ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО

ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р 54418.4— 2013

Возобновляемая энергетика. Ветроэнергетика

УСТАНОВКИ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ

Часть 4

Проектирование трансмиссий ветроустановок. Технические требования

Издание официальное

Москва
Стандартинформ
2014

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский институт энергетических сооружений» (ОАО «НИИЭС»)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 330 «Процессы, оборудование и энергетические системы на основе возобновляемых источников энергии»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 6 сентября 2013 г. № 1050-ст

4 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Правила применения настоящего стандарта установлены в ГОСТ Р 1.0—2012 (раздел 8). Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном (по состоянию на 1 января текущего года) информационном указателе «Национальные стандарты», а официальный текст изменений и поправок — в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ближайшем выпуске ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (gost.ru)

© Стандартинформ, 2014

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения . . . 1
2 Нормативные ссылки . . . 1
3 Термины и определения . . . 2
4 Обозначения и сокращения . . . 4
4.1 Обозначения и единицы измерения . . . 4
4.2 Сокращения . . . 7
5 Проектирование трансмиссии . . . 8
5.1 Типичные конструкции редукторов ветроустановок . . . 8
5.2 Расчет срока службы и надежности . . . 10
5.3 Процесс разработки . . . 11
5.4 Документация . . . 12
5.5 План обеспечения качества . . . 12
6 Условия работы и нагрузки трансмиссии . . . 13
6.1 Описание трансмиссии . . . 13
6.2 Производимые трансмиссией нагрузки . . . 14
6.3 Результаты расчетов нагрузок ветровых турбин . . . 16
6.4 Эксплуатационные условия . . . 17
6.5 Подробное изучение трансмиссий . . . 17
7 Требования проектирования, номинальные характеристики и производство редукторов . . . 18
7.1 Анализ проектирования редуктора . . . 18
7.2 Шестерни . . . 18
7.3 Подшипники . . . 23
7.4 Валы, шпонки, соединения корпусов, шлицы и крепления . . . 33
7.5 Конструктивные элементы . . . 35
7.6 Смазка . . . 43
8 Испытания конструкции . . . 51
8.1 Планирование испытаний . . . 51
8.2 Испытание производственного прототипа . . . 52
8.3 Эксплуатационные испытания . . . 53
8.4 Испытания серийной продукции . . . 55
8.5 Испытание прочности . . . 55
8.6 Температура и чистота эксплуатируемой смазки . . . 55
8.7 Точная проверка подшипника . . . 55
8.8 Документация испытаний . . . 56
9 Требования эксплуатации, сервиса и технического обслуживания . . . 56
9.1 Требования ремонта и технического обслуживания . . . 56
9.2 Требования контроля . . . 57
9.3 Ввод в эксплуатацию и запуск . . . 57
9.4 Транспортирование, погрузка и хранение . . . 57
9.5 Ремонт . . . 57
9.6 Установка и замена . . . 57
9.7 Контроль состояния . . . 58
9.8 Смазка . . . 58
9.9 Документация по эксплуатации и техническому обслуживанию . . . 58
Приложение А (справочное) Примеры интерфейсов трансмиссии и спецификация нагрузок . . . 59
Приложение Б (справочное) Обзор проектирования и производства редуктора . . . 69
Приложение В (справочное) Рассмотрение проектирования подшипника . . . 71
Приложение Г (справочное) Обзор конструктивных элементов редуктора . . . 94
Приложение Д (справочное) Рекомендации по эксплуатации смазки в редукторах ветровых турбин . . . 97
Приложение Е (справочное) Разработка контрольной документации . . . 107
Приложение Ж (справочное) Документация расчета подшипников . . . 110

Введение

Настоящий стандарт разработан с учетом положений проекта международного стандарта МЭК 61400-4 Ed. 1.0 «Турбины ветровые. Часть 4. Требования к проектированию трансмиссий ветровых турбин» (IEC 61400-4 Ed. 1.0 Wind turbines — Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes).

Настоящий стандарт определяет минимальные требования к спецификации, проектированию и контролю редукторов ветровых турбин. Он не предназначен для использования в качестве полной спецификации конструкции или инструкции для полномасштабного проектирования трансмиссий ветроустановок, не предназначен для обеспечения производительности комплексных передаточных систем. Настоящий стандарт не рекомендуется для использования опытными проектировщиками шестерен, способных выбирать корректные значения для различных коэффициентов, основываясь на опыте выполнения аналогичных проектов и их влияния на такие факторы, как смазка, деформация, допустимые погрешности при производстве, металлургия, остаточное напряжение и динамика системы. Он не предназначен для использования общими проектировщиками.

Некоторые требования этого стандарта могут быть изменены, если не будут согласованы безопасность и надежность передаточной системы. Принятие этого стандарта не освобождает от необходимости соблюдения других применимых соглашений.

Настоящий стандарт является руководством по анализу нагрузок ветроэнергетических установок (ВЭУ) применительно к расчету зубчатых передач и элементов редукторов.

Настоящий стандарт рассматривает такие передаточные элементы, как зубчатые передачи, косозубая или цилиндрическая шестерни и их комбинации в параллельных и эпициклических расположениях в основной оси действия мощности. Этот стандарт не применим к валам отбора мощности (ВОМ (PTO)).

Также в настоящий стандарт включено руководство по проектированию валов, интерфейсов втулок, подшипников и передающих конструкций для разработки полностью интегрированной конструкции, которая строго соответствует эксплуатационным требованиям.

Требования к смазке трансмиссии установлены на основе проведенных испытаний прототипов и готовой продукции. Настоящий стандарт ориентирован на эксплуатацию и обслуживание редуктора.

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Возобновляемая энергетика. Ветроэнергетика

УСТАНОВКИ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ

Часть 4

Проектирование трансмиссий ветроустановок.

Технические требования

Renewable power engineering. Wind power engineering. Wind turbines. Part 4.
Wind turbine gearboxes designing. Technical requirements

Дата введения — 2015 — 07 — 01

1 Область применения

Настоящий стандарт определяет минимальные требования к спецификации, проектированию и контролю редукторов ветровых турбин. Он не предназначен для использования в качестве *полной спецификации конструкции* или инструкции для *полномасштабного* проектирования *трансмиссий ветроустановок*, не предназначен для обеспечения производительности комплексных передаточных систем. Настоящий стандарт не рекомендуется для использования опытными проектировщиками шестерен, способных выбирать корректные значения для различных коэффициентов, основываясь на опыте выполнения аналогичных проектов и их влияния на такие факторы, как смазка, деформация, допустимые погрешности при производстве, металлургия, остаточное напряжение и динамика системы. Он не предназначен для использования общими проектировщиками.

Настоящий стандарт применяется к мультипликаторам в трансмиссиях ветровых турбин с горизонтальной осью вращения с номинальной мощностью более 500 кВт берегового и прибрежного (оффшорного) размещения.

Настоящий стандарт разработан на основе конструкций редукторов, использующих роликовые подшипники. Он может быть применим и к подшипникам качения, но их использование и оценка в настоящем стандарте не приведены.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 50891—96 Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия

ГОСТ Р 50968—96 Мотор-редукторы. Общие технические условия

ГОСТ Р 51991—2002 Нетрадиционная энергетика. Ветроэнергетика. Установки ветроэнергетические. Общие технические требования

ГОСТ Р 52895—2007 (ИСО 8579-1:2002) Шум машин. Приемочные испытания зубчатых редукторов на шум

ГОСТ Р 53708—2009 Нефтепродукты. Жидкости прозрачные и непрозрачные. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости

ГОСТ Р 54281—2010 Нефтепродукты, смазочные масла и присадки. Метод определения воды кулонометрическим титрованием по Карлу Фишеру

ГОСТ Р 54418.1—2012 (МЭК 61400-1—2005) Возобновляемая энергетика. Ветроэнергетика. Установки ветроэнергетические. Часть 1. Технические требования

ГОСТ Р ИСО 5725-2—2002 Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. Часть 2. Основной метод определения повторяемости и воспроизводимости стандартного метода измерений

Издание официальное

ГОСТ Р ИСО 16889—2011 Гидропривод объемный. Фильтры. Метод многократного пропускания жидкости через фильтроэлемент для определения характеристик фильтрования

ГОСТ 18854—94 Подшипники качения. Статическая грузоподъемность

ГОСТ 18855—94 (ИСО 281—89) Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность)

ГОСТ 21130—75 Изделия электротехнические. Зажимы заземляющие и знаки заземления. Конструкция и размеры

ГОСТ 21354—87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность

ГОСТ 25301—95 Редукторы цилиндрические. Параметры

ГОСТ 27701—88 Редукторы червячные цилиндрические. Основные параметры

ГОСТ 29285—92 Редукторы и мотор-редукторы. Общие требования к методам испытаний

ГОСТ ИСО 8579-2—2002 Вибрация. Контроль вибрационного состояния зубчатых механизмов при приемке

ГОСТ ИСО/МЭК 17025—2009 Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодному информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по выпускам ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты» за текущий год. Если заменен ссылочный стандарт, на который дана недатированная ссылка, то рекомендуется использовать действующую версию этого стандарта с учетом всех внесенных в данную версию изменений. Если заменен ссылочный стандарт, на который дана датированная ссылка, то рекомендуется использовать версию этого стандарта с указанным выше годом утверждения (принятия). Если после утверждения настоящего стандарта в ссылочный стандарт, на который дана датированная ссылка, внесено изменение, затрагивающее положение, на которое дана ссылка, то это положение рекомендуется применять без учета изменения. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, рекомендуется применять в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены следующие термины с соответствующими определениями:

3.1 **владелец ветроэнергетической установки** (wind turbine owner): Лицо, купившее ветроэнергетическую установку и обеспечивающее ее эксплуатацию. Владелец может заключать контракт с различными юридическими лицами для управления, ремонта и обслуживания ветроэнергетических установок, однако эта особенность не учитывается в настоящем стандарте.

3.2 **временные последовательности** (time series): Набор ряда временных нагрузок, описывающих различные эксплуатационные режимы ВЭУ. Эти временные последовательности вместе с их соответствующими вероятностями появления определяют историю нагружения ВЭУ во весь период расчетного срока службы, см. 5.1.

3.3 **гондола** (nacelle): Помещение, расположенное на верху башни горизонтально-осевой ветровой установки, в котором находится различные элементы, например, трансмиссия.

3.4 **двойной подшипник** (paired bearings): Два подшипника одного типа в одном *месте расположения*. При этом их способность выдерживать радиальные нагрузки удваивается, а способность выдерживать осевую нагрузку уменьшается вдвое.

3.5 **двухрядный подшипник** (double-row bearing): Подшипник с двумя рядами тел качения.

3.6 **интерфейс** (interface): Границы редуктора, определенные его физическим креплением к другой детали ВЭУ, обменом контрольными сигналами, циркуляцией тормозной жидкости или смазкой.

3.7 **коэффициент запаса прочности (LRF)** (load reserve factor): Отношение допустимой нагрузки к расчетной для определенной детали. LRF может быть определен расчетным путем по пределу прочности и пределу усталости.

3.8 **локальная неисправность** (local failure): Неисправность, вызванная превышением максимально допустимой деформации в критической точке.

3.9 **максимальная эксплуатационная нагрузка** (maximum operating load): Максимальная нагрузка, определенная вариантами проектных нагрузок при анализе усталостного напряжения (см. ГОСТ Р 54418.1).

3.10 **максимум** (ultimate): Ограничение числа передач, которое обычно связано с максимумом нагрузочной способности, как определено в ГОСТ Р 54418.1, пункт 3.52.

3.11 **маркировка расположения подшипника** (bearing position designations): Следующие аббревиатуры могут быть использованы для определения расположения подшипника (расположение вала определено в пункте 3.22):

RS: размещенные на стороне ротора (обычно наветренная сторона);

GS: размещенные на стороне генератора (обычно подветренная сторона).

В случае сдвоенных подшипников могут быть применены следующие аббревиатуры:

IB: расположенные внутри (контактное крепление внутри по отношению к валу);

OB: расположенные снаружи (контактное крепление снаружи по отношению к валу).

3.12 **матрицы дождевого потока** (rainflow matrices): Матрицы дождевого потока, в которых усталостные нагрузки представлены при помощи двух пространственных матриц, содержащих количество циклов событий с поддиапазонами средних значений и амплитуд за цикл (см. А.4.1).

3.13 **метод локального напряжения** (local stress method): В методе локального напряжения уровни напряжения определяются анализом секции или детали в критической точке неисправности.

3.14 **нагрузочная способность (характеристика) редуктора** (characteristic load): Допустимая нагрузка на входном или выходном валах.

3.15 **неупорный подшипник** (non-locating bearing): Подшипник, фиксирующий только радиальную нагрузку («плавающий подшипник»).

3.16 **поставщик смазки** (lubricant supplier): Юридическое лицо, поставляющее производителям редукторов, производителям и владельцам (пользователям) ветроэнергетических установок смазку для редукторов ветроэнергетических установок. Поставщик смазки отвечает за ее качество и особенности сопряжения смежных поверхностей, но не обязательно производит все составляющие смазки или готовый продукт.

3.17 **предельная нагрузка** (extreme load): Расчетная нагрузка любого происхождения (эксплуатационного или неэксплуатационного), имеющая наибольшее абсолютное значение соответствующей составляющей нагрузки. Может являться составляющей силы, составляющей момента, моментом или результирующей силой.

3.18 **производитель ветроэнергетических установок** (wind turbine manufacturer): Юридическое лицо, осуществляющее проектирование, производство и реализацию ветроэнергетических установок, и ответственное за обеспечение соответствия редукторов требованиям настоящего стандарта.

3.19 **производитель подшипника** (bearing manufacturer): Юридическое лицо, производящее (а также, как правило, поставляющее) подшипники для редукторов ветроэнергетических установок, и ответственное за конструкцию и эксплуатационные характеристики подшипника.

3.20 **производитель редуктора** (gearbox manufacturer): Юридическое лицо, осуществляющее проектирование, производство редуктора и его деталей. В проектирование, производство редуктора и его деталей могут быть вовлечены несколько юридических лиц, однако эта особенность не учитывается в настоящем стандарте.

3.21 **расчетный срок службы редуктора** (gearbox design lifetime): Промежуток времени, в течение которого должен соблюдаться критерий не превышения предела прочности для материала деталей редуктора. Некоторые подлежащие ремонту и быстроизнашиваемые детали могут иметь меньший расчетный срок службы, чем срок службы, установленный для редуктора в целом.

3.22 **расчетная нагрузка редуктора** (gearbox design load): Нагрузка, при которой не нарушается предел прочности любой детали редуктора. Она равна нагрузочной способности, умноженной на частный коэффициент безопасности нагрузки (см. пункт 6).

3.23 **орган по сертификации** (certification body): Сертификационная организация, которая проводит оценку (подтверждение) соответствия редукторов ветроэнергетических установок требованиям стандартов.

3.24 **упорный подшипник** (locating bearing). Подшипник, поддерживающий осевые силы в обоих направлениях («фиксирующий подшипник»).

3.25 **эквивалентная нагрузка** (equivalent load): Условная переменная нагрузка, которая при определенном числе циклов вызывает такое же разрушение, какое может быть при колеблющихся значениях фактической нагрузки при определенном показателе срока службы.

4 Обозначения и сокращения

4.1 Обозначения и единицы измерения

В настоящем стандарте используются уравнения и соотношения из нескольких инженерных специальностей, поэтому в некоторых случаях определения некоторых символов пересекаются. Тем не менее все обозначения, используемые в настоящем стандарте, перечислены в настоящем разделе. Дополнительные определения (в случае возможной неопределенности) представлены в пунктах, где обозначения используются в уравнениях, графиках или тексте.

Обозначение	Наименование величины	Единица
a	ускорение	[мм/с^2]
a	большая полуось контактного эллипса Hertzian	[мм]
a_1	коэффициент регулирования срока службы в надежности	—
A_3	предельная деформация	[%]
A_5	предельная деформация	[%]
b	малая полуось контактного эллипса Hertzian	[мм]
c	коэффициент упругости	[Н/мм, Н·м/рад]
c	удельное напряжение	[МПа/Н, МПа/(Н·м)]
C	стандартная номинальная динамическая нагрузка подшипника	[Н]
CLI_i	приведенный показатель срока службы при i-м уровне нагрузки	[%]
$c(s)$	удельное упругое напряжение в точке s	[МПа/Н, МПа/(Н·м)]
C_{GL}	упругая постоянная подшипника	—
C_0	стандартная номинальная статическая нагрузка подшипника	[Н]
$c_{ij}(s)$	тензор эластичных напряжений для удельной одноосной нагрузки в точке	[МПа/Н, МПа/(Н·м)]
$c_{ij,\,k}(s)$	тензор эластичных напряжений для удельной нагрузки k в точке s	[МПа/Н, МПа/(Н·м)]
$c_{ij,\,m}(s)$	среднее значение тензора эластичных напряжений в точке s	[МПа/Н, МПа/(Н·м)]
C_T	коэффициент контактного округления	—
d	прирост торможения	—
D	суммарные повреждения	—
D_i	повреждения, вызванные циклом i	—
D_w	диаметр элемента качения в подшипнике	[мм]
D_{pw}	диаметр зубчатого шкива в роликовом подшипнике	[мм]
e	постоянная подшипника, максимальное значение отношения осевой к радиальным нагрузкам, F_a/F_r	—
e_C	коэффициент загрязнения смазки	—
$e_{\sigma ij}(s, t)$	тензор эластичного напряжения в точке s и момент времени t	[МПа]
$e_{\sigma_{ij,\,a}}(s)$	тензор локальной амплитуды напряжения	[МПа]
$e_{\sigma a\ eq}(s)$	тензор эквивалентных амплитуд напряжения	[МПа]
$e_{\sigma_{ij\ m}}(s)$	тензор среднего локального напряжения	[МПа]
E	модуль упругости (модуль Юнга)	[МПа]
F	сила	[Н]
$f_{\Sigma\delta}$	допустимый наклон	[мм]
$f_{\Sigma f}$	итоговая разрегулировка зацепления, вызванная отклонениями центровки вала относительно идеальной оси, зафиксированной в ширину зубчатого венца	[мм]
$f_{\Sigma\beta}$	ассиметричное отклонение	[мм]
F_a	осевая нагрузка подшипника	[Н]
$f_{H\beta}$	винтовое отклонение ската шестерни	[мм]
f_{ma}	разрегулировка зацепления шестерни, вызванная погрешностями производства	[мм]
F_r	радиальная нагрузка подшипника	[Н]
G_r	радиальный эксплуатационный зазор подшипника	[мм]
J	момент инерции, индексированный соответствующими осями x, y, z	[кг·м^2]

k	показатель степени наклона синтезированной зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения	—
k	коэффициент распределенной нагрузки для наиболее нагруженного ролика	—
K_{γ}	коэффициент нагрузки зацепления	—
$K_{F\alpha}$	коэффициент поперечной нагрузки (напряжение изгиба)	—
$K_{F\beta}$	коэффициент загрузки стороны (напряжения изгиба)	—
$K_{H\alpha}$	коэффициент поперечной нагрузки (контактное напряжение)	—
$K_{H\beta}$	коэффициент загрузки стороны (контактное напряжение)	—
K_{Ic}	отношение максимального контактного давления к линейному контактному давлению без смещения	—
K_m	отношение максимального контактного давления со смещением к максимальному контактному давлению без смещения	—
K_v	динамический коэффициент	—
L	величина нагрузки	[Н или Н·м]
$L_{10mr,i}$	приведенный эталонный номинальный срок службы при уровне нагрузки i с 10 % вероятностью неисправности, в 10^6	—
L_a	амплитуда нагрузки	[Н или Н·м]
$L_{a.\,eq}$	эквивалентная амплитуда нагрузки	[Н или Н·м]
L_e	предел упругой нагрузки	[Н или Н·м]
L_{h10}	базовый срок службы	[ч]
$L_k(t)$	временная зависимость нагрузки элемента k	[Н или Н·м]
L_m	средняя нагрузка в ячейке	[Н или Н·м]
L_{nmr}	приведенный эталонный номинальный срок службы при вероятности неисправности n, в 10^6	—
L_{nr}	показатель расчетного срока службы при вероятности неисправности n, в 10^6	—
L_y	предел полной текучести или предел пластической текучести	[Н или Н·м]
LRF_f	коэффициент резерва нагрузки при усталости	—
LRF_u	коэффициент резерва нагрузки при предельной нагрузке	—
L_{we}	эффективная длина ролика	[мм]
m	масса	[кг]
m	число ячеек в спектре нагрузки	—
M	момент	[Н·м]
m_n	нормальный модуль зубца	[мм]
n	вероятность неисправности	[%]
n	вращательная скорость	[мин$^{-1}$]
$n_{eq,j}$	эквивалентная скорость в j-й ячейке спектра нагрузки	[мин$^{-1}$]
n_i или n_j	число циклов в i-м или j-м уровне нагрузки	—
N	число циклов в зависимости напряжение — срок службы	—
N_D	число циклов на изгибе зависимости напряжение — срок службы в образцах для испытаний, из испытаний с постоянными амплитудами переменных	—
N_i	приемлемое число циклов на i-м уровне нагрузки, полученное с синтезированной зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения	—
N_i	количество раз, когда цикл i-м совершается в течение всего расчетного срока службы	—
N_L	показатель числа циклов	—
$n_{pl.\sigma,GF}$	коэффициент секции для общей неисправности, локального напряжения по отношению к R_p	—
$n_{pl.\sigma,LF}$	коэффициент секции для локальной неисправности, локального напряжения по отношению к R_p	—
n_{ref}	показатель числа циклов	—
p	показатель степени в уравнении расчета срока службы подшипника	—
P	динамическая эквивалентная нагрузка подшипника	[Н]

$P_{i\ j}$	уровень нагрузки в *i*-й и *j*-й ячейках спектра нагрузки	[Н]
p_0	контактное давление подшипника в точке контакта	[МПа]
P_0	статическая эквивалентная нагрузка подшипника	[Н]
P_{el}	электрическая мощность генератора	[кВт]
p_{line}	приближенное значение контактного давления подшипника при линейном контакте	[МПа]
p_{max}	приближенное значение максимального контактного давления при линейном контакте	[МПа]
Q	максимальная нагрузка единичного ролика в подшипнике с диаметральным зазором	[Н]
q_i	доля времени, циклов или оборотов в *i*-м уровне нагрузки	—
Q_{oil}	объем масла	[л]
R	коэффициент асимметрии цикла напряжений	—
r_{12}	радиус элемента качения в плоскости вращения оси	[мм]
r_{22}	радиус дорожки качения в кольце подшипника перпендикулярно к разборному желобку	[мм]
R_a	среднеарифметическая шероховатость	[нм]
R_m	предел прочности или прочность на сжатие	[МПа]
R_p	предел текучести (точка текучести или условная точка текучести составляет 0,2 % предела пластической деформации)	[МПа]
R_z	средняя высота неровностей шероховатости	[нм]
s	движение	[мм]
s	переменная расположения (позиции)	—
S	контактное соприкосновение	—
S_0	коэффициент статической безопасности подшипника	—
S_B	коэффициент безопасности при износе	—
S_F	коэффициент безопасности при поломке зубца	—
S_H	коэффициент безопасности при выкрашивании	—
t	переменная времени	[с]
VI	индекс вязкости	—
v_i	окружная скорость	[м/с]
X_0	постоянная подшипника, коэффициент статической радиальной нагрузки	—
Y_0	постоянная подшипника, коэффициент статической осевой нагрузки	—
Y_{NT}	коэффициент срока службы для шестерен с пазами на гребне	—
Y_{Sg}	коэффициент коррекции напряжения для шестерен с пазами на гребне	—
Z	общее число элементов качения в ряде подшипника	—
Z_{NT}	коэффициент срока службы для контактного напряжения при рекомендованных условиях испытания	—
α	угол вращения	—
α_0	номинальный контактный угол подшипника	—
γ_f	составляющая коэффициента безопасности для нагрузки	—
γ_m	составляющая коэффициента безопасности для материала	—
γ_n	составляющая коэффициента безопасности для последствия неисправности	—
δ	деформация	[мм]
$\varepsilon_{\delta m}$	предел упругой пластичности при деформации паза	[%]
θ_L	угол наклона разрегулировки вала подшипника	[° дуговых мин]
κ	относительная вязкость	—
μ	вспомогательный коэффициент Hertzian	—
ν	вспомогательный коэффициент Hertzian	—
ν	реальная кинематическая вязкость	—
ν_1	рекомендованная кинематическая вязкость	—
ν_{40}	кинематическая вязкость при 40 °С	[мм^2/с]
ρ_{11}	коэффициент кривизны	—
ρ_{12}	коэффициент кривизны	—

ρ_{21}	коэффициент кривизны	—
ρ_{22}	коэффициент кривизны	—
σ	напряжение (действительное напряжение)	[МПа]
σ_a	амплитуда периода действующего напряжения	[МПа]
σ_A	расчетная усталостная прочность элемента при N_D циклах	[МПа]
$\sigma_{a,R}$	значение σ_a при циклах напряжений с минимальным/максимальным отношением R	[МПа]
$\sigma_{A,R}$	Значение σ_A, относящееся к циклам нагружения с минимальным/максимальным отношением R	[МПа]
σ_D	характеристика усталостной прочности образца испытаний при N_D циклах	[МПа]
$\sigma_{D,R}$	Значение σ_D в испытаниях с минимальным/максимальным отношением R	[МПа]
σ_{el}	линейное упругое напряжение	[МПа]
σ_{FE}	допустимая величина напряжения (при изгибе)	[МПа]
$\sigma_{H\,lim}$	допустимая величина напряжения (при контактном напряжении)	[МПа]
σ_I	максимальное теоретическое напряжение	[МПа]
σ_{III}	минимальное теоретическое напряжение	[МПа]
$\sigma_{ij,pre}(s)$	тензор локальных предварительных нагрузок в точке s	[МПа]
σ_{lim}	предельное напряжение упругой деформации	[МПа]
σ_{max}	максимальное напряжение упругой деформации	[МПа]
σ_{prin}	максимальное теоретическое напряжение упругой деформации	[МПа]
$\Sigma\rho_{line}$	сумма кривизны при плоском контакте	—
$\Sigma\rho_{point}$	сумма кривизны при точечном контакте	—
τ	вспомогательный коэффициент Hertzian	—

4.2 Сокращения

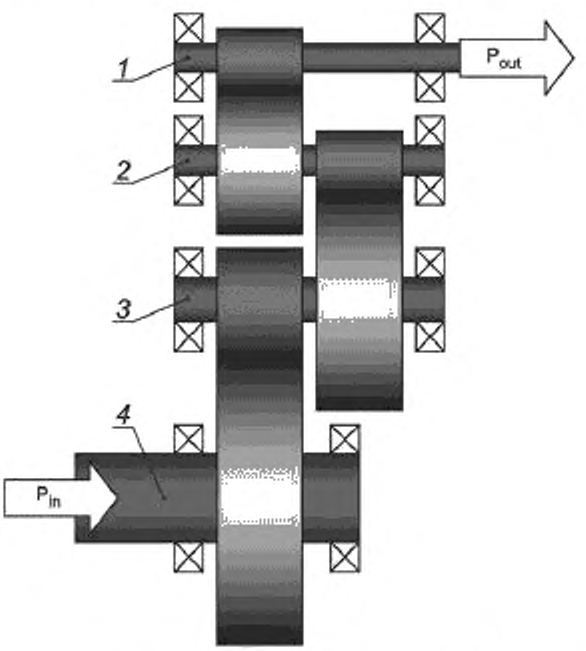
ACBB	радиально-упорный шариковый подшипник
AGMA	американская ассоциация производства шестерен
ANSI	американский национальный институт стандартов
ASTM	американское сообщество испытаний и материалов
CEC	комиссия европейского сообщества
CRB	цилиндрический роликовый подшипник
CRTB	цилиндрический роликовый упорный подшипник
DGBB	шариковый подшипник с глубоким пазом
DIN	германский институт стандартизации
DLC	варианты расчетной нагрузки при использовании ГОСТ Р 54418.1
DR ACBB	двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник
DR CRB	двухрядный цилиндрический шариковый подшипник
DR FCCRB	двухрядный комплектный цилиндрический шариковый подшипник
DR TRB	двухрядный радиально-упорный роликовый подшипник
EHL	эластогидродинамическая смазка
FCCRB	комплектный цилиндрический роликовый подшипник
FEA	метод конечных элементов
FMEA	анализ типа отказа и его последствий
FPCBB	четырехконтактный шариковый подшипник
FZG	исследовательский центр шестерен и редукторостроения, Мюнхен
GS	генераторная сторона (обычно подветренная)
HS-IS	высокоскоростной промежуточный вал
HSS	высокоскоростной вал
IEC	международная электротехническая комиссия
ISO	международная организация по стандартизации
IS-SUN	центральная (солнечная) шестерня (вал) промежуточной скорости
LDD	распределение длительности нагрузки (график)
LRD	распределение нагрузки вращения (график)

LS-IS	низкоскоростной промежуточный вал
LS-PS	низкоскоростной планетарный вал (или ось)
LSS	низкоскоростной вал
LS-SUN	центральная (солнечная) шестерня (вал) низкой скорости
NPT	государственный стандарт резьбы на трубах
PAG	«поли-алкалин-гликоль» или «полигликоль» или синтетическая смазка
PAO	«поли-альфа-олефин», полностью парафинированная синтетическая смазка, основанная на синтезированных углеводородах
PS	планетарный вал (или ось)
PTO	вал отбора мощности, дополнительные выходные валы, приводящие в движение вспомогательное оборудование, такое как масляные насосы
RFC	счетчик дождевого потока
RMS	среднеквадратичное значение
RS	роторная сторона (обычно наветренная)
SRB	сферический роликовый подшипник
SRTB	сферический роликовый упорный подшипник
TCT	метод температуры полного контакта (метод Blok's)
TIFF	усталостное разрушение внутренней стороны зуба
TORB	тороидальный подшипник
TRB	конический роликовый подшипник
VG	шкала вязкости
WTG	ветротурбинная установка (система)

5 Проектирование трансмиссии

5.1 Типичные конструкции редукторов ветроустановок

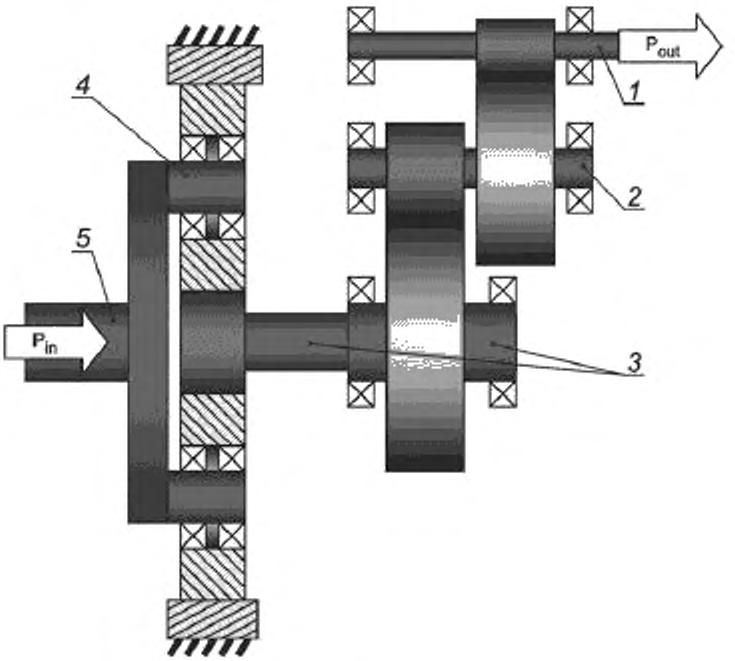
На рисунке 1 показаны обозначения валов в трехступенчатом редукторе с параллельными валами. В четырехступенчатых редукторах промежуточные валы называются «низкоскоростной промежуточный вал», «среднескоростной промежуточный вал» и «высокоскоростной промежуточный вал».



1 — (HSS) высокоскоростной вал;
2 — (HS-IS) высокоскоростной промежуточный вал;
3 — (LS-IS) низкоскоростной промежуточный вал;
4 — (LSS) низкоскоростной вал;
P_{in} — входная мощность;
P_{out} — выходная мощность

Рисунок 1 — Обозначения валов в трехступенчатом редукторе с параллельными валами

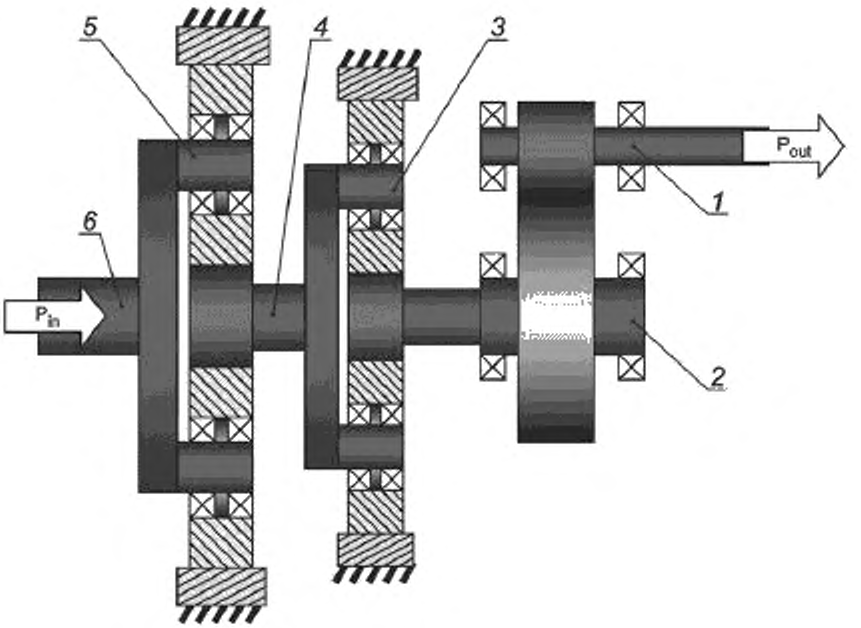
На рисунке 2 показаны обозначения валов в трехступенчатых гибридных планетарно-геликоидальных редукторах с одной планетарной ступенью.



1 — (HSS) высокоскоростной вал;
2 — (HS-IS) высокоскоростной промежуточный вал,
3 — (LS-IS) низкоскоростной промежуточный вал:
4 — (PS) планетарный вал;
5 — (LSS) низкоскоростной вал,
P_{in} — входная мощность;
P_{out} — выходная мощность

Рисунок 2 — Обозначения валов в трехступенчатом редукторе с одной планетарной ступенью

На рисунке 3 показаны обозначения валов в трехступенчатых гибридных планетарно-геликоидальных редукторах с двумя планетарными ступенями.



1 — (HSS) высокоскоростной вал;
2 — (HS-IS) высокоскоростной промежуточный вал;
3 — (IS-PS) планетарный вал промежуточной скорости,
4 — (ISS) вал промежуточной скорости;
5 — (LS-PS) низкоскоростной планетарный вал;
6 — (LSS) низкоскоростной вал.
P_{out} — входная мощность;
P_{in} — выходная мощность

Рисунок 3 — Обозначения валов в трехступенчатом редукторе с двумя планетарными ступенями

5.2 Расчет срока службы и надежности

Цель проектирования трансмиссии (коробки передач) ветровых турбин заключается в достижении высокой работоспособности и надежности системы, то есть достаточного ограничения затрат на техническое обслуживание и ремонты на всем протяжении расчетного срока службы. Расчетный срок службы ветровых турбин определен в ГОСТ Р 54418.1 как минимум в 20 лет для ветровых турбин классов I — III.

ГОСТ Р 54418.1 определяет группы составных элементов как функцию потенциальных последствий от неисправностей (γ_n). Коробка передач — это составной элемент второго класса, который является небезопасным составным элементом, неисправность в котором может привести к неисправности основной части ветровой турбины. Коробка передач ветровой турбины состоит из передающих крутящий момент деталей (шестерни, вал и соединительные муфты), механических деталей (подшипники), несущих деталей конструкции (стопорные кронштейны (тормоза) или корпуса) и болтовых соединений.

При проектировании различных деталей коробки передач ветровой турбины следует соблюдать требования стандартов, в том числе ГОСТ 18854 и ГОСТ 18855 для роликовых шарикоподшипников или [6] для зубчатых передач. Эти стандарты решают различные задачи и не оговаривают особые коэффициенты безопасности, необходимые для решения конкретных задач. В стандартах использование различных измерений надежности для различных деталей создает трудности для определения общего уровня надежности системы, такой как коробка передач ветровой турбины.

При сравнении различных проектов в идентичных условиях окружающей среды на надежность системы коробки передач влияет множество параметров, таких как:

- число деталей;
- заданная расчетная надежность каждой отдельной детали;
- неопределенность свойств материалов при заданном диапазоне размеров и надежности;
- возможность основных отклонений материалов, например, трещины, пустоты и примеси;
- возможность нанятых компаний производственного процесса создавать детали, совместимые со спецификациями;
- надежность проекта к изменениям условий окружающей среды или совместимость проекта и способность адаптировать его к таким изменениям;
- надежность проекта к изменениям в материалах и производстве.

Оценка надежности системы трансмиссии ВЭУ требует рассмотрения модели функции плотности (распределения вероятности) и отношения рассчитанного к расчетному (проектному) сроку службы. Во многих примерах надежность системы может быть приближенно выражена надежностью детали с минимальным расчетным (проектным) сроком службы. Эти параметры не зависят друг от друга. Например, вероятность отклонений материалов и производства возрастает с размерами. Для редукторов с распределенным потоком мощности, таких как планетарная передача, обычно используют меньшие по размерам детали, а надежность отдельных деталей возрастает. В то же время эти трансмиссии содержат большее число деталей, которые могут создавать негативное влияние на надежность системы. При выборе прототипа трансмиссии и выборе минимальных коэффициентов безопасности или расчетного срока службы каждой детали должны быть учтены все эти аспекты. Накопленный опыт может быть важным фактором для выбора различных деталей такой надежности, чтобы была достигнута требуемая надежность системы.

Для увеличения работоспособности или надежности коробки передач могут быть применены плановое техническое обслуживание или плановая замена деталей. Детали с расчетным сроком службы меньшим, чем установленный срок службы для всей коробки передач, должны быть ремонтопригодными и заменяемыми. Ожидаемый расчетный срок службы этих деталей должен быть заданным как часть эксплуатационной документации и документации для технического обслуживания. Системы мониторинга состояния коробки передач могут увеличивать работоспособность системы, так как они могут обнаруживать неисправности во время работы для планирования ремонта.

5.3 Процесс разработки

Проектирование трансмиссии ветровой турбины — это итерационный процесс, который связывает исходные данные от ключевых поставщиков, таких как производитель ветровой турбины, производитель коробки передач, производитель подшипника и поставщик смазки. Для достижения наилучшего качества проекта все основные участники разработки должны быть вовлечены в процесс проектирования системы как можно раньше. Принципиальная схема процесса проектирования трансмиссии ветровой турбины показана на рисунке 4.

В ходе процесса разработки каждая группа должна провести критический системный анализ (например, анализ типа отказа и его последствий, FMEA) для определения допущений, которые сильно повлияют на корректность проектирования, производства и эксплуатации коробки передач. Документированный процесс, согласованный производителем коробки передач и производителем ветровой турбины, должен быть применен для определения и оценки таких показателей, как риски или надежность. При изменении проекта должны быть указаны только заменяемые детали и их влияние на систему. Системный анализ должен включать:

- варианты расчетной нагрузки;
- архитектуру системы;
- интерфейсы;
- требования интерфейса;
- функциональные требования каждого элемента;
- потенциальные виды отказов;
- потенциальные последствия неисправностей;
- ограничения на срок службы деталей;
- виды смазки и охлаждения;

- требования качества производства;
- сервис и техническое обслуживание;
- контроль;
- доставку;
- установку;
- пусконаладочные работы.

Первый этап процесса разработки ветровой турбины включает выбор конструкции ротора, конфигурацию трансмиссии, методику ограничения крутящего момента и мощности и архитектуру системы управления. Ротор преобразует энергию ветра в момент и другие нагрузки, а такие проектные нюансы могут существенно определять первоначальную концептуальную конструкцию. Задание первоначальной конструкции ротора, определение моментов и усилий, расчет системы автоматического регулирования позволяют сделать первую итерацию концептуализации коробки передач, расчетная рабочая зона (характеристика) и эксплуатационные характеристики которой определяются на основе определенных нагрузок.

Концепция коробки передач образует базис для создания модели трансмиссии, включая интерфейсы и допущения в интерфейсах, что отмечено в 6.1.1. На основании этого описания варианты расчетной нагрузки (DLC) могут быть определены в соответствии с ГОСТ Р 54418.1, а более детализированные расчеты нагрузок будут произведены для определения расчетных нагрузок при уже определенном интерфейсе (см. 6.2.2). На нагружение ветровой турбины значительно влияют система управления и вид регулирования, поэтому в дальнейших расчетах следует учитывать их влияние на нагрузку. Окончательное определение расчетной нагрузки обычно делается по результатам испытаний динамических характеристик для различных условий эксплуатации. Результаты испытаний динамических характеристик должны быть обработаны и представлены в виде эпюр усталости, матриц дождевого потока или гистограмм длительности нагрузки и других описаний и эксплуатационных характеристик.

Первоначальный расчет коробки передач может быть произведен при определении и спецификации нагрузок и эксплуатационных характеристик, так как конструкция коробки передач существенно влияет на динамику турбины. В результате этого расчета должен быть определен один или несколько прототипов коробок передач, которые должны быть исследованы на заводском испытательном стенде производителя коробок передач (см. 8.2).

Программа испытаний должна подтвердить расчетные нагрузки и правильность конструкции коробки передач с учетом неполной согласованности решений производителей ветровой турбины, трансмиссии и подшипника. Результаты испытания заводского прототипа должны быть запротоколированы. Если испытания элементов или подсистем важны (для обоснования подшипника, систем смазки и т. д.), они могут быть проведены параллельно с процессом разработки.

После испытаний проводится экспертиза проекта, в ходе которой может быть проведен повторный анализ результатов испытаний.

После положительного заключения экспертизы должны быть проведены полевые испытания ветровой турбины для уточнения параметров коробки передач. В ходе этих испытаний могут быть уточнены те вопросы, которые не могли быть выявлены при заводских испытаниях.

Если результаты и заводского, и полевого испытаний удовлетворительны, то может быть определена программа испытаний стандартной серийной продукции — коробок передач. Программа испытаний должна соответствовать требованиям к испытаниям серийной продукции (см. 8.4).

5.4 Документация

Все этапы программы испытаний, процесса разработки и экспертизы должны быть документально оформлены соответствующим образом. Общий перечень документации приведен в приложении Е.

5.5 План обеспечения качества

Методы и процессы, используемые в производстве деталей коробок передач, должны быть документально оформлены как часть плана обеспечения качества.

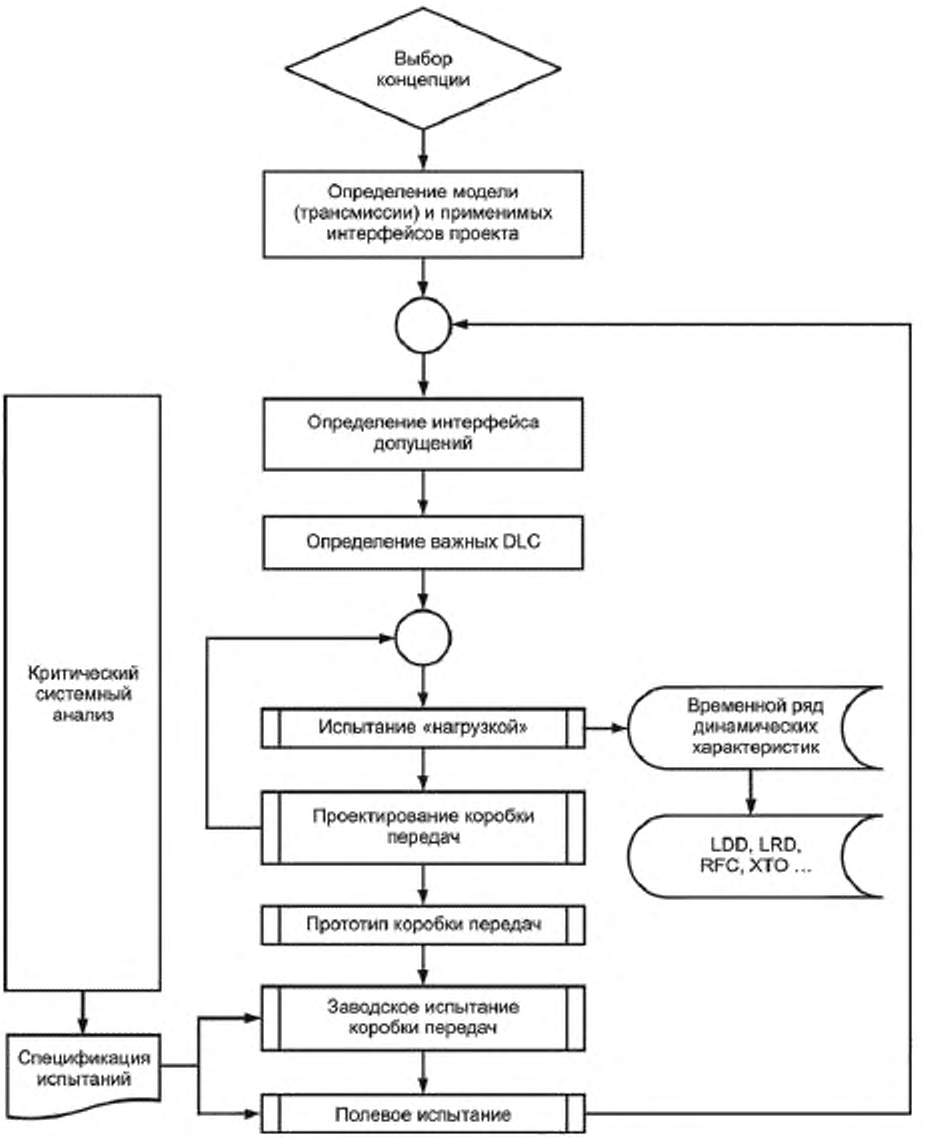


Рисунок 4 — Схема производственного процесса

6 Условия работы и нагрузки трансмиссии

6.1 Описание трансмиссии

При проектировании и утверждении трансмиссии ВЭУ в первую очередь необходимо детальное описание взаимодействия между коробкой передач и ветровой турбиной (см. 6.1.1). Производитель ветровой турбины должен описать нагрузки, движения и процессы на выходе ветровой турбины (см. 6.1.2). Должен быть проведен сводный расчет нагрузок этих взаимодействий (см. 6.3).

6.1.1 Описание взаимодействий (интерфейсов)

Все взаимодействия должны быть точно определены и описаны. Условия взаимодействия должны быть документально оформлены.

Трансмиссия в соответствии с настоящим стандартом физически присоединена к следующим деталям ветровой турбины:

- основному валу ветровой турбины на низкоскоростном вале коробки передач;
- генератору на высокоскоростном вале, обычно посредством муфты станине гондолы через стопорный кронштейн (тормоз);
- механизму передачи управления лопастями (например, контактные кольца, привод, гидравлика и т. д.);
- механическому тормозу, обычно подсоединенному к высокоскоростному валу.

Эти детали ветровой турбины должны точно совпадать, поддерживать и передавать силы и моменты через границы сопряженных механизмов. Информация, требуемая для тщательной проработки проекта редуктора, меняется в зависимости от конфигурации ветровых турбин.

В дополнение, некоторые системы редуктора нуждаются в обратной связи через другие типы взаимодействий, включая:

- детали внешней системы смазки, такие как баки, насосы, радиаторы, фильтры и т. д.,
- системы наблюдения, включая датчики температуры, состояния масла, вибрации и т. д.;
- действия управления, такие как нагрев.

Должны быть определены физические позиции этих взаимодействий внутри структуры трансмиссии (см. приложение А), например:

- низкоскоростной вал редуктора;
- высокоскоростной вал редуктора;
- крепление редуктора;
- поверхность крепления тормоза;
- другие приводы, вмонтированные в редуктор;
- отверстия для систем смазки и охлаждения;
- датчики.

Информация должна быть приведена для точного описания геометрии интерфейсов (как часть определения интерфейса), например:

- пространственная оболочка проекта редуктора;
- расположение деталей трансмиссии,
- геометрия и размеры подходящих деталей, таких как муфты, крепления, валы, соединительные интерфейсы, системы смазки и т. д.

Определение рекомендуемых интерфейсов для общих конфигураций ветровых турбин приведено в приложении А.

6.1.2 Установленные требования для интерфейсов

Для выбранной конфигурации редуктора должны быть документально оформлены данные о:

- силе и моментах;
- частоте вращения;
- движении/ускорении;
- деформации;
- температуре;
- течении смазки, распределении температуры и давлений;
- допусках разрегулировки или регулировки (по отношению к креплению и т. д.).

Часть этой информации будет определена только после завершения проектирования ветровой турбины, включая редуктор. Поэтому для предварительных проектных расчетов редуктора необходимо сделать разумные допущения, например, на основе предыдущих проектов. Допущения должны быть документально оформлены как исходная информация для итоговой проверки системы. Для лучшего понимания возможных последствий принятия неверных допущений может оказаться полезным проведение в начале процесса разработки исследования чувствительности модели к влияющим факторам.

6.2 Производимые трансмиссией нагрузки

6.2.1 Имитационная модель нагрузок ветровой турбины

Для выбранной конфигурации трансмиссии должно быть документально оформлено:

- описание модели трансмиссии, используемой в расчетах общих нагрузок ветровой турбины;
- допущения, сделанные для установления предварительных расчетных параметров, которые используются для имитации деталей коробки передач, например:

- передаточное число;
- масса;
- центр тяжести;
- момент инерции;
- коэффициент упругости;
- демпфирующее свойство;
- система координат и точка отсчета, используемые для меняющейся информации интерфейса (см. приложение А);
- информация, необходимая для описания применимых эксплуатационных реакций и действий каждого из этих интерфейсов (см. А.4 приложения А), например:
- силы;
- моменты;
- частоты вращения;
- движения;
- сдвиги;
- центровка/расцентровка;
- деформации;
- ускорение;
- температура;
- течение смазки, распределение температуры и давлений.

6.2.2 Расчеты нагрузок ветровой турбины

Применимые для каждого из принятых интерфейсов эксплуатационные нагрузки должны быть определены в соответствии с ГОСТ Р 54418.1.

ГОСТ Р 54418.1 устанавливает минимальный набор вариантов расчетной нагрузки (DLC), который должен быть рассмотрен при проектировании ветровой турбины. Расчетную нагрузку при проектировании редуктора и его деталей нужно учитывать в случаях:

- приводящих к осевому движению при низких нагрузках;
- включающих команды переключения генератора (например, для двухскоростных генераторов);
- приводящих к инверсии крутящего момента;
- приводящих к ускорению или торможению трансмиссии, включая их вызывание на стороне высокоскоростного вала (например, вызванные случаем торможения, отключением от сети или колебаниями частоты в сети);
- при пониженной номинальной мощности, которая может случиться в результате инверсии крутящего момента (например, из-за включения шумоподавления, операций управления узла);
- когда скорость ветра ниже пусковой скорости (например, при зафиксированных лопастях);
- вызванные асимметричными нагрузками от механического тормоза (нормальное торможение или торможение при неисправности);
- получившихся в результате действий планового технического обслуживания (например, испытание системы аварийной остановки);
- представляющих переменность нагрузки при различных событиях в сети (например, колебания напряжения в сети до низкого напряжения);
- приводящих к высокой частоте вращения генераторного вала или высокой скорости муфты (например, короткое замыкание, пробуксовка сцепления или повторное включение).

Осуществление комплексного динамического анализа трансмиссии может быть более необходимым, чем доступные методы анализа в аэроупругом проектировании ветровой турбины, используемые для точного определения некоторых из вышеперечисленных случаев (см. 6.5).

Приложение А содержит больше информации при рассмотрении специфичных случаев нагрузки редуктора. Это приложение также обеспечивает руководством по специальным требованиям для имитационных моделей, необходимых для получения реалистичных допущений ветровых турбин.

6.2.3 Надежность допущений в нагрузке

Зависимость усталости и предельной нагрузки для заданных деталей должны быть сравнены с зависимыми функциями сопротивления, как описано в ГОСТ Р 54418.1 (или [1]), с учетом особых частных коэффициентов безопасности для нагрузок, материалов и с учетом последствий от неисправностей.

Нагружение должно быть проверено с помощью измерений нагрузки на ветровой турбине, как описано в 8.3 (или [2]).

6.3 Результаты расчетов нагрузок ветровых турбин

Должны быть определены результаты расчета нагрузки, которые должны, как минимум, включают в себя:

- описание DLC, характерного для текущего проекта трансмиссии;
- длительность события;
- информацию о модели расчета нагрузки, включая описание модели трансмиссии, применимой в имитации нагрузки.

В документацию по расчетам нагрузок ветровой турбины должны быть включены временны́е последовательности, а также пострасчетные результаты, как описано ниже. Примеры документации расчетов нагрузки приведены в приложении А.

6.3.1 Временны́е последовательности

После расчетов нагрузок ветровой турбины должны быть подготовлены важные для проектирования редукторов временны́е последовательности.

Такие временны́е последовательности получаются из численного моделирования. Они представляют собой нагрузки, характеризуемые ветровыми турбинами при рекомендуемых условиях местности, определенных в ГОСТ Р 54418.1 или [1]. Неопределенности отображаются частными коэффициентами безопасности для нагрузок, определяемых в ГОСТ Р 54418.1 или [1].

Усталостные нагрузки, получаемые из этих временны́х последовательностей, являются характерными для обычной эксплуатации. Изолирование отдельных событий или особых последовательностей, однако, может быть только показательным для реальных режимов работы. Поэтому рекомендуется, чтобы различные оценки или пострасчеты временны́х последовательностей были согласованы между производителями ветровой турбины, редуктора и подшипника (там, где это возможно).

Экстремальные значения нагрузки ветровой турбины, полученные в расчетах, в течение нормальной эксплуатации будут в некоторых случаях определены методами экстраполяции, применяемыми для расчетов усталостной нагрузки, как описано в ГОСТ Р 54418.1 или [1]. Поэтому временны́е последовательности будут недоступны для этих экстраполяций, кроме экстремального значения.

6.3.2 Усталостная нагрузка

Усталостное нагружение редуктора ветровой турбины в случаях нагрузки, таких как случаи нагружения при производстве энергии, операции включения и выключения и т. д. описано в ГОСТ Р 54418.1 или [1]. Частота возникновения каждого случая нагружения должна быть тщательно проверена (см. 6.2.2). Если амплитуда, длительность и частота возникновения случаев предельной расчетной нагрузки могут вызвать разрушение пластической усталости, то они также будут включены как часть спектра усталостной нагрузки и установлены как временны́е последовательности.

6.3.2.1 Счетчик дождевого потока

Счетчик дождевого потока (RFC) является установленным для использования обычно допустимых методологий (см. [3], [4], [5]). Пример представления таблиц счетчика дождевого потока приведен в приложении А.4.3.

Документация о RFC должна определять:

- какой DLC был рассмотрен в вычислениях,
- частоту возникновения различного DLC;
- диапазон (полные колебания) или полудиапазон (одна амплитуда) который используется при определении амплитуд цикла.

6.3.2.2 Распределение длительности нагрузки (LDD, LRD)

Распределение длительности нагрузки будет определено из имитированных временны́х последовательностей. Подходящие для этого методы описаны в [5]. Распределения нагрузки могут быть выражены в характеристиках время-на-плоскости (LDD) или обороты-на-плоскости (LRD). Для турбин с переменной скоростью ротора LDD или LRD должны включать и третью координату скорости вала. Примеры для представления LDD или LRD приведены в приложении А.

Определенный уровень нагрузки каждой ячейки будет представлять самый высокий уровень появления нагрузки в этой ячейке. Унификация ширины ячейки не требуется. Некоторые ячейки могут иметь отрицательную нагрузку. Спектр нагрузки будет также включать нагружение от времени работы при простое или при остановке.

Длительности спектра нагрузки могут не увеличивать расчетные сроки службы, даже когда в них включены простои. Некоторые DLC и случайные экстремальные события могут даже вызывать полное вре-

мя имитации для достижения расчетного срока службы. Также необязательным является то, что имитационный срок службы соответствует расчетному сроку службы, а эквивалентные нагрузки могут быть экстраполированы с соответственной синтезированной зависимостью амплитуды напряжения от числа циклов напряжения.

При уменьшении числа ячеек для особых расчетов деталей (см. 7.3.2.7 для подшипников) используемая методология будет нейтральна или традиционна для усталостного разрушения.

Документация об LDD должна определять:

- какой DLC был рассмотрен в вычислениях;
- частоту возникновения различного DLC.

Производитель ветровой турбины может устанавливать значения для номинальных крутящего момента и вращательной скорости. Для турбин с переменной скоростью эти параметры выбираются произвольно, что может подходить для рекомендаций, но не подходит для других проектных расчетов.

6.3.3 Предельные нагрузки

Должно быть установлено, при каких условиях возникают предельные нагрузки (например, ситуации вращения или нет, производства энергии, экстраполяции и т. д.). Предельные нагрузки должны быть установлены в таблицах (см. приложение А). Эти нагрузки могут быть силами, моментами и крутящими моментами.

Максимальные нагрузки торможения или ускорения должны быть включены в статистику результатов и должны быть определены отдельно с учетом временны́х последовательностей там, где это возможно.

Частные коэффициенты надежности должны быть включены согласно с ГОСТ Р 54418.1 или [1] и установлены в разных спецификациях нагрузки (см. приложение А для примера).

6.4 Эксплуатационные условия

6.4.1 Основные требования

Эксплуатационные требования заданы в спецификации требований для редуктора и *должны быть рассчитаны* на весь срок службы изделия, включая сборку, транспортировку, монтаж, пусконаладочные работы, обслуживание и т. д. (см. ГОСТ Р 54418.1 или [1]).

6.4.2 Условия окружающей среды

Производитель ветровой турбины должен указать, в каких условиях окружающей среды предполагается эксплуатация редуктора, и, как минимум, должен указать:

- диапазон температур;
- относительную влажность;
- загрязнение такими веществами, как соль, пыль и т. д.;
- если теплообменники сделаны не производителем ВЭУ, то:
  - температуру окружающей среды снаружи гондолы;
  - температуру при наличии радиатора;
  - качество воздуха для радиатора;
  - поток воздуха вокруг коробки передач для охлаждения;
  - температуру окружающей среды внутри гондолы в течение эксплуатации и простоя (включая температуру сохранения работоспособности);
  - плотность воздуха.

Для предельных условий окружающей среды должны быть установлены частота возникновения и их длительность.

6.4.3 Методики эксплуатации

Методики эксплуатации, которые влияют на условия эксплуатации редуктора, должны быть задокументированы, включая:

- условия включения, соответствующие нагрузки и скорости для реальных условий климата;
- контроль, предупредительные уставки, пределы предупредительных сигналов и ручное управление предупредительными сигналами;
- температуру внутри гондолы.

6.5 Подробное изучение трансмиссий

Подробное изучение трансмиссий должно быть выполнено, как минимум, для проверки упрощенной аэроупругой модели представления коробки передач WTG (для подтверждения значения жесткости при кручении трансмиссии, поставляемой производителю WTG производителем коробки передач), для проверки особых нагрузок деталей коробки передач в течение динамических усилий в коробке передач и для разрешения влияния условий (см. 6.1.1) границ (интерфейса) на внутреннее нагружение коробки передач.

Потенциальные динамические ускорения при резонансах могут быть определены модальным анализом, расчетами временны́х интервалов, расчетами интервалов частоты или другими эквивалентными методами. Анализ должен также включать фундаментальные силы и собственные частоты трансмиссии как части ветровой турбины в дополнение к другим частотам, таким как частоты зацепления шестерен, вращательные частоты валов коробки передач и их гармонические составляющие.

Документация подробного исследования трансмиссий должна, как минимум, включать:

- значение жесткости при кручении трансмиссии;
- собственные частоты трансмиссии как части ветровой турбины;
- доступные частоты возбуждения ветровых систем, частоты зацепления шестерен, частоты вала и гармонические составляющие;
- значения жесткости, массы, инерции и затухания (торможения) важных внутренних деталей, таких как шестерни, валы и подшипники, используемые в изучении;
- диаграмму Campbell, включающую основное возбуждение в системе и важные собственные частоты трансмиссии.

Динамическая модель имитации временно́го интервала трансмиссии полезна при анализе переходных динамических нагрузок, возникающих в коробке передач. Информация, необходимая для создания динамической модели трансмиссии должна быть распространена производителям коробки передач и ветровой турбины для обеспечения точного представления трансмиссии. Также полезно применять подобранные аэроупругие модели временны́х рядов для разрешения динамических моделей трансмиссии влияния условий (см. 6.1.1) границ (интерфейса) при нагружении трансмиссии. Разные динамические имитационные модели должны быть адекватно проверены для обеспечения представительного поведения заводской трансмиссии.

7 Требования проектирования, номинальные характеристики и производство редукторов

7.1 Анализ проектирования редуктора

7.1.1 Тепловые потери в коробке передач

Требуемая мощность системы охлаждения должна быть задокументирована. Соответствующая мощность системы охлаждения должна быть обеспечена для компенсации произведенного в коробке передач тепла при эксплуатационных условиях, описанных в 6.4. Мощность системы охлаждения должна быть подтверждена в соответствии с 8.2.3.

7.2 Шестерни

7.2.1 Анализ надежности шестерни

Допустимые нагрузки шестерен (согласно [6]) рассчитываются с использованием допустимых количеств нагружения, некоторые из которых были получены из испытаний шестерен на конвеерных испытательных стендах (прочность поверхности), а некоторые — из испытаний на вибраторных испытаниях (прочность основания зубца). Информация о некоторых особых испытаниях шестерен приведена в [6].

Источники влияния нагрузок не рассматриваются рекомендуемыми тестами, принимая во внимание влияющие факторы, которые обычно бывают основаны на выборочных испытаниях или опыте с различными макро- и микрогеометрическими параметрами шестерни, смазки и т. д. Эти источники влияния описаны в [6].

Допустимое количество нагружений приведено в [6] и основано на 99 % вероятности безотказной работы в испытании шестерни. Надежность шестерни не только зависит от допустимых нагружений, но также зависит и от таких факторов, как:

- условия эксплуатации;
- процесс производства;
- контроль качества;
- эффективность режима работы смазки (распределение масла, чистота масла, охлаждения);
- свойства материала.

Эти факторы влияют друг на друга в разной степени, и особые значения надежности шестерен не определяются при использовании [6]. Минимальные требуемые коэффициенты безопасности по настоящему стандарту предназначены для принятия во внимание этих неясностей. Эти значения получены из опыта в коробках передач ветровых турбин.

7.2.2 Номинальные параметры шестерни

7.2.2.1 Стойкость выкрашиванию и прочность на изгиб

Номинальные параметры шестерни должны соответствовать [6]. Правило Miner'a должно быть применено согласно [6] для расчета коэффициентов безопасности с использованием спектра нагрузки, поставляемого производителем ветровой турбины. Коэффициенты срока службы Z_{NT} и Y_{NT} при рекомендованном числе циклов N_L должны быть определены с использованием кривой (кривых) пересечения при $0{,}85 \cdot 10^{10}$ циклов, используя билогарифмическую зависимость. Сроки стойкости выкрашиванию и усталостная прочность при работе на изгиб должны быть минимальным числом часов, установленным производителем ветровой турбины, но не меньше, чем установленный проектный срок службы.

На стадии предварительного проектирования допускается расчет шестерни с использованием эквивалентного крутящего момента. Для дополнительной информации также см. [6].

Все внешние зубцы шестерни должны быть установлены только на боковой поверхности. Шлифовка пазов на боковой поверхности зубца или переходной поверхности (между пазом и зубцом) может уменьшить прочность на изгиб зубцов. Шлифовка пазов — вид неоднородности, производимый шлифовальным устройством между началом активного профиля зубца и его основанием, который увеличивает напряжение у основания зуба. При точном расчете режущих инструментов, термообработки и процессов шлифовки можно избежать шлифовки пазов (см. 7.2.7.1).

Минимальный коэффициент безопасности для сопротивления выкрашиванию S_H должен быть равен 1,25. Минимальный коэффициент безопасности прочности на изгиб S_F должен быть равен 1,56.

7.2.2.2 Износ

Расчеты износа основываются на двух разных методах — методе «Полная контактная температура Blok'a» (температура вспышки) и методе «Суммарной температуры» (средняя объемная температура).

Метод «Полная контактная температура» описан в [7] и [8]. Расчеты износа в соответствии с [7] и [8] приводят к схожим результатам, хотя метод, описанный в [7] учитывает коэффициент безопасности, а метод, описанный в [8] — учитывает процент риска. Метод «Суммарная температура» описан в [9], а в [10] описаны оба метода.

При оценке износа предпочтительно использовать методы, описанные в [7] или [8] и [9]. Метод, описанный в [10], может быть использован как альтернативный. Должен быть использован случай с наихудшими результатами из методов «Полная контактная температура» и «Суммарная температура». Минимальное значение риска износа для [8] составляет 5 %. Минимальный коэффициент безопасности S_B для [7] или [9] и [10] равен 1,3.

Расчетные параметры износа должны быть произведены при максимальной эксплуатационной нагрузке и номинальной скорости. Среднеобъемная температура и температура зацепления шестерни должны быть рассчитаны при номинальной нагрузке и номинальной скорости и при максимальной эксплуатационной температуре коробки передач, при которых контроллер турбины уменьшает производство энергии или выключает турбину.

Временны́е ряды из DLC для анализа предельных нагрузок должны быть изучены для последовательностей, где крутящий момент превышает максимальную эксплуатационную нагрузку в течение времени, которое могло бы быть достаточным для вызова износа. Если это происходит, такой уровень нагрузки должен быть использован в расчетах номинальных параметров износа.

Примечание — Экспериментальные результаты в FZG испытаниях по [11] подразумевают, что для вызова износа требуется минимальная длительность, равная 0,3 секунды.

Способность к износу масла должна быть определена испытаниями износа FZGA/8.3/90 согласно [11]. Если температура износа определена из испытаний FZG, то для исследований износа должна быть использована температура, на одну стадию ниже, чем температура стадии сброса нагрузки. Если износ не возникает на нагрузке 12 стадии, то 12 класс может быть использован в анализах износа.

7.2.2.3 Точечное выкрашивание

Точечное выкрашивание возникает из-за таких факторов, как толщина пленки смазки, материалы и микроструктура, шероховатость поверхности и текстура, геометрия соприкосновения, распределение нагрузки и условия эксплуатации. Влияющие параметры смазки — это вязкость смазки, химические и физические свойства базового масла и добавок. Метод определения риска точечного выкрашивания определен в [12], но стандартизованного метода расчета риска возникновения износа не существует. Поэтому рекомендуется обзор влияющих параметров на точечное выкрашивание.

7.2.2.4 Прочность при статической нагрузке

Прочность при статической нагрузке должна быть рассчитана согласно с [6] при предельной нагрузке, используя коэффициенты срока службы Z_{NT} и Y_{NT}. Минимальный коэффициент безопасности прочности на изгиб S_F должен быть больше 1,4, а минимальный коэффициент безопасности для сопротивления коррозии S_H должен быть больше 1,0 для прочности поверхности. Необходимо дополнительно рассмотреть внутренние трещины зубцов и возможности деформации зубцов шестерни.

7.2.3 Коэффициенты безопасности

Коэффициенты нагрузки для расчетов стойкости к выкрашиванию и прочности на изгиб, согласно 7.2.2.1, должны быть определены в соответствии с [6]. Следующие пункты описывают правила применения настоящего стандарта.

7.2.3.1 Динамический коэффициент K_v

Динамический коэффициент, K_v, значительно влияет на номинальные параметры шестерен. K_v должен быть рассчитан в соответствии с [6]. Если согласно расчетам значение K_v менее 1,05, то должно использоваться значение $K_v = 1,05$, пока оно не подтвердится измерениями. Результаты измерений должны быть соответствующе экстраполированы для подтверждения параметров установленных производственных допусков (см. 8.2).

7.2.3.2 Коэффициент нагрузки зацепления K_γ

Коэффициент нагрузки зацепления K_γ вычисляется для погрешностей в расщеплении (распределения) нагрузки, например, в корпусе редуктора с двойными или сложными путями нагрузки или с планетарными ступенями. Для планетарных ступеней стандартные значения приведены в таблице 1 с выборкой (для степеней точности зубчатых колес соответственно в таблице 2 или лучшей) в зависимости от числа планетарных ступеней.

Таблица 1 — Значения коэффициента нагрузки зацепления K_γ для разного числа планетарных ступеней

Число планетарных ступеней	3	4	5	6	7
Коэффициент нагрузки зацепления K_γ	1,10	1,25	1,35	1,44	1,47

Значения, меньшие, чем приведенные в таблице 1, должны быть проверены моделированием и расчетами, как это описано в 8.2.2.

7.2.3.3 Коэффициенты распределения нагрузки

7.2.3.3.1 Коэффициент распределения нагрузки $K_{H\beta}$

Коэффициент распределения нагрузки $K_{H\beta}$ должен быть определен численным анализом согласно [6]. Влияние отклонений продукции на параллельность вала и зубных рядов шестерней и шестерен должно быть включено в значение разрегулировки зацепления. Для расчетов усталостных напряжений разрегулировку зацепления рассчитывают согласно формуле (1). Предельное значение разрегулировки зацепления рассчитывают по формуле (2).

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta1}^2 + f_{H\beta2}^2 + f_{\Sigma\gamma}^2}, \quad (1)$$

$$f_{ma} = f_{H\beta1} + f_{H\beta2} + f_{\Sigma\gamma}, \quad (2)$$

где f_{ma} — разрегулировка зацепления шестерни, установленной в корпус;

$f_{H\beta1}$ — винтовое отклонение ската шестерни;

$f_{H\beta2}$ — винтовое отклонение ската шестерни;

$f_{\Sigma\gamma}$ — результирующее значение разрегулировки зацепления, вызванное отклонениями в регулировке вала по отношению к идеальной оси, заданной в ширине зубчатого венца.

Примечание — Этот метод определения f_{ma} не согласуется с [6].

Результирующая разрегулировка зацепления, вызванная разрегулировкой вала по отношению к идеальной оси, $f_{\Sigma\gamma}$, содержит все производственные вариации, влияющие на важный параллелизм вала, который, в свою очередь, влияет на разрегулировку зацепления зубчатой пары. Как минимум следующие влияющие факторы должны быть рассмотрены (и отдельно задокументированы) при расчете $f_{\Sigma\gamma}$:

- боковые отклонения, $f_{\Sigma\beta}$, опоры корпуса или планетарной шестерни (по [13]), включая влияние втулок или вкладышей подшипника в корпусе (где применимо);

- плоскостные отклонения, $f_{\Sigma\delta}$, опоры корпуса или планетарной шестерни (по [13]), включая влияние втулок или вкладышей подшипника в корпусе (где применимо);

- влияние допуска на совмещение опоры планетарной шестерни, включая колебания в зазорах и деформациях опор планетарных подшипников, вариации в зазоре и деформациях подшипников под нагрузкой;

- вариации в деформации корпуса и опор планетарной шестерни под нагрузкой.

Там, где не доступна статистическая информация, результирующее значение $f_{\Sigma\gamma}$ может быть определено как RMS этих отдельных воздействий. Внимание следует обратить на независимость граничных значений и учитывать их в $f_{\Sigma\gamma}$ корректирующей меткой.

7.2.3.3.2 Численный контактный анализ

Процесс разработки шестерни ветровой турбины должен использовать численный анализ распределения нагрузки винтового направления (см. 7.2.3.4.2) и направления профиля (см. 7.2.3.4.1) одновременно, обеспечивая полной информацией о местных нагрузках на всей контактной зоне. Такой численный контактный анализ распределения нагрузки должен вычислять, как минимум:

- распределение нагрузки в направлениях винта и профиля;

- влияние смежных зацеплений;

- влияние местных нарушений однородности жесткости в границе контактной зоны.

Дополнительно значения максимальных эксплуатационных нагрузок, предельных нагрузок и допустимых комбинаций, рассчитанные по формуле (2), должны быть проверены с их итоговыми контактными напряжениями. Особо следует избегать мест концентрации напряжений в границе контактной зоны.

Если контактный анализ дает значение $K_{H\beta} < 1{,}15$, то значение $K_{H\beta} = 1{,}15$ должно быть использовано в расчетах номинальных параметров. Итог расчетной модели для распределения нагрузки должен быть проверен испытаниями, как это описано в 8.2.

7.2.3.3.3 Коэффициенты поперечной нагрузки $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Коэффициенты поперечной нагрузки $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ должны быть приняты во внимание влиянием при неравномерном распределении нагрузки по нескольким парам зубов, зацепляющихся одновременно. Если шестерни имеют точность зуба, как установлено в таблице 2, то значение, равное 1,0, может быть использовано для коэффициентов поперечной нагрузки $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

7.2.3.4 Изменение зуба

Изменение профиля и винта должно быть использовано для уменьшения пагубного влияния на колебания зуба, изгибающих и скручивающих деформаций зубов, валов, подшипников, корпуса, производственного допуска и допуска на сборку. Точный профиль и изменение винта увеличивают допустимую нагрузку и снижают шум. Расчетная нагрузка для изменения профиля и винта должна быть нагрузкой уровня, который более всего способствует поверхностной усталости.

7.2.3.4.1 Изменение профиля

Расчетная точка изменения профиля должна быть выбрана точно, так как эти изменения могут быть рассчитаны только с одной нагрузкой и за чертой пагубности изменений. Это частично критично, так как нагрузки шестерни ветровой турбины переменны. Расчетное изменение должно рассчитывать влияния для всех нагрузок, риск износа, изменения производственного процесса, шум и передаточное отношение для слабых и переменных нагрузок.

7.2.3.4.2 Изменение винта

Так как нагрузки шестерен ветровой турбины переменны, расчетная точка изменения винта должна быть выбрана точно, потому что изменения винта могут быть рассчитаны только с одной нагрузкой и за чертой пагубности изменений. Расчетное изменение должно рассчитывать влияния для всех нагрузок, изменения производственного процесса и эксплуатации, распределение нагрузки в направлении винта и шума.

7.2.4 Материалы шестерен

Все материалы шестерен и их обработка должны, как минимум, соответствовать требованиям [6]. Допустимые значения напряжений $\sigma_{H\lim}$ и σ_{FE} должны быть выбраны для выбранного класса точности согласно [6].

Эффективная глубина цементации должна быть спроектирована согласно [6]. Значения, меньшие, чем рекомендованные для избегания случаев выступания (при измерении вкладыша подшипника скольжения), согласно [6], можно использовать, если они проверены расчетами и измерениями. Деформация термическим воздействием и конечные колебания при глубине цементации от шлифовки должны быть оценены для закаленных шестерен и шестерен со шлифованными зубьями.

Поверхность закаленных шестерен с внутренними зубьями должна иметь лучшие свойства, чем у шестерен со сквозной закалкой.

7.2.5 Подповерхностная вызванная усталость

В дополнение к неисправностям, вызванным выкрашиванием (см. 7.2.2.1), зубы шестерни могут повреждаться вследствие подповерхностной вызванной усталостью. Происхождение этих неисправностей может происходить на поверхности или между поверхностью и центром (сравнение повреждений поверхности приведено в [14]).

Подповерхностное разрушение может также происходить как внутренний усталостный излом зуба (TIFF), причем усталостная неисправность, вызванная контактным напряжением, приведет к полному или частичному излому зуба, где происхождение раскола располагается ниже слоя закалки и переходной зоны. Расположение источника излома в средней части боковой поверхности шестерни близко к расчетной линии (зубчатой передачи), где возникает максимальное контактное давление.

Не существует стандартизированного метода оценки для определения риска таких неисправностей. Однако метод для оценки подповерхностного напряжение приведен в [15].

7.2.6 Точность шестерен

Геометрическая точность элементов шестерен должна быть установлена в соответствии с [16]. Максимальная используемая степень точности указана в таблице 2. Точность шестерен может изменяться, когда колесо шестерни присоединяется к его валу. Тем не менее спецификация вышеупомянутой точности должна быть применена к собранным шестерням. Там, где требуется максимальная точность, может быть обоснована шлифовка после сборки с валом.

Таблица 2 — Требуемая точность шестерен

Тип шестерни	Максимальная степень точности (по [16])
Шестерня с внешним зацеплением	6
Шестерня с внутренним зацеплением	7[1)]
[1)] Восьмая степень точности применяется для отклонений шага зубьев при биении и накопленной погрешности шага в азотированных шестернях с внутренним зацеплением в течение процесса ограничения возможностей.	

7.2.7 Производство шестерен

Должны быть установлены методы производства и обработки элементов шестерен.

7.2.7.1 Методы производства

Все зубцы шестерен с внешним зацеплением должны быть укорочены для обеспечения адекватного подреза для избегания от шлифовки пазов. В местах выступов используемый резец должен иметь минимальный радиус режущей кромки $0{,}25 \cdot m_n$. Конечный результат геометрии основания зуба должен быть использован в расчетах напряжений.

Все зубы шестерни должны иметь радиусы или фаски продольной кромки зуба и превышать полный контур грани зубов. Параметры фасок или радиусов должны быть установлены на чертежах.

Если шлифовка пазов влияет на зуб, то должна быть оценена прочность на изгиб. Предпочитаемый метод оценки — анализ наихудших пазов, используемый FEA, или другие методы для определения снижения прочности на изгиб зуба, учитывая самые требовательные комбинации расположения пазов, глубины и радиуса. Если методы FEA или другие подобные методы недоступны, то влияние на паз в наихудшем случае должно быть оценено с использованием коэффициента Y_{Sg} по [6].

В течение процесса разработки граничные условия для максимально срезанного материала, форма и расположение должны быть документально оформлены в целях того, чтобы требуемый срок службы оставался достижимым. После процесса производства все шестерни должны быть проверены на расчетные граничные условия и результаты должны быть записаны в паспорта качества. Если результаты оказались вне граничных условий и снижение коэффициента безопасности при изгибе ниже ограничений, установленных в 7.2.2, то шестерня должна считаться бракованной.

7.2.7.2 Шероховатость поверхности зуба шестерни

Для гарантии адекватной допустимой нагрузки необходима гладкая поверхность зуба шестерни ветровой турбины. Гладкая поверхность особенно важна по отношению к воздействию точечного выкрашивания. Для шестерен с внешним зацеплением максимальная шероховатость боковой поверхности R_a должна быть равна 0,8 нм. Максимальная шероховатость боковой поверхности шестерен с внутренним зацеплением R_a должна быть равна 1,6 нм. Приложение Б.2.6 включает рекомендованные ограничения для шероховатости поверхности зуба шестерни для снижения риска точечного выкрашивания.

Активная боковая поверхность зубов шестерни не должна быть упрочнена ударами как конечной операцией обработки.

Примечание — На шлифованных поверхностях значение R_a составляет примерно 1/6 от значения R_z. Поэтому вышеупомянутые требования могут быть рассмотрены так, что $R_z < 4,8$ нм для шестерен с внешним зацеплением зубов и $R_z < 9,6$ нм для шестерен с внутренним зацеплением зубов.

7.2.7.3 Проверка степени твердости поверхности после шлифовки

Степень твердости поверхности должна контролироваться. Проверка степени твердости после шлифовки должна быть установлена планом выборочного контроля. Частота выборки должна основываться на эффективности процесса контроля и проценте брака похожих деталей.

Планы выборочного контроля менее чем 100 % должны быть утверждены. Задокументированный процесс анализа пригодности детали должен показывать, что специфичные процессы и процедуры шлифовального аппарата при производстве деталей без доли дефектной степени твердости при шлифовке используются квалифицированно.

Надежным методом проверки степени твердости поверхности является травление (см., например, [17]). Ведущие боковые поверхности должны соответствовать или превышать уровень В1. Неведущие боковые поверхности должны соответствовать уровню В2. Все другие методы проверки должны быть согласованы между производителями ветровой турбины и редуктора.

7.3 Подшипники

Примечание — Данный раздел действителен для роликовых шарикоподшипников. Если будут использоваться подшипники скольжения, то методы расчета и требования должны быть согласованы между производителями ветровой турбины, подшипника и редуктора.

7.3.1 Рассмотрение надежности подшипника

Требования к расчетам статической безопасности и номинального срока службы установлены в ГОСТ 18854 и ГОСТ 18855.

Номинальный срок службы подшипника рассчитан на основании испытаний большого количества относительно маленьких подшипников, эксплуатируемых в очень точно определенных условиях. Характерная прочностная усталость определяется как 90 % вероятность безотказной работы. Для подшипников большего размера существует ограниченное количество испытаний. Размеры подшипников учитываются посредством статистического рассмотрения, что связано с увеличением в напряженном объеме. Полученные методы основаны на расширенном испытании для учета таких условий смазки, как толщина пленки смазки, добавки и загрязнение.

Расширенные методы расчета доступны для учета распределения давления, а также деформаций и допусков валов и корпусов. Применение этих методов дает более правдивое прогнозирование реального срока службы подшипника. В зависимости от эксплуатационных условий это может привести и к увеличению, и к уменьшению расчетного срока службы подшипника.

Требования к номинальному сроку службы подшипника, как установлено в этом стандарте, установлены для учета неопределенностей при рассмотрении коробок передач ветровых турбин.

Срок службы подшипника может быть ограничен несколькими видами отказа, из которых только некоторые учитывают при расчетах. Так как некоторые из видов отказа являются наиболее критичными, например, увеличение размеров (например, размывание), подшипники должны быть излишне завышенных габаритов, а размер подшипника и расположение должны быть тщательно выбраны для реального применения.

7.3.2 Требования качества стали подшипника

Особые требования качества стали подшипника для удовлетворения номинальных параметров подшипника в ГОСТ 18854 и ГОСТ 18855 не установлены. Качество стали подшипника для коробок передач ветровой турбины должны соответствовать требованиям [18]. Важные аспекты качества стали это:

- химический состав;
- чистота;

- процесс производства;
- термообработка и микроструктура.

7.3.3 Рассмотрение общей конструкции

Роликовые подшипники обычно выбираются для применения в расчетах номинального срока службы для подповерхностной усталости и статической безопасности для пластической деформации при предельных нагрузках. Методы расчета этих критериев широко доступны. Однако в редукторах ветровых турбин наблюдаются другие виды отказов, которые не рассмотрены в этих выбранных критериях.

Для минимизации риска в таких видах отказов необходимо поддерживать точный выбор подшипников и хорошее выполнение расчетов. Некоторые основы конструирования конфликтуют, например, увеличенный диаметр элемента качения будет увеличивать статическую прочность и уменьшать риск пластической деформации, но может увеличить и риск скольжения и изнашивания при заедании.

Рисунок 5 показывает, как на выбор подшипника влияют различные критерии расчета. Сектор, ограниченный кривыми законов, показывает безопасную зону для типичного критерия. Должно быть отмечено, что рисунок 5 не предназначен для расчетных целей. Соответствующие позиции разных ограничивающих кривых могут сильно отличаться для различных проектов подшипников.

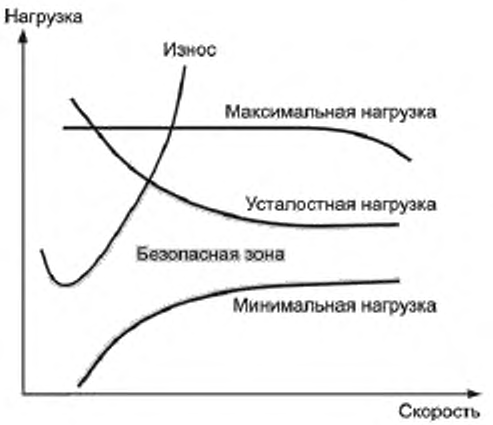


Рисунок 5 — Примеры критериев выбора подшипника

В дополнение к требованиям номинального срока службы при выборе подшипника должны быть рассмотрены другие аспекты, такие как:

- сборка вала;
- пригодность выбранного типа подшипника для реальной позиции подшипника;
- разрегулировка;
- условия при низкой нагрузке;
- центробежные силы;
- вибрация;
- сопротивление к расколу;
- тепловое расширение;
- система подачи масла и условия отверстия слива масла;
- собственные частоты;
- распределение нагрузки.

Необходимо также рассмотреть взаимодействия между различными подшипниками, так как это влияет на динамику полностью скомпонованного вала.

В процессе выбора подшипника должны быть рассмотрены полный спектр нагрузки и временные ряды. Для особых конструкций должен быть рассмотрен способ получения информации и должны быть документально оформлены различные виды отказов.

При применении проектирования должны быть рассмотрены и исключены потенциальное воздействие от протекания электрического тока, попадание воды/морской воды и т. д.

В приложении В приведено руководство по выбору подходящих типов подшипников и расположение для коробки передач ветровой турбины. Эти рекомендации основаны на опыте. Руководство не заменяет детальный анализ каждого подшипника и его расположение в процессе проектирования. Особое внимание перед использованием стоит уделить типам или расположению подшипников, не показанных или описанных как «ограниченный опыт».

Рекомендации по выбору подшипников обоснованы при условии, что:

- подшипник имеет точный размера в соответствии с настоящим стандартом и рекомендациями производителя подшипников;
- спектр нагрузки подшипника включает все внешние и внутренние нагрузки;
- подшипник качественно смазан в соответствии с настоящим стандартом и рекомендациями производителя подшипников;
- расчет смежных деталей соответствует настоящему стандарту и рекомендациями производителя подшипников.

Общий обзор видов отказов подшипников, многие из которых были ранее рассмотрены в описании редукторов ветровой турбины, приведен в [19]. Разрушение подшипника может произойти в комбинации ниже перечисленных видов отказов.

7.3.3.1 Подповерхностная вызванная усталость

Сопротивление подповерхностной вызванной усталости, вызывающее модификацию ножки зуба, раскалывание или выкрашивание, как определено в [19], может быть рассчитано в соответствии с ГОСТ 18855.

Методы расчета для предсказания других форм подповерхностной вызванной усталости, которые вместе могут привести к образованию неравномерных белых вытравленных образований, волосных трещин и тому подобное, отсутствуют. Подповерхностная вызванная усталость может быть вызвана нагрузкой, числом циклов нагрузки, а также скоростью нагрузки (см. [20]).

7.3.3.2 Поверхностная вызванная усталость

Поверхностная вызванная усталость наблюдается в коробках передач ветровых турбин в виде повреждения поверхности, например, точечное выкрашивание. Расчеты срока службы по ГОСТ 18855 включают влияние повреждения поверхности на срок службы вследствие загрязнения частицами и вязкости смазки. Другие причины повреждения поверхности не принимаются во внимание в анализе срока службы по ГОСТ 18855. Поэтому рекомендуется оценить все влияющие на повреждение поверхности параметры.

На повреждение поверхности влияют такие факторы, как толщина пленки смазки, материал и микроструктура, шероховатость и текстура поверхности, геометрия контакта, распределение нагрузки и условия эксплуатации, могут также повлиять скольжение и химические реакции со смазкой и/или влагой. Влияющие параметры смазки — это вязкость смазки, химические и физические свойства базового масла и добавок.

7.3.3.3 Адгезионный износ (при заедании)

Адгезионный износ передает материал с одной поверхности на другую с разогревом при трении и иногда со смягчением или разупрочнением поверхностей. Это может быть рассмотрено как повреждение от скольжения, которое вызывается из-за потери силы сцепления роликов или из-за чрезмерного скольжения всей роликовой установкой, когда нагрузка подшипника падает ниже минимальной нагрузки подшипника при большой скорости, или в случае высокого углового ускорения или вибрациях при кручении. На повреждения от скольжения влияют размер подшипника, тип, зазор или натяг (отрицательный зазор) и размер и расположение зоны нагружения подшипника. Адгезионный износ может также происходить на направляющих опорных поверхностях фланца из-за недостаточной смазки.

7.3.3.4 Коррозия влагой

На коррозию влагой влияет попадание атмосферной влаги или морской воды.

7.3.3.5 Фрикционная коррозия

Фрикционная коррозия может быть рассмотрена как форма ложного затвердевания дорожки качения в кольце подшипника. Этот вид отказа обычно вызывается микроперемещениями за долгий период времени, например, когда ветровая турбина останавливается с применением тормоза. Другие формы фрикционной коррозии могут быть обнаружены как фреттинг коррозия (при трении). Этот вид коррозии — процесс изнашивания, вызванный комбинацией коррозии и абразивного действия остатков продуктов коррозии, который возникает в контактной зоне между двумя материалами под нагрузкой, в результате чего объект незначительно сокращает относительное движение от вибраций или некоторых других сил. Фреттинг коррозия (при трении) обычно возникает при посадке с натягом, которая позволяет совершать микродвижения из-за неточного выбора посадки или из-за упругой деформации одного или нескольких тел, присоединенных посадкой с натягом. Оба вида коррозии при трении будут форсированы доступностью влаги.

7.3.3.6 Чрезмерное напряжение

Разрушение чрезмерным напряжением может быть в результате поражения молнией, когда молниезащита недостаточна. Чрезмерное напряжение может привести к местному перегреву материала и вызвать разупрочнение поверхности или каверны на дорожке качения в кольце подшипника, видимые невооруженному глазу.

7.3.3.7 Утечка тока

Утечка тока в коробках передач ветровой турбины начинается с большого числа небольших каверн, обычно на дорожках качения в кольце подшипника. В результате происходит образование канавок, обычно, на подшипниках, находящихся непосредственно рядом с генератором. Повреждения образованием канавок, вызванные электрической проводимостью через материалы подшипника и смазку, часто вызываются неудовлетворительным заземлением электрических деталей.

7.3.3.8 Перегрузка

Пластическая деформация и перегрузка наблюдаются в редких случаях в коробках передач ветровой турбины, в основном, из-за высоких кратковременных ударных нагрузок. При реальной нагрузке подшипника статический коэффициент безопасности, установленный в 7.3.7.1, не превышается, а воздействие пластической деформации будет незначительным.

7.3.3.9 Впадины от сколов

Сколы могут образоваться от различных источников, например, внешних загрязнителей, износа шестерни и подшипника, износа обоймы (подшипника), или от других неисправных деталей. Впадины от сколов, важные или вторичные разрушения могут привести к преждевременному усталостному разрушению. Поэтому необходимо поддерживать уровень чистоты масла, как установлено в 7.6.8.

7.3.3.10 Впадины от обработки

Впадины от обработки могут быть устранены при правильном выполнении производства (см. 7.3.5.4).

7.3.4 Требования интерфейса подшипника

Проектирование компоновки подшипника для коробки передач ветровой турбины происходит параллельно между производителями коробки передач и подшипника. Для управления этим важным интерфейсом необходимо наличие всей информации о нем, для чего производитель коробки передач должен выпускать детальную спецификацию требований для компоновки подшипника. Минимально необходимое содержание этой спецификации представлено ниже.

7.3.4.1 Определения интерфейса

Для выбранной компоновки подшипника должно быть установлено следующее:

- система координат и точка отсчета, используемые для обмена информацией об интерфейсе;
- полная требуемая информация для описания интерфейсов между коробкой передач и подшипником, например:
- расположение и размеры компоновок шестеренок и подшипников в коробке передач;
- размеры, допустимые отклонения размеров и формы, жесткость поверхности и шероховатость поверхности диаметров шейки вала;
- размеры, допустимые отклонения размеров и формы, жесткость поверхности и шероховатость поверхности диаметров шейки корпуса;
- размеры, допустимые отклонения размеров и формы, шероховатость опорной колонны и опорные отверстия с заплечиком (под подшипник) на валах, корпусах и кожухах;
- жесткость окружающих подшипник деталей;
- расход потока смазки, давления и температуры, а также откачку смазки.

Все определения интерфейса и важных допущений проекта должны быть задокументированы для обзора сертификационной лабораторией.

7.3.4.2 Эксплуатационные условия

Для каждого из определенных интерфейсов полная информация должна быть обеспечена для описания применимых условий эксплуатации и реакций, включая их динамическое подмагничивание, например:

- силы;
- моменты,
- вращательные скорости и вращательные ускорения;
- движения;
- регулировку/разрегулировку;
- деформации;
- ускорения;
- температуры (номинальную, максимальную и минимальную).

7.3.5 Проблемы проектирования подшипников

7.3.5.1 Обоймы подшипника

Обоймы подшипников, которые и направляют, и разделяют ролики (такие как SRB), должны быть стальными или латунными. Для обойм подшипников, которые только разделяют ролики, могут быть рассмотрены другие материалы, способные сопротивляться старению из-за эксплуатационных температур и смазки в течение расчетного срока службы. Применимость других материалов обойм должна быть согласована между покупателем и производителями ветровой турбины и коробки передач и должна основываться на оценках при основательном практическом опыте.

7.3.5.2 Внутренние эксплуатационные зазоры

Основной внутренний эксплуатационный зазор должен быть выбран для подгонки тяжелых посадок с натягом и температурных перепадов. Соответствующий выбор должен быть проверен при наихудшей комбинации допуска при условиях пуска. Радиальный зазор должен быть выбран с целью минимизации разрегулировки при зацеплении шестерни. Это особенно важно для низкоскоростных валов коробок передач, которые поддерживают силы ротора.

Эксплуатационный зазор, используемый в расширенных расчетах номинального срока службы, должен включать следующие воздействия:

- основной зазор подшипника;
- допуски посадки вала, корпусов и колец подшипника;
- гладкость посадки для установленных характеров поверхности;
- температурный градиент между внутренним и внешним кольцами (см. таблицу 3);
- коэффициент теплового расширения материалов;
- эксплуатационные температуры (см. таблицу 4).

Статическая деформация креплений может влиять на зазор. Статический анализ допуска должен быть использован для определения эксплуатационного зазора. Если это недоступно, то должно использоваться 2/3 от суммы всех экстремальных значений. Должны быть проверены экстремальные комбинации допусков.

В таблице 3 указаны стандартные разности температур между внутренним и внешним кольцами, наблюдаемыми при постоянной эксплуатации. Большие разности температур могут происходить, например, в условиях процесса старта с дополнительным охлаждением воздухом при сильных ветрах или в условиях холодного климата. Эти экстремальные значения могут быть важны для выбора внутреннего зазора подшипника. Эксплуатационный зазор, используемый в расширенном расчете номинального срока службы, и допущения, сделанные для определения этого зазора, должны быть задокументированы.

Таблица 3 — Температурные градиенты для расчета эксплуатационного зазора

Положение подшипника	Разность температур между внутренним и внешним кольцами при постоянной эксплуатации
Высокоскоростной вал	От 10 до 30 К
Высокоскоростной промежуточный вал	От 5 до 20 К
Низкоскоростной промежуточный вал	От 0 до 15 К
Планетарная передача	От – 5 до +5 К
Низкоскоростной вал	От 0 до 10 К

Выбор внутреннего эксплуатационного зазора должен быть проверен с помощью испытаний прототипов коробок передач. Это может, например, быть завершено измерениями температуры или анализом вращающейся модели подшипника.

7.3.5.3 Вал и посадка корпуса

Относительное движение (и осевое, и вращательное) между кольцами подшипника, валом и/или корпусом может вызывать разрушение фреттинг- коррозией или адгезионным износом, таким как образование задиров. Более того, относительное движение колец подшипника может нарушить кинематику подшипника, например, если одно из колец смещено в осевом направлении. Вал и посадка корпуса должны быть выбраны для предотвращения или минимизации относительного движения. Если это недостижимо, то могут потребоваться дополнительные средства по смягчению последствий этих воздействий.

Тяжелая посадка с натягом, как это установлено производителями подшипников, для применения с переменной нагрузкой и повышенным уровнем вибраций должна быть выбрана для снижения риска проскальзывания кольца подшипника фреттинг-коррозии. Рассматриваемые воздействия при выборе соответствующей посадки и допуска включают:

- условия вращения;
- величину нагрузки;
- тип подшипника;
- внутренний зазор подшипника;
- температурные условия;
- требуемую точность перемещения;
- проект и материал вала и корпуса;
- сдвиги нефиксирующего подшипника;
- приемлемое кольцевое напряжение;
- простоту сборки и разборки.

Подшипники с плотной посадкой не всегда достаточно препятствуют относительному движению колец подшипника, и в некоторых ситуациях плотная посадка нежелательна (например, проблемы сборки, требуемые осевые сдвиги нефиксирующего подшипника, внешние кольца FPCBB подшипников и т. д.). В этих случаях проект должен содержать подходящие дополнительные решения либо для уменьшения относительного движения, либо для смягчения разрушения, связанного с относительных движением, например, решения закрепления шпильками, осевыми зажимами, адгезивное или соответствующее нанесение покрытия на поверхность. Плотная посадка не всегда возможна.

Когда нагрузка неизменна относительно кольца, можно воспользоваться установочной шпилькой, но размещать ее следует в стороне от зоны нагружения. Если используется шпилька, то должно быть проведено соответствующее рассмотрение концентрации напряжений в кольце подшипника. Расчет и размещение шпилек и соответствующих пазов должны быть утверждены производителем подшипника. Допущения по коэффициентам трения, нагрузке проскальзывания, размеры шпилек, нагрузки на шпильках и сила соединения должны быть задокументированы.

Каналы планетарных колес должны иметь твердость поверхности как минимум 55 HRC для избегания интенсивного износа во время неизбежного проскальзывание кольца. Особое внимание должно быть уделено риску осевого проскальзывания внешних колец планетарного подшипника. Влияющие факторы включают в себя силы реакции от угла наклона линии зуба, деформацию обода шестерни и направленные структуры в характере поверхности.

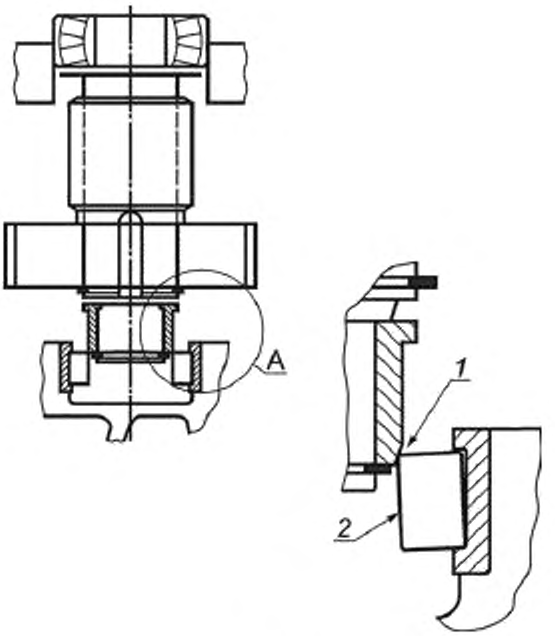
Адгезия не должна использоваться как основное средство для избегания относительного движения колец подшипников. В случае использования адгезии как дополнительного средства соответствующие процессы для чистки и применения адгезии, сборки подшипника с адгезией и процедуры вулканизации должны быть установлены на стадии проектирования. Должна быть установлена совместимость использованной адгезии со смазкой коробки передач.

Внешние кольца планетарных подшипников должны быть вмонтированы в каналы планетарных передач с допуском как минимум R6. Другие посадки могут быть необходимы в зависимости от эксплуатационных условий и конструкций планетарных колес. Внутренние кольца планетарных подшипников должны быть зажаты для избегания вращения, кроме случаев, когда используются сферические роликовые подшипники.

Если относительное вращение кольца подшипника неизбежно для внутренних колец планетарных подшипников, то сопряженные поверхности, включая поддерживающие отверстия с заплечиками, пружинные упорные кольца и прокладки, должны иметь твердость поверхности как минимум 55 HRC.

7.3.5.4 Сборка

Подшипники могут быть легко повреждены в процессе установки. Подшипники должны быть установлены с использованием соответствующих инструментов и технологий, которые минимизируют риск повреждения. Например, рисунок 6 показывает, как закрытая установка цилиндрических роликовых подшипников может быть особенно рискованной. Необходимо избегать закрытой сборки.



Вид А

1 — заклинивание ролика на внутреннем кольце подшипника; 2 — роликовый запорный кран

Рисунок 6 — Закрытая сборка подшипника

7.3.6 Смазка подшипника

7.3.6.1 Чистота смазки

Чистота масла — важный влияющий фактор на надежность производительности подшипника. Передовые системы фильтрации могут достигать низкого уровня числа частиц, что благоприятно сказывается на сроке службы подшипника. В расчетах подшипников это отражается коэффициентом чистоты e_C в соответствии с [21].

Уровень чистоты масла -/17/14, основанный на [22], должен быть использован при расчетах срока службы подшипника для систем фильтрации до тех пор, пока эксплуатационная чистота не окажется лучше (см. таблицу 9).

Должно быть проверено, что реальный достигнутый уровень чистоты масла на один уровень лучше, чем значение, используемое в расчетах подшипников, и что система может обслуживать этот уровень чистоты масла (см. 7.6.8).

7.3.6.2 Температура смазки

Относительная вязкость к должна быть рассчитана при температуре смазки подшипника (см. 7.6.5.3 и таблицу 4). Температуры могу т нуждаться в регулировке согласно реальной измеренной информации (см. 8.3.2). Для номинального срока службы подшипника относительная вязкость к должна быть определена в соответствии с ГОСТ 18855. В приложении В.4 описаны более детальные методы для сравнения толщины стенки между разными смазками.

Средняя объемная температура масла — это установившаяся эксплуатационная температура масла, как определено в 7.6.5.1. Входная температура масла — это установившаяся температура масла, как определено в 7.6.5.2. Если средняя объемная или входная температуры масла неизвестны, то следует использовать температуру на 5 К ниже, чем установлено производителем ветровой турбины.

Таблица 4 — Температура смазки подшипника для расчета относительной вязкости κ

Положение подшипника	Температура смазки для подшипников со смазкой разбрызгиванием, К	Температура смазки для подшипников со смазкой давлением, К
Высокоскоростной вал	Средняя объемная температура масла + 15 К	Входная температура масла + 5 К
Высокоскоростной промежуточный вал	Средняя объемная температура масла + 10 К	Входная температура масла + 5 К
Низкоскоростной промежуточный вал	Средняя объемная температура масла + 5 К	Входная температура масла
Планетарная передача	Средняя объемная температура масла + 5 К	Входная температура масла
Низкоскоростной вал	Средняя объемная температура масла	Входная температура масла

Впускной канал масла и средняя объемная температура масла должны быть проверены испытаниями на месте эксплуатации, проводимыми производителем ветровой турбины. Итоги проверки температуры должны быть обсуждены в процессе подтверждения корректности конструкции (пункт 8).

Производители коробки передач, ветровой турбины и подшипника должны договориться, какие подшипники в ветровой турбине будут контролироваться по температуре. Они также должны договориться об ограничениях отключения, а также действиях системы управления в случае, если эти ограничения произойдут.

7.3.6.3 Характеристики смазки

Характеристики смазки должны быть обеспечены производителем смазки. Для выбора значения могут быть использованы [23] или [24].

На условия смазки в контактной пленке подшипника влияют следующие характеристики смазки.

- характеристика вязкости — это функция от эксплуатационной температуры. Характеристики вязкости устанавливаются поставщиком масла при 40 °С и при 100 °С для каждой смазки или приводятся для 40 °С с индексом вязкости (мера изменения вязкости с температурой). Индекс вязкости масла обычно выше для PAG масел, чем для PAO масел, и для PAO масел индекс вязкости масла выше, чем для минеральных масел;

- коэффициент давление-вязкость относится к связи между нагрузкой, расположенной на пленке масла (давление) в зоне нагрузки, и толщиной пленки масла (вязкость) при нагрузках, когда все другие факторы (материал, температура, геометрия, скорость, нагрузка) постоянны. Коэффициент давление-вязкость — это функция температуры, и для минеральных масел она обычно выше и круче (кривая зависимости), чем для PAO и PAG смазок.

Толщина пленки EHL, которая определяет изменение κ с коэффициентом давление-вязкость и вязкость масла, — это функция температуры, если другие параметры, такие как геометрия, упругие свойства, скорость и нагрузка, зафиксированы.

Что касается характеристик вязкости, существует небольшое отличие между PAO и минеральным маслом для диапазона температур между 65 °С и 90 °С, типичным для деталей шестерен ветровых турбин. На практике увеличенное приведенное воздействие температуры на вязкость (более высокий индекс вязкости) синтетических масел компенсируется неблагоприятным коэффициентом давление-вязкость (меньшая альфа). Поэтому стандартная диаграмма вязкости минеральных масел (индекс вязкости равен 95) должна быть использована как исходные данные для расчетов κ. Это, в общем, подходит для многих разных типов масла (минеральных и синтетических).

7.3.7 Расчеты номинальных параметров

Подшипники должны быть рассчитаны в соответствии с методами, установленными в 7.3.7.1 и 7.3.7.2. Требования этих пунктов основаны на эмпирических данных, полученных из практического опыта. Рассчитанные сроки службы подшипников действительны для сравнения различных альтернативных подшипников, и могут не отображать реальные сроки службы подшипников под действительными условиями обслуживания. В приложении Ж приведен пример документации для процесса расчета срока службы и оформления результатов.

7.3.7.1 Статические номинальные параметры

Коэффициент статической безопасности различных подшипников должен быть равным как минимум 2,0 для установленной предельной расчетной нагрузки (см. 6.3.3).

Коэффициент статической безопасности должен быть рассчитан с использованием реального распределения внутренней нагрузки в детальной модели, такой как в [21]. Коэффициент S_0 согласно ГОСТ 18854 предусматривает аппроксимацию. В расчет распределения внутренней нагрузки для планетарных подшипников должно включаться смещение нагрузки шестерни, установленное производителем коробки передач. Смещение — это интервал отклонения от нейтрального осевого расположения шестерни при результирующем воздействии нагрузки.

7.3.7.2 Номинальный срок службы

Приведенный эталонный номинальный срок службы L_{nmr} должен быть рассчитан в соответствии с [21]. Допустимая вероятность неисправности n должна быть установлена производителем ветровой турбины, но должна быть равной или меньшей, чем $n = 10$. Рассчитанный приведенный эталонный номинальный срок службы L_{nmr} должен соответствовать или превышать установленный проектный срок службы коробки передач.

Если общий приведенный эталонный номинальный срок службы L_{nmr} более чем в 10 раз превышает общий базовый эталонный номинальный срок службы L_{nr} согласно [21], то общий приведенный эталонный номинальный срок службы L_{nmr} должен быть установлен как десятикратный общий базовый эталонный номинальный срок службы L_{nr}.

Расчеты должны быть выполнены дискретно с использованием спектра нагрузки, установленного производителем ветровой турбины. Общий приведенный эталонный номинальный срок службы L_{nmr} должен быть рассчитан с использованием уравнения (3):

$$L_{nmr} = a_1 \cdot \frac{\Sigma q_i}{\Sigma \frac{q_i}{L_{10mri}}}, \qquad (3)$$

где L_{nmr} — общий приведенный эталонный номинальный срок службы в часах при надежности (100 — n) %;

n — надежность, выраженная в процентах неисправности;

a_1 — коэффициент, корректирующий срок службы для надежности по ГОСТ 18855;

L_{10mri} — приведенный эталонный номинальный срок службы для i-го уровня нагрузки при 90 % надежности по [21];

q_i — или время (если скорость постоянна) или частота вращения для i-го уровня нагрузки.

Может возникнуть потребность в уменьшении числа дискретных значений в спектре нагрузки, например, для облегчения обработки данных при рассмотрении компонентов, окружающих подшипник. Метод сокращения числа дискретных значений нагрузки должен быть согласован между производителями подшипника, коробки передач и ветровой турбины и задокументирован вместе с представлением результатов расчета срока службы. В В.2 приложения В приведены методы по уменьшению числа дискретных значений в приведенном спектре нагрузки.

Приведенный эталонный номинальный срок службы L_{nmr} должен быть скорректирован для требуемой надежности с использованием коэффициента корректировки срока службы a_1 и включать воздействие:

- радиальных, осевых и мгновенных нагрузок;
- внутренний проект (совокупность характеристик, скрытых от пользователя) подшипников;
- внутренний эксплуатационный зазор;
- упругость подшипников и валов;
- распределение нагрузки между элементами качения;
- распределение нагрузки по длине элемента качения, включая:
  - реальные профили ролика и дорожки качения в кольце подшипника;
  - округление зоны контакта шарик качения/дорожка качения;
- вязкость смазки при эксплуатационной температуре (см. 7.3.6.1);
- эффективность системы добавок при низких κ в соответствии с ГОСТ 18855;
- эксплуатационную чистоту смазки (см. 7.3.6.1);
- смещение нагрузки шестерни;
- коэффициент нагрузки зацепления K_γ (см. 7.2.3.2).

Расчет приведенного эталонного номинального срока службы, кроме того, может учитывать упругость крепления. Расширенные расчеты могут быть использованы для исследования чувствительности разделения нагрузки и распределения нагрузки от разрегулировки и изменчивости производства. Статический анализ допусков должен быть использован для определения разрегулировки. Особо следует избегать мест чрезвычайных концентраций напряжений на концах роликов и контактных округлениях.

Расчеты номинального срока службы планетарных подшипников должны быть выполнены при одном постоянном характерном смещении нагрузки шестерни, которая установлена производителем коробки передач. Смещение — это интервал отклонения от нейтрального осевого расположения шестерни при результирующем воздействии нагрузки. Расчеты при эквивалентном крутящем моменте, максимальном и максимальном обратном крутящих моментах должны быть проверены, чтобы убедиться, что постоянное отклонение нагрузки шестерни может быть принято для всего спектра нагрузки.

7.3.7.3 Контактное напряжение

Контактное напряжение, использующее суммарную динамическую эквивалентную нагрузку Miner'a, должно быть задокументировано и не должно превышать значения, перечисленные в таблице 5. Контактное напряжение должно быть рассчитано в соответствии с [21] или В.3 приложения В. Любые отличия между этими методами должно быть согласовано между производителями подшипника, коробки передач и ветровой турбины. Предпочитаются результаты расширенного контактного анализа по [21].

Таблица 5.1 — Максимальное контактное напряжение

Положение подшипника	Диапазон скорости $n \cdot D_{pw}$	Максимальное контактное напряжение p_{max}, МПа
Высокоскоростной вал	150,000 — 430,000	1,300
Высокоскоростной промежуточный вал	25,000 — 220,000	1,650
Низкоскоростной промежуточный вал	10,000 — 60,000	1,650
Промежуточный солнечный вал	10,000 — 60,000	1,650
Промежуточная планетарная передача	20,000 — 150,000	1,500
Низкоскоростная планетарная передача	10,000 — 60,000	1,500
Низкоскоростной вал	5,000 — 15,000	1,650

Примечания

1 Эти руководящие значения были получены из опыта современного проектирования коробок передач, где индекс скорости $n \cdot D_{pw}$ снижается в установленном интервале.

2 Руководящие значения применяются для подшипников, произведенных из современной, широко используемой, высококачественной закаленной подшипниковой стали в соответствии с хорошим производственным опытом, и обычно традиционных конструкций, что касается формы контактной поверхности ролика.

3 Значения в этой таблице действительны для проектного срока службы — 20 лет.

4 Для входного вала обычно не существует доступной эквивалентной нагрузки.

7.3.7.4 Номинальный срок службы особых (особо изготовленных) подшипников

Для сравнений могут быть также использованы особые методы расчета, разработанные производителями подшипников, несмотря на то, что основной метод расчета установлен в [21]. При использовании особых методов расчета итоговый срок службы подшипника должен быть сравнен со значением L_{nmr}, полученного с помощью методов [21]. Значения базового номинального срока службы и контактного напряжения, полученные с помощью одинаковых особых методов, должны быть также сравнены со значениями из 7.3.7.2, таблицы 5 и В.3 приложения В.

Обнаруженные различия в этих сравнениях должны быть согласованы между производителями подшипника, коробки передач и ветровой турбины.

7.3.7.5 Проскальзывание

Для больших коробок передач и подшипников потенциал разрушения от проскальзывания возрастает при условиях малых и кратковременных нагрузок для ветровых турбин. Такое разрушение может привести к неисправностям подшипника ранее, чем предсказывают расчеты номинального срока службы. Поэтому должно быть проведено рассмотрение таких эксплуатационных нагрузок при выборе подшипников.

Эта проблема должна быть преодолена производителями коробки передач, подшипника и ветровой турбины.

На риск разрушения при проскальзывании влияют такие факторы, как:

- конструкция и размер подшипника, включая материалы обоймы, управляющее устройство обоймы, внутренняя геометрия и состояния поверхности элементов качения и дорожек качения;
- скорость,
- ускорение;
- скорость изменения от ненагруженного к нагруженному состоянию;
- параметры смазки, такие как качество, вязкость, температура и примеси;
- внутренний эксплуатационный зазор;
- размер и расположение зоны нагружения, включая зоны разных предварительных нагрузок;
- упругость крепления;
- эффективность покрытия или обработки поверхности (если применимо).

7.4 Валы, шпонки, соединения корпусов, шлицы и крепления

7.4.1 Валы

7.4.1.1 Прочность и номинальный срок службы

Валы должны быть спроектированы с использованием [25] или [26]. Расчетная нагрузка вала должна быть использована в расчетах прочности. Минимальные коэффициенты безопасности для разных методов установлены в таблице 6.

Таблица 6 — Минимальные коэффициенты надежности для разных методов

	[25]	[26]
Усталость	1,75	1,75
Деформация	1,30	1,30

Примечания

1 По [26]: $FS_f \geq 1{,}75$, используя коэффициент = 1,0 (P = 50 %) и $FS_p \geq 1{,}3$, используя расчетные нагрузки, включая динамические эффекты и $F_p = 1{,}0$.

2 В [25] установлено, что метод конечно покрывается коэффициентом 1,2. Этот коэффициент может быть рассмотрен в качестве включенного в коэффициент безопасности. Должны быть применены расчетные нагрузки, включая динамические эффекты.

7.4.1.2 Материалы

Материалы вала-шестерни должны соответствовать требованиям 7.2. Материалы других валов должны иметь достаточную способность к закалке для удовлетворения требований по напряжению, жесткости и твердости поверхности. Требования качества для этих валов должны быть установлены в соответствии с [18]. Все валы должны быть ослаблены от внутренних напряжений после термической обработки.

7.4.1.3 Погрузочные отверстия вала

Для того, чтобы способствовать легкому ручному управлению элементами трансмиссии в процессе обслуживания, все концы вала должны иметь резьбовые отверстия, спроектированные для принятия рым-болтов (с проушиной) для поднятия.

7.4.2 Соединения вал-втулка

7.4.2.1 Принципы проектирования

Нагрузки на коробках передач WTG переменны от природы и обычно включают обратные нагрузки. Амплитуда и частоты возникновения зависят от реакции системы управления, такой как динамические свойства трансмиссии.

Для обеспечения этих нагрузок без чрезмерных относительных движений все типы соединений вал-втулка должны иметь достаточный запас надежности для передачи обратного расчетного крутящего момента только с помощью натяга без рассмотрения возможных преимуществ от шпонок и других блокирующих устройств. Эксплуатационные нагрузки при нормальном направлении нагрузки должны быть переданы одним натягом с достаточным запасом надежности.

Избегать возможность возникновения фреттинг-коррозии из-за микроперемещений необходимо во взаимосвязи с размещением крутящего момента, изгибом вала и отклонениям втулки.

7.4.2.2 Бесшпоночная посадка

Воздействие посадки без шпонок (бесшпоночная посадка) должна быть рассчитана по [26] или [27].

7.4.2.3 Воздействие посадки со шпонкой

Воздействие посадки со шпонкой должно быть рассчитано в соответствии с [26], [28] или [29].

Шпоночные пазы не должны расширяться на опорную шейку вала. Необходимо избегать пересечения шпоночных пазов с разными диаметрами. Кромки шпоночных пазов со снятыми заусенцами или со снятой фаской должны быть свободны от зазубрин, выемок или других острых переходов, которых могут быть местами концентрации напряжений.

Все шпонки должны быть сделаны из стали с соответствующей способностью к закалке для получения микроструктуры, которая имеет твердость, прочность и жесткость поверхности для удовлетворения требований в применении, которые получены из расчетов в соответствии с [26], [27] или [29].

Геометрия шпонки, вала и втулки должны быть спроектированы в соответствии с [30]. Все шпонки должны быть посажены на их вал с максимальной посадкой с натягом.

7.4.3 Гибкие шлицы

Гибкие шлицы должны быть спроектированы для предупреждения фреттинг-коррозии. Дополнительная информация по проектированию гибких шлиц представлена в [31].

В изменчивых компоновках, таких как солнечные валы, внешние зубы шлица должны выступать для избегания краевых напряжений при движении. Поверхность внешних и внутренних зубов должна быть закалена.

Смазка должна быть достаточной для предотвращения фреттинг-коррозии. Предпочтительно осуществлять принудительную подачу смазки. Поток масла через соединения должен быть направлен для вымывания всех осколков, и возвратные каналы должны направлять масло назад в маслосборник.

7.4.4 Уплотнения валов

Высоко- и низкоскоростные валы должны иметь уплотнения для сохранения смазки и резиновые стяжные кольца для исключения попадания пыли и влаги. Осевой зазор, перегрев, обслуживание и их параметры должны быть согласованы при проектировании системы уплотнений. Уплотняющие материалы должны быть совместимы со смазкой и допустимы к применению в конкретных условиях окружающей среды.

Уплотнения могут иметь ограниченный срок службы, соответственно вид уплотнения и его ожидаемый срок службы должны быть согласованы между производителями коробки передач и ветровой турбины. Лабиринтные уплотнения предпочтительны перед уплотнительными лентами, так как уплотнительные ленты имеют сравнительно короткий срок службы и трудны для замены в ветровой турбине. Материалы не должны представлять опасность для людей или окружающей среды.

7.4.5 Крепления

7.4.5.1 Основные требования

Все крепления должны быть метрического уровня 8.8 или лучше. Размеры, вращающий момент затяжки и зацепление креплений должны соответствовать [26] или быть квалифицированы гарантированными испытаниями. По возможности оборудование должно быть стандартизировано для общих размеров и отделки.

Там, где крепления высокой прочности уровня 10.9 или 12.9 необходимы для передачи нагрузок, следующие требования качества должны быть выполнены:

- если размещено оборудование, сделанное из высокопрочной эластичной стали (830 Н/мм^2 или лучше), то строгие процессы качества должны быть проведены для избегания водородной хрупкости. Водородная хрупкость приводит к низкой пластичности и может вызвать раскалывание гаек, растрескивание шайб и разрушение головок болтов;
- источники приобретения высокопрочного оборудования должны контролироваться;
- замена или изменение в процессе обшивки должны контролироваться;
- должны быть сделаны выборка и испытание с использованием контроллеров напряжения/деформации каждой произведенной партии оборудования.

7.4.5.2 Внутренние крепления

Разбивка или наклеп — это процедура низкопроизводительного применения для заклинивания частей вместе. Разбивка использует местное оседание для сохранения двух частей в одном положении. Эта процедура не допустима. Такое оборудование, как установочные болты, винты, гайки, штифты и патрубки, должно быть надежно закреплено.

7.4.5.3 Соединения корпусов

Все герметизирующие компаунды должны быть применены в соответствии с инструкциями производителей компаундов. Если корпус имеет ровный разъем для перемещения шестерни, то он должен быть смазан маслом. Уплотнительные кольца и герметизирующие компаунды должны быть совместимы со смазкой. Ровные разъемные корпуса должны иметь устройства принудительной блокировки, такие как установочные штифты. Подшипники не должны использоваться для центрированных разъемных корпусов.

Болтовые соединения корпусов между кольцевым и сопряженным корпусами в планетарных передачах требуют особых конструкторских решений во избежание движения и фреттинг-коррозии между деталями. Соединение должно переносить максимальную эксплуатационную нагрузку при трении под расчетным натяжением болта с достаточным запасом надежности. Если трение недостаточно, соединение должно быть закреплено штифтами достаточной твердости для переноса предельных нагрузок без перенапряжения материалом корпуса при сжатии в окрестности штифта. Вклад трения соединений в нагрузку штифта не должен учитываться в этом расчете.

При расчетах соединения корпусов должны быть рассмотрены следующие параметры: гладкость, расположение болтовых соединений, деформация, уплотнения стыков, расположение половинок (повторяемость сборки), опорные поверхности болтов, глухие отверстия, использование покрытий для сохранения функций подшипника.

7.4.6 Пружинные стопорные кольца (пружинные шайбы)

Пружинные стопорные кольца (пружинные шайбы) могут использоваться как удерживающий элемент для предотвращения осевого смещения монтажных элементов вала. Пружинные стопорные кольца не должны использоваться для поддержки эксплуатационных осевых нагрузок.

Внешние и внутренние пружинные стопорные кольца должны быть спроектированы в соответствии с [32] и [33] на предельные нагрузки. Прочность вала в пазах должна соответствовать 7.4.1.

7.5 Конструктивные элементы

7.5.1 Введение

Настоящий подраздел определяет проверку прочности и анализ деформаций конструктивных компонентов коробки передач ветровой турбины.

Конструктивный элемент — это механическая деталь, которая является частью основной структуры ветровой турбины или коробки передач. Она передает переменные и постоянные нагрузки. Обычно эти детали не являются симметричными по оси (например, не симметричны по оси вращения).

Зубчатая передача, валы, подшипники, болты, штифты, соединения, пружинные стопорные кольца (пружинные шайбы) и шпонки не рассматриваются в этом пункте.

Проверка прочности, как описано ниже, должна быть проведена для следующих компонентов:

- стопорный кронштейн (тормоз);
- опора планетарной шестерни;
- другие конструктивные компоненты, передающие основные нагрузки.

Пояснения основных принципов надежности структур могут быть получены в [34].

Для проверки прочности конструктивных компонентов требуются нагрузки, а также интерфейс и информация об окружающей среде. Должны быть установлены нагрузки интерфейса, как описано в 6.1.1 и 6.3.

Информация об интерфейсе необходима для измерения передающихся нагрузок и для выбора должных граничных условий для расчетов напряжения.

Интерфейс должен включать:

- эскиз трансмиссии со всеми важными размерами интерфейса;
- детализированную геометрию интерфейса;
- деформации и жесткость пружин (например, коэффициент жесткости) интерфейса;
- сдвиги интерфейса, вызванные деформациями и зазорами, представленные в отношении к расчетным нагрузкам.

7.5.2 Рассмотрение надежности

Минимальные требования надежности и безопасности должны соответствовать ГОСТ Р 54418.1. Частные коэффициенты безопасности разобраны и определены в 7.5.6.

7.5.3 Анализ деформаций

Шестерни и подшипники чувствительны к разрегулировке, и чрезвычайные деформации могут вызывать неверное функционирование и/или воздействие с другими компонентами. Поэтому важно рассмотрение деформаций и жесткости в процессе проектирования коробки передач ветровой турбины (см. приложение Г).

7.5.4 Проверка прочности

Проверка прочности — сравнение воздействующих факторов на допустимые ограничения местных напряжений. Проверка прочности должна быть выполнена и для экстремальных, и для усталостных нагрузок.

Механическая нагрузка на компонент должна быть рассчитана с использования трансформации и суперпозиции нескольких источников нагрузки (например, расчетные нагрузки, внутренние нагрузки шестерни, статические предварительные нагрузки).

Частные коэффициенты безопасности γ_n (последствие неисправности) и γ_m (материалы) должны использоваться согласно ГОСТ Р 54418.1.

Применение признанных марок материалов должно соответствовать ГОСТ Р 54418.1.

7.5.4.1 Определение напряжения и деформации

На воздействующий фактор влияют конструкция, внутренние нагрузки и относительные сдвиги интерфейсов. Уровень напряжений зависит от нагрузок, формы, свойств материалов и граничных условий.

Напряжение и деформация должны быть рассчитаны с помощью использования аналитических математических моделей или методов численного анализа, таких как FEA.

Для расчета напряжения и деформации могут быть также использованы упрощения (в том числе и для граничных условий) и субмодели. Тем не менее должно быть доказано, что точность оценки прочности не снижается при использовании этих методов. Локальные напряжения должны быть рассчитаны при допущении линейной упругости в соответствии с законом Hooke. Однако этот метод применим только до тех пор, пока предел текучести материала не будет превышен.

В некоторых случаях изменения граничных условий приводят нагружение к нелинейному поведению. Этот эффект в отдельных случаях может быть линеаризован последовательным методом. Произведенное поле напряжений должно быть пропорционально применяемому уровню нагрузки.

Напряжения рассчитываются по формуле (4)

$$\sigma = cL. \tag{4}$$

Допустимо принимать поле напряжений, которое образуется в результате суперпозиции полей напряжений, произведенных отдельными случаями нагрузки (например, внешние нагрузки, внутренние нагрузки, предварительные нагрузки).

$$e_{\sigma_{ij}} = \sum_k c_{ij,k} L_k. \tag{5}$$

7.5.4.2 Анализ конечных элементов

Анализ конечных элементов (FEA) основывается на моделях, состоящих из дискретных элементов с граничными условиями, такими как нагрузки, поддержки и ограничения. Ограничения числа степеней свободы — это геометрические граничные условия, которые определяют перемещения и вращения. Применяемые ограничения числа степеней свободы могут иметь существенное влияние на точность результатов. Для достижения достаточной точности необходимо расширить систему для включения соседних компонентов вместо определяющих условий на границе рассматриваемых компонентов.

Зацепление модели FEA должно быть достаточным для покрытия физических эффектов, таких как максимальные напряжения или деформации из-за пазов, очень жестких склонов и т. д. Анализ чувствительности зацепления должен быть выполнен.

7.5.4.3 Нагрузки и перемещения

Внешние силы, моменты и перемещения определяют преобладающее напряжение конструктивного компонента. Дополнительные воздействия могут быть приняты во внимание, если они существенно увеличивают напряжение компонента (например, горячая посадка или натяг (отрицательный зазор) болта).

7.5.4.4 Свойства материалов

Информация о материалах должна быть получена из международно признанных стандартов или из результатов испытаний согласно 7.5.7. Простые свойства материалов, широко используемые в FEA-расчетах конструктивных компонентов, перечислены в приложении Г.

7.5.5 Оценка статической прочности

7.5.5.1 Предел прочности и предел текучести

Оценка статической прочности должна соответствовать настоящему стандарту или другим международным признанным инструкциям. Оценка статической прочности должна быть выполнена для тех комбинаций нагрузок, которые приводят к наивысшим местным напряжениям. Дальнейшая информация об ограничениях функций состояния приведена в ГОСТ Р 54418.1.

Безопасность конструктивного компонента определяется коэффициентом резерва нагрузки для предела прочности (или предела текучести, где применимо) LRF_u, который рассчитывается по формуле

$$LRF_u = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{max}\gamma_n} \geq 1, \quad (6)$$

где σ_{max} является максимальным напряжением упругой деформации и определяется в 7.5.5.4.

Частные коэффициенты безопасности используются для расчета уровней предельных напряжений. Частный коэффициент безопасности материалов (γ_m) должен использоваться в соответствии с таблицей 7. Частный коэффициент безопасности последствия неисправности (γ_n) определен в ГОСТ Р 54418.1.

Таблица 7 — Частные коэффициенты безопасности материалов

Нормативная прочность	Частный коэффициент безопасности материала
R_p	$\gamma_{m_Rp} = 1{,}1$
R_m	$\gamma_{m_Rm} = 1{,}3$

7.5.5.2 Гипотеза напряжения для предела прочности и предела текучести

Расчет конструкции или компонента зависит от типа возможной неисправности. Допущения статической прочности должны выводиться при использовании гипотез нагрузки для ожидаемых видов неисправности:

- для хрупких материалов поведение материала описано гипотезой максимального главного напряжения. И максимальное и минимальное главные напряжения должны быть рассмотрены при проверке прочности;
- для пластичных материалов гипотеза максимальной энергии деформации сдвига или гипотеза максимального напряжения сдвига лучше всего описывает механизм неисправности.

Альтернативные гипотезы могут быть применены, если они обоснованы испытаниями отдельных узлов.

7.5.5.3 Влияние размеров

Предел текучести и предел прочности на разрыв зависят от размеров. Когда влияние размеров не определено экспериментально, то влияние размеров на прочность материала должно быть взято из стандартов или определено по современным рекомендациям, например [35] или [36].

7.5.5.4 Уровень предельных напряжений

Предельное напряжение σ_{lim} — это максимальное локальное напряжение, которое может выдерживать компонент. Характеристические значения для материалов могут быть взяты из стандартов или определены измерениями, проводимыми согласно со стандартизованными методами испытаний.

Стандартный метод.

Для нескольких материалов прочность на сжатие значительно выше, чем прочность на разрыв. Эти значения прочности ($R_{m_compressive}$ и $R_{p_compressive}$) могут быть применены там, где это обосновано.

Для стандартного метода, уровень предельных напряжений должен быть рассчитан по формуле (7) для конструкционной стали и чугуна с шаровидным графитом и по формуле (8) для серого (слоистого) чугуна.

$$\sigma_{lim} = \min\left[\frac{R_p}{\gamma_{m_R_p}}; \frac{R_m}{\gamma_{m_R_m}}\right], \quad (7)$$

$$\sigma_{lim} = \frac{R_m}{\gamma_{m_R_m}}. \quad (8)$$

Стандартный метод.

Если предел текучести в определенном месте превышен, то напряжение и деформация паза будут иметь нелинейную зависимость от уровня нагрузки из-за локальной текучести. Локальная деформация должна быть рассмотрена на допущения статической прочности компонента. Здесь может быть принято во внимание то, что распределение локальной деформации зависит от материала, формы материала (например, паза) и от уровня нагрузки.

Этот эффект выражается коэффициентом секции $n_{pl\ \sigma}$. Следующий рисунок показывает условия в точке неисправности при допущении линейности и включении пластичности.

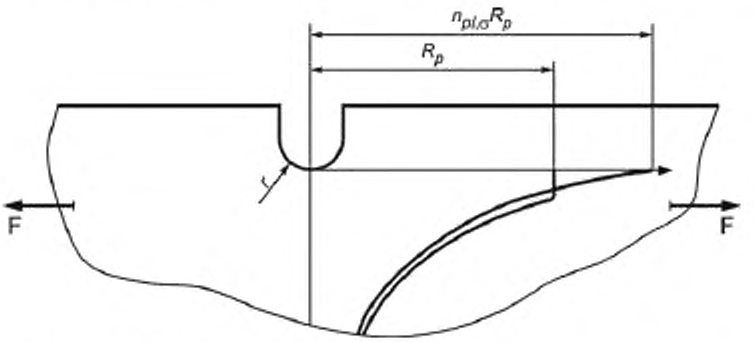


Рисунок 7 — Определение параметра секции $n_{pl,\ \sigma}$ компонента с пазом

Коэффициент секции $n_{pl\ \sigma}$ учитывает влияние распределения напряжения на прочность компонента и позволяет использовать запас пластичности материала. Это показывает, насколько большое линейное упругое рассчитанное напряжение паза n_{el} может быть увеличено в отношении к пределу прочности. Коэффициент учитывает и локальную, и глобальную неисправности и определяется формулой

$$n_{pl,\ \sigma} = \min\ (n_{pl,\ \sigma,LF};\ n_{pl.\ \sigma,GF}) \geq 1. \quad (9)$$

Общий предел деформации $\varepsilon_{lim} = 1\ \%$. Для расширенного метода уровень предельного напряжения рассчитывается по уравнению (10).

$$\varepsilon_{lim} = \frac{R_p \cdot n_{pl,\sigma}}{\gamma_{m_R_p}}\ . \quad (10)$$

До тех пор, пока обоснование или проверка не будут выполнены, этот расширенный метод не следует использовать для:

- компонентов с закаленной поверхностью (химико-термическим или термическим методами);
- слоистого чугуна, ковкого чугуна и чугуна с шаровидным графитом с предельной деформацией A3 или A5 < 8 %.

7.5.5.5 Глобальная и локальная неисправности

Локальная неисправность возникает, когда максимально допустимая деформация превышена в критической точке. Компонент не всегда разрушается из-за локального напряжения в пазу. Глобальная неисправность может возникнуть в безпазовых секциях или секциях, в которых пазы менее тщательно расположены (см. приложение Г).

Коэффициент секции для локальной неисправности, $n_{pl,\sigma,LF}$

Коэффициент секции для локальных неисправностей рассчитывают по формуле

$$n_{pl,\sigma,LF} = \sqrt{\frac{\varepsilon_{lim} E}{R_p}}\ . \quad (11)$$

Коэффициент секции для глобальной неисправности $n_{pl,\sigma,GF}$.

Глобальная неисправность возникает, когда предел полной пластической нагрузки превышен и возникает неизменная деформация. Это зависит от материала, от формы детали и типа нагрузки. Предел полной пластической нагрузки L_p должен быть оценен с упругой пластичностью FEA с использованием идеализированной зависимости упругой/пластичной деформации от напряжения, пример показан на рисунке 8.

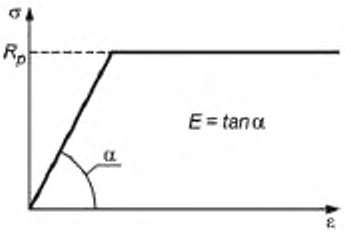


Рисунок 8 — Идеализированная зависимость упругой/пластичной деформации от напряжения

Коэффициент секции для глобальных неисправностей рассчитывают по формуле

$$n_{pl,\sigma\ GF} = \frac{L_p}{L_e}. \quad (12)$$

Предел упругой нагрузки L_e — это нагрузка, при которой локальное напряжение в пазе превышает предел текучести R_p. Предел полной пластической нагрузки L_p — это нагрузка, при которой вся секция начинает пластически деформироваться.

7.5.6 Оценка усталостной прочности

7.5.6.1 Методы усталостной прочности

Анализ усталостной прочности конструктивных компонентов в коробках передач ветровых турбин должен быть выполнен в соответствии с настоящим стандартом. Другие международно признанные инструкции по анализу могут быть применены, если их полезность для применяемого материала и установленных условий нагрузки доказана. Для руководства по анализу усталостной прочности с использованием накопления повреждений использованы [37], [38], [4] или [36].

Процедура анализа основана на методе локального напряжения. Три метода (метод А, Б, В) для анализа усталостной прочности описаны ниже.

Во всех случаях усталостная прочность должна быть описана с использованием накопленных повреждений D и коэффициента запаса по усталостному напряжению LRF_f.

В расчетах должно быть установлено использование амплитуды (полуразмаха) или полной амплитуды как меры величины усталостного напряжения, а любые несоответствующие данные должны быть надлежащим образом преобразованы. В настоящем стандарте используется амплитуда.

Метод А.

В методе А локальное эффективное эквивалентное напряжение рассчитывается для каждого интервала времени в проверенных временны́х рядах усталостной нагрузки. Циклы напряжения итоговой истории нагружения должны быть подсчитаны и классифицированы на две размерных матрицы дождевого потока со средними амплитудными значениями. Повреждения каждой ячейки в матрице должны быть рассчитаны и накоплены согласно модифицированному правилу Miner'a (см. пункт 7.5.6.7). Метод А рекомендуется для таких условий нагрузки:

- многоосная нагрузка;
- там, где компоненты нагрузки изменяются независимо друг от друга.

Метод Б.

В методе Б локальное напряжение рассчитывается, основываясь на двух размерных матрицах дождевого потока с амплитудными и средними значениями нагрузки. Метод Б может быть применен только тогда, когда на конструктивный компонент действует одноосная нагрузка. Постоянное напряжение (например, при горячей посадке) может быть также учтено. Метод Б не должен быть использован, если итоговое напряжение не одноосное. Разрушение каждого элемента в матрице следует рассчитывать и накапливать согласно модифицированному правилу Miner'a (см. пункт 7.5.6.7). Метод Б может быть достаточным для таких условий нагрузки:

- одноосная нагрузка;
- натяг (отрицательный зазор).

Метод В.

В упрощенном методе В уровень локального напряжения рассчитывается для эквивалентной нагрузки. Уровень локального напряжения сравнивается с уровнем допустимого напряжения (включающего средние

значения напряжения) с целью получить коэффициент запаса нагрузки. Разрушения должны быть рассчитаны согласно модифицированному правилу Miner'a (см. пункт 7.5.6.7). Метод В может быть применен только для таких условий нагрузки, как:

- одноосная нагрузка;
- без натяга (отрицательный зазор).

7.5.6.2 Определение локальных напряжений

Уровень локального напряжения (например, воздействующий фактор) будет определяться так, как описано в пункте 7.5.4.1. Все расчетные усталостные нагрузки должны быть учтены согласно ГОСТ Р 54418.1.

Определение локальных напряжений для метода А.

История напряжения для точки системы s рассчитывается на основе суперпозиции тензора напряжений компонентов $e_{\sigma_{ij}}(s, t)$, допуская, что поведение материала — линейно упругое. Тензор напряжений является результатом линейной комбинации размерного коэффициента переноса $c_{ij}(s)$ и важных временны́х рядов $L_k(t)$, как описано в 7.5.4.1.

$$e_{\sigma_{ij}}(s,t) = \sum_k c_{ij,k}(s) \cdot L_k(t). \tag{13}$$

Коэффициент переноса $c_{ij,k}(s)$ определяется для каждого случая нагрузки k, полученного из анализа упругого напряжения с нагрузкой $|L_k| = 1$ (см. [38]).

Реальные циклы напряжения должны быть рассчитаны с помощью подсчета дождевого потока истории напряжения (см. [38] или [39]).

Определение локальных напряжений для метода Б.

Уровень локального напряжения конструктивного компонента рассчитывается для нагрузки с единичным уровнем нагрузки. Уровни нагрузки в матрицах подсчета дождевого потока преобразуются в уровни напряжения. Напряжения, вызванные статическими нагрузками (например, предварительное натяжение), добавляются к уровням среднего напряжения.

$$e_{\sigma_{ij,\,a}}(s) = c_{ij}(s) \cdot L_a, \tag{14}$$

где L_a — амплитуда нагрузки каждой ячейки.

$$e_{\sigma_{ij,\,m}}(s) = c_{ij,\,m}(s) \cdot L_m + \sigma_{ij,\,pre}(s), \tag{15}$$

где L_m — среднее значение нагрузки каждой ячейки;

$\sigma_{ij,\,pre}(s)$ — тензор локального предварительного напряжения.

Определение локальных напряжений для метода В.

Амплитуда локального напряжения конструктивного компонента рассчитывается с уровнем эквивалентной нагрузки.

$$e_{\sigma_{a,\,eq}}(s) = c(s) \cdot L_{a,eq}, \tag{16}$$

где $L_{a,eq}$ — это амплитуда эквивалентной нагрузки, при установленном рекомендованном числе циклов n_{ref}, соответствующего подходящей степени экспоненты k зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения для рассматриваемого материала.

7.5.6.3 Гипотеза напряжения при усталости

Выбор гипотезы напряжения зависит от нагружения и типа материала компонента.

Применяемые гипотезы напряжения для условий одноосного напряжения это:

- для хрупких материалов и чугунов должна использоваться гипотеза максимального главного напряжения;
- для пластичных материалов известно несколько разных гипотез напряжения. Эти методы должны использоваться при обоснованной применимости.

В случае многоосного напряжения влияние времени, зависимого от направления максимального главного напряжения на накопление разрушений, и тип материала должны быть приняты во внимание. Известны несколько разных гипотез напряжения для условий многоосного напряжения, но в некоторых случаях требуется нестандартная информация о материале. Однако эти методы следует использовать, если их применимость обоснована.

Главное напряжение следует рассчитывать по:

$$\sigma_{prin} = \begin{cases} \sigma_I \text{ если } |\sigma_I| > |\sigma_{III}| \\ \sigma_{III} \text{ если } |\sigma_{III}| > |\sigma_I| \end{cases} \text{для } \sigma_I > \sigma_{II} > \sigma_{III}. \tag{17}$$

7.5.6.4 Зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения

Зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения, такие как на рисунке 9, характеризуют усталостную прочность материала в единицах амплитуды напряжения в зависимости от числа циклов нагрузки до неисправности.

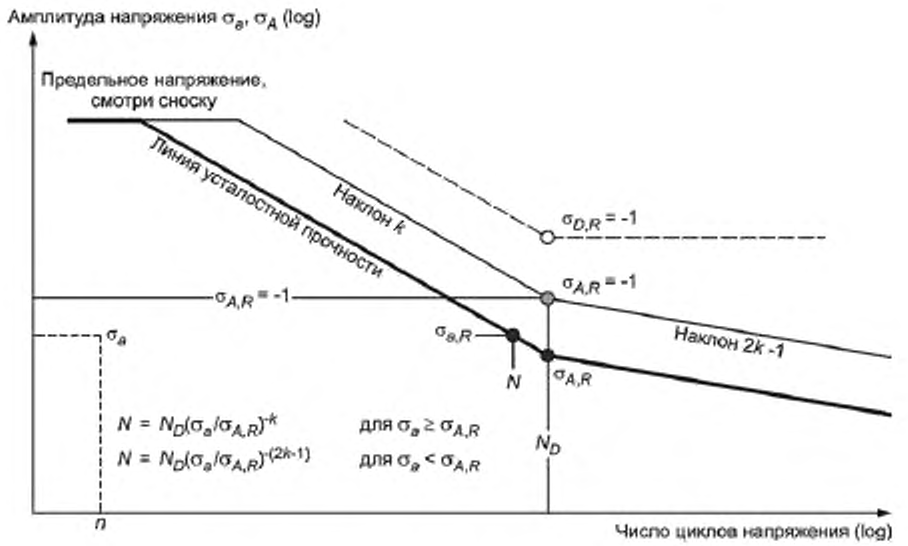


Рисунок 9 — Синтезированная зависимость амплитуды напряжения от числа циклов напряжения

Для числа циклов нагружений $N_i > N_D$ зависимость амплитуды напряжения от числа циклов напряжения должна быть продлена от параметра $\sigma_{A\ R}$ с коэффициентом наклона (крутизны) $2k–1$, где k — параметр наклона линии усталостной прочности (в соответствии с [38]). При этом число циклов предельного напряжения N_D — это число циклов, при котором под оптимальными условиями испытания (нет влияния коррозии и т. д.) определяется точка излома σ_D постоянной амплитуды зависимости определяют по синтезированной амплитуды напряжения от числа циклов напряжения.

Примечание — Соответствующие ограничения должны быть определены и для произошедшего напряжения и для амплитуды напряжения (см. приложение Г).

7.5.6.5 Воздействия на усталостную прочность

Следующие воздействия на усталостную прочность и коэффициенты снижения должны быть рассмотрены при расчете σ_A:

- градиент напряжения;
- шероховатость поверхности;
- обработка поверхности;
- среднее влияние напряжения (пример метода приведен в приложении Г);
- влияния конструктивных размеров;
- частный коэффициент для материалов;
- частный коэффициент для последствий неисправности.

Примечание — Частный коэффициент для последствий неисправности должен быть получен из нагрузок.

7.5.6.6 Частные коэффициенты безопасности для усталости

7.5.6.6.1 Частные коэффициенты безопасности для стали

Частный коэффициент безопасности γ_m для стали должен быть взят из ГОСТ Р 54418.1.

7.5.6.6.2 Частные коэффициенты безопасности для чугуна

Частный коэффициент безопасности γ_m для чугуна, приведенный в таблице 8, учитывает дефекты литья, зависящие от требуемого локального качества литья для синтезированных зависимостей амплитуды напряжения от числа циклов напряжения.

Уровень качества компонента должен быть проверен методами неразрушающего контроля для определения опасных точек. Зона испытания должна быть определена в соответствующих производственных чертежах, как в отлитом, так и в обработанном виде.

Горячие точки компонента должны быть испытаны на трещины в объеме ультразвуковыми импульсными методами испытания согласно с [39].

Таблица 8 — Частные коэффициенты безопасности γ_m для синтезированной зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения для чугуна разных параметров

Свойства материала	γ_m		
класс качества литья согласно [39]	1	2	3
γ_m (P = 50 %)	1,5	1,75	2,0

7.5.6.6.3 Частные коэффициенты безопасности, определенные по образцам

Результаты испытаний доступных характеристик материала образцов, полученные из реальных компонентов, должны быть статистически достоверны согласно ГОСТ Р ИСО 5725-2 или эквивалентным методам. Зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения должны быть определены для вероятности безотказной работы — 97,7 %. Должен быть применен частный коэффициент безопасности материала $\gamma_m = 1,1$. Испытание должно быть проведено лабораториями, аккредитованными на соответствие ГОСТ ИСО/МЭК 17025.

7.5.6.6.4 Частные коэффициенты безопасности последствия неисправности

Частный коэффициент безопасности последствия неисправности γ_n установлен в ГОСТ Р 54418.1.

7.5.6.7 Накопление разрушения

Для методов А и Б (см. 7.5.6.1) разрушение должно быть рассчитано согласно модифицированному правилу Miner'a ([38]). Разрушение не должно превышать единицу, как в (18).

$$D = \sum_{i=1} D_i = \sum_{i=1} \frac{n_i}{N_i} \le 1, \tag{18}$$

где n_i — число циклов в ячейке i и N_i — это число циклов на зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения, соответствующее амплитуде напряжения в ячейке i согласно рисунку 9.

Коэффициент резерва нагрузки для усталости LRF_f выражает усталостную прочность конструктивного компонента и может быть приблизительно определен по формуле

$$LRF_f \approx \left(\frac{1}{D}\right)^{\frac{1}{k}} \le 1. \tag{19}$$

Критерий ограничения для метода В — это коэффициент резерва нагрузки усталости LRF_f, который должен быть больше, чем единица и определен по формуле

$$LRF_f = \frac{\sigma_{AR}}{\sigma_{a,eq}} \left(\frac{N_D}{n_{tot}}\right)^{\frac{1}{k}} \ge 1. \tag{20}$$

Амплитуда напряжения $\sigma_{a,eq}$ должна быть рассчитана по гипотезе напряжения для условий одноосного напряжения, как описано в 7.5.6.3. Для определения L_{eq} и σ_a экспонента k должна быть эквивалентна наклону k зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения. Для метода В информация о среднем напряжении из-за внешней нагрузки неизвестна, поэтому должно быть принят коэффициент асимметрии цикла напряжений $R = 0,5$. Должно быть отмечено, что высокие средние нагрузки при коэффициенте асимметрии цикла напряжений 0,5 могут не сохраняться. В этом случае влияние среднего напряжения должно рассматриваться традиционным способом.

7.5.7 Испытания материалов

Документы об испытании материалов (отчеты о соответствии) должны соответствовать [41] и быть установленными в плане обеспечения качества по согласованию между производителями ветровой турбины и коробки передач. Эти документы должны содержать результаты испытаний, проведенных в соответствии со стандартами, и дополнительно согласованных испытаний.

Акты осмотра в соответствии с [41] должны быть представлены для материалов этих компонентов, в которых рассматриваются высокие статические или циклические нагрузки и которые важны для целостности коробки передач.

Статические характеристики материалов (например, предел текучести или предел прочности на разрыв) экспериментально определяются в соответствии со стандартами.

7.5.8 Документация

С технической и расчетной точек зрения документация вычислительного анализа вместе со всеми другими документами (чертежи, спецификации и т. д.) должна иметь единую форму. Упоминания о смежных компонентах и конструктивных зонах, используемых в вычислительном анализе, должны быть включены в документацию.

7.5.8.1 Определение напряжения и деформации

Представление входной информации для воздействий на механическую модель структуры должно быть ясным. Помимо этого, понятными должны быть нагрузки и деформации, воздействия, включая температуры, предварительные напряжения, и, если применимо, дефекты.

Все граничные условия (например, ограничение числа степеней свободы, свойств материала и применяемых нагрузок) должны быть задокументированы приемлемыми способами. Все геометрические упрощения: отброшенные скважины, очертания, радиусы и т. д. должны быть установлены и обоснованы с указанием результатов.

Ссылки (например, нормы, указания, испытания) на информацию о материалах должны быть задокументированы. Если используются программы FEA, то разрабатываемые модели должны быть задокументированы детально.

7.5.8.2 Оценка статической прочности

Итоги анализа предельных нагрузок должны быть представлены с комментариями в виде комбинации удельных нагрузок. Должно быть установлено соответствие между нагрузками и их представлениями в графическом виде/таблицах.

Для оценки статической прочности, которая нелинейна для материалов, локальная деформация должна обычно также быть определена и оценена в дополнение к локальному упругому/пластичному напряжению.

При оценке должны быть описаны коэффициенты резерва нагрузки.

7.5.8.3 Оценка усталостной прочности

Результаты должны быть представлены с рассмотрением оборудования, описанного в 7.5.6, и с указанием глобальной FE-модели или ранее выбранных зон (например, критических поперечных сечений, концентраций напряжения).

Напряжения должны быть сравнены с допустимыми значениями. Допустимые уровни напряжения должны быть ясно задокументированы (например, характеристики материалов, уровни качества материалов) и рекомендации должны быть отмечены. Дальнейшие указания, в частности об особых проверках усталости, также приведены в 7.5.6.

Классификация по уровням качества должна быть единообразна в чертежах, расчетах и спецификациях.

При оценке усталостной прочности должны быть описаны коэффициенты резерва нагрузки.

7.6 Смазка

Выбор, применение и контроль смазки с соответствующими характеристиками производительности являются необходимыми для оптимальной эксплуатационной долговечности и производительности WTG. В спецификации этих минимальных характеристик производительности для использования в коробках передач ветровой турбины должна быть отражена качественная оценка многих различных и частично противодействующих факторов, например:

- номинальная мощность турбины;
- конструкция и конфигурация коробки передач (тип и стадии зубчатой передачи, типы подшипников);
- диапазон внешних условий (местность, температуры);
- диапазон эксплуатационных условий (максимальные и средние скорости и нагрузки, температуры);
- условия запуска (проблемы низкой температуры);
- конструкция системы смазки (течение масла, объем смазки);
- системы фильтрации (требования откачивания, среда фильтра, производительность до микрона);

- система доставки смазки (система разбрызгивания или принудительная подача),
- ожидаемый срок службы;
- работоспособность, безопасность и условия окружающей среды.

На основе анализа данных факторов могут быть определены соответствующие характеристики (физические, химические и производительность) смазки, которая будет обеспечивать оптимальный баланс требований для применяемой смазки. При выборе смазки должны быть рассмотрены следующие основные аспекты:

- базовый тип масла (минеральное, синтетическое, полусинтетические смеси, состоящие из смеси высокоочищенного минерального масла и синтетических жидкостей);
- добавки для улучшения физических параметров и производительности;
- базовый тип масла (минеральное, синтетическое или смеси);
- загустители (опционально);
- производительность комплекта.

Минимальные требования к производительности смазки должны быть установлены производителем коробки передач. Производитель ветровой турбины должен установить дополнительные требования для компонентов системы циркуляции масла, не поставляемые производителем коробки передач, а также особые условия эксплуатации и график обслуживания. Выбранный брэнд или тип смазки должен быть согласован между производителями ветровой турбины и коробки передач.

Минимальные требования к производительности должны, как минимум, обеспечивать:

- характеристики, определенные в [42];
- минимальные свойства и характеристики производительности, определенные в 7.6.1 и 7.6.2;
- характеристики производительности для контактов зубьев шестерни;
- характеристики производительности для контактов подшипника;
- дополнительные требования для компонентов системы циркуляции масла;
- требования окружающей среды;
- требования особых условий эксплуатации;
- графики обслуживания.

Должно быть задокументировано, что выбранный брэнд или тип смазки согласуется с этими установленными минимальными требованиям. Связь между задокументированными свойствами смазки и допущениями в расчетах номинальных параметров компонентов, а также совместимость компонентов коробки передач со смазкой должны быть подтверждены в процессе разработки и процедуры приема.

7.6.1 Типы смазки

Передаточный механизм ветровой турбины работает от низкой до умеренной окружной скоростях и с контактными нагрузками от высоких до очень высоких. Эти условия требуют использование смазок, обогащенных добавками, увеличивающими производительность, и высокой практической вязкостью. Основные жидкости этих смазок должны быть выбраны среди высокоочищенных минеральных масел, полностью синтетических жидкостей или полусинтетических смесей (смеси высокоочищенных минеральных масел и синтетических жидкостей). Выбор конечной смазки зависит от многих факторов, включая вязкость, индекс вязкости, температуру текучести, добавки и общие затраты на смазку. Особые местные эксплуатационные условия, производительность ветровой турбины и удобство технического обслуживания влияют на выбор наиболее экономически эффективной смазки коробки передач. Такие параметры, как холодный пуск и эксплуатационная температура в гондоле, должны быть тщательно контролируемыми. Тип и вязкость смазки должны соответствовать условиям эксплуатации.

7.6.2 Характеристики смазки

Большинство крупных современных ветровых турбин ≥ 500 кВт снаряжаются многоступенчатыми трансмиссиями для преобразования низкой скорости ротора на входе до высоких скоростей, требуемых для эффективного привода генератора на выходе. В идеале, каждая ступень трансмиссии будет иметь преимущество при разной вязкости потока, но на практике это не так. Шестерни и подшипники каждой стадии будут иметь преимущество при разной химической производительности, такой как противозадирные (также известные как EP) уровни на выходе и, возможно, высокий уровень противоизноса на входных ступенях. Стойкость к окислению является важной характеристикой из-за потенциального увеличения риска образования осадков, таких как налет и отстой, которые могут закупорить фильтр, смазочные канавки и форсунки распыления масла, а также создавать осадок на критических поверхностях. Поэтому необходимо сделать правильный выбор характеристик конечной смазки.

7.6.2.1 Вязкость

Вязкость — это важнейшее физическое свойство смазки. Вязкость при эксплуатационных условиях температуры, нагрузки и скорости имеет прямое влияние на достижение достаточного потока смазки на критических поверхностях без создания каналов или чрезмерного сопротивления. Правильная вязкость при эксплуатационной температуре требуется для обоснования достаточной толщины пленки, которая минимизирует трение и износ металлов без содействующих избыточных паразитных потерь, таких как встряска шестеренкой, или сопротивление трения жидкости в подшипниках. Поддержание необходимой вязкости для всего диапазона эксплуатационной температуры может помочь минимизировать потенциал вспенивания и засасывания воздуха. Чрезмерные паразитные потери поднимают эксплуатационную температуру коробки передач, которая увеличивает скорость окисления масла смазки. Полезная эксплуатационная долговечность смазки снижается при росте скорости окисления.

Выбор корректной скорости вязкости масла смазки для коробки передач должен быть основан на эксплуатационных условиях, а не на условиях запуска. Руководство, изложенное в [42] или [43], может быть использовано для выбора корректной степени вязкости, основанного на индексе вязкости или средней объемной температуры масла. Если корректная вязкость при эксплуатационной температуре приводит к чрезмерной вязкости в процессе холодного запуска, то могут быть доступны некоторые опции. Многие поставщики смазки могут обеспечить масло для шестерен с улучшенными свойствами при низких температурах, таких как очень высокий индекс вязкости или низкая динамическая вязкость. Низкотемпературное масло для шестерен может быть разработано из синтетического, высокоочищенного минерального масла или смеси из них. Другая опция — это внедрение нагревателя с низкой удельной мощностью в маслосборник коробки передач или внешнего нагревателя в гондолу для обогрева смазочного масла для достижения нужной вязкости для запуска. Удельная поверхностная энергия электрообогревателя маслосборника должна быть ограничена в целях предотвращения деградации масла.

Эксплуатационные условия могут быть специфичны для расположений. Эта ответственность производителя ветровой турбины к безошибочному уведомлению производителей коробки передач и смазки возможных внешних условий для каждой ветровой турбины. Производитель коробки передач должен включать нужную степень вязкости смазочного масла на паспортной табличке коробки передач и инструкциях по установке/обслуживанию. Производитель смазки должен обеспечить список вязкости выбранного продукта при различных диапазонах температур от низшей (ожидаемой при холодном старте) до наивысшей (ожидаемой при эксплуатационной температуре).

7.6.2.2 Характеристики производительности

Как часть процесса выбора смазки масло должно удовлетворять выбранным требованиям производительности, которые критичны для максимального увеличения срока службы трансмиссии. Это основная функция системы химических добавок, используемой в смазке. Добавки необходимы для получения ожидаемого расчетного срока службы коробки передач. Стандартизованные лабораторные испытания используются для оценки индивидуальной и общей эффективностей добавок. Однако, не все лабораторные испытания являются стандартизованными.

Смазка должна, как минимум, удовлетворять приемочным уровням, установленным производителем ветровой турбины и поставщиками компонентов, для каждого испытания в следующих областях:

- срабатывание шестерни;
- износ подшипника и усталость подшипника при смешанном трении;
- окисление масла;
- защита от коррозии (черные и цветные металлы);
- вспенивание и освобождение воздуха;
- сопротивление сдвигу;
- совместимость с эластомером.

Производительность смазки должна быть одобрена только при использовании стандартизованных общедоступных методов испытания. Стандартизованные методы испытания должны включать повторяемость и воспроизводимость данных для метода. Внутрифирменные и корпоративные методы испытаний не должны использоваться для установления пригодности смазки для применения в ветровой турбине согласно настоящему стандарту, хотя они могут быть использованы для оценки свойств масла. Список стандартизованных методов испытаний и уровней применимости приведены в приложении Д.

Существует ряд нестандартизованных испытаний, для проведения которых требуются определенное оборудование для определения производительности смазки для таких применений, как:

- износ шестерни (абразивный, адгезивный, усталостный (микро и макро);

- фильтрационная способность;
- совместимость с материалами конструкции (черный и цветной металлы, краска, покрытия, эластомеры, уплотнения и уплотнители);
- совместимость со вспомогательными и второстепенными компонентами (среда фильтрации, влагопоглотитель, используемые в воздушных клапанах сапунов, электронные сенсоры и соединители и т. д.).

Такие нестандартизованные испытания приведены в приложении Д только в информационных целях.

7.6.3 Методы смазки

Смазка разбрызгиванием и принудительной подачей — два основных типа систем смазки, используемых в коробках передач ветровых турбин мощностью более 500 кВт. За исключением коробок передач с сухим маслосборником, эти два типа систем смазки могут быть использованы вместе. Вязкость смазки влияет на конструкцию системы от размеров насоса до направляющих трубок. Спецификации насосов смазки и систем смазки должны быть согласованы между производителями ветровой турбины и коробки передач. В зависимости от конфигурации могут быть установлены такие особенности, как расположение насоса, тип направляющих трубок, шланги, фитинги, типы фильтрующих элементов, интервалы замены фильтра и количество масла в резервуарах. Дополнительное значение может быть необходимо для обеспечения минимальных поставок масла, пока ветровая турбина выключена или находится без энергосети длительный период времени.

7.6.3.1 Смазка разбрызгиванием

Смазка разбрызгиванием не использует насос для поставки масла ячейкам шестерни и подшипникам. Это зависит от направления каналов масла шестерен, которые смазывают подшипники. Низкоскоростная шестерня должна опускаться в резервуар с маслом, как минимум, на двойную высоту зуба для обеспечения достаточных брызг для шестерен и подшипников. Уровень масла должен быть выбран для уменьшения перегрузок в течение обеспечения достаточной смазки всех подшипников и шестерен. Корпус шестерни должен иметь желобки для захвата стекающего масла вниз по стенкам корпуса, передающие масло подшипнику. Системы с разбрызгиванием должны иметь автономную систему фильтрации для контроля загрязнения и предотвращения распределения частиц по критическим поверхностям шестерни и подшипника. Автономная система фильтрации должна быть спроектирована для поддержания уровня чистоты масла на один класс выше, чем в допущении, сделанном в расчетах срока службы подшипника (см. 7.3.7).

7.6.3.2 Смазка принудительной подачей

Коробки передач номинальной мощности ≥ 500 кВт должны смазываться системой циркуляции, размещенной со встроенными фильтрами, автономными фильтрами или комбинацией обоих для удаления частиц и поддержания чистоты на установленном уровне. Системы принудительной подачи могут также иметь теплообменник для охлаждения масла. Эти системы должны гарантировать достаточную смазку всем вращающимся элементам и увеличивать срок службы смазки и компонентов. Для гарантии достаточной смазки и контроля температуры смазки система должна быть точно спроектирована с рассмотрением вязкости, скорости потока, давления подачи, размера, числа и расположения сопел. Во всех подшипниках, кроме тех, которые опущены в маслосборник, эксплуатационный уровень масла должен поддерживаться циркуляционной системой. Система управления ветровой турбиной в течение холостого хода или остановки для уменьшения разрушения, вызванного недостатком смазки, может активировать систему принудительной подачи периодически.

Системы принудительной подачи обычно поставляют масло шестерням, используя распылительные сопла или неограниченные трубки. Принудительная подача к подшипникам обычно поставляет поток свежего масла питающим трубопроводом. Уровень давления в системе распределения масла и падение давления в соплах должны быть выбраны как возможно наименьшими для сокращения поступления воздуха. Смазка под давлением может потребоваться при высоких окружных скоростях.

Распылительные сопла и трубопроводы должны быть допустимыми для контроля и замещения. Если внутренние трубопроводы имеют компоненты с резьбой, они должны быть доступны для подтягивания. Распылительные сопла должны быть защищены от засорения доступными встроенными сетками фильтра.

Системы принудительной подачи могут работать и с влажными, и сухими маслосборниками. Шестерни и подшипники не окунаются в масло в системе с сухим маслосборником.

7.6.3.3 Системы смешанной смазки

Системы смешанной смазки используют методы смазки разбрызгиванием и принудительной подачей для достижения достаточного количества масла для шестерен и подшипников на всех валах при всем

широком диапазоне эксплуатационной вязкости. Фильтры масла и теплообменники могут быть встроены в такую систему. Такие системы позволяют достигать меньших размеров насосов и маслопроводов, так как они должны быть рассчитаны на меньшую вязкость. Из-за снижения времени фильтрации в такой системе может потребоваться установление вторичного цикла очистки — автономного фильтра (см. приложение Д) для достижения требуемой чистоты.

7.6.4 Количество масла

Минимальное количество масла в системе смазки должно быть:

$$Q_{oil} = 0{,}15P_{el} + 20, \quad (21)$$

где Q_{oil} — рекомендуемое количество масла, л;

P_{el} — номинальная мощность ветровой турбины, кВт.

Эта рекомендация основана на опыте работы с типичными мультиступенчатыми редукторами до 2 МВт, где корпус шестерни образует резервуар масла. Поэтому минимальное количество масла должно быть пересмотрено, если конструкция — не мультиступенчатая коробка передач мощностью больше, чем 2 МВт, или используется отдельный резервуар.

7.6.5 Эксплуатационные температуры

Эксплуатационная температура — это важный параметр, который используется для проведения близкой аппроксимации реального состояния смазки, например, ее эффективной вязкости и толщины пленки. Однако необходимо тщательно рассматривать измерения, которые были проведены, когда температура смазки в коробке передач менялась. Рассматриваются три разные эксплуатационные температуры: масло в резервуаре, на зубцах шестерни и в подшипниках. Как минимум одна из этих температур должна контролироваться.

7.6.5.1 Температура масла в резервуаре

Это температура масла, которая описывает весь объем смазки в системе смазки. При методе смазки разбрызгиванием или принудительной подачей температура измеряется в центральной зоне маслосборника коробки передач. Это измерение должно быть сделано в относительно большом маслохранилище в стороне от зон застоя.

При методе смазки принудительной подачей температура масла измеряется в нагнетательном трубопроводе между насосом масла и системой фильтрации в процессе эксплуатации.

7.6.5.2 Температура подачи масла

Температура подачи масла — это установившаяся температура смазки на входе в коробку передач при принудительной подаче активной системой.

7.6.5.3 Температура смазки подшипника

Это температура масла, которая измерена поблизости с роликовым элементом подшипника, обычно температура масла, поставляемого в подшипник. Точность измерения температуры смазки увеличивается при измерении насколько можно ближе к роликовым элементам. Температура смазки отличается от температуры подшипника, которая измеряется на стационарном кольце подшипника.

7.6.6 Контроль температуры

Эксплуатационная температура коробки передач должна контролироваться во всех фазах эксплуатации. Если необходимо, обогреватели и охладители должны использоваться для контроля температуры коробки передач. Контроль должен быть установлен так, как описано в 7.6.6.1 и 7.6.6.2.

7.6.6.1 Температура масла в резервуаре

Максимальная температура масла в резервуаре выше температуры окружающей среды. В резервуаре должны быть установлены и контролироваться максимальная температура и абсолютная максимальная температура масла. Установленные пределы должны соответствовать значениям, используемым в расчетах номинальных параметров шестерен и коробок передач (см. 7.2 и 7.3). Средства управления должны быть установлены на выключение турбины, если десятиминутная средняя температура масла в резервуаре превышает 85 °С.

Температура масла в резервуаре должна поддерживаться на 5 °С выше, чем температура, при которой смазка будет циркулировать свободно перед запуском. Для достижения этого может потребоваться источник тепла. Коробка передач должна комплектоваться с соответствующими средствами управления для обеспечения того, что система смазки обеспечит достаточный поток в периоды холодной погоды для таких компонентов, как шестерни, подшипники, шлицы, устройства фильтрации и внешние резервуары масла. Для выполнения этих требований всей коробке передач и внешним системам может потребоваться нагрев. Это может быть выполнено рядом методов, включая:

- обогрев воздухом в гондоле;
- теплообменники в системе принудительной смазки;
- холостой ход турбины с контролем скорости для повышения температуры масла в подшипниках в зубцах шестерен, при этом верхние подшипники должны иметь достаточную смазку при контролируемой скорости холостого хода;
- внешние намотанные трубопроводы смазки с устройствами резистивного обогрева;
- продолжительная циркуляция масла для поддержки текучести и утилизации теплоты внутреннего трения смазки.

7.6.6.2 Температура подшипника

Максимальная температура подшипника выше температуры окружающей среды и выше температуры масла в маслосборнике. Должна быть установлена абсолютная максимальная температура подшипника.

Установленные пределы должны соответствовать значениям, используемым в расчетах номинального срока службы подшипника (см. 7.3.7). Для абсолютного максимума средства управления должны быть установлены на выключение турбины, пока минутная средняя температура внешнего кольца подшипника превышает 105 °С. Максимальная допустимая продолжительная температура подшипника, измеряемая на внешнем диаметре подшипника, не должна превышать 95 °С. Для некоторых смазок может потребоваться снизить указанный предел температуры.

7.6.7 Контроль состояния смазки

Интервалы контроля и испытания состояния смазки должны быть установлены в соответствии с руководствами по эксплуатации и обслуживанию. Характеристики производительности смазки должны быть подтверждены испытаниями, рекомендованными производителем. Испытания должны как минимум включать:

- чистоту масла;
- вязкость;
- содержание воды;
- износ металлов;
- измерение окисления масла;
- ключевые металлические и неметаллические элементы в системе добавок.

Ограничения, связанные с вышеупомянутыми характеристиками производительности смазки, должны быть согласованы между производителем турбины, поставщиками элементов и поставщиком смазки, основываясь на исходной информации об условиях эксплуатации и обслуживания от производителя ветровой турбины. Для дальнейшего руководства следует использовать приложение Д. Производитель ветровой турбины является ответственным за подготовку руководства по эксплуатации и обслуживанию в соответствии с требованиями, установленными производителем коробки передач.

Руководства по эксплуатации и обслуживанию должны устанавливать требования отбора проб масла, необходимые для достижения представительных и единообразных проб для анализа (см. приложение Д). Для примера они могут содержать установленное отключение системы фильтрации, как только ветровая турбина будет остановлена преимущественно для взятия пробы. Первая проба должна быть взята из коробки передач через один месяц после ввода в эксплуатацию. Вторая проба должна быть взята из коробки передач не позднее, чем после 1000 часов работы после ввода турбины в эксплуатацию. Доказано, что шесть месяцев — подходящий интервал для взятия проб.

7.6.8 Чистота смазки

Для максимального срока службы шестерни и подшипника смазка должна быть чистой насколько это возможно. Некоторые руководства по поддержанию чистоты масла:

- очищайте свежую смазку перед добавлением в коробку передач;
- определяйте чистоту масла после заводского испытания для определения чистоты смеси;
- очищайте масло при технических осмотрах и поддерживайте уровень чистоты масла таким, как было согласовано между производителем турбины, поставщиками элементов и конечным пользователем;
- контролируйте для выявления загрязнения или других неблагоприятных изменений смазки (см. 7.6.7).

Чистота смазки определяется согласно [22]. Требуемый уровень чистоты должен быть согласован между производителем ветровой турбины, производителем коробки передач и производителем подшипника. Установившийся уровень чистоты для коробки передач при постоянной эксплуатации должен быть не хуже, чем –/17/14. Таблица 9 обеспечивает рекомендациями по чистоте в зависимости от источника пробы.

Таблица 9 — Рекомендованные уровни чистоты

Источник пробы масла	Код чистоты согласно [22]
Масло, добавленное в любую точку коробки передач	–/14/11
Масло в резервуаре из коробки передач после заводского испытания в отделе производителей шестерен	–/15/12
Масло в резервуаре из коробки передач после технического обслуживания через один месяц ввода в эксплуатацию ветровой турбины	–/15/12
Масло в резервуаре из коробки передач, взятое по графику технического обслуживания	–/16/13
Примечание — Первая цифра в коде чистоты намерено не указана в настоящем стандарте. Первая цифра описывает число частиц размером в 6 нм и меньше, которые согласно данным, полученным из практики, не имеют значительного влияния на срок службы и надежность коробки передач. Кроме того, измерение таких малых частиц в высоковязких жидкостях имеет большую неопределенность.	

Измерения, проведенные при помощи автоматических счетчиков частиц, могут обеспечить менее стабильные результаты из-за воздействия таких факторов, как высокая вязкость масла, цвет, пузырьки воздуха, содержание воды и добавки масла. Точность должна быть сверена ручным подсчетом или с помощью высокоэффективной жидкостной хроматографией с применением растворов с таким уровнем растворения, как у толуола. Поставщик смазки должен быть проконсультирован по поводу точного метода для применения к специфичному маслу. В интерпретировании результатов следует соблюдать осторожность. Методы отбора проб могут повлиять на результаты, а также результаты методов автоматического подсчета могут различаться.

Дополнительная информация относительно чистоты смазки и фильтрации приведена в приложении Д. Производитель коробки передач должен подтвердить, что результаты производственных и приемочных испытаний масла, соответствуют требованиям к чистоте, приведенным в таблице 9, или уровням чистоты, принимаемыми за основу для расчетов подшипника (см. 7.3.6.1). Результаты испытаний должны показать, что масло в коробке передач при сдаче в эксплуатацию соответствует требованиями чистоты. Производитель турбины должен гарантировать, что во время гарантийного срока коробки передач чистота масла контролируется и документируется. Владелец турбины также должен контролировать чистоту масла и документально оформлять данные о чистоте масла в течение всего срока службы коробки передач.

7.6.9 Фильтр(ы) смазки

Устройства фильтрации должны удалять поглощенные из атмосферы и произведенные из внешней среды инородные вещества быстрее, чем они могут накапливаться в коробке передач. Способность фильтрации системы смазки должна поддерживать масло в резервуаре на уровне чистоты, описанным в 7.6.8. Ответственность за определение соответствующих элементов, размеров элементов фильтра, номинальных размеров пор наполнителя фильтра и номинальную эффективность наполнителя фильтра должна быть поделена между производителем ветровой турбины, коробки передач и фильтра. Производитель ветровой турбины должен обеспечить производителя коробки передач условиями окружающей среды в ожидаемом месте установки турбины (см. раздел рабочей среды) (см. приложение Д).

Фильтр должен иметь функцию шунтирования для обеспечения достаточного потока масла в течение холодного пуска и при наполнителе фильтра загрязнением. Состояние перепускного клапана должно контролироваться. Фильтр также должен иметь электрический индикатор загрязнения фильтра, проводящий сигнал безопасного выхода из строя в случае необходимости замены элемента фильтра. Фильтр должен иметь оптическую сигнализацию для обеспечения возможности оценки состояния фильтра обслуживающим персоналом.

7.6.10 Отверстия (для впуска и выпуска смазки)

Проектировщики коробки передач используют большое разнообразие отверстий и разъемов для контроля, отбора проб масла, осушки, наполнения системы смазки, датчиков и воздушных фильтров. Расположение, размеры и форма этих отверстий должны быть установлены с учетом функциональности коробки передач, функциональности и взаимодействия присоединенных элементов, и ремонтопригодности. В последующих пунктах представлены рекомендации по выбору расположения отверстий и разъемов в соответствии с конфигурацией.

7.6.10.1 Разъемы осушки и наполнения

Разъемы осушки и наполнения должны быть размещены в месте, доступном для наиболее легкого присоединения трубопроводов. Отверстие для осушки должно располагаться на дне наклонного маслосборника так, чтобы масло могло быть полностью откачано. Диаметр отверстия для осушки должен позволять слить масло за возможно короткое время. Клапан должен обеспечивать возможность откачки смазки на месте. Клапан отверстия для откачки смазки должен быть снабжен уплотнением.

7.6.10.2 Разъемы принудительной откачки

Разъемы откачки под давлением должны использовать фитинги с параллельной резьбой с уплотнениями, выполненными между двумя механически обработанными плоскими поверхностями. Применимый элемент уплотнения должен быть включен между двумя поверхностями. Чертежи и руководства производителей должны ясно определять точки соединения для циркуляции масла и автономной системы фильтрации.

7.6.10.3 Разъемы свободной откачки

Разъемы, рассчитанные только на поток жидкости под напором, могут быть установлены как тип конической резьбы (NPT).

7.6.10.4 Разъемы отбора проб масла

Коробки передач, которые используют системы смешанной смазки разбрызгиванием и принудительной подачей, должны быть снабжены разъемами для отбора проб чистоты масла и из маслосборника, и из потока масла под давлением. Разъемы для забора из маслосборника должны быть расположены на середине маслосборника по высоте. Разъемы должны включать клапан отбора, а входное отверстие должно находиться в маслосборнике, где масло свободно циркулирует. Следует избегать отбора проб в зонах застоя. Системы смазки принудительной подачей должны иметь два разъема для отбора проб масла. Первый должен находиться между насосом и фильтром, а второй – прямо после фильтра в направлении потока. Процедура отбора проб должна обеспечивать незначительное влияние на единообразные результаты испытания.

7.6.11 Индикатор уровня масла

Коробка передач должна быть оборудована устройством для текущего контроля уровня масла. Устройство должно быть расположено в месте, где обеспечено получение наиболее точной информации об уровне масла и где оно не будет повреждено в процессе обслуживания. Металлический указатель уровня должен иметь абсолютное уплотнение и должен быть спроектирован так, чтобы ошибочные считывания из-за того, что масло стечет или поднимется из-за перемещений и замены были невозможными. На указателе уровня должны быть нанесены линии уровней.

Маслоуказатель или масломерное стекло должны быть сделаны из соответствующих материалов, которые не приведут к замутнению или тускнению при контакте с маслом. Маслоуказатель и его соединения должны быть достаточно большими для избегания осадка.

Если установлен датчик уровня масла, то он должен давать сигнал индикации уровня безопасного выхода из строя для условий системы эксплуатации.

7.6.12 Магнитные пробки

Рекомендуется использование магнитных пробок или указателей уровня с магнитами для выявления частиц износа металла. Магнитные пробки должны быть размещены в зоне, которая легкодоступна в районе циркуляции масла. Пробка или указатель уровня должны регулярно контролироваться на налет и быть очищены или заменены при каждой замене масла. Корпуса фильтров масла, оборудованные заменяемым магнитным элементом во входном разъеме, предпочтительны для систем принудительной подачи. Магнитные пробки не рекомендуются для использования в системах, которые основываются на встроенных счетчиках частиц для контроля состояния коробки передач.

7.6.13 Воздушные фильтры

Должны быть установлены требования к разъему воздушного фильтра с элементами фильтрации. Воздушный фильтр может быть одноразовым или ремонтопригодным винтового типа с резьбой входного отверстия или крепления, точно подогнанной для обеспечения свободного потока воздуха в течение изменений уровня масла в корпусе коробки передач, вызванных термически или механически. Он должен быть спроектирован и размещен для предотвращения слива масла в атмосферу и предотвращения попадания пыли и влаги из окружающей среды, частиц износа рабочих поверхностей тормозных механизмов и других инородных материалов. Кроме того, он должен быть размещен так, чтобы он не загрязнял шестерни и подшипники и сам не загрязнялся брызгами масла от шестерен и подшипников. При максимальном сроке

службы шестерни и подшипника воздушный фильтр должен иметь номинальную фильтрацию, эквивалентную или меньшую чем 5 нм, с низким сопротивлением потоку. В зависимости от окружающей среды и условий обслуживания может потребоваться средство для осушки для снижения образования конденсата в коробке передач.

7.6.14 Датчик расхода

Расход масла должен контролироваться датчиком давления или индикатором расхода масла, встроенного в систему доставки смазки. Датчики давления должны выявлять и чрезмерно низкие, и высокие давления, сигнализируя о ненормальном состоянии или блокируя расход. Датчик или индикатор должен оповещать о безопасном выходе из строя системе управления.

7.6.15 Ремонтопригодность

При проектировании систем смазки ветровых турбин должны быть учтены ремонтопригодность и простота обслуживания. Далее приведены примеры для рассмотрения:

- обеспечение разъемами забора проб в цепи смазки до и после фильтра в легких для доступа расположениях;
- гарантирование отсутствия таких потерь, как прокладки, болты, распорки или уплотнения, установленные не на место или потерянные в процессе обслуживания элементов фильтра;
- размещение корпуса фильтра в удобном для удаления или замены элемента фильтра, включая поддон для поглощения любой смазки, которая может разлиться в процессе замены;
- объединение держателей головок металлической конструкции фильтрующей сетки маслосборника с индикатором шунтирования;
- гарантирование того, что система смазки будет наполовину заполнена во всех режимах эксплуатации, включая исходное заполнение и последующие обслуживающие заполнения.

8 Испытания конструкции

Данный раздел определяет минимальные требования к проверочным испытаниям новых конструкций коробок передач. Планирование испытания должно, как минимум, вовлекать производителей турбины, коробки передач, подшипника, поставщика смазки и проектировщика системы смазки. Этапы проведения испытаний должны быть также определены сертификационной лабораторией.

8.1 Планирование испытаний

8.1.1 Определение критериев испытания

Основываясь на требованиях спецификации коробки передач, критерии испытания для проверки конструкции коробки передач должны быть установлены и согласованы между производителем турбины, коробки передач, подшипника и другими важными субподрядчиками. Для разработки этих критериев детальная оценка всех элементов в конструкции должна быть выполнена, включая допущения (но не ограничиваясь ими), сделанные в:

- конструкции и расчетных соотношениях шестерен и элементов коробки передач;
- выборе, размещении и расчетных параметрах подшипников;
- деталях смазки и системе смазки;
- конструктивном анализе деформаций, реакций креплений и динамики системы.

Нагрузки и допущения в нагрузке, а также другие спецификации, поставляемые производителю ветровой турбины, должны быть взяты как начальная точка для оценки. Особое внимание следует уделить допущениям и неясностям в отношении интерфейса между коробкой передач и ветровой турбиной, таким как удерживающий рычаг (тормоза), соединения, муфты и регулировка.

8.1.2 Новые конструкции или существенные изменения

Важные изменения в конструкции коробки передач и трансмиссии должны быть оценены с точки зрения влияния на систему. При внесении таких изменений может потребоваться повторение отдельных испытаний, проведенных для прототипа измененных коробки передач и трансмиссии. Внесение следующих изменений может потребовать проведения повторных испытаний:

- изменение числа зубов любой шестерни/шестерни;
- изменение расчетной скорости на любой ступени;
- изменение типа подшипника в коробке передач;
- изменение размера подшипника в коробке передач;
- изменение номинального входного или выходного крутящего момента коробки передач (см. 6.3.2.2);
- изменение компоновки крепления коробки передач.

8.1.3 Полный план испытания

Основной план испытания должен быть сформулирован по определенным критериям. План испытания должен включать испытания прототипа коробки передач как единого целого, а некоторые испытания коробки передач — как части, единой с ветровой турбиной, и требования для принятия испытания серийной продукции.

Испытания должны быть выполнены в процессе проектирования как можно раньше, как описано в 5.2, под повторяемыми и воспроизводимыми условиями. При проведении испытаний коробки передач на стенде следует провести как можно больше проверок. Также может быть полезным отдельные элементы или подсистемы коробки передач испытать отдельно. Испытание коробки передач в ветровой турбине должно быть ограничено по времени для исключения влияния изменений условий окружающей среды на месте проведения испытаний.

Основной план проведения испытаний должен описывать, как и где (испытания при производстве, полевое испытание и т. д.) различные задачи согласуются, включая параметры, которые разрешается использовать в критериях проверки.

8.1.4 Особые планы проверки

Для каждого отдельного плана проведения испытаний должен быть написан особый план испытания. В этих планах испытания должно быть указано следующее:

- описание целей и задач, включая параметры, подлежащие оценке;
- описание применимости/непринятия используемых критериев;
- используемые методология и процедуры для каждого теста, включая требуемые меры безопасности;
- условия окружающей среды и конфигурация системы для тестирования, включая (при необходимости) эксплуатационные настройки системы управления;
- требования к измерительной аппаратуре и результатам системы сбора данных, включая точность, градуировку и прослеживаемость;
- особые процедуры или требования калибровки;
- повторяемость и воспроизводимость результатов испытания;
- анализ информации, требуемый для достижения целей испытания;
- требования отчетности и документации.

В случаях, где это применимо (например, при проведении полевых испытаний) как руководство по планированию, исполнению и оформлению результатов испытаний может быть применен [44].

8.2 Испытание производственного прототипа

Допустимо проводить испытания отдельных элементов, модулей или полных коробок передач прототипов на производстве или на стендах для достижения задуманных результатов.

8.2.1 Испытание элементов

Некоторые критерии могут быть наиболее эффективно оценены в испытаниях модулей (например, способность охлаждения системы смазки). В этом случае должен быть разработан детальный план испытания (см. 8.1.3) с точным определением условий эксплуатации элементов, где должны быть указаны схожесть и различия с реальными условиями окружающей среды ветровой турбины.

8.2.2 Испытания прототипа коробки передач на производстве

Коробка передач должна быть подвергнута испытаниям прототипа на подходящем испытательном стенде. Эти тесты служат для проверки допущений, сделанных при проектировании коробки передач и для получения важных параметров, необходимых для выполнения приемо-сдаточных испытаний в процессе производства коробок передач ветровых турбин.

Как минимум, должно быть выполнено испытание одного прототипа всей коробки передач. План испытания должен быть разработан перед испытанием, включая пункты, перечисленные в 8.1.4, и определения всех условий интерфейса. Испытание, как минимум, должно включать следующее:

- применение низкого пускового крутящего момента до тех пор, пока масло не будет соответствовать ограничению чистоты, установленному в таблице 9;
- применение момента нагружения на испытательном стенде, как минимум, шага повышения до номинального крутящего момента, как определено в спецификации коробки передач. Шаги крутящего момента должны быть применены при одной вращательной скорости (предпочтительно при номинальной) или среди кривой зависимости мощности от скорости турбины;
- испытания на каждом уровне нагрузки до тех пор, пока масло не будет соответствовать ограничению чистоты, установленному в таблице 9;

- пятно контакта на боковой поверхности зуба шестерни визуально оценивается и документируется после каждого шага повышения крутящего момента. Для недоступных шестерен должны быть применены другие методы оценки коэффициента распределения нагрузки по касающейся поверхности, такие как тензометрические датчики в основании зубцов;

- измерение реального распределения нагрузки на поверхности шестерни при каждом шаге нагрузки, измерение тензометрических датчиков в основании зубцов при низкоскоростных и высокоскоростных параллельных ступенях шестерни, обычно первые две ступени. Результаты должны быть использованы для оценки конструкции относительно конечных пятен контакта на боковой поверхности зуба колеса и применяемых коэффициентов нагрузки (K-коэффициенты в 7.2.3) для номинальных параметров шестерни. Ссылки на литературу, в которой описаны методы для выполнения таких оценок, приведены в элементе «Библиография»;

- измерение реального распределения нагрузки в планетарных шестернях и других приводах с разветвлённым зацеплением зубцов при каждом уровне нагрузки, например, с использованием тензометрических датчиков в основании зубцов. Результаты должны быть использованы для оценки конструкции относительно конечных пятен контакта на боковой поверхности зуба колеса и применяемых коэффициентов нагрузки (K-коэффициенты в 7.2.3) для номинальных параметров шестерни;

- длительность испытания при номинальном крутящем моменте до тех пор, пока температуры подшипника и *b* не установятся (± 2 °C за 15 мин) при номинальном охлаждении, или 6 часов, как минимум;

- запись температуры, вибрации, шум и пятна контакта на боковой поверхности зуба колеса при каждом уровне крутящего момента;

- выбор внутреннего эксплуатационного зазора подшипника должен быть проверен в процессе испытания прототипа коробки передач, например, с помощью измерения температуры или анализа рабочих пятен контакта зуба;

- температура масла в резервуаре, входная или выходная температуры и температуры всех стационарных подшипников (например, на не вращающемся кольце) на пути нагрузки должны быть измерены и проверены на прототипе коробки передач;

- соответствующее оборудование (например, для измерения отклонений, напряжения и/или деформаций) для проверки конструктивной аналитической модели конструктивных элементов, таких как корпус шестерни или планетарные передачи;

- испытание коробки передач должно быть полностью разобрано после испытания. Все элементы коробки передач должны быть осмотрены визуально, включая, как минимум, шестерни, подшипники, опорную шейку подшипника и шестерни, соединения зубов и шлицы, валы и шпонки. Состояние этих деталей должно быть задокументировано в детальном отчете об испытании.

Если результаты испытания не согласуются с установленными критериями, то должны быть выполнены повторные расчеты, проектирование или все вместе.

8.2.3 Испытание системы смазки

Редуктор должен быть испытан с таким же типом масла, который используется в ветровой турбине и системе смазки/системе охлаждения аналогичной мощности в планируемой/разработанной системе турбины для подтверждения того, что все требования для системы охлаждения согласованы, включая среднеобъемную температуру и температуру подшипника, как описано в 7.3.5.2, 7.6.5 и 7.6.6.

8.3 Эксплуатационные испытания

После испытания прототипа на производстве (и итоговой экспертизы проекта) необходимо провести эксплуатационные испытания ветровой турбины. В план испытания (см. 8.1.3) и спецификацию испытания для эксплуатационного испытания ветровой турбины следует включать исходные данные от производителей шестерни и подшипников, но рекомендуется, чтобы в эксплуатационное испытание были включены только важные исходные данные для коробки передач, как части ветровой турбины.

Такие особые измерения коробки передач, как измерения температуры подшипника или конфигурация распределения нагрузки, не должны обязательно быть частью эксплуатационных испытаний. Там, где возможно, эти испытания должны быть проведены при проведении испытаний прототипа на производстве. Температуры и коэффициенты нагрузки зацепления могут быть частью эксплуатационных испытаний, если не определено влияние ветровой турбины в полной сборке на поведение коробки передач.

8.3.1 Проверка нагрузок

8.3.1.1 Проверка расчетных нагрузок коробки передач

Каждый тип ветровой турбины должен быть подвергнут испытаниям на нагрузки как часть процесса сертификации согласно [2]. Цель испытаний на нагрузки для сертификации заключается в проверке проектных расчетов и в прямом определении нагрузок в особых условиях. Минимальное содержание требуемых испытаний на нагрузки также определено в [2].

Проверка нагрузок в типовом процессе сертификации должна быть проведена совместно с производителями коробки передач и подшипника. Это будет использовано для подтверждения стабильности спроектированной установки. Для новых коробок передач не требуется повторять это испытание до тех пор, пока изменение системы трансмиссии не будет существенно менять нагрузки ветровой турбины и реагировать, как указано в 8.1.2.

8.3.1.2 Проверка проектных моделей ветровых турбин

Модели используются для имитации реакции ветровой турбины на установленные случаи расчетных нагрузок (из ГОСТ Р 54418.1 или [1]), которые невозможно нормально проверить во всевозможных случаях в полевых испытаниях. Это, как правило, верно в случаях предельного ветра и реакциях на управляющее воздействие при большем ветре. Однако погрешность использования таких моделей может быть уменьшена со следующими приближениями:

- в системе управления имитацией ветровой турбины регулирование характеристик турбины в целях воспроизведения измеренных реакций точно используя данные эксплуатационных испытаний (гарантирование того, что атмосферные условия, используемые в имитациях, такие же, как измеренные в полевом испытании);
- воспроизведение имитаций для случаев расчетной нагрузки, не полученных при эксплуатационных испытаниях (как установлено в определении исходных нагрузок);
- проверка того, что нагрузки, используемые в расчетах, достаточно стабильны.

8.3.1.3 Особые требования полевых испытаний коробок передач

Некоторые допущения в проектировании могут быть оценены особым испытанием. Они могут включать вибрации при кручении, совместные реакции конструкции и реакцию всех опор коробки передач.

Эти особые испытания должны быть выполнены для нескольких новых конструкций коробок передач (см. критерии существенных изменений в 8.1.2), а информация о результатах испытаний должна быть направлена производителю коробки передач с соответствующей аннотацией, описывающей события, конфигурацию и условия. Особые измерения должны быть согласованы между производителями коробки передач и ветровой турбины и, как минимум, включать:

а) временны́е ряды в процессе выбранных событий, таких как:
- запуск во всем диапазоне эксплуатационных ветров;
- включение при переходных и сильных ветрах;
- отключение при слабых и сильных ветрах;
- торможение;
- аварийная остановка при сильных и слабых ветрах;
- холостой ход и холостой ход при обратном направлении ветра;
- электрические события, например, продолжительные колебания низкого напряжения;

б) измеренную диаграмму Кемпбелла (диаграмма системы сил и частот реакции) во всем диапазоне эксплуатационных скоростей ветра для оценки риска резонанса;

в) следующие сигналы должны быть измерены оборудованием, которое будет наблюдать все важные частоты и амплитуды механических вибраций:
- крутящий момент высокоскоростного вала,
- крутящий момент низкоскоростного вала, если применимо;
- скорость вала.

Частота выборки должна быть сделана совместно с производителем коробки передач. Обычная частота выборки находится в диапазоне от 3 до 5 интервалов важной частоты вибрации. Дополнительные сигналы, такие как невращающие силы и моменты, могут потребоваться для оценки нагрузок интерфейса коробки передач и допущений при проектировании.

Должны быть описаны условия, конфигурация и управляющие действия для разных временны́х рядов в случае, если они связаны с событием.

8.3.2 Типовое испытание коробки передач ветровой турбины

Цель типового испытания — демонстрация работы коробки передач так, как рассчитывалось при сборке в конкретную ветровую турбину. Как минимум, должно быть продемонстрировано следующее:

- резонансы трансмиссии отсутствуют или минимизированы. Уровни вибрации в представительных местах, как минимум, соответствуют локациям испытаний на производстве (см. [45]);
- эффективность систем поставки смазки/охлаждения измерена для согласования всех требований системы охлаждения, как минимум, включая подачу масла, откачку масла и температуры маслосборника.

8.4 Испытания серийной продукции

8.4.1 Приемо-сдаточные испытания

Все произведенные коробки передач должны быть рассмотрены на режимы запуска и согласования стендовых испытаний для гарантирования точной производительности коробки передач. Это испытание должно включать, как минимум, 3 уровня нагрузки, включая 100 % от номинального крутящего момента (см. 6.3.2.2). Все элементы приемо-сдаточных испытаний должны быть установлены в вышеуказанном плане. Этот план должен включать все требуемые измерения, условия и критерии нормальной производительности. Реальные испытания и связанные критерии применимости должны быть согласованы между производителями ветровой турбины и коробки передач.

8.4.2 Испытание излучения звука

Приемо-сдаточные испытания для проверки излучения звука из коробки передач должны быть выполнены на всех установках. В разработке требований и методики требований применимости необходимо использовать ГОСТ Р 52895.

8.4.3 Испытание вибрации

Приемо-сдаточные испытания для проверки вибраций коробки передач должны быть выполнены на всех установках. ГОСТ ИСО 8579-2 предоставляет возможный метод для измерения вибрации.

8.4.4 Испытание системы смазки

Чистота смазки должна быть проверена для согласования требований в 7.6.8 (таблица 9) перед нагружением коробки передач и при каждом уровне нагрузки. Рекомендованы внешние фильтры для гарантирования соответствующих условий запуска. Фильтрующий элемент должен быть заменен перед поставкой коробки передач.

8.4.5 Температуры системы

Приемо-сдаточные испытания производителя коробки передач должны, как минимум, включать измерения температуры на подшипниках и измерения в других точках коробки передач, которые будут отслеживаться в ветровой турбине. Наблюдение температуры подшипника в процессе приемо-сдаточного испытания может являться мерой контроля качества, например, для проверки зазора установки пары радиально-упорных роликовых подшипников.

Производители коробки передач, ветровой турбины и подшипника должны согласовать, на каких подшипниках должны наблюдаться температуры в процессе выполнения приемо-сдаточных испытаний. Они также могут согласовать пределы соответствия.

8.5 Испытание прочности

Испытание при повышенных уровнях нагрузки свыше номинального крутящего момента следует проводить для разрешения устойчивости и выявления слабых звеньев. Особые цели испытания, процедуры и критерии применимости должны быть согласованы между производителями ветровой турбины, коробки передач и подшипника. После такого испытания коробка передач должна быть полностью разобрана и все элементы должны быть проверены на износ и другие нарушения.

8.6 Температура и чистота эксплуатируемой смазки

Эксплуатационные температура и чистота смазки значительно влияют на расчетный срок службы подшипника. Поэтому важно убедиться в том, что реальные диапазоны температуры и чистота представительного числа турбин в работе согласуются с проектными допущениями. Эти результаты должны быть оценены с учетом неопределенности, которая неотъемлема при использовании измерений по высоковязким жидкостям по [22].

Производители коробки передач, ветровой турбины и подшипника должны установить соглашение, на каких подшипниках будет проводиться контроль температуры в турбине. Они также должны согласовать ограничения по отключению и действия системы управления в случае, если эти пределы будут превышены.

8.7 Точная проверка подшипника

8.7.1 Обзор конструкции

Выбор подшипника должен быть проанализирован в конечном обзоре конструкции производителями коробки передач, подшипника и ветровой турбины. При обзоре конструкции должны быть проанализированы все требования, связанные с подшипником и описанные в 7.3, включая:

- выбор подшипника (конструкция подшипника);
- допущения в нагрузке;
- упругость крепления;
- обзор допущений и исходных данных для анализа подшипника;
- осуществление требований расчетного срока службы,
- контактное напряжение;
- минимальная нагрузка;
- эксплуатационная температура;
- поток масла;
- зазор подшипника;
- выполнение посадки подшипника, включая обслуживание основного сборочного зазора.

Итог обзора конструкции должен быть оформлен документально.

8.7.2 Проверка/утверждение прототипа

После испытания прототипа подшипники должны быть визуально осмотрены производителями коробки передач, ветровой турбины и подшипника и проверены:

- рабочие структуры взаимодействия на дорожке качения подшипника и ребрах;
- состояние роликовых элементов;
- соответствие рабочих структур взаимодействия с ожидаемыми размерами и расположению в зоне нагружения;
- признаки нагрузки на краях;
- признаки чрезмерной деформации крепления;
- износ;
- размер, количество и расположение значительных частичных зарубок;
- полирование;
- точечное выкрашивание рабочих поверхностей;
- признаки срабатывания или адгезивного износа (например, проскальзывание);
- выцветание или признаки нагрева;
- фреттинг-коррозия;
- признаки относительного движения колец (например, позиции кольца подшипника, отмеченные перед испытанием прототипа);
- производительность покрытия;
- состояние фиксатора роликового элемента (например, обоймы);
- состояние других элементов подшипника (например, направляющего кольца или уплотнения).

Эти сведения и результаты измерений температуры должны быть задокументированы и сравнены с результатами расчета в процессе проектирования. Производитель подшипника должен быть проинформирован заранее о дате разборки прототипа коробки передач и присутствовать на нем.

8.8 Документация испытаний

Все фазы проверочного испытания должны быть полностью задокументированы и оценены посредством анализа отчетов об испытании, аннотированными файлами и фотографиями о результатах измерения, анализом масла и инспекцией или отчетами о сборке. Как важная часть оценки соответствующий план должен быть определен для испытательного пробега серийных коробок передач. Документация и оценка должны быть утверждены совместно с планом пригодности серийных коробок передач при экспертизе в сертификационной лаборатории.

Где это применимо для руководства по составлению отчетов и документации (особенно при эксплуатационных испытаниях) может быть использован [44].

Должны быть рассмотрены неопределенности измерений. Методика для оценки неопределенности измерений, связанных с нагрузкой, приведена в [44].

9 Требования эксплуатации, сервиса и технического обслуживания

9.1 Требования ремонта и технического обслуживания

Этот пункт определяет требования по эксплуатации и обслуживанию, основной инспекции и сервису, необходимые для получения ожидаемого срока службы коробки передач. Требования запланированного

обслуживания должны быть согласованы между производителями ветровой турбины и коробки передач. Производитель ветровой турбины должен обеспечить документацию (руководство) для установки, сервиса и обслуживания коробки передач.

В руководства должны включаться требуемые инспекции и интервалы между сервисом для фильтров масла, уплотнений и других элементов. Также должны быть определены осевой люфт подшипника и ограничения по сервису подшипника, вала и шестерен.

Если при проектировании были предусмотрены элементы, которые необходимо заменять в процессе проектного срока службы, производитель турбины является ответственным за наличие инструкций и инструментария для выполнения замены элемента. Должно быть подготовлено соглашение по подшипникам, шестерням и другим доступным расходным частям в процессе периода времени, требуемого для замены элементов.

9.2 Требования контроля

Документация должна описывать методы и график контроля для коробки передач и определения результатов инспекции, включая шаблоны для записи измерений. Цель заключается в обеспечении информацией владельца ветровой турбины для определения состояния коробки передач. Эти документы по результатам инспекции должны определять рекомендации по ремонту или критериям замены, включая следующее:

- метод контроля осевого люфта подшипника с подходящими ограничениями;
- методы контроля коробки передач на излом и интерпретацию результатов;
- методы получения образцов смазки, установку ограничений по загрязнению и необходимые действия при превышении ограничений;
- пределы признания непригодным вязкости и химических параметров смазки (влажность, содержание добавок и т. д.) и необходимые действия при превышении ограничений.

9.3 Ввод в эксплуатацию и запуск

Новые коробки передач для замены должны соответствовать критериям для запуска и испытанию под нагрузкой, установленным в 8.4.1. Если коробка передач не испытана под нагрузкой, то необходимо обеспечить наличие инструкции по запуску коробки передач.

9.4 Транспортирование, погрузка и хранение

Для предотвращения износа и разрушения внутренних и внешних частей коробки передач обеспечивают инструкциями и спецификациями для верного хранения, транспортировки и переноске в процессе установки, возведения турбины и перемещения. Эти инструкции должны описывать все возможные пути транспортировки, например, морем, поездом, дорожной перевозкой и воздухом. Должны быть определены защитные средства для предотвращения разрушения от опасностей окружающей среды, таких как попадание влаги, раскалывание или соль и нагрузка от транспортировки (например, вибрации, динамическая нагрузка от поездов, дорог и т. д.). Должны быть установлены критерии применимости для нескольких важных влияющих факторов. Должна быть определена соответствующая информация по оборудованию для посадки и отправки и инструкции по упаковке/распаковке для заменяемых коробок передач.

9.5 Ремонт

Должна быть определена ремонтопригодность разных уровней:

- замена изнашиваемого оборудования, такого как фильтры, датчики и т. д., для обслуживания по графику или без графика;
- замена доступных в работе частей (плановые или корректирующие действия) включая HSS-подшипники, зубчатые насосы и другие действия, которые требуют квалифицированных техников;
- главные ремонты и деятельность реконструкции, включая обратимые части, демонтаж, обновление конструкций и т. д.

9.6 Установка и замена

Должны быть определены методы и инструментарий для установки и замены коробки передач. Особое внимание при замене коробки передач следует уделить тому, что новая коробка передач точно заменяет исходную коробку передач. Как минимум, заменяющая установка должна включать несколько типов подгонных частей к исходному интерфейсу.

Требования к точности работы, инструкции по поднятию и безопасности должны быть включены в руководство так, чтобы замена могла быть произведена без рисков и с минимальным воздействием на доступность (в этой системе).

9.7 Контроль состояния

Если соглашение сделано по системе контроля состояния с установленной стратегией и границами, то наилучшие варианты по расположению точек контроля и параметров должны быть определены в процессе проектирования и проверки. Обычные исходные параметры включают:

- эксплуатационную температуру подшипника (-ов);
- частоту зацепления зубцов;
- частоту прохода роликовых элементов;
- доступные значения давления масла.

Система контроля состояния должна работать таким образом, чтобы коробка передач могла обеспечить информацией о ее состоянии в режиме реального времени.

9.8 Смазка

9.8.1 Требования типа масла

По детализированным требованиям систем смазки, включая выбор и производительность смазки см. 7.6. Требования по обслуживанию этой системы должны быть включены в руководство.

9.8.2 Система смазки

Производитель ветровой турбины должен включить в руководство:

- требования и инструкции по сервису системы смазки;
- схематическую диаграмму гидравлической системы;
- ожидаемую мощность охлаждения системы и ожидаемые входную и выходную температуры.

9.8.3 Испытания и анализ масла

Предельные значения по вязкости, содержанию влаги и металла должны быть идентифицированы в руководствах, как в 7.6.7. Рекомендуется проводить анализ масла каждые шесть месяцев.

Должна быть установлена процедура пробы масла. Руководство по разработке такой процедуры можно найти в Д.4.3 приложения Д.

9.9 Документация по эксплуатации и техническому обслуживанию

Документация по эксплуатации и техническому обслуживанию включает, как минимум чертежи с габаритными размерами коробки передач, включая все размеры и расположения центра гравитации, достаточную информацию о расчете частот зацепления зубцов для контроля состояния, чертеж поперечного сечения коробки передач и спецификацию всех элементов. Спецификация должна включать описание подшипников и шестерен, достаточное для замещения частей, включая номера подшипников. Также спецификация должна включать элементы систем смазки, охлаждения и обогрева, охладители, обогреватели, фильтрующие элементы масла, фильтровальные отделения, насосы смазки, шланги, трубы и все переключатели, термометры и другие устройства контроля.

Приложение А
(справочное)

Примеры интерфейсов трансмиссии и спецификации нагрузок

А.1 Введение

В настоящем приложении приведены примеры установленных интерфейсов и нагрузок в коробках передач в общих конфигурациях ветровых турбин. В него включены примеры определения интерфейса, детализированные в конфигурациях, содержащихся в пункте 6.1.

В приложении приведены примеры документального оформления нагрузок в соответствии с требованиями раздела 6.

В приложении рассмотрены спецификации, нагрузки и их описание и документация, которые меняются с конструкцией трансмиссии.

А.2 Общая конструкция трансмиссии ветровой турбины

А.2.1 Модульная трансмиссия с двумя основными подшипниками

Модульная конфигурация, показанная на рисунке 10, — это типичная трансмиссия, состоящая из двух основных подшипников, раздельно поддерживающих основной вал, который обычно не включается в сборку коробки передач. Коробка передач монтируется либо к основному валу, либо устанавливается на полу. При таком монтаже изгибающий момент ротора не передается через коробку передач.

Эта конфигурация может вызвать статические неопределенности в опоре трансмиссии, такие как реакции опоры, невозможные для определения. Отклонения и допуски могут вызывать дополнительные нагрузки, переносимые на коробку передач.

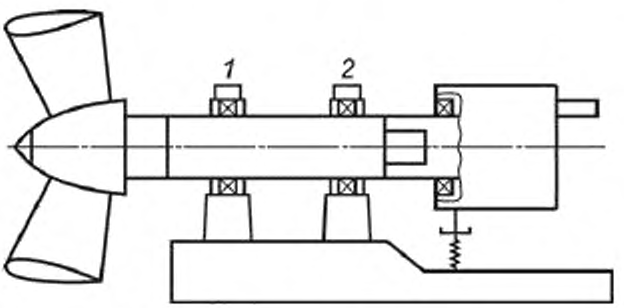


Рисунок 10 — Модульная трансмиссия

А.2.2 Модульная трансмиссия с трехточечной подвеской

Другая общая конструкция ветровой турбины с трехточечной подвеской показана на рисунке 11. В этой конфигурации используется один главный подшипник отдельно от коробки передач, и этот главный подшипник обеспечивает реакции для осевой нагрузки ротора и некоторую часть изгибающих моментов ротора. Один или несколько подшипников на входном вале коробки передач поддерживают оставшуюся часть реакций ротора.

Моменты и силы ротора, которые действуют через коробку передач, такие как крутящий момент, должны быть безопасно переданы через конструкцию коробки передач и систему крепления.

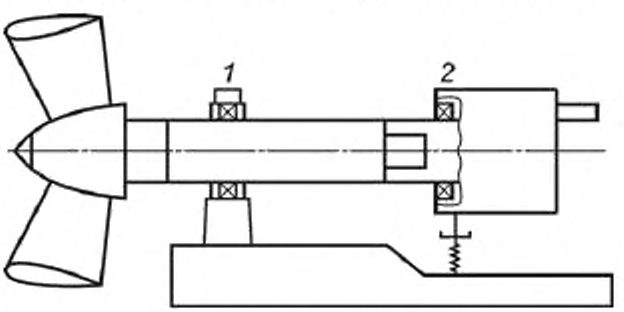


Рисунок 11 — Модульная трансмиссия с трехконтактной подвеской

А.2.3 Комплексная трансмиссия

Другая предпочтительная планировка конструкции ветровой турбины — это комплексные решения трансмиссии. В этой компоновке подшипники ротора и большинство из главных валов интегрированы в конструкцию коробки передач. Но так как все моменты и силы ротора передаются конструкцией коробки передач, вся совокупность нагрузок ротора нуждается в обеспечении коробки передач LSS-интерфейсом.

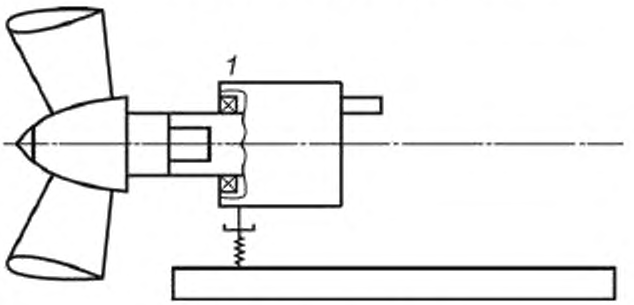


Рисунок 12 — Комплексная трансмиссия

А.3 Описание интерфейса

В дополнение к обеспечению нагрузок интерфейсы могут быть четко определены для особой конфигурации трансмиссии. Требуемая для важных интерфейсов информация может быть затем описана применительно к интерфейсу.

А.3.1 Система координат

В описании особой системы отсчета для всех нагрузок должны быть включены начала координат для всех нагрузок, основные координаты (x, y, z) и несколько небольших углов приведения, таких как наклон основного вала, который может потребоваться для пояснения ориентации. Они могут быть разные для вращающихся и не вращающихся систем координат.

В стандартах, полномочиях или главных инструкциях по имитированию аэроупругой имитации нагрузки ветровой турбины используют разные системы координат. Производители ветровой турбины могут использовать свои собственные системы отсчета, а также характерные для компании определения. Эти системы координат не соразмерные. Поэтому система координат должна быть детально определена в каждом интерфейсе или повсеместно с использованием рисунков, пояснений и, при необходимости, аннотаций. Эта система координат должна единообразно упоминаться во всех описаниях и презентациях нагрузок.

А.3.2 Определения интерфейса

Полностью аннотированный чертеж должен быть представлен с нагрузками и спецификациями для содержательного описания интерфейса трансмиссии и упомянутых элементов и компонентов. Все точки отсчета для примененных нагрузок и реакций должны быть детализированы.

На рисунках 13, 15 и 16 приведены примеры таких справочных чертежей для конфигураций трансмиссии, унифицированных в А.2, с использованием аббревиатур и систем координат, определенных в таблице А.1.

Таблица А.1 — Элементы трансмиссии и локальные системы координат

Элемент трансмиссии	Индекс	Не вращающаяся система координат	Вращающаяся система координат
ротор	R	—	—
втулка ротора	H	HCN	—
Вал (главный вал) ротора	RS	—	—
1-й главный подшипник	MB	MBN	MBR
2-й главный подшипник вала	SB	SBN	—
опора кручения справа	TSR	TSRN	—
опора кручения слева	TSL	TSLN	—
амортизатор	DE		—
диск тормоза	B	BCN	—
муфта	C	CCN	—
генератор	G	GEN	—

В дополнение к чертежам, определяющим интерфейсы, точные физические размеры между интерфейсами и относящихся к ним конструктивных элементов должны быть установлены в табличных формах для каждого особого интерфейса, как минимум, включая размеры из таблицы А.2 и их относительные допустимые отклонения.

Таблица А.2 — Размеры элементов интерфейса трансмиссии

Размер	Единица	Расстояние
l_1	мм	От центра ротора до центра первого главного подшипника
l_2	мм	Между центрами двух главных подшипников
l_3	мм	От центра главного подшипника до средней линии опоры кручения
l_4	мм	От центра главного подшипника до диска тормоза
l_5	мм	От центра главного подшипника до муфты
l_6	мм	От центра главного подшипника до генератора
l_7	мм	Расстояние между средними линиями правой и левой опор кручения
l_8	мм	Прямое расстояние между диском тормоза и главной осью вала
l_9	мм	Высота между главной осью вала и осью опоры кручения
α	град	Угол между l_7 и горизонталью

А.3.2.1 Модульная трансмиссия с двумя главными подшипниками

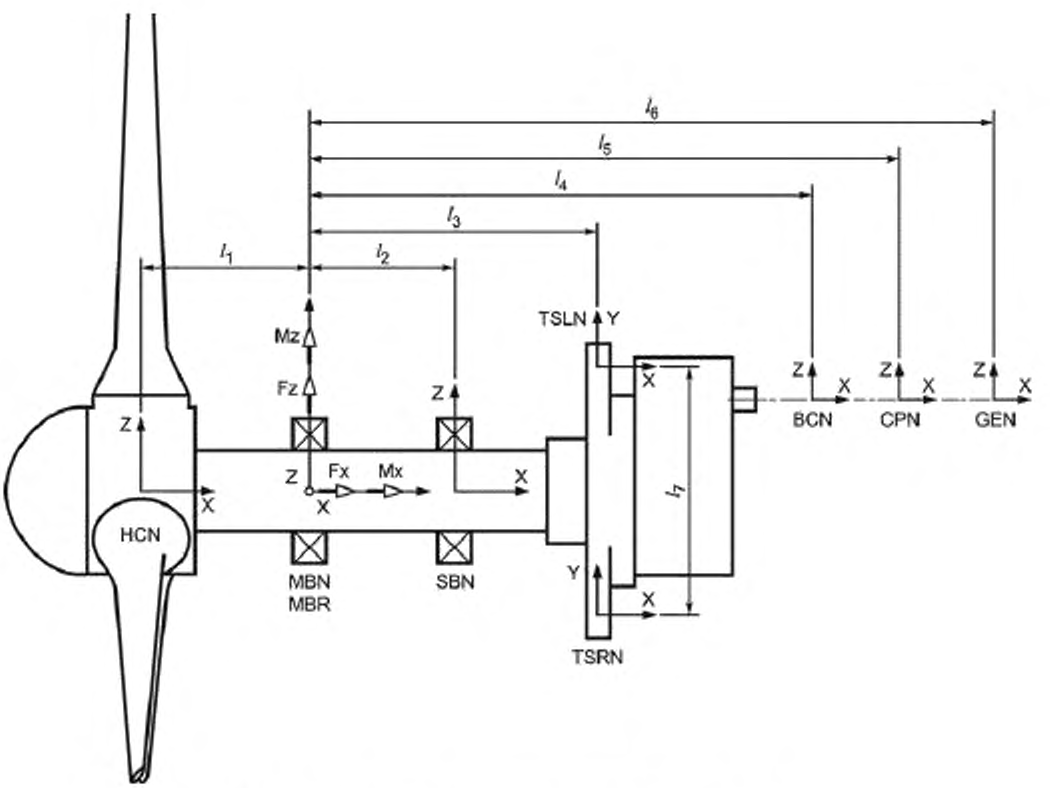


Рисунок 13 — Система координат в модульной трансмиссии

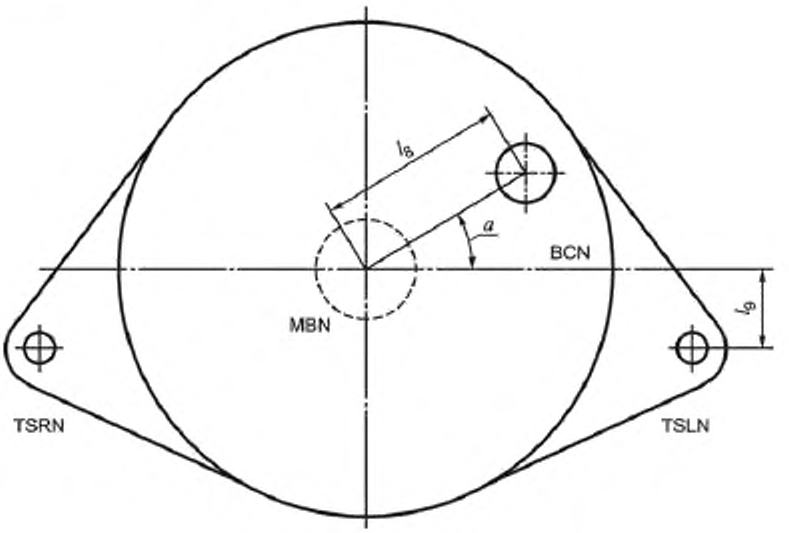


Рисунок 14 — Вид трансмиссии сзади

Для анализа такой трансмиссии может потребоваться информация о массе, жесткости и амортизации связанных с трансмиссией элементов. Пример такой спецификации интерфейса приведен в таблице А.3.

Таблица А.3 — Требования интерфейса для модульной трансмиссии

	Элементы сопряжения трансмиссии					
Элемент трансмиссии	R	RS	TSR/TSL	B	C	G
Система координат	HCN	MBN	TSRN/TSLN	BCN	CCN	GEN
масса m	x	x		x	x	x
инерция i	x	x		x	x	x
жесткость c_x			x			x
жесткость c_y			x			x
жесткость c_z			x			x
амортизация d			x		x	
жесткость стыковок					x	

А.3.2.2 Модульная трансмиссия с трехточечной подвеской

Конфигурация модульной трансмиссии с одним отдельным главным подшипником показана на рисунке 15 с предложенными интерфейсами, размерами и справочными элементами. В таблице А.4 приведен пример спецификации интерфейса, включая информацию, которая может потребоваться для анализа такой трансмиссии.

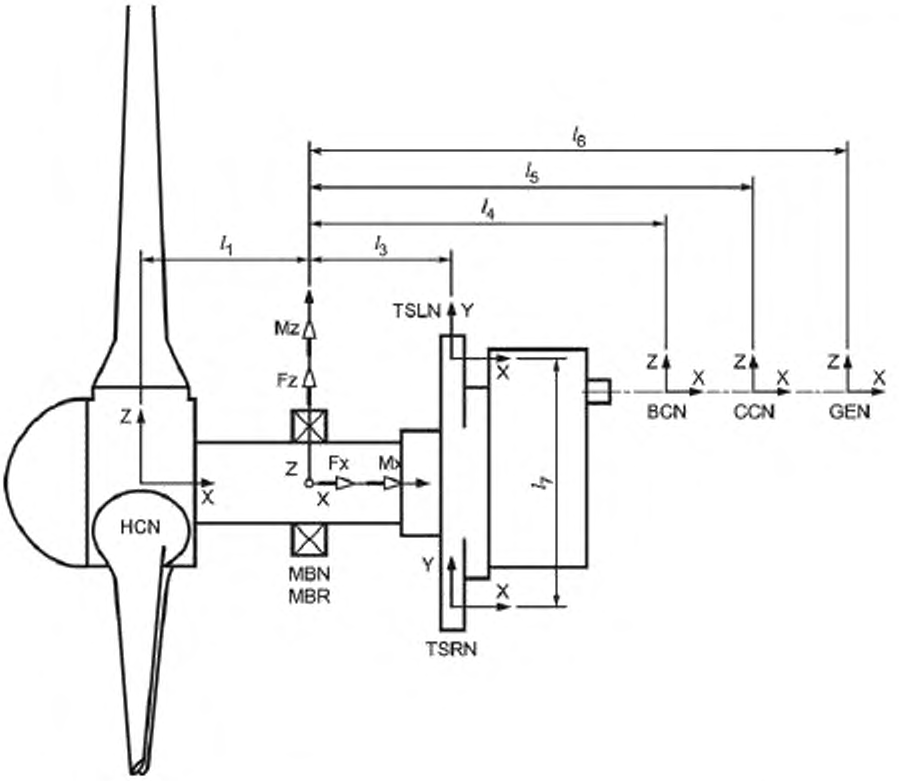


Рисунок 15 — Система координат в модульной трансмиссии с трехточечной подвеской

Таблица А.4 — Требования интерфейса для модульной трансмиссии с трехточечной подвеской

	Элементы сопряжения трансмиссии					
Элемент трансмиссии	R	RS	TSR/TSL	B	C	G
Система координат	HCN	MBN	TSRN/TSLN	BCN	CCN	GEN
масса m	x	x	—	x	x	x
инерция i	x	x	—	x	x	x
жесткость c_x	—	—	x	—	—	x
жесткость c_y	—	—	x	—	—	x
жесткость c_z	—	—	x	—	—	x
амортизация d	—	—	x	—	x	—
жесткость стыковок	—	—	—	—	x	—

А.3.2.3 Комплексная трансмиссия

Рисунок 16 показывает конфигурацию комплексной трансмиссии, включая один подшипник моментного типа с предложенными интерфейсами, размерами и справочными элементами.

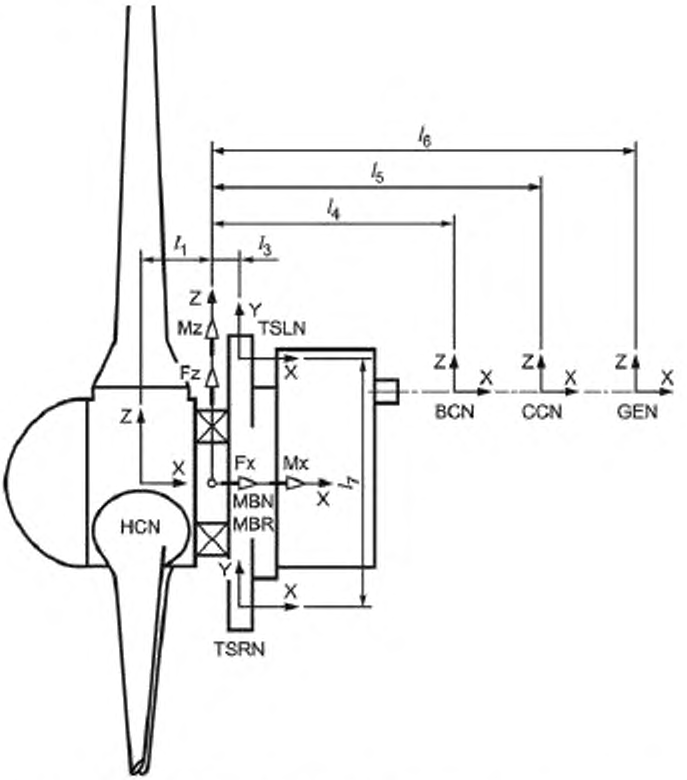


Рисунок 16 — Система координат в комплексной трансмиссии

В таблице А.5 приведена информация о массе, жесткости и амортизации связанных с трансмиссией элементов, которую следует использовать для анализа таких комплексных трансмиссий. Таблицу следует заполнить с символами расположения всех справочных элементов трансмиссии. Необходимо привести всю информацию о жесткости и совокупности нагрузок.

Таблица А.5 — Требования интерфейса для комплексной трансмиссии

	Элементы сопряжения трансмиссии					
Элемент трансмиссии	R	RS	TSR/TSL	B	C	G
Система координат	HCN	MBN	TSRN/TSLN	BCN	CCN	GEN
масса m	x	x	—	x	x	x
инерция i	x	x	—	x	x	x
жесткость c_x	—	—	—	—	—	x
жесткость c_y	—	—	—	—	—	x
жесткость c_z	—	—	—	—	—	x
амортизация d	—	—	—	—	x	—
жесткость стыковок	—	—	—	—	—	—

А.4 Информация, требуемая для проектирования интерфейса

А.4.1 Технические данные

Справочные технические данные, установленные для каждого интерфейса, будут принимать несколько форм в зависимости от ситуации и конфигурации. Общие справочные технические данные представлены в таблице А.6. Эта информация требуется для динамического анализа и может быть изменена при проведении этого анализа.

Таблица А.6 — Технические данные и требуемые описания расчетной нагрузки

Информация о нагрузке	Единица	Технические данные	RFC	LDD	EXT	Временные ряды
Момент $M_{x\,y\,z}$	Н·м	x	x	—	x	x
Крутящий момент T_R	Н·м	—	x	x	x	x
Сила $F_{x\,y\,z}$	Н	x	x	—	x	x
Отклонение $\delta_{x\,y\,z}$	мм	—	x	—	—	x
Вращение $a_{x\,y\,z}$	град	—	x	—	—	x
Скорость ротора n	$мин^{-1}$	—	x	—	—	x
Момент инерции i	$кг·м^2$	x	—	—	—	—
Жесткость при кручении	(Н·м)/рад	x	—	—	—	—
Осевая жесткость, c	Н/мм	x	—	—	—	—
Амортизация, d	% критичности	x	—	—	—	—
Масса, m	кг	x	—	—	—	—

Динамическая жесткость и свойства амортизации всей конструкции и системы зависят от частоты. Такие данные, как жесткость и инерция в определении интерфейса (конструктивном или связанном с управлением), должны быть ассоциированы с диапазоном частоты, в котором они верны.

А.4.2 Требуемые описания нагрузки ветровой турбины

В таблице А.6 приведена окончательная информация о нагрузке ветровой турбины, необходимая для проектирования коробки передач. Указатель интерфейса зависит от конфигурации, как это было описано ранее. В случае с различием между нагрузками во вращающейся и не вращающейся системе координат должны быть приведены обе. Отклонения и вращения должны быть приведены в не вращающейся системе координат.

Уникальные индексы (включая названия файлов с данными и т. д.) статистических данных, матриц нагрузки и временных рядов должны быть согласованы с требованиями интерфейса, установленными в таблице А.6. Всем субподрядчикам трансмиссий следует привести индексы применяемых файлов с данными.

А.4.3 Матрицы дождевого потока

Общее представление сил и моментов при анализе усталости конструкций в виде матриц подсчета дождевого потока показано в таблице А.7. Матрица дождевого потока показывает среднюю нагрузку L_i, диапазон нагрузки (R_j, полная амплитуда дифференциальной нагрузки для данного цикла) и число циклов. Метод подсчета дождевого потока используется для получения информации о нагрузках и циклах из временных рядов нагрузки (см. например Downing и Socie (1982) или Matsuishi и Endo (1968) или ASTME1049).

Таблица А.7 — Пример матрицы дождевого потока

Средняя нагрузка	Диапазон нагрузки			
	R_1	R_2	$R...$	R_j
L_1	n_{11}	n_{21}		n_{1j}
L_2	n_{21}	n_{22}		n_{2j}
$L...$				
L_i	n_{i1}	n_{i2}		n_{ij}

Матрица подсчета дождевого потока используют для расчета усталостной силы конструктивного элемента коробки передач, такого как удерживающий рычаг (тормоз) или планетарная передача, так как среднее значение каждого интервала в цикле имеет сильное влияние из-за ступени зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения. В результате, это может быть использовано для получения точного расчета усталостного разрушения в процессе срока службы элемента.

Это не случай для расчета срока службы шестерни по [46] (расчет эксплуатационного срока службы при переменной нагрузке). В этом случае необходимые данные не включают среднее значение напряжения из-за зависимости амплитуды напряжения от числа циклов напряжения, минимально возможной для каждого материала, так что для разных средних напряжений результат расчета неизменен.

Матрица расчета дождевого потока, приведенная в таблице А.7, может быть трансформирована в векторную форму, содержащую сумму циклов, полученных для каждого диапазона. Рисунок 17 показывает пример подсчета дождевого потока без средних значений на диаграмме, которая также отображает распределение различных DLC в общем спектре нагрузки.

Пример подсчета дождевых матриц по DLC

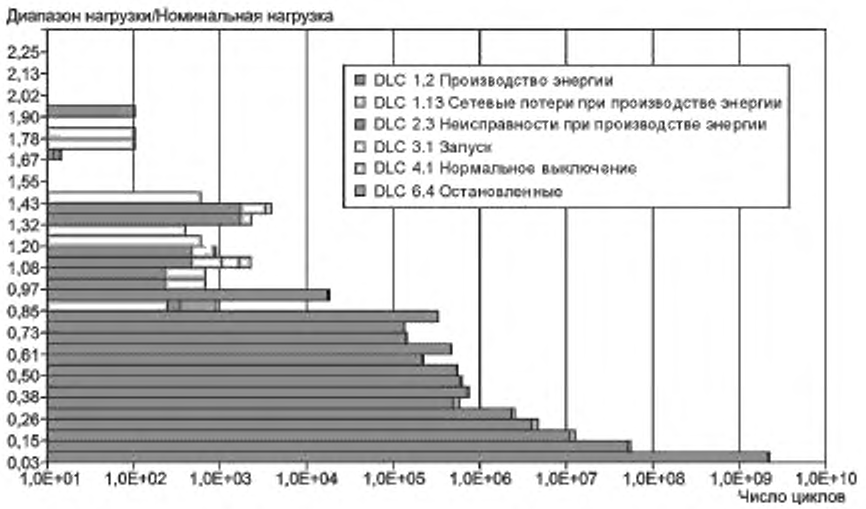


Рисунок 17 — Пример расчета дождевого потока

А.4.4 Распределение длительности нагрузки

Из-за свойств систем шестерен и подшипников нагрузка не только зависит от величины приводной нагрузки, но также от скорости, при которой вращается каждый коленчатый вал и подшипник. Для подшипников эквивалентная нагрузка определяется числом циклов в частных интервалах нагрузки. Длительность нагрузки или распределение цикла — это удобный способ описать данные о нагрузке для проектирования коробок передач.

Матрица длительности нагрузки приведена в таблице А.8. Описанная нагрузка должна быть точно определена в соответствии с системой координат и выбранным эталонным методом.

Матрица длительности нагрузки, приведенная в таблице А.8, может быть трансформирована в векторную форму Σ_m, содержащую просуммированное время или сумму циклов для каждого уровня нагрузки L_i. Рисунок 18 показывает пример установленного в циклах за уровень распределения длительности нагрузки.

Описываемая нагрузка должна быть четко определена в соответствии с системой координат и выбранным эталонным методом.

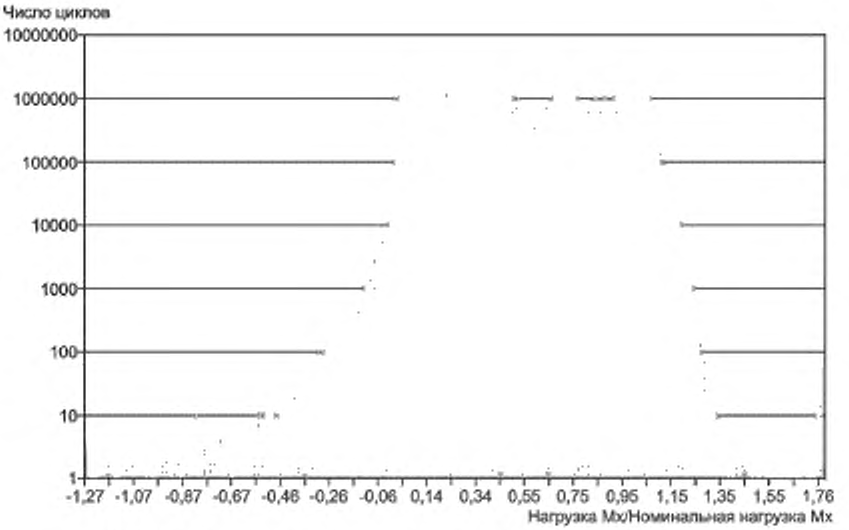


Рисунок 18 — Пример распределения нагрузки вращения (LRD)

Таблица А.8 — Пример распределения длительности нагрузки (LDD)

Отношение крутящего момента (к номинальному)	Время под нагрузкой	Отношение крутящего момента (к номинальному)	Время под нагрузкой
1,67	0,04	0,45	7730,0
1,59	0,03	0,38	10200,0
1,51	0,02	0,30	13100,0
1,44	0,69	0,23	14500,0
1,36	3,16	0,15	15600,0
1,29	26,6	0,08	13700,0
1,21	316,0	0,00	15100,0
1,14	2730,0	–0,08	8,07
1,06	9480,0	–0,15	3,84
0,98	12000,0	–0,23	5,22
0,91	9300,0	–0,30	1,37
0,83	8400,0	–0,38	0,29
0,76	7490,0	–0,45	0,44
0,68	6540,0	–0,53	0,89
0,61	6420,0	–0,61	0,67
0,53	8090,0		

А.4.5 Описания предельной нагрузки

Предельные нагрузки должны быть представлены в матрицах, которые показывают величину одной составляющей нагрузки и одновременно уровень и предполагаемую фазу другой составляющей нагрузки в момент времени t, когда возникает предельная нагрузка. Пример с 10 наихудшими вариантами нагрузки для одной составляющей нагрузки M_x (в этом примере) приведен в таблице А.9.

Таблица А.9 — Пример матрицы предельной нагрузки

Порядок	$M_{x\ max}$	M_y	M_z	F_x	F_y	F_z	n_R	DLC	t	γ_t
	кН·м	кН·м	кН·м	кН	кН	кН	мин$^{-1}$	—	с	—
1										
2										
3										
4...										

Так как другие составляющие нагрузки достигают своего относительного максимума в разное время, подобные таблицы следуют предоставлять для каждой составляющей нагрузки.

Аннотированные временные ряды могут быть поставлены как предназначенные для дальнейшего описания события предельной нагрузки и подразумеваемые фазовые соотношения между составляющими нагрузки.

Приложение Б
(справочное)

Обзор проектирования и производства редуктора

Б.1 Введение

Настоящее приложение покрывает важные ненормативные аспекты проектирования и производства шестерни.

Б.2 Проектирование редуктора

Б.2.1 Компоновка коробки передач

Могут быть установлены требования по компоновке шестерен внутри корпуса.

Б.2.2 Погрузочные отверстия

Все большие валы должны иметь приспособления для погрузки, такие как отверстия или резьбовые отверстия, рассчитанные для хомутов или болтов с проушиной для подъема, когда есть достаточно материала между внутренним диаметром и диаметром высверленного отверстия шестерни.

Б.2.3 Соотношение размеров

Соотношение размеров, определяемое как отношение общей ширины зубчатого венца b к делительному диаметру шестерни d_1, показывает, как зубчатая передача реагирует на разрегулировку. Для достижения хорошего распределения нагрузки на прямозубое цилиндрическое зубчатое колесо и косозубое цилиндрическое зубчатое колесо соотношение размеров должно быть меньше, чем 1,25. Для двойных косозубых цилиндрических зубчатых колес соотношение размеров должно быть меньше, чем 2,0.

Б.2.4 Смещение исходного контура

Смещение исходного контура используется для:

- предотвращения зарубки;
- балансирования удельного скольжения;
- балансирования температурой вспышки;
- балансирования усталостной стойкостью при работе на изгиб;
- предотвращения сжатия верхней грани зуба.

Смещение исходного контура должно быть достаточно большим для предотвращения зарубки и достаточно малым для предотвращения сжатия верхней грани зуба. Для ускорительных шестерен ветровой турбины обычно наилучшим вариантом конструкции является смещение исходного контура для балансировки удельного смещения.

Б.2.5 Толщина обода планетарного зубчатого колеса

Толщина обода планетарного зубчатого колеса должна быть эквивалентной, как минимум, 3 модулям зубчатого зацепления. Должны быть рассмотрены прочность обода и зуба и риск смещения внешнего кольца подшипника.

Б.2.6 Шероховатость поверхности зуба шестерни

Шероховатость поверхности зуба — один из важнейших факторов, влияющих на риск точечного выкрашивания. Таблица Б.1 обеспечивает рекомендованные максимальные значения для средней производственной шероховатости поверхности R_a, которая (по опыту) дает доказанное снижение риска точечного выкрашивания.

Таблица Б.1 — Рекомендованная шероховатость поверхности зуба шестерни

Шестерня	R_a, нм
высокоскоростные шестерни и шестерни	≤ 0,7
промежуточные шестерни и шестерни	≤ 0,7
низкоскоростные шестерни и шестерни	≤ 0,6
низкоскоростные солнечные и планетарные передачи	≤ 0,5

Б.3 Чистота сборки коробки передач

Б.3.1 Чистота

Условия сборки коробки передач должны быть чистыми с целью минимизировать исходное повреждение поверхностей подшипника и шестерни в процессе начального производства, что может произойти из-за частичного загрязнения, которое аккумулируется в коробке передач в процессе сборки.

Следующие рекомендации даны применительно к условиям сборки коробки передач, хранению и переноске:

- корпусов;
- шестерен и шестерней;
- подшипников и уплотнений;
- валов;
- элементов систем смазки и обогрева/охлаждения, таких как насосы, трубы, шланги, фитинги, теплообменники и другие связанные с жидкостями части, клапаны, распылительные сопла, коллекторы и поддоны масла для подшипника.

Все методы и процедуры должны приводить к минимизации потенциальных источников твердых загрязнителей.

Б.3.2 Специализированная зона очистки

Все элементы должны быть очищены перед сборкой в зоне, отделенной от зоны сборки. Подшипники должны быть взяты напрямую из упаковок производителей.

Б.3.3 Хранение и переноска

Элементы должны быть доставлены в сборочную зону в чистом состоянии. Это включает конечную промывку внешних поверхностей и пропуск чистого фильтрованного масла по всем элементам системы смазки.

Как минимум, эти перечисленные элементы должны быть очищены, упакованы, завернуты и запасены так, чтобы пыль, грязь и частицы не осаждались на или в эти элементы. В случае с единичными частями системы смазки, такими как насосы, трубы или шланги должны быть обернуты или закупорены.

Б.3.4 Специализированная зона сборки

Зоны сборки коробки передач — это производственные зоны для единичных частей и зон очистки. Они должны быть установлены способом, в котором загрязнения от других производственных зон предотвращены.

Примеры потенциальных мер для предотвращения загрязнений:

- предотвращение распределения загрязнения;
- регулярная очистка полов, кранов, транспортных средств и других инструментов;
- пригодная чистота поверхности в сборочных зонах.

Б.3.5 Производственное покрытие

Должно быть гарантировано, что загрязнение предотвращено при значительных остановках в процессе сборки коробки передач. Оно должно быть предотвращено оборачиванием или покрытием коробки передач и/или элементов коробки передач.

Б.3.6 Проверка чистоты

Для гарантирования чистоты в зоне сборки должен иметь место продолжительный установленный процесс. План качества производителя коробки передач должен полностью описывать контроль, инспекцию и действия по поддержке чистоты.

Приложение В
(справочное)

Рассмотрение проектирования подшипника

В.1 Предварительный выбор подшипника

Базовый расчетный ресурс L_{10}, млн об, определенный в соответствии с ГОСТ 18855 или каталогом производителя подшипника, может быть использован для предварительного выбора подшипников в процессе проектирования коробки передач. Этот стандартизированный метод расчета динамически нагруженных роликовых подшипников основывается на эквивалентных нагрузке, скорости, номинальной динамической нагрузке подшипника и упрощенных допущений распределения нагрузки. В таблице В.1 приведены рекомендованные минимальные значения базового расчетного ресурса L_{h10}, ч, для процесса предварительного выбора подшипника. Значения базового расчетного ресурса L_{h10}, ч, рассчитывают по формуле

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60 \cdot n}\left(\frac{C}{P}\right)^p. \quad (22)$$

Правило Майнера должно использоваться для комбинированных нагрузок и скоростей, приведенных в спектре нагрузки поставляемым производителем ветровой турбины. Экспонента срока службы p равна 3,0 для шариковых подшипников и 10/3 для роликовых подшипников.

Таблица В.1 — Справочные значения для базового показателя срока службы L_{h10} для предварительного выбора подшипника

Позиция подшипника	Диапазон скорости $n \cdot D_{pw}$	Рекомендованный базовый расчетный срок службы L_{h10} в часах
высокоскоростной вал	150000 — 430000	30000
высокоскоростной промежуточный вал	25000 — 220000	40000
низкоскоростной промежуточный вал	10000 — 60000	80000
промежуточная солнечная передача	10000 — 60000	80000
промежуточная планетарная передача	20000 — 150000	80000
низкоскоростная промежуточная передача	10000 — 60000	100000
низкоскоростной вал	5000 — 15000	100000

Примечания

1 Эти справочные значения были получены из опыта с современными конструкциями коробок передач, в которых индекс скорости $n \cdot D_{pw}$, снижается в установленном диапазоне.

2 Справочные значения применяются для подшипников, выполненных из современной, широко используемой, высококачественной упрочненной стали для подшипников, в соответствии с хорошим производственным опытом и в основном традиционной конструкции, что касается формы контактной поверхности роликовых элементов.

3 Значения в этой таблице верны для расчетного срока службы в 20 лет и должны быть уточнены для конструкций с различным расчетным сроком службы.

4 Обычно не существует доступного значения эквивалентной нагрузки для входного вала.

В.2 Метод снижения нагрузки ячейки

В.2.1 Цель

Настоящее приложение предлагает разные методы для снижения числа ячеек в данном спектре нагрузки. Необходимость снижения числа ячеек и применяемый метод должны быть согласованы между производителями подшипника, коробки передач и ветровой турбины. Снижение числа ячеек должно быть поддержано анализом неопределенностей, для гарантирования того, что метод позволяет осторожно оценить срок службы подшипника.

Методы, представленные здесь, применимы только для подшипников, которые преимущественно нагружаются результирующими силами от крутящего момента ротора. Это относится к большинству подшипников коробок передач, но существуют и исключения. Примером такого исключения может быть такая конструкция ветровых турбин, где входной вал передает другие моменты и силы от главного вала и ротора. Далее методы, представленные здесь, игнорируют другие воздействия, такие как вибрации или вес элементов, для упрощения.

В.2.2 Объединение соседних ячеек нагрузки

Самый простой способ уменьшить число ячеек — это объединить ряд соседних ячеек, как показано на рисунке 19. При применении этого метода нагрузка сниженной ячейки должна быть максимальной нагрузкой исходной ячейки нагрузки, не рекомендуется использовать менее, чем 20 ячеек нагрузки. Размер шага нагрузки, который определяет ячейку, необходимо сохранять неизменным. Число ячеек, которые объединяются вместе, необязательно поддерживать постоянным.

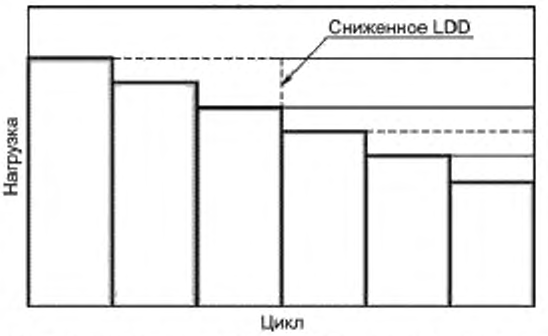


Рисунок 19 — Уменьшение нагрузки ячейки объединением соседних ячеек нагрузки

Число циклов n_j и уровень нагрузки R_j ячейки j в уменьшаемом спектре нагрузки рассчитываются по следующим формулам:

$$n_j = \sum_{i=n}^{m} n_i \; ; \tag{23}$$

$$P_j = \max_{i=n}^{m} (P_i) \, , \tag{24}$$

где $i = [n \ldots m]$ — ячейки исходного спектра, объединяемые в j ячеек сниженного спектра нагрузки;

P_j — уровень нагрузки j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки;

P_i — уровень нагрузки i-й ячейки исходного спектра нагрузки;

n_j — число циклов j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки;

n_i — число циклов i-й ячейки исходного спектра нагрузки.

В.2.3 Средневзвешенная нагрузка

Этот метод снижения числа ячеек использует правило Майнера для определения средневзвешенной нагрузки для каждой ячейки снижаемого спектра. Такая же экспонента срока службы используется в расчетах базового расчетного срока службы L_{10mr} согласно с [21].

Число ячеек снижаемого спектра должно быть не менее 20. Число ячеек, которые объединяются, не требуется поддерживать постоянным.

Число циклов n_j определяется по формуле (23), а уровень нагрузки P_j j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки рассчитывается по следующему уравнению:

$$P_j = \left(\frac{\sum_{i=n}^{m} (P_i^p \cdot n_i)}{n_j} \right)^{1/p} \, , \tag{25}$$

где $i = [n \ldots m]$ — ячейки исходного спектра, объединяемые в j ячейки сниженного спектра нагрузки;

P_j — уровень нагрузки j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки;

P_i — уровень нагрузки i-й ячейки исходного спектра нагрузки;

n_j — число циклов j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки;

n_i — число циклов i-й ячейки исходного спектра нагрузки;

p — экспонента срока службы, используемая в расчетах ресурса подшипника.

В.2.4 Средневзвешенный срок службы

Методы, описанные в В.2.2 и В.2.3, подводят итог установленной экспоненциальной связи между уровнем нагрузки и снижением срока службы отдельной ячейки. Однако модифицированный базовый расчетный

ресурс L_{amr} согласно [21] — это функция локального давления в комбинации с параметрами загрязнения и смазки e_C и к. Это означает, что ячейки с большей нагрузкой изнашиваются пропорционально быстрее, чем рассчитано в соответствии с представленными методами. Это может привести к превышению оценки расчетного ресурса по сравнению с детальным анализом ячейки за ячейкой.

Метод средневзвешенного ресурса для снижения спектра производится нелинейно с учетом применения высокого разрешения снижаемому спектру нагрузок, где расходуется большая часть ресурса, и низкого разрешения для низких нагрузок, где расходуется малая часть ресурса. Расход ресурса отдельной ячейки спектра нагрузки рассчитывается:

$$CLI_i = \left(\frac{P_i^p \cdot n_i}{\sum_{j=n}^{m} (P_j^p \cdot n_j)} \right) \cdot 100 , \qquad (26)$$

где CLI_i — снижаемый индекс срока службы i-й ячейки спектра нагрузки, %;

P_i — уровень нагрузки i-й ячейки спектра нагрузки;

n_i — число циклов i-й ячейки спектра нагрузки;

m — число циклов спектра нагрузки;

p — экспонента срока службы, используемая в расчетах срока службы подшипника.

При надлежащем применении следующих шагов этого метода может быть достигнута высокая точность (по сравнению с использованием исходного спектра нагрузок ячейки-за-ячейкой) уже примерно при m, равном 10 ячейкам. Применение следующих шагов рекомендуется, когда время расчета значительно, например когда используются усовершенствованные модели для рассмотрения переменных состояний подшипника.

Первая ячейка $j = 1$ снижаемого спектра нагрузки суммирует циклы всех ячеек с обратной нагрузкой по сравнению с исходным спектром нагрузки. Уровень нагрузки этой ячейки должен быть установлен максимальной обратной нагрузкой. Ячейка $j = 1$ должна быть утверждена в снижаемом спектре, даже в случае разделения времени или сниженного индекса срока службы этой ячейки (почти ноль).

Последняя ячейка $j = m$ снижаемого спектра нагрузки включает максимальный эксплуатационный крутящий момент, например, наивысшую ячейку LDD или LRD. Уровень нагрузки этой ячейки должен быть установлен как максимальный эксплуатационный крутящий момент. Ячейка $j = m$ должна быть утверждена в снижаемом спектре, даже в случае разделения времени или сниженного индекса срока службы этой ячейки (почти ноль).

Снижаемый индекс срока службы *CLI* рассчитывается для каждой ячейки исходного спектра нагрузки. Затем ячейки суммируются так, чтобы *CLI* каждой ячейки снижаемого спектра нагрузки был менее чем 25 %. Если несколько отдельных ячеек исходного спектра нагрузки уже превышает этот лимит, эти ячейки должны быть напрямую трансформированы в снижаемый спектр. В этом случае должно быть рассмотрено только точное разрешение исходного спектра нагрузки.

Одна ячейка снижаемого спектра должна включать номинальную механическую нагрузку. Снижаемый индекс срока службы *CLI* (для этой отдельной ячейки) должен достигать максимума.

Ячейки с большими и меньшими нагрузками объединяются так, чтобы снижаемый индекс срока службы постоянно снижался для обеих сторон, как показано на рисунке 20.

Разделение времени должно постоянно снижаться от нулевой нагрузки до максимальной эксплуатационной нагрузки, как показано на рисунке 21. Два вышеупомянутых критерия относительно снижаемого индекса срока службы *CLI* должны иметь бо́льшую важность, чем распределение разделения времени.

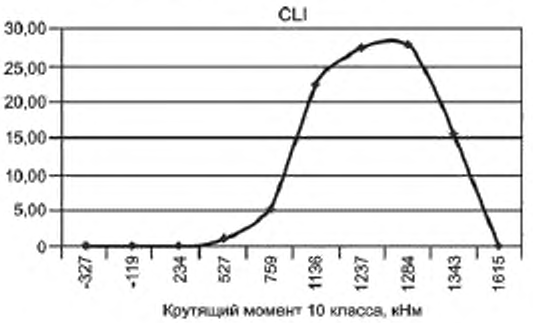


Рисунок 20 — Снижаемый показатель разделения времени (*CLI*)



Рисунок 21 — Распределение срока службы

Число циклов n_j определяется согласно формуле (23), а уровень нагрузки P_j j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки рассчитывается по следующей формуле

$$P_j = \left(\frac{\sum_{i=n}^{m} (p_i^p \cdot n_i)}{n_j} \right)^{1/p}, \quad (27)$$

где [n ... m] — ячейки исходного спектра, объединяемые в j ячеек сниженного спектра нагрузки;

P_j — уровень нагрузки j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки;

P_i — уровень нагрузки i-й ячейки исходного спектра нагрузки;

n_j — число циклов j-й ячейки снижаемого спектра нагрузки;

n_i — число циклов i-й ячейки исходного спектра нагрузки;

p — экспонента срока службы, используемая в расчетах срока службы подшипника.

Эквивалентная скорость $n_{eq,j}$ нагрузки ячейки j должна быть средневзвешенной скоростью для каждой исходной ячейки i с соответствующим разделением времени ячейки LDD или LRD.

Если оцененный снижаемый индекс срока службы CLI существенно отклоняется от потребления срока службы, рассчитанного в итоговых расчетах по [21], снижение спектра нагрузки должно быть пересмотрено до достижения лучшего схождения.

В.3 Упрощенный расчет контактного напряжения подшипника

В.3.1 Цель

Настоящее приложение обеспечивает упрощенный метод расчета максимального контактного давления в сферических, цилиндрических и конусообразных радиальных роликовых подшипниках (SRB, CRB, TRB), эксплуатирующихся без натяга. Для тороидальных подшипников (TORB) должна быть использована методика SRB. Этот метод предназначен не для замещения расширенных расчетов срока службы подшипника, а скорее для создания представления о том, что расширенные методы являются специализированными для производителя подшипника. Высокоточные методы расчета контактного напряжения описаны Reusner (1977), Hartnett (1980) и DeMul (1986).

В.3.2 Влияющие факторы

Метод определяет три фактора, описывающих распределение нагрузки в подшипнике k, K_m и K_{ic}. Из-за двояковыпуклого контакта самое большое контактное давление возникает в контакте ролика с внутренним кольцом. Этот метод доступен только контакта внутреннего кольца с роликом и подшипников со стальными роликами и кольцами.

Метод обеспечивает первое приближение для ключевых факторов и результирующего контактного давления. На практике дополнительные влияющие факторы включают микрогеометрию подшипника, систему поддержки жесткости и тип подшипника. Этот метод не применяется, если модификации роликов и беговых дорожек достаточны для предотвращения высоких краевых контактных напряжений.

В.3.3 Процедура

В.3.3.1 Эквивалентная нагрузка подшипника

Основываясь на действующей радиальной нагрузке F_r и действующей осевой нагрузке F_a, определяется эквивалентная нагрузка P_0. Используются статические коэффициенты X_0 и Y_0, описывающие связь между примененными нагрузками и максимальным напряжением, без добавления динамических факторов:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a,$$
$$P_0 = F_r \text{ если } X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \le F_r, \quad (28)$$

где F_r — максимальная радиальная нагрузка, Н;

F_a — максимальная осевая нагрузка, Н;

X_0 — коэффициент статической радиальной нагрузки, см. по таблице В.2;

Y_0 — коэффициент статической осевой нагрузки, см. по таблице В.2.

Таблица В.2 — Коэффициенты статической нагрузки для радиальных подшипников

Тип радиального подшипника	Однорядный подшипник		Двухрядный подшипник	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
сферический роликовый подшипник	0,5	$0{,}22 \cdot ctg\ \alpha_0$	1,0	$0{,}44 \cdot ctg\ \alpha_0$
цилиндрический роликовый подшипник	1,0	0	1,0	0
конусообразный роликовый подшипник	0,5	$0{,}22 \cdot ctg\ \alpha_0$	1,0	$0{,}44 \cdot ctg\ \alpha_0$

В.3.3.2 Максимальная нагрузка роликового элемента

Комбинированная внешняя сила P_0 распространяется на ряд роликовых элементов, создавая статически неопределенную опорную систему. Основываясь на методах, описанных в [47], распределение нагрузки может быть определено взаимным смещением колец и расчетом соответствующей деформации роликовых элементов. Максимальная нагрузка одного ролика для беззазорного подшипника составляет:

$$Q = \frac{P_0}{Z \cdot \cos\alpha_0} \cdot k\,, \tag{29}$$

где k — коэффициент распределения нагрузки для максимально нагруженного ролика. Он рассчитывается из соотношения

$$k = \frac{Q \cdot Z \cdot \cos x_0}{F_r}\,, \tag{30}$$

где $k = 4{,}06$ при нулевом внутреннем зазоре и 180° зоне нагрузки. Рисунок 22 показывает k для различных уровней внутреннего радиального зазора G_r, k зависит от соотношения

$$\frac{F_r}{C_{\delta L}\left(\frac{G_r}{2}\right)^{1{,}08} z}\,. \tag{31}$$

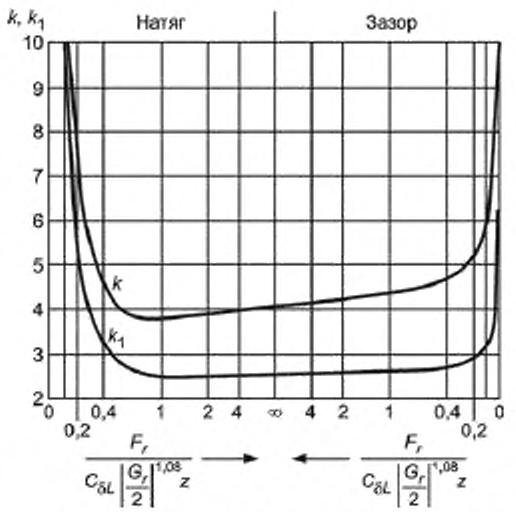


Рисунок 22 — Влияние зазора и натяга на распределение давления в радиальных роликовых подшипниках (согласно [47])

Упругая постоянная $C_{\delta L}$ рассчитывается по формуле

$$C_{\delta L} = 26200 \cdot (L_{we})^{0{,}92}, \tag{32}$$

где L_{we} — эффективная длина ролика, мм;

Z — число роликовых элементов в ряде подшипника;

G_r — внутренний радиальный зазор в собранном состоянии, мм.

Переменная G_r должна быть больше, чем ноль для предотвращения числовой нестабильности. Низшая граница на практике — $G_r = 0{,}0005$.

Аппроксимирующая кривая для k для радиальных подшипников, эксплуатирующихся с зазором, определяется по формуле

$$k = 4{,}05 + 0{,}3209 \cdot \left[\frac{F_r}{C_{\delta L}\left(\frac{G_r}{Z}\right)^{1{,}08} \cdot z}\right]^{-0{,}7911}\,. \tag{33}$$

Рисунок 22 распространяется на радиальные подшипники с контактным углом α_0, эквивалентным нулю. Внедрение α_0 в уравнение и замещение радиальной нагрузки F_r на комбинированную эквивалентную нагрузку P_0 обеспечивает общий случай

$$k = 4{,}05 + 0{,}3209 \left[\frac{P_0}{C_{\delta L} \left(\frac{G_r}{Z} \right)^{1{,}08} \cdot z \cdot \cos x_0} \right]^{-0{,}7911}, \quad (34)$$

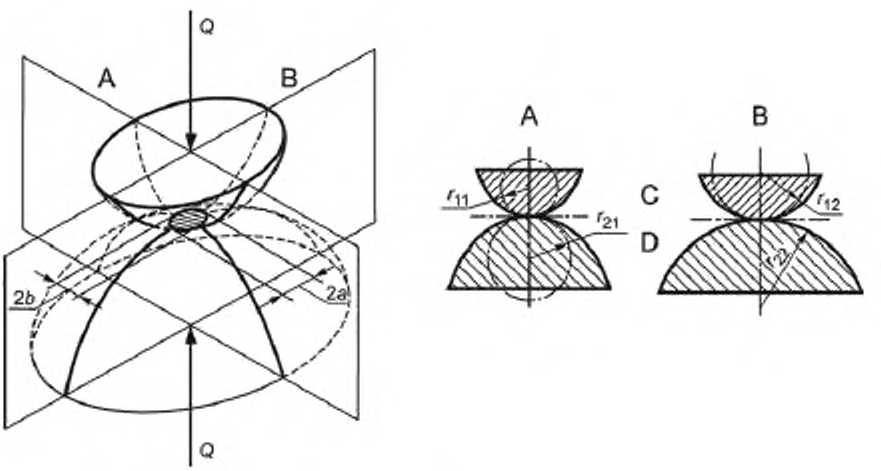
С известными упругой постоянной $C_{\delta L}$ и коэффициентом k, формула (34) позволяет рассчитывать нагрузку на максимально нагруженный роликовый элемент по формуле (29).

В.3.3.3 Коэффициенты контактного давления

Рисунок 23 отображает рассматриваемые проекции и определяет номенклатуру подстрочных индексов уравнений. Обратите внимание на то, что выпуклые кривые — положительные, вогнутые кривые — отрицательные. Касание S — это отношение радиуса кривизны внутреннего кольца к радиусу кривизны ролика, оба на общем виде 2 по оси роликового элемента, см. формулу

$$S = \frac{r_{22}}{r_{12}} \geq 1{,}0. \quad (35)$$

Значение S по определению больше или эквивалентна единице. Стандартные значения для справочных геометрических параметров для общих конструкций подшипников, приводящих к значениям S между 1,03 и 1,08, приведены в [21]. Реальная конструкция подшипника может отклоняться от этих стандартных значений вплоть до S = 1,01. Для предотвращения численной нестабильности минимальное значение S устанавливается эквивалентным 1,001.



A — общий вид 1
B — общий вид 2
C — Тело 1
D — Тело 2

Рисунок 23 — Номенклатура кривых подшипника

Формулы с (36) по (43) позволяют рассчитать коэффициенты кривизны для точки и линии контакта:

$$\rho_{11} = \frac{2}{D_w}; \quad (36)$$

для CRB и TRB:

$$\rho_{12} = 0; \quad (37)$$

для SRB:

$$\rho_{12} = -\rho_{12} \cdot S; \quad (38)$$

$$\rho_{21} = \frac{2}{\frac{D_{pw}}{\cos\alpha_0} - D_w}; \quad (39)$$

для CRB и TRB:

$$\rho_{22} = 0; \quad (40)$$

для SRB:

$$\rho_{22} = \frac{-2}{\frac{D_{pw}}{\cos x_{\alpha_0}} + D_w}; \quad (41)$$

$$\Sigma\rho_{point} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}; \quad (42)$$

$$\Sigma\rho_{line} = \rho_{11} + \rho_{21}; \quad (43)$$

$$cos\,\tau = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22})}{\Sigma\rho_{point}}, \quad (44)$$

где S — точка контакта внутреннего кольца;

D_{pw} — внешний диаметр шариковой или роликовой установки, мм;

D_w — диаметр шарика или ролика, мм;

α_0 — номинальный контактный угол подшипника, град.

С коэффициентами кривизны и суммарными коэффициентами ($\Sigma\rho_{point}$ и $\Sigma\rho_{line}$), требуется рассчитать коэффициенты Hertzian для подсчета напряжения. Значения μ и v в табличной форме согласно [47] являются функцией от $cos\,\tau$. Уравнения с (45) по (48) описывают аппроксимацию этих значений:

если $cos\,\tau > 0{,}87$, то

$$\mu = 1{,}396748 \cdot cos\,\tau^{0{,}665242} \cdot (1 - cos\,\tau)^{-0{,}37399}, \quad (45)$$

иначе

$$\mu = 5{,}6864 \cdot cos\,\tau^4 - 6{,}0607 \cdot cos\,\tau^3 + 2{,}7985 \cdot cos\,\tau^2 + 0{,}35289 \cdot cos\,\tau + 1{,}005; \quad (46)$$

если $cos\,\tau > 0{,}87$, то

$$v = 0{,}683241 \cdot cos\,\tau^{0{,}4} \cdot (1 - cos\,\tau)^{-0{,}189343}, \quad (47)$$

иначе

$$v = -0{,}30365 \cdot cos\,\tau^3 + 0{,}373719 \cdot cos\,\tau^2 - 0{,}67694 \cdot cos\,\tau + 1{,}0014. \quad (48)$$

С известными значениями μ и v размеры контактного эллипса Hertzian, представленные на рисунке 24, могут быть рассчитаны:

$$2 \cdot a = 0{,}0472 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{\Sigma\rho_{point}}}; \quad (49)$$

$$2 \cdot b = 0{,}0472 \cdot v \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{\Sigma\rho_{point}}}. \quad (50)$$

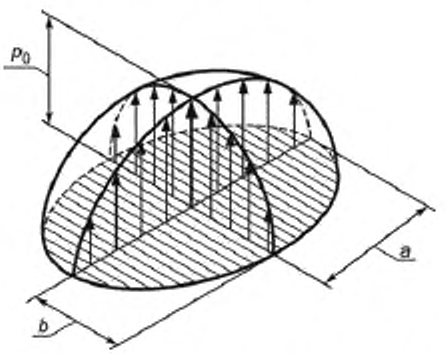


Рисунок 24 — Распределение напряжения по эллипсоидной контактной зоне

В.3.3.4 Контактное давление

Максимальное контактное давление в SRB рассчитывается для эллиптической контактной зоны, учитывая касание. Максимальное контактное давление для CRB и TRB рассчитывается для линейной контактной зоны, модифицированной эмпирическим коэффициентом, который вычисляет осевую выпуклость роликов и беговой дорожки внутреннего кольца.

Формулы (51) и (52) описывают нерегулируемое контактное давление в соответствии с [47]:

$$p_{line} = 270 \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{L_{we}} \cdot \Sigma\rho_{line}}\ ; \tag{51}$$

$$p_0 = \frac{858}{\mu \cdot v} \cdot \sqrt{Q \cdot (\Sigma\rho_{point})^2}\ . \tag{52}$$

Для шариковых подшипников максимальное контактное напряжение может быть аппроксимировано из статического коэффициента безопасности S_0:

$$p_0 = 4200 \cdot N/mm^2 \cdot S_0^{-\frac{1}{3}}\ . \tag{53}$$

В.3.3.5 Коэффициент разрегулировки K_m

Для цилиндрических и конусообразных шариковых подшипников, на контактное давление влияет разрегулировка беговых дорожек, представленная углом наклона вала θ_L. K_m устанавливается единице для сферических роликовых подшипников, которые свободно поддаются разрегулировке:

если $L_{we}/D_w < 1{,}3$ то

$$K_m = 0{,}00105 \cdot \theta_L^2 + 0{,}00406 \cdot \theta_L + 0{,}9986, \tag{54}$$

иначе

$$K_m = 0{,}0042 \cdot \theta_L^2 - 0{,}0092 \cdot \theta_L + 1{,}013, \tag{55}$$

где θ_L — наклон разрегулировки вала в дуговых минутах.

K_m равен единице для сферических роликовых подшипников, для других типов подшипников — единице или больше.

В.3.3.6 Коэффициент округления C_T

Если рассчитанная длина контактной зоны 2a (полная длина эллипса — рисунок 24) превышает эффективную длину ролика L_{we}, то контактная зона округляется. Это рассмотрено в расчете максимального напряжения как коэффициент округления C_T. Формула (56) обеспечивает аппроксимацию этого коэффициента

$$C_T = 1 + \frac{4 \cdot \left(\frac{b}{a^3}\right) \cdot \sqrt{a^2 - \left(\frac{L_{we}}{2}\right)^2} \cdot \left[\frac{64}{105} a \left(a - \frac{L_{we}}{2}\right)^2 - \frac{40}{189}\left(a - \frac{L_{we}}{2}\right)^3\right]}{\pi ab - \frac{8}{3}(a - L_{we})\frac{b}{a} \cdot \sqrt{a^2 - \left(\frac{L_{we}}{2}\right)^2}}\ . \tag{56}$$

Если длина контактной зоны эллипса 2a (полная длина эллипса — рисунок 24) меньше, чем эффективная длина ролика L_{we}, то C_T устанавливается за единицу.

В.3.3.7 Отношение максимального к минимальному линейному контактному давлению

Отношение максимального к минимальному линейному контактному давлению для CRB и TRB было установлено эмпирическими испытательными расчетами в соответствии с [21] для диаметров внутренних колец подшипников между 80 и 500 мм и контактных напряжений между 800 и 2500 Мпа. Уравнение (57) приводит аппроксимирующую зависимость этих испытательных расчетов

$$K_{lc} = 1 + 3185 \cdot (\rho_{line})^{-1{,}3633}. \tag{57}$$

Максимальное контактное напряжение для SRB может быть рассчитано с использованием формулы эллиптических контактных зон. В этом случае K_{lc} определяется по формуле (58)

$$K_{lc} = \frac{pT}{\rho_{line}} = \frac{C_T \cdot p_c}{\rho_{line}}\ . \tag{58}$$

В.3.3.8 Расчет контактного напряжения

Максимальное контактное напряжение это ранее рассчитанное контактное давление для линейной контактной зоны ρ_{line} с учетом коэффициентов K_m и K_{lc}, описанных выше

$$\rho_{max} = K_{lc} \cdot K_m \cdot \rho_{line}, \tag{59}$$

где ρ_{max} — максимальное контактное напряжение, Мпа;

K_{lc} — отношение максимального контактного давления к контактному давлению при линейном контакте без разрегулировки;

K_m — отношение максимального контактного давления с разрегулировкой к максимальному контактному давлению без разрегулировки.

В.4 Расчет толщины пленки смазки

Толщина пленки смазки имеет решающее влияние на производительность и надежность роликовых элементов подшипников. Для расчетов ресурса в ГОСТ 18855 и [48] содержит эмпирическую аппроксимацию, подходящую для большинства коммерческих смазок.

Если используются альтернативные смазки, то следующие методы могут быть применимы при аппроксимации действительной толщины пленки с этими смазками, так как экспериментальная проверка реальной толщины пленки затруднена.

Существует множество методов, которые были разработаны для расчета толщины пленки для подшипников с роликовыми элементами. Они зависят от типа контакта, линейного или точечного, расположения контакта и минимальной или средней толщины. Не существует постоянного множества уравнений, которые используются всеми производителями подшипников. Большинство современных ветровых турбин используют линейные контактные подшипники (например, TRB, SRB, CRB) и некоторые точечные контактные подшипники (например, DGBB). Типичное поле зацепления (в зубчатой передаче) DGBB имеет осевое поле зацепления, которое близко к линейному контакту. Поэтому здесь рассматриваются только линейные контакты.

Целью настоящего пункта является объяснение оценки и сравнения относительной вязкости и толщины пленки смазки подшипника, отличающихся от синтетических и минеральных масел.

Расчет κ по [48] допускает типичные значения коэффициента вязкости давления минеральных масел. Многие коробки передач ветровых турбин сейчас используют синтетические масла, которые имеют разные значения вязкости давления. Разница может повлиять на расчеты толщины пленки.

Согласно [48] не обязательно учитывать разницу между минеральными и синтетическими маслами, так как больший индекс вязкости синтетических масел компенсируется большим коэффициентом давление-вязкость. Поэтому одинаковая толщина пленки образуется при разных эксплуатационных температурах, если оба типа имеют одинаковую вязкость при 40 °С.

В [48] κ определяется как отношение между действительной кинематической вязкостью ν и справочной кинематической вязкостью ν_1:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}. \tag{60}$$

Отношение толщины пленки h к шероховатости сложной поверхности, Λ, определяется по следующей формуле

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{S_R^2 + S_{RE}^2}}, \tag{61}$$

где S_R — среднеквадратическая вязкость беговой дорожки;

S_{RE} — среднеквадратическая вязкость роликового элемента.

[48] предлагает следующую связь между Λ и κ:

$$\kappa \approx \Lambda^{1,3}. \tag{62}$$

Эта связь получена из уравнения Доусона и Хиггинсона для линейного контакта:

$$\overline{H}_0 = \frac{h_{min}}{R} = 2{,}65\,\overline{U}^{0,7}\,G^{0,54}\,\overline{Q}^{-0,13} = 2{,}65\left(\frac{\eta_0 U}{2E'R}\right)^{0,7}(aE')^{0,54}\left(\frac{Q}{1E'R}\right)^{-0,13}, \tag{63}$$

где $E' = \frac{E}{1-\xi^2}$, (64)

и далее

$$h_{min} = 2{,}65R\left(\frac{\eta_0 U}{2E'R}\right)^{0,7}(aE')^{0,54}\left(\frac{Q}{1E'R}\right)^{-0,13}. \tag{65}$$

Для внутренней бегущей дорожки толщина пленки рассчитывается:

$$R = \frac{D_w}{2}(1-\gamma); \tag{66}$$

$$U_i = \frac{D_{pw}}{2}\left[(1-\gamma)(\omega_i - \omega_m) + \gamma\omega_R\right] = \frac{D_{pw}}{2}\left[(1-\gamma)\left(\omega_i - \frac{1}{2}\left[\omega_i(1-\gamma) + \omega_0(1+\gamma)\right]\right) + \frac{\gamma D_{pw}}{2D_w}(1-\gamma)(1+\gamma)(\omega_0 - \omega_i)\right]; \quad (67)$$

$$\gamma = \frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}. \quad (68)$$

Для того, чтобы связать κ для синтетических и минеральных масел, можно воспользоваться следующим уравнением

$$\kappa_{syn} = \kappa\left(\frac{\Lambda_{syn}}{\Lambda_{mineral}}\right)^{(x)(y)}, \quad (69)$$

где x — экспонента G в уравнении толщины пленки;

y — экспонента Λ в κ — Λ уравнении.

Комбинируя уравнение Доусона и Хиггинсона для линейного контактного напряжения (см. формулу (62)) и:

$$\kappa_{syn} = \kappa\left(\frac{\Lambda_{syn}}{\Lambda_{mineral}}\right)^{(0,54)(1,3)}, \quad (70)$$

то относительная толщина пленки κ для синтетических масел может быть аппроксимирована как

$$\kappa_{syn} = \kappa\left(\frac{\Lambda_{syn}}{\Lambda_{mineral}}\right)^{0,7}. \quad (71)$$

В.5 Документация характеристик подшипника

Характеристики подшипника, как описано в 7.3.7, генерируют широкое разнообразие данных, которые могут быть трудны для оценки. Приложение Ж предлагает стандартный формат отчета для таких расчетов.

В.6 Типы подшипников

Руководство по выбору подходящих типов подшипника и расположению подшипника в коробке передач ветровой турбины приведено в таблицах В.3—В.6. Эти руководства не должны заменять детальный анализ каждого подшипника и расположение подшипника в процессе фазы проектирования. Особое внимание следует уделить использованию типов подшипника и их расположения, не показанных или не описанных за неимением опыта.

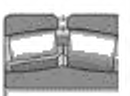
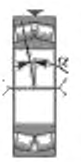
Типы подшипников, приведенные в таблице В.3, могут поддерживать радиальные или двусторонние осевые нагрузки, например комбинированные нагрузки, действующие одновременно.

Типы подшипников, приведенные в таблице В.4, могут поддерживать радиальные и односторонние осевые нагрузки, действующие одновременно, и могут использоваться упорные подшипники в комбинации с дополнительным подшипником для поддержки осевой нагрузки в двух направлениях или использоваться как поперечно-упорный подшипник.

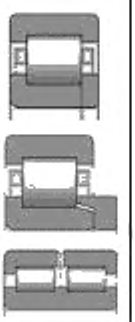
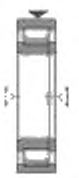
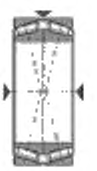
Типы подшипников, показанные в таблице В.5, могут поддерживать только радиальные нагрузки. Они могут использоваться как неупорные подшипники или использоваться в комбинации с дополнительным подшипником для поддержки осевой нагрузки. Внешнее и внутреннее кольца должны быть закреплены в осевом направлении в их опорах.

Типы подшипников, показанные в таблице В.6, поддерживают осевые нагрузки. Они должны использоваться только в комбинации с дополнительным подшипником для поддержки радиальных нагрузок. Дополнительный подшипник должен быть радиальным подшипником для избегания разделения осевой нагрузки. Должно быть заверено, что осевой подшипник сам не разделяет другие радиальные нагрузки, например, обеспечением зазора в радиальном направлении со стороны внешнего кольца или соответствующим внутренним зазором подшипника. Надлежащие меры должны быть приняты для предотвращения поворачивания внешнего кольца, например, шпилькой.

Таблица В.3 — Типы подшипников для комбинированных нагрузок с осевыми нагрузками в двух направлениях

Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Сферический роликовый подшипник	SRB	Высокая грузоподъемность и способность к разрегулировке SRB может быть преимущественной для коробок передач ветровых турбин. Распределение внутренней нагрузки и перемещения под разными и быстро меняющимися эксплуатационными условиями должны быть тщательно проанализированы.		

Продолжение таблицы В.3

Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Цилиндрический роликовый подшипник Двойной цилиндрический роликовый подшипник	CRB NUP и NJ+HJ конструкции DRCRB	Этот тип подшипника может предоставить легкость по удержанию только осевых нагрузок. Более того, отношение F_a/F_r должно быть малым. Следует избегать быстроменяющихся нагрузок. NUP и NJ + HJ типы могут быть использованы как упорные подшипники, если необходимо уделить внимание предотвращению разбалтываемости между подшипников и HJ кольцом. Если выбран подшипник для поддержки осевой нагрузки, то прочность фланца внутреннего кольца должна быть точно оценена из-за усталости при изгибе и ударной нагрузки, а также рассеяния тепла. Верная поддержка фланца хорошо спроектированным торцом обязательна. Если позволяют требуемые параметры, CRB с обоймой должны являться предпочтительней, чем FCCRB.		
Двухрядный полнокомплектный цилиндрический роликовый подшипник	DRFCCRB	Износ из-за контакта роликов друг о друга может ограничить срок службы полнокомплектных подшипников, поэтому они должны использоваться в особых случаях. Полнокомплектные подшипники должны быть выбраны только там, где центробежные силы не существенно способствует контактным силам между роликами. Если возникают существенные контактные силы, то необходимо рассмотреть другие подшипники. Если подшипник выбран для поддержки осевой нагрузки, то прочность фланца внутреннего кольца должна быть точно оценена в отношении усталости при изгибе или ударной нагрузки, а также рассеяния тепла. Верная поддержка фланца хорошо спроектированным торцом обязательна.		
Двухрядный конический роликовый подшипник	DRTRB	Для двухрядных или спаренных однорядных конических роликовых подшипников установка подходящего зазора или натяга (отрицательный зазор) неотъемлема для необходимой производительности. Зазор или натяг (отрицательный зазор) может быть сделан различными методами или с использованием предварительной сборки спаренных подшипников с распорками. Эксплуатационные условия в спектре нагрузки должны быть рассмотрены при определении установки оптимального зазора или натяга (отрицательный зазор).		

Окончание таблицы В.3

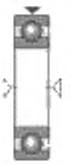
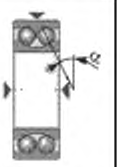
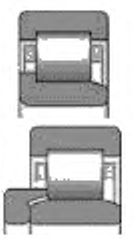
Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Глубоко заглубленный шариковый подшипник	DGBB	Применимость этого типа подшипников может быть ограничена его возможностями по несущей нагрузочной способности.		
Двухрядный шариковый подшипник с косоугольным примыканием	DRACBB	Применимость этого типа подшипников может быть ограничена его возможностями по несущей нагрузочной способности.		

Таблица В.4 — Типы подшипников для комбинированных нагрузок с осевыми нагрузками в одном направлении

Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Цилиндрический роликовый подшипник	CRB NJ и NU+HJ конструкции	Этот тип подшипника обеспечивает удержание только осевых нагрузок. Более того, F_a/F_r отношение должно быть малым. Следует избегать быстроменяющихся нагрузок. Если выбран подшипник для поддержки осевой нагрузки, то прочность фланца внутреннего кольца должна быть точно оценена в отношении усталости при изгибе и ударной нагрузки, а также рассеяния тепла. Верная поддержка фланца хорошо спроектированным торцом обязательна. Если позволяют требуемые параметры, CRB с обоймой должны являться предпочтительней, чем FCCRB.		
Полнокомплектный цилиндрический роликовый подшипник Двухрядный полнокомплектный цилиндрический роликовый подшипник	FCCRB NJG и NCF конструкции DRFCCRB	Полнокомплектные подшипники используются в одно- и двухрядном исполнениях. Износ из-за контакта роликов друг о друга может ограничить срок службы полнокомплектных подшипников, поэтому они должны использоваться в особых случаях. Полнокомплектные подшипники должны быть выбраны только там, где центробежные силы не существенно способствуют контактным силам между роликами. Если возникают существенные контактные силы, то необходимо рассмотреть другие подшипники. Этот тип подшипника может обеспечить удержание только осевых нагрузок. Более того, отношение F_a/F_r должно быть малым. Если выбран подшипник для поддержки осевой нагрузки, то прочность фланца внутреннего кольца должна быть тщательно оценена из-за усталости при изгибе и ударной нагрузки, а также рассеяния тепла. Верная поддержка фланца хорошо спроектированным торцом обязательна.		

Окончание таблицы В.4

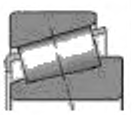
Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
		Если позволяют требуемые параметры, CRB с обоймой является предпочтительней, чем FCCRB.		
Конусообразный роликовый подшипник	TRB	Для конусообразных роликовых подшипников соответствующая установка зазора или натяга (отрицательный зазор) неотъемлема для необходимой производительности. Эксплуатационные условия в спектре нагрузки должны быть рассмотрены при определении установки оптимального зазора или натяга (отрицательный зазор). Однорядные TRB могут быть использованы в поперечно-упорной компоновке только когда внутренний зазор или натяг (отрицательный зазор) установлены с приемлемыми ограничениями в процессе эксплуатационных условий. Для определения приемлемого диапазона зазора, чтобы избежать скольжение, перегрев и другие эксплуатационные проблемы, связанные с роликами, должна быть выполнена качественная оценка.		
Шариковый подшипник с косоугольным примыканием	ACBB	Применимость этого типа подшипников может быть ограничена его возможностями по несущей нагрузочной способности.		

Таблица В.5 — Типы подшипников для строго радиальной нагрузки

Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Цилиндрический роликовый подшипник	CRB NU-конструкция	Этот тип подшипника имеет внешнее кольцо с двумя фланцами и внутреннее кольцо без фланцев. Внутреннее кольцо может удерживать небольшое количество масла для предотвращения сухого запуска.		

Окончание таблицы В.5

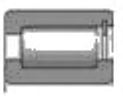
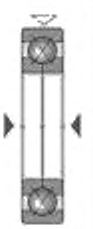
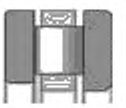
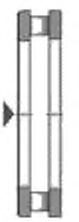
Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Цилиндрический роликовый подшипник	CRB N-конструкция	N-конструкции могут быть рассмотрены на вращающемся вале или вращающемся внешнем кольце для минимизации проскальзывания роликов на контакте внутреннего кольца в условиях работы при малых нагрузках.		
Полнокомплектный цилиндрический роликовый подшипник	FCCRB	Износ из-за контакта роликов друг о друга может ограничить срок службы полнокомплектных подшипников, поэтому они должны использоваться в особых случаях. Полнокомплектные подшипники должны быть выбраны только там, где центробежные силы не существенно способствуют контактным силам между роликами. Если возникают существенные контактные силы, то необходимо принять особое рассмотрение. Там, где позволяют требуемые параметры, CRB с обоймой должны быть предпочтительнее, чем FCCRB.		
Компактный подшипник с выравнивающим валиком	TORB	Осевое смещение внутреннего кольца относительно внешнего кольца влияет на радиальный зазор подшипника. Это влияние должно быть учтено при выборе расположения.		

Таблица В.6 — Типы подшипников для осевой нагрузки

Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Четырехконтактный шариковый подшипник	FPCBB	Знакопеременные осевые нагрузки могут вызвать вибрационные контактные точки и чрезмерный износ обоймы подшипника. Поэтому FPCBB не следует применять при высоких частотах со знакопеременными нагрузками.		

Окончание таблицы В.6

Тип	Аббревиатура	Общее описание	Символ	Нагрузка
Сферический роликовый упорный подшипник	SRTB	В соответствии с рекомендациями производителей этот подшипник должен иметь существенную осевую нагрузку при всех эксплуатационных условиях.		
Цилиндрический роликовый упорный подшипник	CRTB	В соответствии с рекомендациями производителей этот подшипник должен иметь существенную осевую нагрузку при всех эксплуатационных условиях. CRTB имеет неблагоприятное проскальзывание и требует особых свойств смазки. Выбранные подшипники должны иметь небольшой средний диаметр и небольшую секционную высоту для минимизации проскальзывания.		

В.7 Расположение подшипников

Шестерни должны быть установлены между подшипниками, исключая солнечную шестерню, в которой используются выступающие шестерни. Солнечные шестерни должны быть спроектированы без подшипников в целях достижения распределения нагрузки между планетарными передачами.

В компоновке подшипника обычно требуются две основные позиции подшипника, по одному на каждой стороне шестерни, для расположения вала радиально и вдоль оси. Компоновка может состоять из упорных и неупорных компоновок подшипников или из поперечно-упорных компоновок подшипников.

Примеры двух принципиальных концепций показаны на рисунках 25 и 28.

В.7.1 Упорные и неупорные компоновки подшипников

В упорных и неупорных компоновках подшипников упорные подшипники обеспечивают радиальный упор и фиксируют вал по оси в двух направлениях. Поэтому упорный подшипник должен быть зафиксирован со сторон и вала, и корпуса. Неупорный подшипник, с другой стороны, обеспечивает только радиальную поддержку вала. Также должны быть доступы осевые смещения для подгонки длины вала из-за изменения температуры.

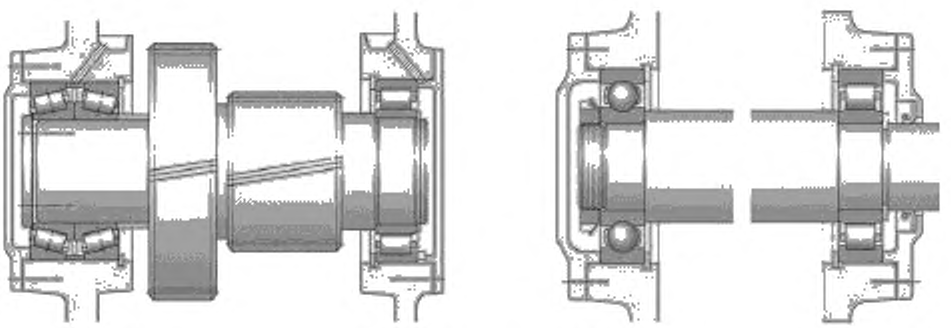


Рисунок 25 — Примеры расположений упорных и неупорных подшипников

Функция фиксации может быть достигнута в случаях, если подшипник применим для комбинированных нагрузок (таблица В.3) или сдвоенными подшипниками, которые могут позволить осевые нагрузки в одном направлении (таблица В.4) в компоновках лицо-к-лицу или спина-к-спине, или комбинированием радиального подшипника (таблица В.5) и упорного подшипника (таблица В.6), см. рисунок 26.

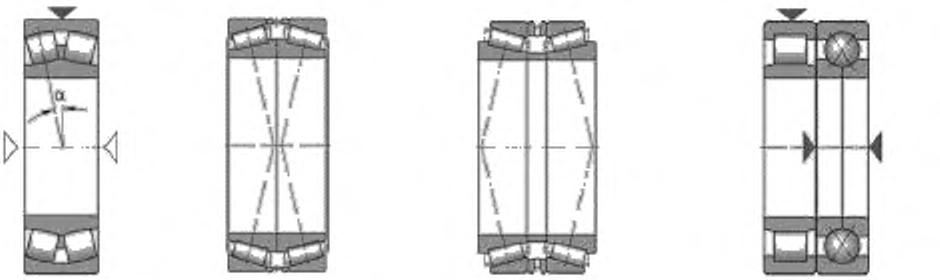


Рисунок 26 — Примеры расположений упорных подшипников

Неупорная функция может быть достигнута в случаях, если подшипник применим для чисто радиальных нагрузок (таблица В.5) или если подшипник применим для комбинированных нагрузок (таблицы В.3 и В.4) с одной плавающей втулкой на его вале или на его расточке корпуса, см. рисунок 27. Предпочтительными считают подшипники, в которых имеется осевое смещение при очень низком трении (как CRB (NU и N конструкции) или TORB).

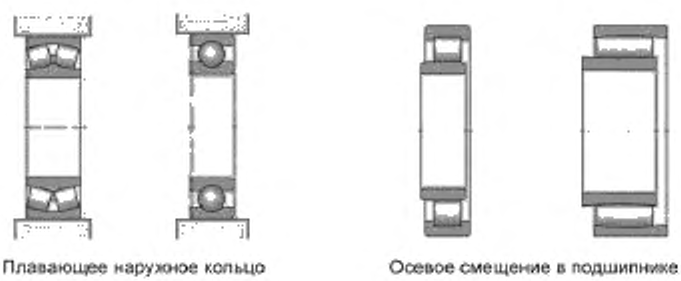


Рисунок 27 — Примеры размещения осевых сдвигов

В.7.2 Поперечно-упорные компоновки подшипников

В поперечно-упорных компоновках подшипников вал в осевом направлении зафиксирован одной стороной подшипника и в другом направлении — другой стороной подшипника, см. рисунок 28.

Поперечно-упорная функция может быть достигнута в случаях, если подшипник применим для осевых нагрузок (таблица В.4) или если подшипник подходит для комбинированных нагрузок (таблица В.5).

Для применения осевого сдвига от длины вала, изменяющегося из-за термических колебаний, осевой зазор должен быть соответствующим.

Деформация корпуса при эксплуатации может влиять на установку подшипника и должна быть рассмотрена в расчетном сроке службы подшипника и расчетах профиля зубца шестеренки.

Поперечно-упорная компоновка подшипника обычно используется для коротких валов.

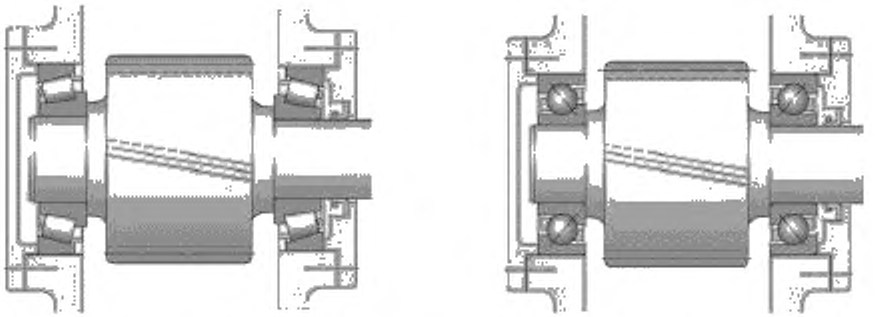


Рисунок 28 — Примеры расположений поперечно-упорных подшипников

В.7.3 Монтирование двух подшипников

Двойное монтирование используется, когда несущая способность одного подшипника недостаточна (последовательная установка) или когда комбинированные или осевые нагрузки действуют в обоих направлениях (установка спина-к-спине или лицо-к-лицу), см. рисунок 29.

Подшипники, установленные спина-к-спине, обеспечивают относительную жесткость компоновки подшипника, которая также может воспринимать опрокидывающие моменты.

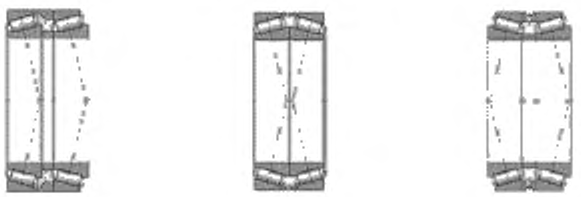


Рисунок 29 — Примеры расположений сдвоенных подшипников

В.7.4 Матрицы выбора компоновки подшипника

Каждый вал должен поддерживаться в двух позициях подшипников. Подходящие подшипники для упорных, неупорных и поперечно-упорных компоновок приведены в матрицах выбора соответственно в таблицах В.8—В.12 для разных позиций коробки передач. Разъяснение матриц приведено в таблице В.7.

В зависимости от диапазона скорости таблица В.9 (LSIS) или таблица В.10 (HSIS) может применяться для выбора подшипников для среднескоростных промежуточных валов (MSIS). Данные рекомендации не применимы для коробок передач с более чем одной планетарной передачей. Таблица выбора подшипника для высокоскоростных планетарных передач обычно допустима только для CRB и TRB с обоймой.

Планетарные подшипники (таблица В.12), где внешнее кольцо встроено в зубчатое колесо, могут обеспечивать больше пространства для роликовых элементов. Поэтому может быть достигнута большая несущая способность. Обеспечение возможности перемещения внешнего кольца также является благоприятным.

Между производителями шестеренки и подшипника должны быть согласованы следующие моменты, если выбрана совмещенная компоновка подшипника:

- выбор материала;
- прочность и микроструктура;
- размеры и отклонения беговых дорожек;
- шероховатость поверхности;
- процессы производства.

Следующие правила применены в таблицах В.8—В.12:

- обозначения NJ-CRB используется для всех CRB с обоймой. Однако NU- и N-конструкции подшипников должны использоваться для неупорных положений;

- если выбран осевой подшипник (таблица В.6) как упорный подшипник, это косвенно означает, что осевой подшипник должен комбинироваться с радиальным подшипником. Радиальный подшипник должен быть выбран из ряда неупорных подшипников, предпочтительно использование чисто радиальных подшипников (таблица В.5);

- если рекомендованы TRB или ACBB как упорные подшипники, то это всегда должно подразумевать спаренную компоновку подшипников лицо-к-лицу, спина-к-спине или на двойной ряд подшипников.

Таблица В.7 — Выбор подшипника — условные обозначения

Обозначение	Описание	Общие пояснения
	Подходит	Доказано, что этот тип подшипников подходит
	Подходит с ограничениями	Этот тип подшипников может подходить, если выполнены некоторые условия и меры предосторожности.
	Не подходит	Этот тип подшипников не может выполнить требования в данной позиции подшипника.
	Опыт не достаточен	Этот тип подшипников имеет недостаточные полевые испытания для утверждения применимой производительности в этой позиции. Использование этого типа подшипников должно быть после проведения теоретического анализа признанным производителем подшипников, и соответствующих тестов для частного применения.

Примечания к таблицам В.8—В.12:

1 Когда подшипник используется как неупорный или поперечно-упорный, посадка внешнего кольца должна позволять допускать термическое расширение при движении кольца в обойме подшипника. Внешнее кольцо должно быть предотвращено от вращения.

2 Однорядный TRB или ACBB в поперечно-упорной компоновке должен использоваться только в случае, если срок службы может контролироваться с допустимыми ограничениями при обычных эксплуатационных условиях.

3 Производительность двухрядных TRB или ACBB подшипников зависит от подходящих внутренних зазора или натяга.

4 Внутреннее кольцо NJ должно быть установлено со смещением для разрешения осевого сдвига или зазора. Внешнее кольцо должно быть предотвращено от вращения.

5 Это предназначено для подшипников, которые могут принять тягу в обоих направлениях.

6 Влияние изменения нагрузок и движения вала (амплитуда и частота) в пределах внутренней очистки подшипника должно быть тщательно проанализировано.

7 Скользящее движение происходит в роликовых контактах. Такой подшипник должен быть пружинным.

8 Применение подшипника будет оправдано при использовании с короткими валами, которые не имеют больших тепловых расширений, и корпусом с небольшой упругой деформацией.

9 Необходимо рассмотреть требования к охлаждению при использовании этого типа подшипника.

10 При использовании данного типа подшипника особое внимание необходимо уделять переменным осевым нагрузкам, например, из муфты.

11 Два SRB могут быть использованы в случае, когда обеспечено достаточное осевое перемещение внутреннего кольца для распределения нагрузки. Риск износа внутренних колец и их валов должен быть оценен. При близко расположенных подшипников общая емкость может быть меньше, чем две отдельные его емкости (см. также ГОСТ 18855).

12 Бессепараторные подшипники должны использоваться только для низкой ступени частоты вращения, где центробежные силы неспособствуют контакту сил между роликами.

13 Угол наклона генерирует момент наклона, который вызывает неравномерное распределение нагрузки между рядами подшипников. Упругая деформация планетарной передачи по ширине может также повлиять на распределение нагрузки. Такие случаи следует рассматривать в деталях.

14 Поперечно-упорный TRB в планетарной передаче колес должен быть собран с нулевым зазором или с небольшим предварительным натягом. Это обеспечивает жесткую поддержку ячейки.

15 Вращение наружного кольца в сочетании со смещенной осью внутреннего кольца относительно внешнего кольца приводит к динамическому смещению роликов с осевым скольжением на внешнее кольцо.

16 Оптимизация ряда и клетки для управления со слабо загруженными состояниями дает возможность избежать размытого повреждения.

17 Данный тип подшипника может привести к повышающейся частоте отказов при применении в определенных условиях.

18 Ограниченный опыт, необходима проверка устойчивости к высокой нагрузке.

19 Влияние отклонения и смещения окружающих частей должно быть оценено в соответствии с условиями контракта по CRB. Если требуемый запас позволяет, следует отдавать предпочтение подшипникам CRB с обоймой.

Таблица В.8 — Выбор подшипника; низкоскоростной вал (LSS) / планетарный передатчик

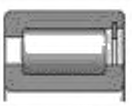
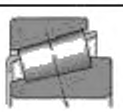
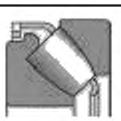
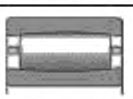
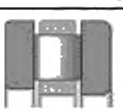
Вид подшипника		Фиксированный	Нефиксированный	Поперечный
	SRB	◐ 6	◐ 1	◐ 1,6
	CRB	? 5	● 4	●
	FCCRB	? 5	◐ 4	●
	TRB	◐ 3	—	◐ 2
	DGBB	?	◐ 1	◐ 1
	FPCBB	?	—	—
	ACBB	?	—	? 2
	SRTB	?	—	—
	TORB	—	?	—
	CRTB	?	—	—

Таблица В.9 — Выбор подшипника: низкоскоростной промежуточный вал (LSIS)

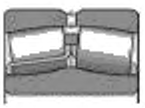
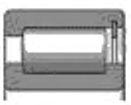
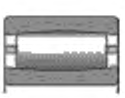
Вид подшипника		Фиксированный	Нефиксированный	Поперечный
	SRB	6,17	1	1,6
	CRB	5	4	4
	FCCRB	5,19	4,19	4,19
	TRB	3	—	2
	DGBB		1	1
	FPCBB	10	—	—
	ACBB	3	—	2
	SRTB		—	—
	TORB	—		—
	CRTB	7	—	—

Таблица В.10 — Выбор подшипника; высокоскоростной промежуточный вал (HSIS)

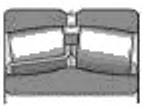
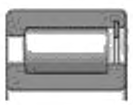
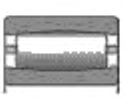
Вид подшипника		Фиксированный	Нефиксированный	Поперечный
	SRB	6,17	1,17	1,6, 17
	CRB	8,9	4	9
	FCCRB	—	—	—
	TRB	3	?	2
	DGBB	?	?	?
	FPCBB	10	—	—
	ACBB	?	—	—
	SRTB	?	—	—
	TORB	—		—
	CRTB	?	—	—

Таблица В.11 — Выбор подшипника: высокоскоростной вал (HSS)

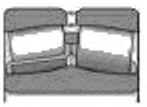
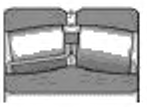
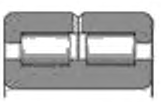
Вид подшипника		Фиксированный	Нефиксированный	Поперечный
	SRB	6,17	1,17	—
	CRB	?	16	—
	FCCRB	—	—	—
	TRB	3	?	2,8
	DGBB	18	1,18	—
	FPCBB	10, 18	—	—
	ACBB	18	—	—
	SRTB	?	—	—
	TORB	—	●	—
	CRTB	—	—	—

Таблица В.12 — Выбор подшипника; планетарные подшипники

Вид подшипника		Компоновка	Цилиндрическое прямозубовое колесо	Одиночная спиральная шестеренка
	SRB	Одиночный	15,17	—
	SRB	Два подшипника	11, 17	11, 17
	CRB	Два поперечных подшипника		
	FCCRB	Два поперечных подшипника	12	12
	DRFCCRB	Одиночный	12	12, 15
	DRFCCRB	Два подшипника	12	12, 13
	TRB	Два поперечных подшипника	12	14

Приложение Г
(справочное)

Обзор конструктивных элементов редуктора

Г.1 Введение

Настоящее приложение предоставляет информацию для поддержки аналитических требований к структурным элементам, указанным в 7.5.

Г.2 Анализ деформаций

Так как зубчатые передачи и подшипники очень чувствительны к несоосности, отклонению и жесткости, требования по данным параметрам играют важную роль в успешной разработки коробки передач ветровой турбины. Чтобы избежать резонансных частот, которые могли бы способствовать чрезмерному напряжению, шуму и вибрации, компонентная и корпусная жесткость должны быть достаточными.

Опыт показывает, что детальный анализ отклонений в корпусе и отверстиях подшипника является необходимым для того, чтобы полностью понять их форму при нагрузке. Отверстия подшипника могут искажаться, наклонятся и перемещаться из-за корпусного отклонения и могут повлиять на внутренние напряжения в подшипниках.

Все силы, моменты и перемещения, как по интерфейсам, так и внутренне созданные, должны быть включены в анализ отклонения. Влияние втулки рычагов момента кручения должно быть также включено.

Зубчатые колеса в планетарных передачах обычно являются частью корпуса и передают значительное количество моментов кручения. Они искажаются в результате действия на корпус внутренних сил планетарных передач и всех внешних сил.

Планетные передачи в планетарных конструкциях также требуют детального анализа отклонений для определения их кручения и отклонения в процессе эксплуатации. Если носитель жестко прикреплен к валу ротора, должны быть включены все силы, моменты и перемещения, порожденные ротором.

Изменения температуры в коробке передач могут привести к тепловым искажениям, достаточно отрицательно влияющим на выравнивание и подгонку подшипников, шестеренок и валов.

Точность этих расчетов сильно зависит от допущений по граничным условиям. Следует проявлять осторожность при анализе результатов, так как отклонения, которые очень малы по отношению к глобальной модели, могут стать значительными.

Таблица Г.1 — Типовые свойства материалов

Материал	E, МПа	ν	Масса, кг/м^3	Конечное напряжение	Поведение материала
Структурированная сталь	$2{,}1 \cdot 10^5$	0,3	7850		пластичный
Модельный чугун	$1{,}7 \cdot 10^5$	0,275	7850	≥ 12,5 %	пластичный
Модельный чугун	$1{,}8 \cdot 10^5$	0,275	7850	< 12,5 %	хрупкий
Пластичный чугун	$0{,}88—1{,}13 \cdot 10^5$	0,26	7850		хрупкий

Г.3 Свойства материалов

Типичные свойства материалов, обычно используемых в FE расчетах структурных компонентов редукторов, в качестве примера приведены в таблице Г.1.

Г.4 Глобальные и локальные ошибки

Компонент не всегда терпит неисправность из-за локальных напряжений на уровне. Глобальный сбой может произойти в незубчатых секциях или секциях, которые менее строго вырезаны, например, на рисунке 30 (В).

На рисунке 31 (А) показан отказ компонентов из-за напряжения в зубце, а на рисунке 31 (В) показан отказ компонентов из-за секционного напряжения.

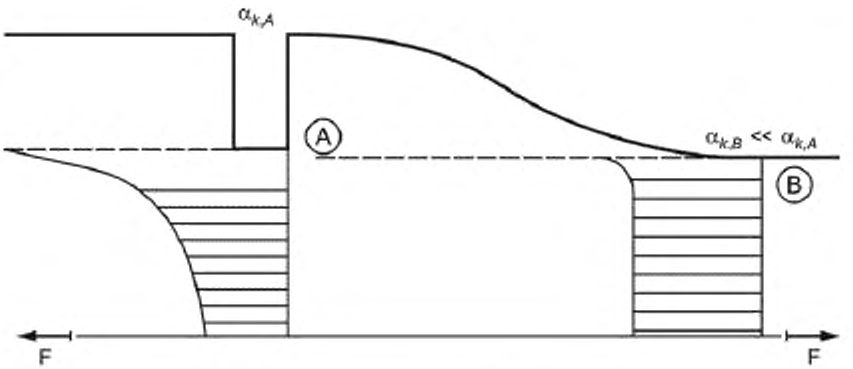
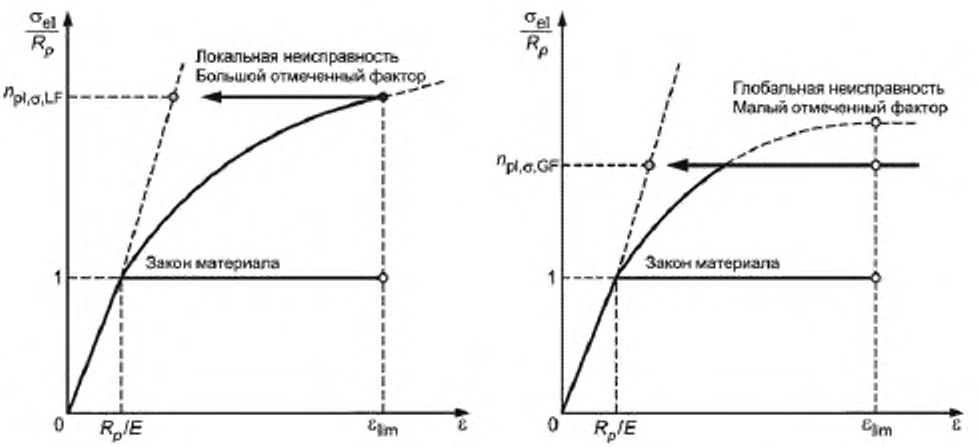


Рисунок 30 — Расположение локальной и общей неисправностей



Предельная деформация ε_{lim} достигается до предела пластичности

Предел пластичности ε_{lim} достигается до предельной деформации

Рисунок 31 — Локальная и общая неисправности для двух разных радиусов пазов

Г.5 Влияние среднего напряжения

В общем, усталостная сила чувствительна к среднему напряжению, которое может быть рассмотрено при использовании Haigh-диаграммы (рис. 32). В Haigh-диаграмме представлена зависимость среднего напряжения от кривой усталостная прочности $\sigma_{A,R}$.

Для определения характерных значений испытаний на усталость, например, амплитуды напряжения σ_A, отношение напряжения R и т. д. см. [49].

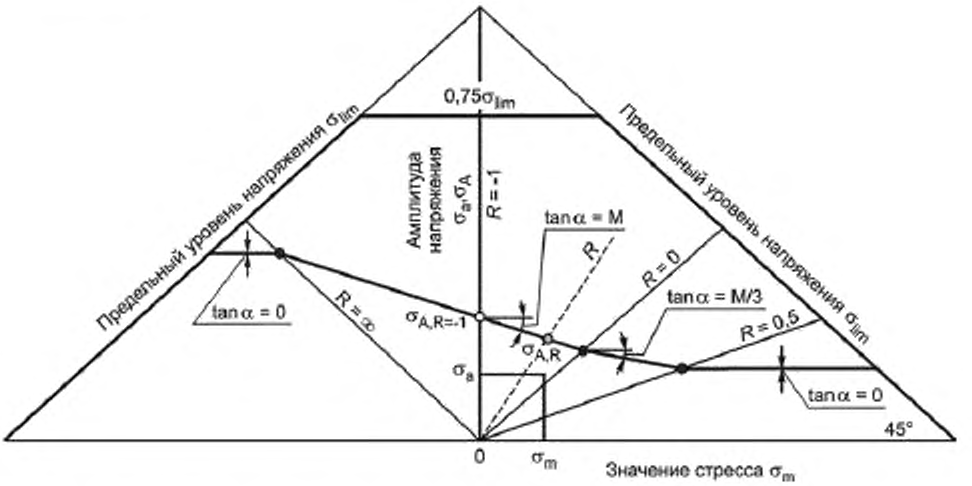


Рисунок 32 — Haigh-диаграмма (цикла нагружения) для оценки влияния среднего напряжения

Происходящие напряжения ограничены предельным уровнем напряжения, σ_{lim}. Стрессовая амплитуда ограничена $0{,}75\cdot\sigma_{lim}$.

Различные склоны кривой определяются чувствительностью M среднего напряжения, которое определяется следующим образом:

$$M = \frac{\sigma_D\,(R=-1)}{\sigma_D\,(R=0)} - 1\ . \tag{72}$$

Коэффициент напряжения, зависящий от амплитуды напряжения, это:
для $-\infty < R \le 0$

$$\sigma_{A,\,R} = \sigma_{A,\,R=-1}\,[1]/[1 + M\,(1 + R)/(1 - R)];$$

для $0 < R \le 0{,}5$

$$\sigma_{A,\,R} = \sigma_{A,\,R=-1}\,[(1 + M/3)/(1 + M)]/[(1 + M/3)\,(1 + R)/(1 - R)]; \tag{73}$$

для $0{,}5 < R \le 1$

$$\sigma_{A,\,R} = \sigma_{A.\,R=-1}\,[(1 + M/3)/(1 + M)^2];$$

для $1 < R \le +\infty$

$$\sigma_{A,\,R} = \sigma_{A,\,R=-1}\,[1/(1 - M)].$$

Приложение Д
(справочное)

Рекомендации по эксплуатации смазки в редукторах ветровых турбин

Д.1 Цель

Редукторы ветровых турбин могут быть весьма различны по своему дизайну и конфигурации. Таким образом, требования смазки могут также меняться в зависимости от коробки передач и от эксплуатации окружающей среды, то есть условий окружающей среды, рабочего цикла, и т. д. Информация, содержащаяся в этом приложении, предназначена для обеспечения пользователей (конечных пользователей, владельцев, производителей турбин и поставщиков компонентов) руководством по достижению минимального уровня применяемой смазки. Кроме того, предложены руководящие принципы для пределов выбранных параметров смазки для отбраковки на основе опыта работы в отрасли. Эта информация не предназначена для замены какого-либо строительного оборудования или спецификации требований компонента поставщика. Более подробное обсуждение типов, добавки, методов фильтрации, мониторинга состояния и анализа масла приведено в [50].

Также в настоящем приложении представлены руководящие указания для поддержания чистоты смазки.

Д.1.1 Руководство по выбору смазки

Основные функции смазки — минимизация трения и износа между поверхностями при относительном движении и удаление тепла, вызванного механическим действием системы. Для выполнения этих задач смазки должны иметь достаточную вязкость, чтобы как можно лучше отделять сопрягаемые поверхности, соответствующие химические системы присадок для минимизации термической и окислительной деструкции и улучшение противоизносных характеристик.

Выбор соответствующей смазки частично зависит от соответствия его свойств конкретному приложению. Подробные упруго-гидродинамические (EHD) анализы коробки передач являются наиболее желательными и тщательными оценками требований зубчатых передач, но они не всегда практичны из-за количества необходимой информации. Дополнительная информация об этом методе представлена в [51]. При отсутствии подробной информации о передаче геометрии, о нагрузке и т. д. пользователю рекомендуется следовать изложенному в этом приложении руководству.

Тем не менее для того, чтобы сделать разумный выбор смазки, пользователь должен также выяснить некоторые параметры производительности коробки передач. Пользователь должен быть подготовлен к:

а) определению типа зубчатой передачи, используемой при передаче выбранных условий эксплуатации, таких как:

- температура окружающей среды;
- рабочая температура;
- диапазон рабочих скоростей;

б) определению каких-либо критических особых обстоятельств, таких как низкая температура пуска;

в) эксплуатации при температуре окружающей среды, большей 50 °С, высоте, переходным нагрузкам.

Применение вышеуказанной информации, показанной на рисунке 33, позволяет оценить соответствующие вязкости для конкретного приложения на основе эффективных рабочих температур передач, возникающих при обслуживании. Поскольку в ветровых турбинах обычно применяются закрытые зубчатые передачи, которые работают при различных нагрузках, на рисунке 33 и в таблицах Д.1—Д.4 приведены сведения о минимальных уровнях производительности для закрытых систем механизма, требующих защиты от истирания.

Д.2 Физические характеристики смазки

Д.2.1 Класс вязкости

Класс вязкости следует выбирать на основе операционной нефтяной температуры объемной коробки передач, индекса вязкости жидкости и скорости шага линии передач. Во многоступенчатых редукторах, использующихся в ветровой турбине, обычно есть большие расхождения между скоростью входного и выходного валов. В этих случаях классы вязкости должны быть выбраны для входного низкоскоростного вала для обеспечения адекватного распределения пленки.

Оценка надлежащей вязкости может быть сделана с помощью формулы (75). Графическое представление ответа показано на рисунке 33. Кроме того, таблицы Д.1—Д.4 предоставляют классы вязкости для различных температур, скорости и индекса вязкости жидкости. Это консервативные оценки, основанные на вязкости — функции вязкости, показаны в формуле (75) на основе предположения Ньютоновского поведения жидкости, то есть без потери вязкости из-за сдвига. Существует несколько альтернативных методов для расчета соответствующего класса вязкости, таких как [52], [8] или собственные методы от поставщиков смазки

$$\nu_{40} = 500 \cdot v_t^{-0,5}, \tag{74}$$

где v_t — краевая скорость зубчатой передачи, м/с;

ν_{40} — кинетическая вязкость смазки при 40 °С, мм^2/с.

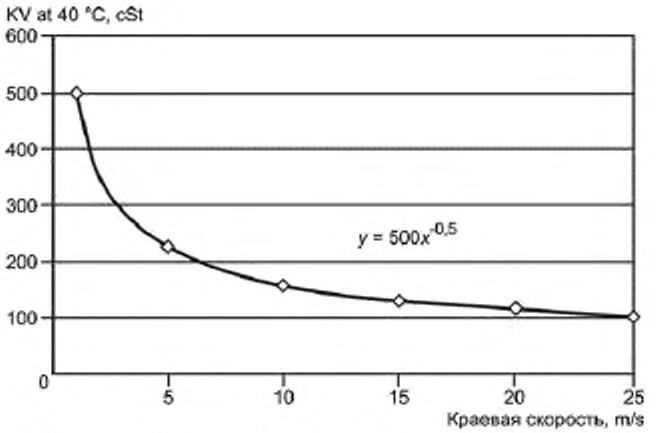


Рисунок 33 — Требования вязкости в зависимости от краевой скорости

Таблица Д.1 — Шкала вязкости при эксплуатационной температуре масла с VI = 90

Температура, °С	Краевая скорость, м/с						
	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
40	320	150	100	100	68	46	32
45	460	220	150	100	68	68	46
50	680	320	220	150	100	68	46
55	1000	460	220	220	150	100	68
60	1500	680	320	220	150	100	100
65	1500	680	460	320	220	150	100
70	2200	1000	680	460	320	150	100
75	3300	1500	1000	680	460	220	150
80	3300	2200	1000	680	680	320	220

Таблица Д.2 — Шкала вязкости при эксплуатационной температуре масла с VI = 120

Температура, °С	Краевая скорость, м/с						
	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
40	320	150	100	100	68	46	32
45	460	220	150	100	68	68	46
50	460	320	220	150	100	68	46
55	680	320	220	150	150	100	68
60	1000	460	320	220	150	100	68
65	1500	680	460	320	220	150	100
70	1500	680	460	320	220	150	100
75	2200	1000	680	460	320	220	150
80	3300	1500	1000	680	460	220	150

Таблица Д.3 — Шкала вязкости при эксплуатационной температуре масла с VI = 160

Температура, °С	Краевая скорость, м/с						
	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
40	320	150	100	100	68	32	32
45	320	220	150	100	68	46	32
50	460	220	150	150	68	68	46
55	680	320	220	150	100	68	46
60	680	320	320	220	150	100	68
65	1000	460	320	220	150	100	68
70	1500	680	460	320	220	150	100
75	1500	680	460	320	220	150	100
80	2200	1000	680	460	320	220	150

Таблица Д.4 — Шкала вязкости при эксплуатационной температуре масла с VI = 240

Температура, °С	Краевая скорость, м/с						
	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
40	320	150	100	100	68	46	32
45	320	220	150	100	68	46	32
50	460	220	150	150	100	68	46
55	460	320	220	150	100	68	46
60	680	320	220	150	100	68	68
65	680	460	320	220	150	100	68
70	1000	460	320	220	150	100	68
75	1000	460	320	320	150	150	100
80	1500	680	460	320	220	150	100

Д.2.2 Низкие температурные характеристики

Так же, как вязкость жидкости при рабочей температуре, важна пленка, образующаяся в зубчатых передачах и зонах соприкосновения подшипников. Внимание должно таюке уделяться тому, что условия запуска турбины и трансмиссия могут пересекаться. Важно обеспечить достаточное количество смазки для всех зубчатых передач и зон соприкосновения подшипников при минимальных условиях запуска, в противном случае нехватка смазки может привести к преждевременному повреждению. Существуют неопубликованные начальные температурные требования для классов вязкости. Однако разумной оценкой является применение жидкости с максимальной динамической вязкостью 20 000 мПа·с (сР) при стартовом состоянии. Это значение может быть получено несколькими способами, наиболее распространенным из которых является метод вискозиметра Брукфильда ([53]).

Д.3 Эксплуатационные характеристики смазки

Для работ службы с жидкостями желательно иметь реальный опыт, хотя это не всегда является практически или экономически эффективным, особенно при работе с новыми жидкостями. Поэтому для оценки потенциальных характеристик жидкости надо использовать методы лабораторных испытаний. Смазка применяется во многих производственных областях ветровых турбин. Следующие области, как минимум, должны быть включены при оценке какой-либо жидкости:

а) износ передач:

- абразивный;
- клейкий;
- усталостный;

б) срок службы подшипников;
в) окисление и термическая стабильность;
г) защита от коррозии:
-железистая;
- нежелезистая;
д) пенообразование и воздухововлечение;
е) фильтруемость;
ж) совместимость с другими материалами (краски, эластомеры, фильтры и т. д.).

Области, приведенные выше, могут быть проанализированы с помощью стандартизированных тестов. Однако некоторые из наиболее критических проблем производительности, возникающие в применение ветровых турбин, не имеют стандартизированных методов, доступных на данный момент. В частности, точечное выкрашивание и срок службы подшипников встречаются в больших турбинах, однако стандартизированные методы, доступные для промышленности, в настоящее время отсутствуют. До сих пор остается вопрос о релевантности некоторых методов, которые могут быть реализованы только с дальнейшим исследованием и областными оценками. Таблица Д.5 содержит список стандартизированных методов для определения применение смазки в некоторых областях, упомянутых выше. Минимальные требования для некоторых из них не установлены и должны быть заключены между поставщиком смазочных материалов и конечным пользователем, производителем ветровых турбин или поставщиком компонентов.

Таблица Д.5 — Стандартизированные методы испытаний для оценки толщины смазки (новое масло)

Свойство	Название процедуры	Метод теста	Условия проведения теста	Минимальные рекомендуемые требования
Механизм износа	Механическое испытание FZG	[11]	A/8.3/90	≥ ошибка LS 12
Износ подшипников	Механико-динамические испытания на FE8 шаг 1	[54]	7,5 об/мин; 100 кН; 80 ч; 80 °С	Роллеры ≤ 30 мг Рябь: небольшая на роллере или далее на промывателе Микролифтинг: небольшой
Усталость подшипника из-за состояния смешанного трения	Механико-динамические испытания на FE8 шаг 1	[54]	75 об/мин; 100 кН; 800 ч; 70 °С	Длительность ≥ 800 ч Износ роллера ≤ 30 мг
Оксидантная стабильность		[55]	312 ч; 121 °С	≤ 6 % увеличения KV 100
Коррозия (железо)		[56]	24 ч; 60 °С	Отсутствие коррозии
Коррозия (железо)	SKF Emcor	[57]		2. Максимальный рейтинг
Коррозия (не железо)		[58], [59]	3 ч; 100 °С	1. Максимальный рейтинг
Стабильность к сдвигу	KRL тест на сдвиг	[60]	20 ч; 60 °С	VG класс
Способность эластомера		[61]	72NBR902 (100 °С) 75FKM585 (130 °С)	Объем от – 2 % до + 5 % Прочность ± 5 % Удлинение < 50 % Растяжение < 60 %

Таблица Д.6 содержит ряд вспомогательных методов, используемых в определении потенциальной производительности смазки при применении ветровой турбины. Часть этих методов в настоящее время не стандартизирована.

Таблица Д.6 — Нестандартизированные методы испытаний характеристик смазки (новое масло)

Свойство	Название процедуры	Метод теста	Условия проведения теста	Минимальные рекомендуемые требования
Механизм износа (усталость)	Микропитинговый тест FZG	FVA 54/I-IV	CGF/8.3/60	≥ LS 10
Механизм износа (усталость)	Микропитинговый тест FZG	FVA 54/I-IV	CGF/8.3/90	≥ LS 10
Усталость подшипников при EHL состоянии	L11 шаг 3	FAG Test	Brg 6206; 9000 об/мин; 8,5 кН; 700 ч; контроль температуры отсутствует	L50 ≥ 550 ч
Поведение усталости подшипников и остаток добавленной воды	FE8 w/pre система обогрева, шаг 4	FAG Test	81212MPB, 750 об/мин; 60 кН; система разогрева/вода/ контроль температуры: 100 °C	> 600 ч < 2 < 30 мг
Вспенивание	Испытание пены	[62]	20 °C, 60 °C	≤ 17 %; ≤ 10 %
Фильтруемость		[63]	Участок фильтра 5 µm и применение фильтра	Индекс возможности фильтра ≥ 80 % для первого шага ≥ 60 % для второго шага Средний расход должен быть приемлемым
Другие способности материала	Метод одной передачи			

Д.3.1 Испытание трущихся поверхностей на задиростойкость

Минимальные требования в отношении запаса на задиростойкость должны быть согласованы между производителем шестеренки и поставщиком смазки и удовлетворять потребностям проекта. При отсутствии этого согласования должен быть использован уровень отказа нагрузки не менее 12 единиц в стандартном тесте грузоподъемности FZG / 8,3 / 90 в соответствии с [11]. Для больших зубчатых передач, используемых в системе электрогенератора крупных ветровых турбин, повреждения не должны являться серьезной проблемой и должны контролироваться с помощью их точного проектирования. Существует много редукторов, при обслуживании которых требуются минимальные требования к спецификациям масла шестеренок. Если требование об отказе несущей способности (EP свойства смазки) слишком высоко, то оно может оказать негативное влияние на точечное выкрашивание, выкрашивание, низкую скорость износа, срок службы подшипников, совместимость с латунью и бронзой, пенообразующие и фильтруемые свойства масла.

Д.3.2 Сопротивление точечному выкрашиванию

Запас сопротивления точечному выкрашиванию в редукторах ветровых турбин является очень важным требованием. Проделана большая работа по разработке методов и оценок производительности жидкости. К сожалению, на сегодняшний день не существует стандартизированного метода, доступного для промышленности. FVA 54/I-IV представляет собой наиболее широко используемый метод, но все еще остаются некоторые вопросы о значимости этого метода в практике.

Д.3.3 Срок службы подшипника FAG Fe8. Тестирование износа подшипников

В настоящее время существуют нестандартизованные методы, доступные для промышленности, которые оценивают влияние смазки на срок службы подшипников. Есть много факторов, которые влияют на усталостную долговечность подшипников, как указано в 7.3. Выбор класса вязкости, а также базовое сырье, добавки и примеси будут влиять на усталостную жизнь при использовании. В настоящее время не существует метода испытания, при помощи которого можно было бы надежно оценить общее влияние смазки.

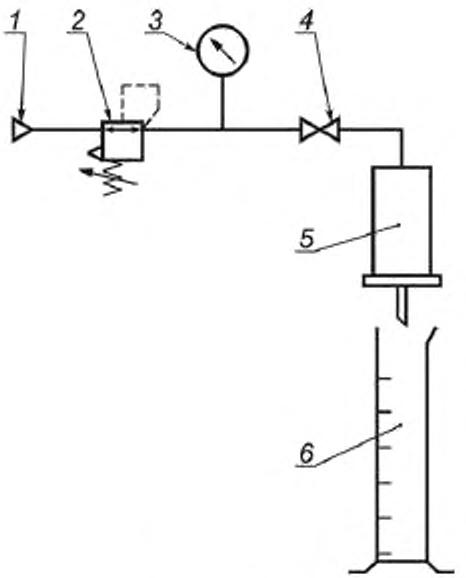
Примечание — В качестве руководства по оценке общего влияния смазки могут быть использованы многоступенчатые методы, используемые производителем подшипников FAG Швайнфурта, Германия. Этап 1 FE-8 теста является фундаментальным требованием в [64].

Д.3.4 Фильтруемость

В настоящее время существуют нестандартизированые тестовые процедуры, оценивающие фильтруемость трансмиссионных масел (например, VG 320), поэтому вместо существующих должны применяться собственные методы оценки. Тестовые процедуры должны быть уточнены между поставщиками масла и фильтров. Пример тестовой процедуры фильтруемости описан ниже. Из-за чувствительности поведения масла и его добавок в системе фильтра рекомендуется в дополнение к ускоренному многоходовому тесту фильтруемости протестировать производительность. На данном этапе, чтобы оценить совместимость фильтра, масла и его добавок, масло несколько раз проходит через фильтры. При тестах должно быть учтено, что фильтруемость масла может снизиться из-за процесса старения масла. Кроме того, должен быть рассмотрен тест на фильтруемость с отработанным маслом, желательно на месте эксплуатации ветровой турбины.

Д.3.4.1 Одноступенчатый тест на фильтруемость

Этот тест служит для оценки общей способности масла проходить через фильтрующий материал за разумный период времени, а также для оценки вызванной компонентами масла преждевременной блокировки фильтра. Испытательный стенд схож с устройством, описанным в [63] (см. рисунок 34).



1 — источник сжатого воздуха или азота;
2 — силовой регулятор;
3 — манометр;
4 — шаровой кран;
5 — сосуды высокого давления с мембранной поддержкой;
6 — измерительный цилиндр

Рисунок 34 — Тестирование агрегата для оценки фильтрационной способности

Основное отличие от [63] — более высокая вязкость трансмиссионных масел, например, VG320, по сравнению с пределами вязкости в соответствии с [63], к которым относится масло VG100, или более низшие классы вязкости, присущие гидравлическим маслам. В связи с этим тестовые процедуры, параметры и интерпретация должны быть адаптированы для трансмиссионных масел, например, путем использования грубых фильтров, что должно быть указано в описании к собственным процедурам тестирования.

Другой метод, применимый для масел с высокой вязкостью, — тест фильтруемости SKF с использованием мембранного фильтра, представляющего собой 12-микронную пластину нитрата целлюлозы. Этот тест следует проводить в рамках требований SKF.

Д.3.5 Вспенивание

Для проведения испытаний на вспенивание широко применяется пенный тест Флендера для трансмиссионных масел в редукторах ветровых турбин. Однако, данный метод не является стандартизованным. Стандартизованным является метод, описанный в [65], однако, возникают сомнения в его применимости к ветровым турбинам, поэтому он не рассматривается в настоящем стандарте. Существует предположение об объединении испытаний фильтруемости и вспенивания в общий метод, однако это также требует дальнейших исследований для подтверждения необходимости его использования.

Д.3.6 Защита от коррозии

Для трансмиссионных масел в редукторах ветровых турбин должен быть проведен SKF Emcor-тест. Для оффшорных применений ВЭУ этот тест и метод, описанный в [56] и использующий синтетическую морскую воду, должен предоставлять пользователю показатель защиты от коррозии предоставляемой смазки.

Д.3.7 Окислительная стабильность

Хотя ветровые турбины создают напряженные условия для смазки, термическое напряжение не может быть тяжелым с типичными изменениями эксплуатационных температур смазки в диапазоне от 40 °С до 80 °С. Тем не менее способность масла противостоять тепловым напряжениям и термическому крекингу остаются важными характеристиками. Собственные тестовые методы для определения напряжения термического сопротивления были разработаны и используются разработчиками смазки, но стандартизованные методы в настоящее время отсутствуют. Метод, описанный в [55], обеспечивает измерение окислительного сопротивления масла, а также способности предотвращения осаждения масла и шлама, которое можно ожидать при длительных перерывах в обслуживании ветровых турбин.

Д.3.8 Стабильность к сдвигу

Происходит постоянное изменение смазок для удовлетворения все более увеличивающихся требований к ним, в связи с чем требуется контроль потенциальных потерь для вязкости из-за распада полимерных компонентов, используемых в смазочных композициях. CEC L-45-A99-метод применяется в автомобильном секторе и хорошо прогнозирует потери, которые возникают из-за механического сдвига компонентов жидкости. Рекомендовано сохранение вязкости смазки в пределах первоначальной VG-класса как ориентира для жидкостей, используемых в ветровых турбинах.

Д.3.9 Совместимость

При использовании различных материалов в коробке передач рекомендуется проверить совместимость этих компонентов с маслом. Проверка должна включать такие статические уплотнения, как природные, динамические уплотнения, краски и электронные компоненты, погруженные в масло или находящиеся в контакте с ним. Тестовая процедура и ограничения приема должны решаться между компонентом и поставщиком масла.

Д.4 Рекомендации по контролю срока службы и состояния смазки

Д.4.1 Параметры состояния смазки

Смазочные материалы начинают меняться сразу же после ввода в эксплуатацию. Поэтому важно решение следующих вопросов: когда должна быть изменена смазка и какие параметры должны быть проверены, чтобы предотвратить дорогостоящие ремонты и простои. Ответы на данные вопросы зависят от вида услуг, операционной среды, типа смазки и т. д. Однако если учесть, что основными функциями смазки являются отвод тепла и уменьшение трения и износа, то тогда несколько общих сенситивных параметров должны быть проверены. Ключевыми среди этих параметров являются вязкость, аддитивные и изнашиваемые элементы, загрязняющие вещества (твердые или жидкие) и общие специальные уровни. При проведении постоянного мониторинга данных параметров может быть получена важная информация о состоянии турбины в процессе эксплуатации. Предложения действий в зависимости от их значения приведены в таблице Д.8.

Таблица Д.8 — Рекомендации по ограничению параметров смазки

Параметр	Метод	Приемлемый лимит	Предостерегающий уровень	Опасный уровень
Вязкость, v_{40}	ГОСТ Р 53708 [66]	Номинал v_{40} ± 5 %	Номинал v_{40} ± 8 %	Номинал v_{40} ± 10 %
Добавки (кроме антивспенивателя Si)	[67]	Новый ± 10 %	Новый ± 20 %	Новый ± 30 %
Износ элементов Fe Cr Cu, Al	[67]	 < 50 ppm Подлежит определению < 20 ppm	 50 — 150 ppm Подлежит определению 20 — 50 ppm	 >150 ppm Подлежит определению > 50 ppm
Чистота	[22]	–/16/13	–/17/14	–/18/15
Содержание воды	ГОСТ Р 54281 [68]	< 300 ppm	300 — 600 ppm	> 600 ppm

Примечание — Значения пределов для износа элементов должны быть согласованы между производителями подшипников и производителями ветровых турбин. Значения лимитов отражают материалы, используемые в коробке передач и смазочной системе.

Выше приведенных пределов следует рассматривать как руководящие принципы по рассмотрению и оценке показателей в системе. Например, изменение вязкости за допустимые пределы, как показано в таблице Д.8, либо увеличение или уменьшение, могут привести к различным потенциальным проблемам. Если вязкость растет, то это является признаком деградации масла через окисление. Если вязкость уменьшается, то это может быть результатом разжижения при сдвиге некоторых компонентов при работе или от некоторых загрязнений. Снижение вязкости сокращает толщину пленки жидкости в зонах высоких контактных напряжений, что, в свою очередь, приводит к сокращению срока службы компонентов. Добавки и элементы износа являются знаком общего хорошего состояния смазки. Уровни их содержания должны контролироваться и рассматриваться в течение долгого времени для оценки тенденций темпа износа, что может предполагать корректировку других параметров. Например, для турбины, показывающей более высокий уровень износа, чем аналогичная, может требоваться более высокая вязкость жидкости из-за более напряженной работы, или же это может быть признаком некоторых внутренних проблем данной турбины. Загрязняющие вещества, такие как вода или твердые частицы, являются индикаторами наличия уплотнений или сапунов и должны быть быстро устранены в целях предотвращения быстрого увеличения износа и отказа компонентов.

Д.4.2 Мониторинг состояния смазки

Как отмечалось ранее, мониторинг состояния параметров смазки с течением времени может предоставить полезную информацию о состоянии зубчатых передач и подшипников, а также обнаружить загрязнения или другие неблагоприятные изменения смазки. Для этого от коробки передач после регулярной эксплуатации отбирается небольшое количество смазки и анализируется. Результаты этого анализа сравниваются с пределами, описанными в настоящем приложении и 7.6.

Д.4.3 Выборки смазки

Всякий раз, когда берутся образцы, необходимо использовать единую процедуру отбора для последовательного получения образцов. Как только программа мониторинга уже началась, процедуры отбора проб и отбора частей не меняются. Журнал отбора проб должен вестись и храниться для обеспечения прослеживаемости.

Д.4.4 Методы отбора проб

Необходимо всегда использовать чистые, совместимые с образцом смазки пластиковые или стеклянные бутылки и пробки, и сохранять все используемое при отборе проб оборудование в чистоте.

До отбора проб необходимо полностью заполнять этикетку и прикладывать ее к образцу бутылки. Необходимо удостовериться, что на этикетку нанесена вся необходимая информация, в том числе название образца, дата отбора пробы, информация для идентификации коробки передач, места отбора пробы и турбины и другая соответствующая информация.

Область вокруг клапана выборки (см. 7.6.10.4) должна быть тщательно очищена до отбора проб. Гибкая трубка (желательно из углеродистой или нержавеющей стали) достаточной длины для взятия образца из бутылки должна быть прикреплена к выходному отверстию клапана отбора проб.

Если пластически скользящая или металлическая резьбовая крышка не используется, то она должна быть присоединена к открытому концу трубы выборки.

Д.4.4.1 Отбор проб из коробки передач

Для мониторинга состояния коробки передач, необходимо взять образцы из канала выборки коробки передач, пока масло еще теплое. Не следует использовать масло в месте отбора пробы, где, возможно, был застой. Отбор проб производится путем поворота клапана и захвата масла, которое должно быть должно быть помещено в отдельные бутылки, и помещения анализируемого образца в новую бутылку без касания клапана.

Д.4.4.2 Отбор проб из масляных барабанов

Для контроля качества свежей смазки необходимо взять образец из смазочного барабана. Целью описанной ниже процедуры является проверка общего состояния масла в барабане. Таким образом, образец представляет собой смесь из масел, взятых из верхней, средней и нижней частей барабана. Если цель состоит в проверке на водное загрязнение, осадка или седиментации, то необходимо взять образцы из нижней части барабана.

Необходимо использовать ручной насос для помещения пробы масла в бутылки для образцов.

Образцы, взятые из верхней, средней и нижней частей барабана, необходимы для получения репрезентативной выборки и во избежание стратификации. Для отбора пробы необходимо использовать стержень выборки и прикрепить пробоотборную трубку к стержню с пластиковой связкой. Расположить трубку отбора проб в нескольких сантиметрах от нижней части стержня для предотвращения касания дна и боковых стенок барабана концом трубки. Взять 1/3 от всего необходимого объема пробы с касанием стержня нижней части барабана. Взять 1/3 от всего необходимого объема пробы с помощью стержня выше середины высоты уровня масла. Взять окончательную 1/3 от всего необходимого объема пробы с помощью стержня, поднятого так, чтобы трубка отбора проб была чуть ниже поверхности масла, после чего необходимо уничтожить трубку отбора проб во избежание загрязнения последующих образцов масла.

Д.5 Обслуживание чистоты смазки

Правильно спроектированные, установленные и обслуживающиеся с помощью механических фильтров системы являются пригодными для поддерживания чистоты уровней смазки коробки передач ветровой турбины, указанных в 7.6.8. В зависимости от операционной среды могут быть установлены полугодовые или более продолжительные интервалы обслуживания.

Д.5.1 Конфигурация системы фильтрации

В механических системах фильтрации коробки передач ветровой турбины могут быть использованы один или несколько механических фильтров сборок. Часто система фильтрации используется в сочетании с системой охлаждения, см. рисунок 35. Как правило, система фильтрации включает в себя:

- линию сборки фильтра адекватного размера, чтобы минимально ограничить поток масла до класса вязкости 460, VG 460, в объемах, необходимых для смазки шестерен, подшипников и других компонентов;
- автономный режим сборки фильтра (рекомендуется);
- давление сетчатого фильтра (рекомендуется) в системе распределения масла для захвата большего количества твердых частиц в случае отказа элемента линии фильтра, условий холодного запуска и засора поточного фильтра.

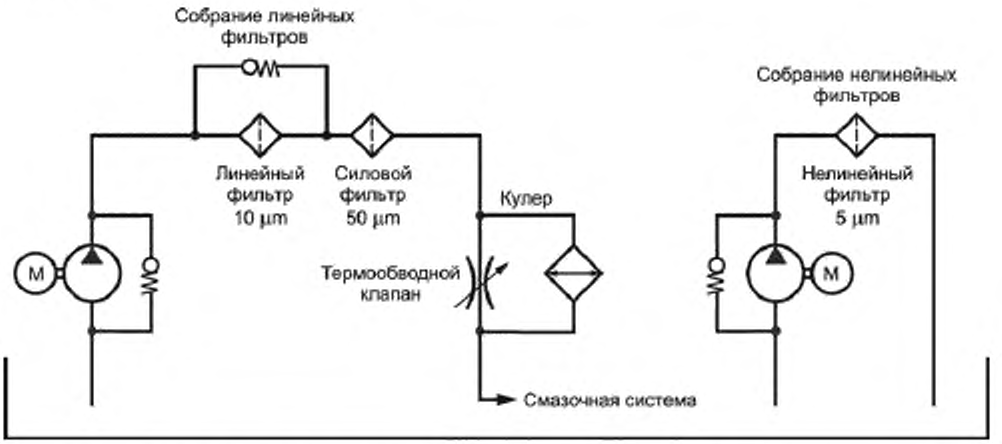


Рисунок 35 — Пример схемы цепи комбинированной системы фильтрации и охлаждения

Д.5.2 Линейный фильтр

Сборка линейного фильтра должна:

- обеспечивать минимум ограничения потока необходимого объема и давления масла в смазываемых узлах турбины во время работы;
- запрещать ограничение потока на холодном пуске, который может повредить или свернуть фильтрующий элемент;
- обеспечить способность удержания грязи, собравшейся в течение семи месяцев службы при полугодовом цикле замены фильтра, и в течение четырнадцати месяцев службы при годовом цикле замены фильтра.

При выборе рейтинга микрона фильтра нужно знать требования класса чистоты (см. таблицу 9) и свойств системы, таких как скорость проникновения грязи, расход и свойства масла. Типичное значение составляет 10 мкм при бета-коэффициенте большее или равным 200 ($\beta_{10(c)} \geq 200$). Индекс (c) относится к интерполированному размеру частиц согласно ГОСТ Р ИСО 16889. Сборка фильтра должна включать в себя автоматический обходной путь масла с достаточным его притоком для защиты смазываемых узлов во время холодного пуска и, в случаях, когда фильтрующий материал забивается загрязняющими веществами. Датчики должны быть установлены для контроля статуса засорения и потоков собирания масленых фильтров. Это может включать:

- перепад давления на фильтрующий элемент;
- статус обходного устройства;
- положительный поток масла или давления на входе и выходе из фильтра.

Д.5.3 Нелинейный фильтр

Фильтрующий элемент должен быть рассчитан на:

- запрет ограничения потока, который является достаточным для повреждения или разрушения фильтрующего элемента, во время первой операции;
- запас способности удержания грязи, собравшейся в течение семи месяцев службы при полугодовом цикле замены фильтра, и в течение четырнадцати месяцев службы при годовом цикле замены фильтра.

Выбранный размер толщины фильтра должен быть подходящим для осуществления чистоты требований класса и системных свойств (например, скорость проникновения грязи, расход, свойства масла). Типичное значение для рейтинга микрон составляет 5 мкм при β, большее или равным 200 ($\beta_{5\,(c)} \geq 200$). Сборка фильтра должна включать в себя автоматический обходной путь масла. Датчики должны быть установлены для контроля засорения фильтра в сборе. Они могут включать в себя контроль:

- потери давления через фильтрующий элемент;
- статуса обходного устройства.

При необходимости в автономном режиме фильтрация может быть использована для поглощения свободной воды в масле.

Д.5.4 Фильтр давления

Металлическая сетка сборки фильтра может быть установлена в линии распределения масла под давлением внизу потока линейной сборки фильтра. Функция этого устройства состоит в предотвращении попадания крупных частиц в систему распределения масла, когда обходной путь линейного фильтра открыт при условиях холодного запуска и в случае ошибки механического элемента линейного фильтра, такой как коллапс. Как правило, приемлемым является фильтр из нержавеющей стали с отверстиями в 50 мкм.

Корпус фильтра и элемент должны быть расположены пространственно правильно, чтобы минимизировать ограничения потока масла при холодном запуске и нормальной работе коробки передач. Важно предотвратить повреждения системы смазки из-за недостаточного давления обтекания засоренного сетчатого фильтра. Надлежащие меры во избежание такой ситуации включают добавление обходного клапана вокруг фильтра или добавления силового датчика или потока для определения произошедшего засорения.

Д.5.5 Совместимость фильтра и трансмиссионного масла

Сборка фильтра должна быть рассчитана правильно и изготовлено из материалов, которые химически совместимы со смазкой. Они не должны иметь пагубное влияние на долгосрочное использование смазки или системы смазки. Это включает в себя:

- закалку, смягчение или деградацию фильтрующей среды или уплотнений;
- фильтруемость;
- удаление или изменение добавок, таких как пеногасители;
- содействие электрофорезу (статическое электрическое наращивание в системе смазки).

Д.5.6 Охладители и нагреватели

Охладители и обогреватели используются для поддержания определенной температуры масла для запуска и эксплуатации коробки передач. Эти устройства могут быть установлены в основной системе смазки, в автономном режиме или путем комбинации обоих вариантов установки. Могут быть установлены дополнительные устройства для ограничения перепада давления охладителей и нагревателей. Компоненты, если они включены в основную систему смазки, должны быть достаточными для обеспечения необходимого потока масла в зубчатых передачах и подшипниках. Все материалы этих устройств должны быть совместимы со смазкой.

Приложение Е
(справочное)

Разработка контрольной документации

Е.1 Разработка контрольной документации

Список рекомендованной документации по разработке коробки передач и их верификации приведен в таблице Е.1. В таблице Е.1 приведено описание различных документов и указано, кто создает документ и кто получает. Подробности о необходимых расчетах и / или методы расчета должны быть взяты из соответствующих положений.

Таблица Е.1 — Приемочные испытания проекта и контрольная документация

Документ	Спецификация	Издан	Принят	Пометка
Общая спецификация	Условия работы определены в 6.3. Многие технические данные, такие как номинальная скорость, диапазон скоростей, соотношение, номинальное кручение и др. Тип и расположение тормоза, муфты и передача поддержки/монтажа Схематическое описание системы охлаждения. Смазка и фильтрация Мониторинг включенного списка датчиков Дополнительное оборудование Рекомендации для тестов и подсчетов Рекомендации для документации Рекомендации для контроля качества	W	G, (B, L), C G, (B, L), C G, (B), C G, (B, L), C G, (B, L), C G, (B, L), C G, (B, L), C G, (B, L), C G, (B, L), C	
Спецификация нагрузки	Краткое описание турбины, включающее контроль и систему безопасности Временные серии для усталости и статические расчеты на прочность Нагрузки усталости, подготовленные как в LDD и RFC для всех соответствующих нагрузок Экстремальные нагрузки, включая обратный момент кручения Дополнительные нагрузки, если они созданы, например, вибрацией или деформацией	W	G, (B), C	
Спецификация теста	Требования в отношении тестирования коробки передач на стенде: дизайн испытательного стенда, измерительное оборудование, ход выполнения теста, критерии успеха Требования в отношении тестирования коробки передач на турбине: месторасположение, измерительное оборудование и данные должны быть измерены, курс теста, критерии успеха Требования в отношении испытаний серийной коробки передач на стенде: дизайн стенда, измерительное оборудование, ход выполнения теста, критерии успеха	G (B, C) W G, (B, L)	W, C G (B, L), C W, C	
Чертежи и список материалов	Измерение габаритов и чертеж сборки Чертежи и спецификации зубчатых частей, включая материалы и термообработку, данные по инструменту и профилю и приведению модификаций	G G	W, B, C W, C	

Продолжение таблицы Е.1

Документ	Спецификация	Издан	Принят	Пометка
	Чертежи и спецификации для валов и муфт/соединений	G	W, B, C	
	Чертежи и спецификации частей корпуса, включая посадочные места подшипников, материалы и другие соответствующие данные	G	W, B, C	
	Схематический чертеж системы смазки с информацией о диаметрах труб и сопла	G	W, B, L, C	
	Чертежи подшипников, а также информация, относящаяся к расчетам, указанным в 7.3.7	B	W, G, C	
	Перечень материалов коробки передач	G	W, G, C	
	Перечень материалов, использованных в системах охлаждения и фильтрации	W, G	W, G, L, C	
Анализ зубчатой передачи	Анализ усталости против точечной коррозии и разрушения корня зуба в соответствии с [6]	G	W, C	
	Статический анализ прочности против точечной коррозии и разрушения корня зуба в соответствии с [6]		W, C	
	Анализ задиростойкости		W, C	
	Расчет коэффициента распределения нагрузки, $K_{H\beta}$		C	
	Зубчатые частоты сетки для всех передач сетки с учетом указанного диапазона скоростей		W, C	
Анализ подшипников	Предположения и требования к расчету подшипников	B	W, G, L, C	
	Расчет срока службы и статических номинальных параметров для всех подшипников в соответствии с 7.3.7		W, G, C	
	Расчет мощности осевой нагрузки		W, G, C	
	Оценка возможных недостатков режимов, например, скольжения		W, G, C	
	Внутренние и внешние частоты вращения для всех подшипников, а также клетка частоты вращения с учетом указанного диапазона скоростей		W, G, C	
Другие компоненты	Усталостный и статический анализ прочности структурных компонентов, определенных в 7.4, и статический анализ прочности валов, соединения вал-ступица и структурно нагруженных болтов	G	W, C	
	Усталостный и статический анализ прочности крутящего момента, водила и корпуса, как FEA-отчет в соответствии с 7.5		W, C	
	Деформация несущей части, которая может привести к значительным изменениям распределения давления в зубчатой сетке и/или подшипнике		W, B, C	
	Паспорт смазочного материала	L	W, G, B, C	
Проверка теплового потенциала и доступной мощности охлаждения	Расчет номинальной мощности при рассмотрении максимально допустимой температуры окружающей среды(в соответствии с [69])	G	W, C	

Окончание таблицы Е.1

Документ	Спецификация	Издан	Принят	Пометка
Ручная эксплуатация	Затраты на техническое обслуживание и интервалы его проведения	G	W, C	
	Допустимые температуры, давление и т. д., и необходимый надзор за коробкой передач		W, B, C	
	Инструкции, касающиеся запуска и выполнения процедур		W, B, C	
	Интервалы замены оборудования и рекомендуемый анализ пределов смазочных материалов		W, B, L, C	
Тестирование прототипа и тестирование механизмов	Монтажные протоколы прототипа коробки передач	G	W, B, L, C	
	Описание испытательного стенда в том числе фотографии		W, B, L, C	
	Подробная программа испытаний		W, B, L, C	
	Методы калибровки и записи		C	
	Образец записи данных о пятне контакта шестерни, например, фотографии		W, C	
	Образец записи данных о пятне контакта подшипника, например, фотографии		W, B, C	
	Измеренные данные (температура, давление, чистота масла и т. д.)		W, B, L, C	
	Выводы		W, B, L, C	
Тестирование прототипа в ветровой турбине	Монтажные протоколы прототипа коробки передач	G	W, B, L, C	
	Описание месторасположения и условий окружающей среды (например, скорости ветра и температуры во время проведения испытаний)	W (G)	W, B, L, C	
	Подробная программа испытаний	W, G	W, B, L, C	
	Методы калибровки и записей	W, G	C	
	Описание проведения испытаний турбины и работы во время проведения испытаний (например, доступность, производимая электроэнергия, кривая мощности)	W	W, B, L, C	
	Протоколы осмотра (включая фотографии пятен контакта) и анализы смазки	G, (W)	W, B, L, C	
	Результаты испытаний, такие как временные ряды измеренных данных, например, мощности, момента кручения, температуры, давления масла, чистоты смазки	W, G	W, B, L, C	
	Выводы	G, (W)	W, B, L, C	

Примечание
W — Производитель ветровой турбины
G — Производитель коробки передач
B — Производитель смазки
L — Поставщик смазки
C — Орган по сертификации
( ) — Опции

Приложение Ж
(справочное)

Документация расчета подшипников

Ж.1 Документация, необходимая для расчетов подшипника

Поддержание записей предположений и расчетов нагрузки на подшипники, оценки усталостной жизни обязательно при проектировании коробки передач. Ниже приведен предлагаемый формат документирования этих деталей. Скобки используются для вставки комментариев или фактических конфигурационных данных.

Ж.2 Титульная страница

Расчеты подшипников для	[Название производителя коробки передач]
Единица коробки передач	[Название единицы коробки передач]
Ветровая турбина	[Название производителя ветровой турбины]
[Название поставщика подшипника] справочно:	[Идентификационный номер документа]
Поставляемый грузовой спектр:	[Относящееся число]
Датирован:	[Дата]
Подготовлен:	[Имя]
Утвержден:	[Имя]

Дистрибьюторский лист-Версия

Компания	Название
[Название производителя единицы коробки передач]	[Название]
[Название производителя турбины]	[Название]
[Название производителя подшипника]	[Название]

Проверка	Дата	Изменения
1.0	[Дата]	Выпуск документа

Ж.3 Детали трансмиссии

См. прилагаемый чертеж или эскиз (должно быть предусмотрено четкое определение трансмиссии, в том числе системы координат) и детали ветровой турбины и трансмиссии включают размер, тип, мощность, классификация и т.д.

Расчеты проводились по сниженному спектру нагрузки, происходящему от нагрузки спектра, указанного в документе.

Условия эксплуатации коробки передач и ее данные перечислены ниже и представляют собой основу для расчетов.

Ж.4 Исходная информация

Ж.4.1 Позиция подшипника

No: (1)	Позиция вала	Марка вала	Марка подшипника	Определение подшипника
1	Низкая скорость планетарного носителя	LS-Car	RS	
2			GS	
3	Низкая скорость планеты	LS-Plan	RS	
4			GS	
5	Средняя скорость планетарного носителя (2)	IS-Car	RS	
6			GS	
7	Средняя скорость планеты (2)	IS-Plan	RS	
8			GS	

Окончание таблицы

No: (1)	Позиция вала	Марка вала	Марка подшипника	Определение подшипника
9	Низкая скорость промежуточного вала (2)	LSIS	RS	
10			GS-in	
11			GS-out (2)	
12	Высокая скорость промежуточного вала	HSIS	RS	
13			GS-in	
14			GS-out (2)	
15	Высокая скорость вала	HSS	RS	
16			GS-in	
17			GS-out	

(1) Нумерация, соответствующая моменту кручения от входа до выхода вала из генератора ротора.
(2) Используется в зависимости от коробки передач дизайна.

Ж.4.2 Данные подшипника

No: (1)	Название подшипника	d (мм)	D (мм)	B/T/H (мм)	d_m (мм)	D_w (мм)	L_w (мм)	Z	ω_0 (°)	C_{dam} (кН)	C_0 (кН)	C_u (кН)	$П_{ref}$ ($мин^{-1}$)
1													
2													
3													
...													
17													

(1) Нумерация, соответствующая моменту кручения от входа до выхода вала из генератора ротора

Ж.4.3 Данные коробки передач

Статус коробки передач (3)		Середина дистанции a [мм]						Модуль m_n [мм]	α_a [°]	β [°]
			Z_{ring}	Z_{planet}	Z_{sun}	Z_1	Z_2			
1	LS-планета	[a]							[20]	– [helix] (1)
2	LS-планета (4)	[a]							[20]	– [helix] (1)
3	Цилиндрические коробки передач (4)	[a]							[20]	+ [helix] (2)
4	Цилиндрические коробки передач (4)	[a]							[20]	– [helix] (2)

(1) Угол наклона, связанный с солнечным колесом, знак «–» — для левых и знак «+» — на правой.
(2) Угол наклона, связанный с шестерней, знак «–» — для левых и знак «+» — на правой.
(3) Последовательность нумерации в соответствии с моментом кручения потока.
(4) Используется в зависимости от коробки передач дизайна.

Ж.4.3.1 LS-планетарная передача

Точка приложения нагрузки смещения	Планета-солнечная шестерня сетки [мм]	Планета-колесо шестерни сетки [мм]
T_{eq}	Расстояние от середины к [Ротор генератор]	Расстояние от середины к [Ротор генератор]
T_{max}	Расстояние от середины к [Ротор генератор]	Расстояние от середины к [Ротор генератор]
T_{max_rev}	Расстояние от середины к [Ротор генератор]	Расстояние от середины

Если только определено одно значение
$K_{xβ}$ = [Общий]: Планета-солнце: (мм) сдвинуто от середины к [Ротор/генератор]
Планета-круг: (мм) сдвинуто от середины к [Ротор/генератор]

Ж.4.4 Мощность, момент кручения, сила и данные скорости

Номинальные рейтинги ветровых турбин

Сила: $C_{номинал}$ = [сила]MW

Момент кручения: $K_{номинал}$ = [кручение]кН·М

Скорость: $C_{номинал}$ = [скорость]мин$^{-1}$

Внутренняя скорость: C_1= [входящая скорость]мин$^{-1}$

Внешняя скорость: C_2 = [Внешняя скорость]мин$^{-1}$

Общее соотношение: [C_1 /C_2]

Нагрузка спектра в соответствии с документом [имя документа] от [дата] и уменьшается на метод [см. приложение В для предложенных методов]:

Случай нагрузки	Кручение, KI [кН·М]	Скорость, CI [мин$^{-1}$]	[Время или прогресс]	[Время или прогресс] доля [%]
C_{max}				
C_{max_rev}				
C_{nom}				
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
$T_{eq,\ exp\ 3.33}$				

Ж.4.5 Данные по смазке и чистоты

Используется тип масла [минеральное или синтетическое], G [вязкости] трансмиссионное масло [с/без присадки].

No(1)	Позиция вала	Обозначение подшипника	Рабочая температура смазки подшипника [°C](3)	Каппа, k	Чистота смазки	Чистота используемая в подсчетах
1	Низкая скорость планетарного носителя					
2						
3	Низкая скорость планеты					
4						
5	Средняя скорость планетарного носителя					
6						
7	Средняя скорость планетарного колеса (2)					
8						
9	Низкая скорость промежуточного вала					
10						
11						
12	Высокая скорость промежуточного вала					
13						
14						
15	Высокая скорость вала					
16						
17						

(1) Нумерация, соответствующая моменту кручения от входа до выхода вала из генератора ротора.

(2) Используется в зависимости от коробки передач дизайна.

(3) См. 7.3.7.2

No(1)	Позиция вала	Обозначение подшипника	Соответствие [в микрометрах]		Материал		Рабочая температура [°C](3)		Внутренняя чистота [в микрометрах]	
			Вал	Корпус	Вал	Корпус	Вал	Корпус	До монтажа	В работе
1	Низкая скорость планетарного носителя									
2										
3	Низкая скорость планетарного вала									
4										
5	Средняя скорость планетарного носителя (2)									
6										
7	Средняя скорость планетарного носителя (2)									
8										
9	Низкая скорость промежуточного вала									
10										
11										
12	Высокая скорость промежуточного вала									
13										
14										
15	Высокая скорость вала									
16										
17										

(1) Нумерация, соответствующая моменту кручения от входа до выхода вала из генератора ротора.

(2) Используется в зависимости от коробки передач дизайна.

(3) См.7.3.6.2

Ж.5 Результаты расчета

Ж.5.1 Основной расчетный срок службы подшипников

Основной расчетный срок службы подшипников для скорости и эквивалентной нагрузки, включая точки приложения нагрузки смещения на планетах:

Эквивалентный момент кручения: T_{eq} = [момент кручения] кН·м

Эквивалентная скорость: n_{eq} = [скорость] мин$^{-1}$

No(1)	Позиция вала	Обозначение подшипника	Основной рейтинг жизни [r]	Модифицированное отношение рейтинга, L_{hmr} [r] жизни	Основное отношение рейтинга, L_{mr} [r] жизни	L_{hmp} / L_{mr}	$\sigma_{H,max}$ [Н/мм^2]
1	Низкая скорость планетарного носителя						
2							
3	Низкая скорость планеты						
4							
5	Средняя скорость планетарного носителя (2)						
6							
7	Средняя скорость планеты (2)						
8							
9	Низкая скорость промежуточного вала						
10							
11							
12	Высокая скорость промежуточного вала						
13							
14							
15	Высокая скорость вала						
16							
17							

(1) Нумерация, соответствующая моменту кручения от входа до выхода вала из генератора ротора.

(2) Используется в зависимости от дизайна коробки передач.

Ж.5.2 Статистический расчет подшипника

Статический расчет подшипников, в том числе точки смещения применения нагрузки на планетах для:

Максимального момента кручения, T_{max} = [кручение] кН·м

Максимального момента кручения, T_{max_rev} = [кручение] кН·м

No(1)	Позиция вала	Обозначение подшипника	Максимальный момент кручения		Максимальный rev.момент кручения	
			$\sigma_{H,max}$ [Н/мм^2]	Статистическая безопасность	$\sigma_{H,max}$ [Н/мм^2]	Статистическая безопасность
1	Низкая скорость планетарного носителя					
2						
3	Низкая скорость планеты					
4						
5	Средняя скорость планетарного носителя (2)					
6						
7	Средняя скорость планеты (2)					
8						
9	Низкая скорость промежуточного вала					
10						
11						
12	Высокая скорость промежуточного вала					
13						
14						
15	Высокая скорость вала					
16						
17						

(1) Нумерация, соответствующая моменту кручения от входа до выхода вала из генератора ротора.

(2) Используется в зависимости от дизайна коробки передач.

Ж.6 Выводы

[оценка возможности применения]

[соответствующие комментарии]

Библиография

[1] IEC 61400-3(2009) Wind turbines. Part 3. Design requirements for offshore wind turbines
[2] IEC 61400-22(2010) Wind turbines. Part 22. Conformity testing and certification
[3] Downing S.D., Socie, D.F. Simple Rainflow Counting Algorithms, International Journal of Fatigue, Volume 4, No. 1, p. 31, 1982
[4] Matsuishi, M., Endo, T. Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress, Proc. Japan Soc. Of Mech. Engrs., n.68-2, p. 37-40, 1969
[5] ASTM E1049-85:2005 Standard practices for cycle counting in fatigue analysis
[6] ISO 6336 Calculation of load capacity of spur and helical gears
[7] ISO/TR 13989-1:2000 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears. Part 1. Flash temperature method
[8] AGMA 925-A03 Effect of lubrication on gear surface distress
[9] ISO/TR 13989-2:2000 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears. Part 2. Integral temperature method
[10] DIN 3990-4—1987 Calculation of load capacity of cylindrical gears. Calculation of scuffing load capacity
[11] ISO 14635-1:2000 Gears. FZG test procedures. Part 1. FZG test method A/8, 3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils
[12] ISO/TR 15144-1:2010 Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears. Part 1. Introduction and basic principles
[13] ISO/TR 10064-1:1992 Cylindrical gears. Code of inspection practice. Part 1. Inspection of corresponding flanks of gear teeth
[14] ISO 10825:1995 Gears. Wear and damage to gear teeth. Terminology
[15] Classification notes № 41.2 «Calculation of gear rating for marine transmissions»
[16] ISO 1328-1:2013 Cylindrical gears. ISO system of flank tolerance classification. Part 1. Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth
[17] ISO 14104:1995 Gears. Surface temper etch inspection after grinding
[18] ISO 683-17:1999 Heat-treated steels, alloy steels and free-cutting steels. Part 17. Ball and roller bearing steels
[19] ISO 15243:2004 Rolling bearings. Damage and failures. Terms, characteristics and causes
[20] ISO/TR 1281-2:2008 Rolling bearings. Explanatory notes on ISO 281. Part 2. Modified rating life calculation, based on a systems approach to fatigue stresses
[21] ISO/TS 16281:2008 Rolling bearings. Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings
[22] ISO 4406:1999 Hydraulic fluid power. Fluids. Method for coding the level of contamination by solid particles
[23] AGMA 925—A03 Effect of lubrication on gear surface distress
[24] GFT Worksheet 3 Worksheet 3. Rolling Bearing Lubrication, Gesellschaft für Tribologie, w
[25] DIN 743 Calculation of load capacity of shafts and axles
[26] ANSI/AGMA 6001-D Design and selection of components for enclosed gear drives
[27] DIN 7190—2001 Interference fits. Calculation and design rules
[28] DIN 6892—2012 Drive type fastenings without taper action. Parallel keys. Calculation and design
[29] ISO/TR 13593:1999 Enclosed gear drives for industrial applications
[30] DIN 6885-2—1967 Drive type fastenings without taper action. Parallel keys, keyways, deep pattern for machine tools, dimensions and application
[31] ANSI/AGMA 6123-B Design manual for enclosed epicyclic gear drives
[32] DIN 471—2011 Retaining rings for shafts. Normal type and heavy type
[33] DIN 472—2011 Retaining rings for bores. Normal type and heavy type
[34] ISO 2394:1998 General principles on reliability for structures
[35] Gudehus, H., Zenner, H. Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsberechnung, 4th edition, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1999
[36] Wegerdt, C.,Hanel, W., et al Analytical strength assessment of components in mechanical engineering, 5th revised edition, VDMA-Verlag, 2003
[37] Dowling, N.E. Fatigue failure predictions for complicated stress-strain histories, Journal of Materials Vol.7 No.1: p. 71-87, 1972
[38] Haibach, E. Betriebsfestigkeit, 2nd edition, VDI-Verlag, 2002
[39] SAE Fatigue Design Handbook, 3rd edition, Society of Automotive Engineers, 1997
[40] EN 12680-3:2011 Founding. Ultrasonic testing. Part 3. Spheroidal graphite cast iron castings
[41] ISO 10474:2013 Steel and steel products. Inspection documents
[42] ISO 12925-1:1996 Lubricants, industrial oils and related products (class L). Family C (Gears). Part 1. Specifications for lubricants for enclosed gear systems
[43] ANSI/AGMA 9005-E Industrial gear lubrication

gost.e-ecolog.ru

[44] IEC/TS 61400-13(2001) Wind turbine generator systems. Part 13. Measurement of mechanical loads
[45] VDI 3834-1 Measurement and evaluation of the mechanical vibration of wind energy turbines and their components. Onshore wind energy turbines with gears
[46] ISO 6336-6:2006 Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6. Calculation of service life under variable load
[47] Brandlein et al. Ball and Roller Bearings, Theory, Design and Application, 3rd edition, John Wiley and Sons Ltd., 1999
[48] ISO 281:2007 Rolling bearings. Dynamic load ratings and rating life
[49] ISO 12107:2012 Metallic materials. Fatigue testing. Statistical planning and analysis of data
[50] ANSI / AGMA / AWEA 6006-A03 Design and specification of gearboxes for wind turbines
[51] ANSI / AGMA 925-A02 Effect of lubrication on gear surface distress
[52] DIN 51509 Selection of lubricants for gears
[53] ASTM D2983 Low-temperature viscosity of automotive test fluid lubricants measured by brookfield viscometer
[54] DIN 51819 Testing of lubricants. Mechanical-dynamic testing in the roller bearing test apparatus FE8
[55] ASTM D2893 Test method for oxidation characteristics of extreme-pressure lubrication oils
[56] ISO 7120:1987 (ASTM D665) Petroleum products and lubricants. Petroleum oils and other fluids. Determination of rust-preventing characteristics in the presence of water
[57] ISO 11007:1997 Petroleum products and lubricants. Determination of rust-prevention characteristics of lubricating greases
[58] ASTM D130 Test method for detection of copper corrosion from petroleum products by the copper strip tarnish test
[59] ISO 2160:1998 Petroleum products. Corrosiveness to copper. Copper strip test
[60] CEC L-45-A99 Viscosity shear stability of transmission lubricants (taper roller bearing rig)
[61] ISO 13226:2011 Rubber. Standard reference elastomers (SREs) for characterizing the effect of liquids on vulcanized rubbers
[62] ISO 12152:2012 Lubricants, industrial oils and related products. Determination of the foaming and air release properties of industrial gear oils using a spur gear test rig. Flender foam test procedure
[63] ISO 13357-2:2005 Petroleum products. Determination of the filterability of lubricating oils. Part 2. Procedure for dry oils
[64] DIN 51517-3-2011 Lubricants. Lubricating oils. Part 3. Lubricating oils CLP. Minimum requirements
[65] ASTM D892 Test method for foaming characteristics of lubricating oils
[66] ISO 3104:1994 Petroleum products. Transparent and opaque liquids. Determination of kinematic viscosity and calculation of dynamic viscosity
[67] ASTM D5185 Test method for determination of additive elements, wear metals and contaminants in used lubricating oils by inductively coupled plasma atomic emission spectrometry
[68] ISO 12937:2000 Petroleum products. Determination of water. Coulometric Karl Fischer titration method
[69] ISO/TR 14179 Gears. Thermal capacity.

УДК 621.311.24/534.6:006.354 ОКС 27.180

Ключевые слова: возобновляемая энергетика, ветроэнергетика, трансмиссии ветроустановок

Редактор *Е. А. Черепко*
Технический редактор *В. Н. Прусакова*
Корректор *Л. Я. Митрофанова*
Компьютерная верстка *В. Н. Романовой*

Сдано в набор 24.06.2014. Подписано в печать 21.10.2014. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Гарнитура Ариал. Печать офсетная. Усл. печ. л. 13,96 Уч.-изд. л. 13,20. Тираж 47 экз. Зак. 1066.

ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», 123995 Москва, Гранатный пер., 4.
www.gostinfo.ru gost.e-ecolog.ru
Набрано и отпечатано в Калужской типографии стандартов, 248021 Калуга, ул. Московская, 256.

gost.e-ecolog.ru