масла. Муфты «Гейслингер» установлены на судах типов «Амурский залив» и «Охотское море».

Многолетний опыт эксплуатации рассмотренных муфт подтвердил их высокую эффективность.

Упругие муфты из резины (типов «Вулкан», «Сперифлекс» и т. п.) не имеют достаточного демпфирования, и поэтому их надо применять очень осторожно. Желательно избегать их применения в ДРА с отборами мощности. Если же по каким-либо причинам будут устанавливаться муфты из резины, то необходимо предусмотреть дополнительные демпфирующие устройства (например, демпфер).

В частности, можно предложить устанавливать демпфер больших размеров на конце «ветки», т. е. у навешанного генератора. Все эти мероприятия должны разрабатываться на основании расчетов крутильных колебаний при одном отключенном цилиндре дизеля.

На судах, имеющих ДРА с упругими муфтами из резины, которые не защищены от опасного развития колебаний 0,5—1,5-го порядков, до тех пор, пока не будет выполнена их модернизация, следует более строго следить за регулировкой главного двигателя. Кроме того, желательно закупить и установить специальный прибор для бесконтактного контроля температуры резины муфты, что позволит своевременно устранять причины увеличения амплитуд крутильных колебаний.

В заключение рассмотрим дизель-генераторы — шестую группу установок.

При очень малой податливости участка между маховиком и ротором генератора основной формой свободных колебаний является моторная. При больших податливостях соединения маховика с ротором генератора (при наличии упругих муфт) имеются две формы колебаний: моторная и генераторная (валопроводная).

Диапазон частот свободных колебаний моторной формы 3000—8000 колебаний в минуту.

Развитие этих форм колебаний происходит так же, как в установках второй группы. Известно два случая повреждений дизель-генераторов из-за крутильных колебаний. Первый случай произошел на ТР «Иней», где был заменен двигатель дизель-генератора. При этом была увеличена податливость между маховиком и ротором генератора, что привело к образованию генераторной формы колебаний и увеличению напряжений в валу генератора от колебаний шестого порядка. В результате этого был поврежден генератор.

Второй случай относится к главным дизель-генераторам судов типа «Наталья Ковшова», где генераторы приводятся во вращение от дизелей типа «Пильстик». Торсиографирование показало, что, хотя напряжения от вынужденных колебаний невелики, в сварных швах ротора возникли трещины. Это объясняется повышенными концентрациями напряжений в сварной конструкции и снижением предела усталости соединения.

Особенности крутильных колебаний валопроводов промышленных судов обусловлены не только конструктивными факторами. При оценке опасности крутильных колебаний очень важно учитывать режимы работы ДУ. В частности, все добывающие суда с ВФШ продолжительное время работают на долевых частотах вращения, поэтому наличие сильных резонансов с напряжениями $\tau_d > 0,5 \tau_{доп}$ на основных производственных режимах недопустимо.

Иной подход правомерен к ДУ четвертой и пятой групп с ВРШ, работающих при постоянной частоте вращения по нагрузочной характеристике. В этом случае допустимо применять для оценки опасности крутильных колебаний нормы, разработанные для дизель-генераторов.

Выполненный анализ развития крутильных колебаний валопроводов не охватывает всего разнообразия упругомассовых систем, которые встречаются в конструкциях ДУ промышленного флота. Тем не менее даже из такого краткого обзора можно сделать ряд полезных выводов.

При проектировании любых, даже самых сложных, ДУ первостепенное внимание должно уделяться моторной и валопроводной формам колебаний.

Моторная форма колебаний должна обеспечиваться независимо от типа установки поставщиком дизеля. Наиболее актуальна эта проблема для четырехтактных дизелей с большими маховиками. Установка демпферов позволяет снижать напряжения от резонансных колебаний, но иногда это мероприятие опасно увеличивает нерезонансные вынужденные колебания в районе номинальных частот вращения.

Для двухтактных дизелей без маховиков моторная форма обычно не представляет опасности.

Валопроводная форма колебаний зависит от длины валопровода, типа двигателя и гребного винта: с уменьшением длины валопровода,

провода и числа цилиндров дизеля опасность крутильных колебаний возрастает.

Применение упругих муфт является эффективным средством борьбы с крутильными колебаниями моторной формы. Однако следует иметь в виду возможность появления сильных резонансов 0,5-го и других порядков из-за влияния регулировки дизеля.

Опыт исследования крутильных колебаний силовых установок промысловых судов позволяет утверждать, что в современных ДУ четвертого и пятого типов с редукторными передачами наиболее напряженными элементами являются не стальные валы, а упругие муфты и зубчатые передачи.

ВРШ вносят некоторые особенности в развитии крутильных колебаний валопроводной формы. К ним относятся снижение частот свободных колебаний и увеличение амплитуд, образование дополнительной формы свободных колебаний с основным узлом между цилиндром МИШ и ВРШ. Изменение шага ВРШ оказывает некоторое влияние на параметры крутильных колебаний. Из-за уменьшения доли присоединенной к винту воды резонансная частота вращения увеличивается на 2—7% при уменьшении шага ВРШ. При этом амплитуда может заметно возрасти из-за уменьшения демпфирования в системе.

Применение гребных винтов с лопастями из стеклопластика приводит к уменьшению крутильных колебаний.

На надежность судовых валопроводов, находящихся под воздействием сильных крутильных колебаний, большое влияние оказывают технологические факторы и особенно качество электродуговой наплавки, которая может привести к снижению предела усталости в 2—3 раза.

Из изложенного выше следует, что при проектировании и модернизации ДУ актуальное значение имеет не только совершенствование расчетных методов исследования, но и изучение влияния различных элементов упругомассовых систем на общее развитие крутильных колебаний с целью их прогнозирования и уменьшения до допустимого уровня оптимальными средствами.

Влияние различных элементов упругомассовых систем на развитие крутильных колебаний дизельных установок

При выборе способов уменьшения крутильных колебаний, а также в процессе модернизации или ремонта дизельных установок большое значение имеет учет влияния элементов упругомассовых систем на общее развитие крутильных колебаний валопровода. Специальные теоретические и экспериментальные исследования позволяют дать ряд конкретных рекомендаций по этому вопросу.

Кривошипно-шатунные механизмы дизеля значительно влияют на общее развитие крутильных колебаний всех форм, так как от их параметров зависят упругомассовые характеристики систем, демпфирование и возмущающие моменты.

При ремонтах или модернизации дизелей масса КШМ может быть изменена путем установки поршней, изготовленных из иного материала, а также при установке или снятии противовесов. Такие изменения влияют на частоту свободных колебаний амплитуды вынужденных колебаний и напряжений от них.

Для оценки тенденций изменения параметров крутильных колебаний рассмотрим две системы, которые отличаются друг от друга только массами КШМ, и обозначим моменты инерции этих масс θ_0 и θ'_0 , соответственно. Применяя для укрупненного анализа приближенные зависимости (186) и (196), получаем следующие соотношения между частотами свободных колебаний второй (со штрихом) и первой (без штриха) систем:

для валопроводной формы колебаний

$$N'_1 = N_1 \sqrt{\frac{1 + \frac{\theta'_B}{\theta'_B z + \theta'_M}}{1 + \frac{\theta_B}{\theta_0 z + \theta_M}} \cdot \frac{\theta_B}{\theta'_B}}; \quad (200)$$

для моторной формы колебаний

$$N'_2 = N_2 \sqrt{\frac{1 + \frac{\theta'_M}{\theta'_0 z}}{1 + \frac{\theta_M}{\theta_0 z}} \cdot \frac{\theta_M}{\theta'_M}}; \quad (201)$$

где индекс в относится к гребному винту, м — к маховику и 0 — к КШМ.

Из формул (200) и (201) следует, что увеличение момента инерции КШМ снижает частоты свободных колебаний. Например, при $\theta_B = 80$, $\theta_M = 300$, $z = 8$, $\theta_0 = 15$ и $\theta'_0 = 25$, $N'_1 = 0,987N$ и $N'_2 = 0,845N$. В данном случае изменение валопроводной формы колебаний находится в пределах погрешностей расчета, но увеличение $\theta_{КШМ}$ в 1,67 раза отражается на моторной форме уже столь заметно, что с ним следует считаться.

Увеличение момента инерции КШМ положительно влияет на величину амплитуд и напряжений в валах системы. Для подтверждения такого вывода рассмотрим ряд формул.

Как было показано выше, амплитуды вынужденных резонансных колебаний могут быть выражены через статическую амплитуду и коэффициент динамического усиления. С достаточной точностью ту же величину можно определить по следующей формуле для ДУ первой, второй и третьей групп:

$$A_1 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{m C_v \sum_1^z \bar{\alpha}_y}{10 \nu p_e \left(m \frac{C_{MN}}{10 p_{en}} \sum_1^z \alpha_y^2 + 3z \alpha_z^2 \right)}. \quad (202)$$

Например, при $m=2$, $C_5=1,24$, $\sum_1^z \bar{\alpha}_y = 4,653$, $v=5$, $p_e=0,3674$ МПа, $C_{mn} = 6,53$ м/с, $p_{en}=0,93$ МПа, $\sum_1^z \alpha_y^2 = 4,35$; $z=5$; $\alpha_n=2,13$. Тогда

$$A_1 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{2 \cdot 1,24 \cdot 4,653}{5 \cdot 3,674 \left(2 \cdot \frac{6,53}{9,3} \cdot 4,35 + 3 \cdot 5 \cdot 2,13^2 \right)} = \frac{0,9867}{6,109 + 68,054} = 0,0133 \text{ рад.}$$

Это значение практически совпало с результатами торсиографирования, в то время как расчет, выполненный другими методами, дал результат, вдвое меньший экспериментального.

Из приведенного примера видно, что на амплитуду колебаний одноузловой формы демпфирование КШМ влияет очень мало, а изменение массы КШМ тем более не повлияет на амплитуду резонансных колебаний в связи с ничтожно малым изменением частоты свободных колебаний этой формы.

На параметры колебаний моторной формы масса КШМ также влияет незначительно. Это подтверждается следующей формулой:

$$A_1 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{C_v \sum_1^z \bar{\alpha}_y}{v p_e \sum_1^z \alpha_y^2} \cdot \frac{p_{en}}{C_{mn}} \quad (203)$$

Общий эффект влияния момента инерции КШМ можно оценить по формуле

$$\tau' = \tau \frac{\theta_0 z + \theta_m}{\theta'_m z + \theta_m} \quad (204)$$

Например, при $\theta_0=15$, $\theta'_0=25$, $\theta_m=300$ и $z=8$ напряжения от вынужденных колебаний уменьшатся на 16%.

$$\tau' = \tau \frac{150 \cdot 8 + 3000}{250 \cdot 8 + 3000} = 0,84 \tau.$$

Для установок с V-образными четырехтактными двигателями имеется возможность существенного уменьшения возмущающих моментов некоторых порядков в зависимости не только от последовательности вспышек, но и от угла развала цилиндров. Возможны два варианта работы цилиндров одного отсека: угол поворота коленчатого вала между вспышками в цилиндрах ξ может быть равен углу развала цилиндров $\psi_{ц}$ или $\xi = \psi_{ц} \pm 360^\circ$.

В соответствии с формулой (148) для первого варианта имеем во всех случаях пропорциональность возмущающего момента $\cos \psi_{ц}$.

Во втором случае для половинных порядков получаем

$$|M_v| = 2M'_v \sin 0,5\psi_{ц}v,$$

а для целых порядков

$$|M_v| = 2M'_v \cos 0,5\psi_{ц}v.$$

Варьированием угла развала цилиндров и последовательностью работы цилиндров одного отсека с помощью формулы (138) можно найти минимальное значение $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$.

Маховики. Момент инерции маховика влияет как на жесткие колебания, так и на упругие колебания основных форм — одноузловую и двухузловую. Увеличение момента инерции маховика или установка дополнительного маховика с носового торца коленчатого вала приводит к снижению частот свободных колебаний в соответствии с формулами (200) и (201).

Например, при увеличении $\theta_m=150$ до $\theta'_m=300$ при $\theta_0=15$, $\theta_b=80$ и $z=8$ получается следующее снижение частот свободных колебаний:

$$N'_1 = N_1 \sqrt{\frac{1 + \frac{80}{15 \cdot 8 + 300}}{1 + \frac{800}{15 \cdot 8 + 150}}} = 0,958 N_1;$$

$$N'_2 = N_2 \sqrt{\frac{1 + \frac{300}{15 \cdot 8}}{1 + \frac{150}{15 \cdot 8}}} \cdot \frac{150}{300} = 0,882 N_2.$$

Увеличение момента инерции маховика благоприятно отражается на степени неравномерности вращения системы

$$\frac{\delta'}{\delta} = \frac{A'_{жк}}{A_{жк}} = \frac{\theta_m + \theta_0 z + \theta_b}{\theta'_m + \theta'_0 z + \theta_b} \quad (205)$$

В рассмотренном выше случае

$$\frac{\delta'}{\delta} = \frac{A'_{жк}}{A_{жк}} = \frac{150 + 15 \cdot 8 + 80}{300 + 15 \cdot 8 + 80} = 0,7.$$

Такая же тенденция характерна и для одноузловой формы колебаний

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{\theta'_b (\theta_0 z + \theta_m + \theta_b)}{\theta_b (\theta'_0 z' + \theta'_m + \theta'_b)} \quad (206)$$

Например,

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{150 + 15 \cdot 8 + 80}{300 + 15 \cdot 8 + 80} = 0,7.$$

Однако увеличение момента инерции маховика, расположенного между коленчатым валом и гребным винтом, отрицательно влияет на напряжения от моторной формы колебаний

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{\theta'_m (\theta_0 z + \theta_m)}{\theta_m (\theta'_0 z + \theta'_m)} \quad (207)$$

Действительно,

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{300 (15.8 + 150)}{150 (15.8 + 300)} = 1,286,$$

т. е. напряжения увеличились почти на 30%.

Установка дополнительного маховика с переднего торца коленчатого вала обуславливает некоторое снижение амплитуд колебаний и напряжений от них при всех формах колебаний и прежде всего при моторной форме

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{\theta'_m}{\theta_m} \cdot \frac{(\theta_0 z + \theta_m)}{(\theta'_{доп} + \theta'_0 z + \theta'_m)} \quad (208)$$

Так, при $\theta_{доп} = 30$

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{300}{300} \cdot \frac{15.8 + 300}{30 + 15.8 + 300} = 0,933,$$

т. е. напряжения уменьшаются на 7%, а в случае одновременного уменьшения штатного маховика $\theta_m = 300$ вдвое и установки носового маховика $\theta_{доп} = 150$ получаем максимальный эффект

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{150}{300} \cdot \frac{(15.8 + 300)}{(150 + 15.8 + 150)} = 0,5.$$

В действительности эффект будет еще больше, так как при наличии двух одинаковых маховиков $\sum_1^z \bar{\alpha}_y$ для главных порядков будет практически равна нулю, хотя при этом возрастут напряжения от некоторых неглавных порядков.

Приведенные соотношения, характеризующие влияние маховика на развитие крутильных колебаний, подтверждаются практикой эксплуатации судовых ДУ. В частности, неоднократно проводились экспериментальные исследования крутильных колебаний установок с двигателями 8NVD-36 при двух маховиках ($\theta_m = 156 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и $81,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) и с двигателями 8NVD-48 при трех маховиках ($\theta_m = 560 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $306 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и $150 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$).

Результаты торсиографирования этих установок неизменно подтверждали указанные выше закономерности.

Гребные винты. Гребной винт весьма существенно влияет на развитие крутильных колебаний одноузловой формы. Общий эффект этого влияния можно оценить по формуле (200) для частоты свободных колебаний, а влияние на напряжение выражается следующим соотношением:

$$\frac{\tau'}{\tau} = \left(\frac{\theta'_b}{\theta_b} \right)^2 \frac{(\theta_b + \theta_m + \theta_0 z)}{(\theta'_b + \theta'_m + \theta'_0 z)}$$

Например, если $\theta'_b = 40$, $\theta_b = 80$; $\theta_m = \theta'_m = 300$; $\theta_0 = \theta'_0 = 15$, то

$$\frac{\tau'}{\tau} = \left(\frac{40}{80} \right)^2 \frac{(80 + 300 + 15.8)}{(40 + 300 + 15.8)} = 0,272.$$

Таково снижение напряжений при резонансе при уменьшении момента инерции гребного винта вдвое. При этом частота свободных колебаний возрастет, так как

$$N'_1 = N \sqrt{\frac{40}{80} \cdot \frac{1 + \frac{40}{300 + 15.8}}{1 + \frac{80}{300 + 15.8}}} = 1,356.$$

Значительное снижение напряжений от крутильных колебаний одноузловой формы при уменьшении момента инерции гребного винта следует из основной формулы

$$A_1 = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{m C_v \sum_1^z \bar{\alpha}_y}{\nu \rho_e z \alpha_b^2}, \quad (209)$$

так как при этом увеличивается относительная амплитуда α_b во столько раз, во сколько уменьшается θ_b .

Эффект снижения амплитуды незначительно компенсируется увеличением масштаба напряжений, который пропорционален величине $\frac{\theta_{дв} + \theta_b}{\theta_{дв}}$, где индекс «дв» означает двигатель со всеми входящими в него массами и маховиком.

Многочисленные расчетно-экспериментальные исследования крутильных колебаний установок с гребными винтами с лопастями из стеклопластика полностью подтверждают отмеченные закономерности. На торсиограммах, записанных на судах типов СРТ и РС (гребной винт диаметром 1,5 м), СРТР (гребные винты диаметром 1,7, 1,85 и 2 м), СЧС (гребные винты диаметром 1—1,3 м) и др., крутильные колебания одноузловой формы снизились настолько, что их даже не удается замерить.

Это объясняется тем, что момент инерции гребного винта с лопастями из стеклопластика в 1,8—2 раза меньше момента инерции стального гребного винта тех же размеров.

На РС-300 с целью борьбы с крутильными колебаниями и предотвращения поломки валов вместо гребного винта диаметром 1,5 м был установлен гребной винт диаметром 1,3 м (при соответствующем увеличении шага). Это привело к уменьшению напряжений от колебаний восьмого порядка одноузловой формы до 10 МПа в вале диаметром 0,145 см.

Уменьшение момента инерции гребного винта путем уменьшения его диаметра можно достигнуть соответствующим увеличением шагового отношения

$$h = \sqrt[1,5]{\frac{100}{D^5} \cdot \frac{M}{h^2}} \quad (210)$$

На судах с ВРШ наблюдается обратная картина, поскольку момент инерции ВРШ в 1,7—2 раза больше момента инерции ВФШ с теми же параметрами. Влияние гребного винта на одноузловую форму колебаний не столь значительно лишь в тех немногочисленных установках, где не соблюдается условие отбрасывания высокоподатливых ветвей, т. е. в установках, валопровод которых имеет жесткость, соизмеримую с жесткостью коленчатого вала. В этом случае демпфирование в двигателе становится равным или даже большим демпфирования гребного винта, в связи с чем общий эффект снижается. Например, если сравнить напряжения в гребном вале СРТМ типа «Маяк» с ВРШ и СРТМ типа «Волгодонск» с ВФШ, то снижение напряжений в последнем случае составит около 30%, хотя моменты инерции гребных винтов различались в два раза. У рассмотренных установок относительная податливость валопроводов составила всего четыре единицы, что является исключением из общего правила.

Вторая особенность развития крутильных колебаний ДУ с ВРШ заключается в возможном появлении формы колебаний с узлом между цилиндром МИШ и ВРШ. Например, резонанс восьмого порядка этой формы колебаний в дизельной установке БМРТ типа «Маяковский» практически совпал с $n_{ном}$ и способствовал поломкам гребных валов.

Третья особенность ВРШ связана с влиянием на развитие крутильных колебаний шага ВРШ. Экспериментальные исследования крутильных колебаний, выполненные в Гипрорыбфлот на судах типов «Бакр», «Маяк», «Маяковский», «Лесков», показали, что с уменьшением шага наблюдаются: увеличение частот свободных колебаний одноузловой формы на 3—5%; увеличение амплитуд колебаний одноузловой формы на 10—50%; уменьшение амплитуд колебаний моторной формы на 5—10%; уменьшение амплитуд вынужденных узловых колебаний на 20—40%.

Такое влияние ВРШ объясняется одновременным уменьшением присоединенной массы воды, возмущающих моментов и сил демпфирования на гребном винте. Уменьшение присоединяемой массы воды на 10—20% приводит к некоторому снижению частоты свободных колебаний валопроводной формы, что не имеет большого практического значения, так как это снижение имеет величину того же порядка, что погрешности расчетов и показаний тахометра. На амплитуду резонансных колебаний валопроводной формы воздействуют несколько факторов. С одной стороны, уменьшается (на 15—20%) возмущающий момент, но, с другой стороны, снижается на 75% демпфирование гребного винта. Последняя величина получена путем анализа формулы В. А. Карповича [28],

из которой следует, что при нулевом шаге винт поглощает 20—25% мощности на перемешивание воды. Поскольку демпфирование гребного винта является слагаемым знаменателя формулы (202), то общий эффект будет зависеть от соотношения фрикционной стойкости двигателя и гребного винта. На судах типа СРТР с ВРШ из-за его сравнительно высокого момента инерции оба слагаемых примерно равновесны. В этих условиях с учетом всех факторов общее увеличение амплитуды при нулевом шаге ВРШ в среднем должно составить 30%, что согласуется с результатами экспериментальных исследований.

Из изложенного очевидно и влияние шага ВРШ на амплитуды крутильных колебаний моторной формы. Поскольку демпфирование винта не имеет существенного значения для этой формы колебаний, то снижение амплитуды обусловлено только изменением возмущающего момента на 10—20%.

Таким образом, установка ВРШ приводит к увеличению амплитуд крутильных колебаний валопроводной формы и обуславливает некоторые особенности изменения параметров крутильных колебаний при изменении шага ВРШ.

Валопровод. Влияние податливости валопровода на частоту свободных колебаний одноузловой формы достаточно очевидно: с увеличением податливости частота снижается в соответствии с формулой

$$N' \approx N \sqrt{\frac{e_B}{e_B'}}, \quad (211)$$

т. е. если податливость увеличится в 2 раза, то частота свободных колебаний одноузловой формы увеличится в 1,41 раза. На частоту свободных колебаний моторной формы (при соблюдении условия отбрасывания высокоподатливых ветвей) изменение податливости валопровода практически не влияет.

При увеличении податливости валопровода напряжения в валах несколько возрастают из-за уменьшения частоты свободных колебаний. Однако более существенное увеличение напряжений произойдет в случае применения валов с меньшим диаметром d , так как

$$\frac{\tau'}{\tau} = \left(\frac{d}{d'}\right)^3. \quad (212)$$

Обычно ремонтная проточка валов валопровода на несколько миллиметров не оказывает практического влияния на напряжения в судовом валопроводе.

Муфты. Упругие муфты, обладающие высокой податливостью, зачастую снижают частоту свободных колебаний одноузловой формы настолько, что опасные резонансы оказываются ниже минимально устойчивых частот вращения. Кроме того, упругие муфты несколько демпфируют колебания, уменьшая их амплитуды. Однако в установках с такими муфтами они сами становятся

наиболее «слабыми» элементами. В ДУ с высокоподатливыми муфтами могут возникать резонансные колебания 0,5-го порядка.

Применение гидромуфт, а также индукционных и других муфт с проскальзыванием приводит к полной изоляции валопровода или редуктора от возмущающих моментов дизеля. В таких установках (РТМ типов «Тропик» и «Атлантик», ПР типа «Остров Русский» и др.) крутильные колебания никакой опасности для валов собственно валопровода не представляют. Это подтверждается не только результатами торсиографирования, но и характером развития усталостных трещин в гребных валах на РТМ типа «Тропик»: трещины имели строго перпендикулярное направление к оси вала, что указывало на отсутствие касательных напряжений в валу.

Успокоители крутильных колебаний

Успокоители крутильных колебаний можно условно подразделить на антивибраторы и демпферы.

Антивибраторы осуществляют гашение крутильных колебаний вследствие настройки колебательной системы устройства на частоту, близкую к частоте опасных колебаний, и возникновения в этой связи парализующего, реактивного инерционного момента в месте установки успокоителя. Антивибраторы могут быть маятниковыми или упругомассовыми (пружинными). В маятниковых антивибраторах реактивные инерционные моменты создаются маятниками, которые попарно настроены на одну или несколько частот и располагаются на специальном диске или на щеках коленчатого вала. Известно большое число конструкций маятниковых антивибраторов. Применение их в основном ограничено высокооборотными двигателями.

В упругомассовых антивибраторах реактивный момент создается с помощью маховика и упругих элементов (пружин, резиновых элементов и др.), связывающих маховик со ступицей. В таких антивибраторах обычно предусматриваются ограничители перемещений маховика. В зависимости от конструкции упругих элементов и расположения ограничителей могут быть получены нелинейные характеристики антивибратора, необходимые для повышения их эффективности в широком диапазоне рабочих частот вращения.

Наибольшее распространение для борьбы с крутильными колебаниями в дизельных установках получили демпферы, которые условно подразделяются на чисто фрикционные и упругофрикционные.

Чистофрикционные демпферы содержат маховик, который имеет фрикционную связь с жестко закрепленными на валу деталями. Иногда для регулирования сил сцепления в демпфере предусмотрены нажимные пружины. Подобную конструкцию имеет один из ранних демпферов сухого трения (демпфер Ланчестера). Такие демпферы иногда еще устанавливаются на двигателях. Опыт эксплуатации выявил весьма низкую их надежность. На судне

«Эксперимент-2» с главным двигателем 6NVD-48 повторное торсиографирование показало, что из-за попадания масла и разрегулировки демпфера резонанс девятого порядка моторной формы сместился в район номинальной частоты вращения, поэтому применение подобных демпферов не может быть рекомендовано.

Современные демпферы жидкостного трения имеют более простую и надежную конструкцию. В частности, на многих дизелях успешно применяются силиконовые демпферы, у которых маховик помещен в герметичский корпус. Между маховиком с одной стороны и кожухом и ступицей с другой существует фрикционная связь, создаваемая специальной силиконовой (кремнийорганической) жидкостью, заполняющей малые зазоры между всеми элементами демпфера. Эффективность демпфирования колебаний обусловлена силами жидкостного трения, возникающими между корпусом и равномерно вращающимся маховиком. Применение в качестве заполнителя кремнийорганической жидкости объясняется стабильностью ее вязкости в широком диапазоне температур.

Расчет подобного демпфера заключается в определении необходимого значения момента инерции маховика и выборе жидкости с оптимальной вязкостью [1, 5 и др.].

В некоторых странах силиконовые демпферы изготавливают серийно по типоразмерным рядам. Так, на народном предприятии «Эльбевек» в ГДР выпускаются силиконовые демпферы 40 типоразмеров с наружными диаметрами от 250 до 2000 мм.

Отмечая высокую эффективность силиконового демпфера для борьбы с резонансными колебаниями, следует обратить внимание на то, что установка демпфера может привести к некоторому снижению частоты свободных колебаний. Это может вызвать увеличение амплитуды вынужденных нерезонансных колебаний моторной формы у четырехтактных дизелей при номинальной частоте вращения в том случае, когда резонанс главного порядка (четвертого у восьмицилиндровых дизелей или шестого и третьего у шестицилиндровых дизелей) находится выше номинальной частоты вращения.

Упругофрикционный демпфер сочетает в себе свойства антивибратора и чистофрикционного демпфера. Его особенностью является наличие (наряду с упругой связью) фрикционной связи между маховиком и ступицей. Примером являются демпфер фирмы МАН с гильзовыми пакетами и наиболее эффективный демпфер системы Гайслингера с рессорными пружинами. В последнем случае демпфирующий эффект усиливается путем помещения маховика с радиально расположенными рессорами в герметичский кожух, через который прокачивается масло. Усиление демпфирования достигается в результате дросселирования масла при колебаниях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев В. В., Болотин Ф. Ф., Кортин Г. Д. Демпфирование колебаний в судовых валопроводах. — Л.: Судостроение, 1973. — 279 с.
2. Алексеев В. В. Крутильные колебания в системах «двигатель — редуктор — гребной винт — генератор» БМРТ типа «Пулковский меридиан» и «Горизонт». — М.: ЦНИИТЭИРХ, 1976 (Экспресс-информация, сер. 11, «Эксплуатация флота рыбной промышленности», вып. 5), с. 9—18.
3. Алексеев Г. Д., Карпович В. А. Энергетические установки промышленных судов. — Л.: Судостроение, 1972. — 296 с.
4. Беляковский Н. Г. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. — Л.: Судостроение, 1965. — 532 с.
5. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. — М.: Госстройиздат, 1961. — 325 с.
6. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. Григорьева. — Л.: Машиностроение, 1974. — 461 с.
7. Вожжова А. И., Захаров В. К. Защита от шума и вибрации на современных средствах транспорта. — М.: Медицина, 1968. — 326 с.
8. Гаврилов М. Н. Вибрация на судне. — М.: Транспорт, 1970. — 126 с.
9. Гармашев Д. Л. Монтаж судового механического оборудования. — Л.: Судостроение, 1975. — 264 с.
10. Гемке Р. Г. Неисправности электрических машин. — Л.: Энергия, 1975. — 296 с.
11. Гнеденко Б. В., Хинянин Я. И. Элементарное введение в теорию вероятностей. — М.: Наука, 1976. — 168 с.
12. Горюнов Н. С., Королевский Ю. П. Особенности технической эксплуатации флота рыбной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1975. — 309 с.
13. Дж. П. Ден-Гартог. Механические колебания. — М.: ГИФМЛ, 1960. — 580 с.
14. Елизаветин М. А. Повышение надежности машин. — М.: Машиностроение, 1973. — 431 с.
15. Ермолин Н. П., Жерихин И. П. Надежность электрических машин. — Л.: Энергия, 1976. —
16. Ефремов Л. В. Анализ характерных аварийных случаев с силовыми установками рыбопромысловых судов. — В кн.: Безопасность мореплавания и ведения промысла. Л., 1974, вып. 31, с. 37—44.
17. Ефремов Л. В. Аппроксимирующие распределения вероятностей для анализа и прогнозирования надежности изделий. — Вестник машиностроения, 1976, № 8, с. 53—55.
18. Ефремов Л. В. Обеспечение надежности гребных устройств промысловых судов. — М., ЦНИИТЭИРХ, 1977, Экспресс-информация, сер. 11, «Эксплуатация флота рыбной промышленности», вып. 2. — 35 с.
19. Ефремов Л. В. Определение показателей долговечности и безотказности оборудования судов. — Надежность и контроль качества, 1977, № 9.
20. Житомирский В. К. Крутильные колебания системы вал — винт авиационного мотора. — М.: Изд. новой техники ИКАП, 1945. — 35 с.
21. Зинченко В. И. Шум судовых двигателей. — Л.: Судостроение, 1957. — 271 с.
22. Инструкция по выбору режимов, обеспечивающих сохранение моторесурсов судового оборудования. — Л.: Гипрорыбфлот, 1970. — 15 с.
23. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Судостроение, 1964. — 288 с.
24. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС. — Л.: Судостроение, 1968. — 303 с.

25. Карась В. З., Черняховский Э. Р. Влияние жесткости амортизаторов дизель-генераторов на их виброхарактеристики. — Рыбное хозяйство, 1977, № 10, с. 41—44.
26. Карась В. З., Черняховский Э. Р. Пути улучшения виброхарактеристик амортизированных дизель-генераторов РТМ. — Рыбное хозяйство, 1975, № 7, с. 22—24.
27. Карпов Л. Н. Надежность и качество судовых дизелей. — Л.: Судостроение, 1975. — 252 с.
28. Карпович В. А. Дизельные установки с ВРШ. — Л.: Судостроение, 1964. — 295 с.
29. Кер-Вильсон У. Вибрационная техника. — М.: ГИТИМЛ, 1963. — 415 с.
30. Клюкин И. И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. — Л.: Судостроение, 1971. — 416 с.
31. Колебания и вибрация в поршневых компрессорах [Ю. А. Видякин, Т. Ф. Кондратьева, Ф. П. Петрова, А. Г. Платонова]. — М.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
32. Коркош С. В., Образцов Б. М., Яндушкин К. Н. Надежность судовых трубопроводов. — Л.: Судостроение, 1972. — 192 с.
33. Лелетов В. А. Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм. — Л.: Химия, 1972.
34. Липайкин П. А. Установление зависимостей для определения предельных величин износов деталей дизелей расчетно-статистическим методом. — В кн.: Проектирование и техническая эксплуатация судовых установок. Л., 1975, с. 353—365.
35. Лурье И. А. Крутильные колебания в дизельных установках. — М.; Л.: ГВМИ НКВМФ Союза ССР, 1940.
36. Найдено О. К., Петров П. П. Амортизация судовых двигателей и механизмов. — Л.: Судпромгиз, 1962. — 288 с.
37. Новая (непрерывная) система технического обслуживания и опыт ее внедрения на промысловых судах Северного бассейна [А. В. Зуев, А. С. Мелехов, П. Егоров и др.]. — М.: ЦНИИТЭИРХ, 1976 (Экспресс-информация, сер. 11, «Эксплуатация флота рыбной промышленности», вып. 3—4). — 47 с.
38. Подшипники качения (справочное пособие). Под редакцией Н. А. Спицына и А. И. Спришевского. — М.; Л.: Машгиз, 1961. — 828 с.
39. Правила классификации и постройки морских судов Т. II. — Л.: Транспорт, 1974 (Регистр СССР).
40. Правила ремонта судов флота рыбной промышленности. — Л.: Гипрорыбфлот, 1970.
41. Прочность и долговечность автомобилей. — М.: Машиностроение, 1974. — 328 с.
42. Русинов Ю. Ф., Ефремов Л. В., Погорелый Ю. И. Результаты исследования причин образования трещин и поломок гребных валов БМРТ типа «Лесков». — М.: ЦНИИТЭИРХ, 1975, вып. 7, с. 1—8.
43. Скуридин А. А., Михеев Е. М. Борьба с шумом и вибрацией судовых ДВС. — Л.: Судостроение, 1970. — 223 с.
44. Снижение вибраций и колебаний дизелей. — М.: ИНИ информтяжмаша, 1969, вып. 8—47 с.
45. Терских В. П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. — Л.: Судостроение, 1971.
46. Тымченко С. А. Система непрерывного технического обслуживания судов типа «Атлантик». — М.: ЦНИИТЭИРХ, 1975, (Экспресс-информация, сер. 11, «Эксплуатация флота рыбной промышленности», вып. 1—2. — 18 с.
47. Черняховский Э. Р. Особенности установки дизель-генераторов на амортизаторах. — В кн.: Судоремонт флота рыбной промышленности. Л., 1976, с. 77—78.
48. Черняховский Э. Р. О измерении вибрации дизельных установок промысловых судов. — Рыбное хозяйство, 1977, № 2, с.
49. Шор. Я. Е., Кузьмин Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. — М.: Советское радио, 1968. — 284 с.
50. Эксплуатационная надежность сельскохозяйственных машин. Под ред. В. Я. Аниловича. — Минск: Урожай, 1974. — 264 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Надежность дизельных установок промысловых судов	5
Сведения о дизельных установках	5
Условия эксплуатации дизельных установок	9
Техническое обслуживание и ремонт дизельных установок	13
Сбор, систематизация и обработка информации о надежности оборудования промысловых судов	16
Показатели надежности и классификация оборудования дизельных установок	19
Ежегодная оценка надежности оборудования дизельных установок	19
Определение и анализ фактических показателей надежности дизельных установок	27
Нормативные показатели надежности оборудования дизельных установок	34
Способы определения показателей надежности элементов оборудования дизельных установок с помощью распределения Вейбулла	44
Установление перечня работ по ремонту изделия по данным о надежности его элементов	51
Методы расчета норм расхода ЗИП	53
Нормы надежности основного оборудования дизельных установок	59
Методы обоснования показателей надежности на стадии проектирования оборудования дизельных установок	64
Вибрация дизельных установок промысловых судов	80
Характеристики вибрации	80
Возбудители вибрации	87
Вынужденные колебания свободного тела	102
Свободные и вынужденные колебания упругомассовых систем	106
Приборы для измерения вибрации	113
Методы определения вибрационных параметров	118
Нормы вибрации	123
Методы исследования причин вибрации	129
Основные пути уменьшения вибрации	136
Амортизация как средство снижения виброактивности дизельных установок	140
Результаты исследований эффективности амортизации дизельных установок	156
Крутильные колебания судовых валопроводов	173
Общие сведения о крутильных колебаниях	173
Расчетные методы исследования крутильных колебаний валопроводов	176
Приближенные зависимости для оценки крутильных колебаний	205
Особенности развития крутильных колебаний валопроводов дизельных установок	209
Влияние различных элементов упругомассовых систем на развитие крутильных колебаний дизельных установок	220
Успокоители крутильных колебаний	228
Успокоители крутильных колебаний	230
Список использованной литературы	230