

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ»

Р. Д. СУХИХ

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.
КРАТКИЙ ТОЛКОВЫЙ СЛОВАРЬ**

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

ПГУПС

2010

УДК 621.81.001.63
ББК 34.42
С91

Рецензенты:

начальник конструкторского отдела ОАО «НВЦ “Вагоны”»,
канд. техн. наук
В. А. Решетов;

доцент кафедры «Теория механизмов и робототехнические
системы» Петербургского государственного университета
путей сообщения, канд. техн. наук
А. С. Хрущев

Сухих Р. Д.

С91 Детали машин и основы конструирования : Краткий толковый
словарь / Р. Д. Сухих. – СПб. : Петербургский государственный уни-
верситет путей сообщения, 2010. – 43 с.

В издании приведены с пояснениями основные термины из области
конструирования машин, их технологических составляющих и пр.

Рекомендовано в качестве учебного пособия. Предназначено для ба-
калаврантов, специалистов и магистрантов, изучающих машиноведческие
дисциплины, а также аспирантов, преподавателей и инженеров.

УДК 621. 81.001.63
ББК 34.42

*На обложке представлена фотография высокоскоростного поез-
да – одного из представителей современных железнодорожных машин.*

© Сухих Р. Д., 2010
© Петербургский государственный
университет путей сообщения, 2010

Посвящается В. М. Векслеру, А. М. Овсейчику, Б. В. Янушу – «деталистам» высокой квалификации, моим учителям

Пока я учусь, я молод.

Конфуций

Предисловие

Инженер-механик должен знать, что такое машина, чего от нее можно ожидать и как создать машину с требуемыми характеристиками. При обучении, а также при выполнении сложного курсового проекта (работы) у студентов возникают значительные затруднения, связанные:

- с большим объемом работы;
- ее творческим характером, предполагающим ряд самостоятельных решений;
- необходимостью использовать и освоить большое количество различной информации.

В помощь им автор и составил этот краткий толковый словарь.

Однако при выполнении курсового проекта нельзя ограничиваться только приведенной информацией. Конструирование, создание новой техники – сложный процесс, требующий всесторонних знаний. Лишь при квалифицированном и творческом подходе к нему может быть создана техника, качество которой будет лучше существующей. Для этого необходимо учиться, постоянно пополняя свои знания.

Содержание и порядок упоминания терминов в настоящем словаре соответствуют традиционной структуре учебных пособий.

Общие основные понятия

Двигатель (*engine*) – часть машины, сборочная единица, преобразующая энергию любого вида в механическую кинетическую энергию вращения ротора, коленчатого вала и т. п.; разновидности: электрический, внутреннего сгорания и пр.

Деталь (*part*) – часть машины, изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Стандартная деталь: болт, гайка и др.; оригинальная деталь: колесо зубчатое, звездочка, вал, ось, корпус и др. (см. ГОСТ 2.101–68).

Исполнительный орган (*operating member*) – часть машины, сборочная единица, узел. Выполняет заданные перемещения при работе машины.

Компоновка (*arrangement, configuration*) – расположение частей изделия. Эскизный компоновочный чертеж определяет его общую конструкцию при изображении внешних очертаний частей (например, зубчатых колес, валов, подшипников, элементов корпуса редуктора).

Коэффициент полезного действия (КПД), η , механический (*efficiency of a mechanism*) – мера эффективности использования энергии, отношение полезной работы (мощности P_n) к работе движущих сил (P_d) за цикл установившегося движения механизма машины. Зависит от вида подвижных соединений звеньев, их количества, качества изготовления др. Вероятные значения КПД (η) при хорошем изготовлении: пары подшипников качения – 0,99; то же, скольжения – 0,98; соединительной муфты – 0,98; одноступенчатой ременной передачи – 0,92...0,97; цепной – 0,90...0,95; зубчатой цилиндрической – 0,92...0,98; конической – 0,91... 0,97; червячной несамотормозящей – 0,75...0,92, самотормозящей – не более 0,5; волновой – 0,85...0,95 (большие значения для закрытых, хорошо смазываемых, точных передач). КПД многоступенчатых передач и всего привода вычисляется как произведение КПД ступеней передач и последовательно расположенных механизмов.

Машина (*machine*) – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и/или информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека. Потребляет, преобразует, передает (обычно с изменением движения и сил) и использует энергию (и/или информацию) для нужной человеку цели. Состоит обычно из двигателя, механизмов и исполнительного органа. Машины собирают из сборочных единиц, узлов и деталей. В машине автомати-

ческого действия (*automatic machine*) преобразования выполняются без непосредственного участия человека. Технологическая (*technological*) машина преобразует предмет, изменяет его размеры, форму, свойства, состояние; транспортная (*transport*) – перемещает людей, грузы и пр.

Механизм (*mechanism*) – часть машины, передающая и преобразующая движение и силу от двигателя к исполнительному органу.

Передаточное число, u , (*reduction ratio*) – величина, для зубчатой и цепной передачи, равная отношению z_2/z_1 количества зубьев входного и количества зубьев (заходов) выходного звена. Для ременной передачи – отношению d_2/d_1 диаметров этих звеньев (то же и для зубчатой передачи с учетом углов β_2 и β_1 наклона зубьев: $d_2 \cos \beta_2 / d_1 \cos \beta_1$). Величина u равна отношению скоростей вращения входного и выходного звена. Рациональные значения u одноступенчатой передачи: ременной – 1...8; цепной – 1...7; зубчатой цилиндрической – 1...12,5; конической – 1...6,3; червячной – 8...90. Общая величина u_0 многоступенчатых непланетарных передач рассчитывается как произведение u ступеней.

Передача (*transmission*) – механизм (зубчатый (ГОСТ 701–89 и др.), цепной, ременный (ГОСТ 28500–90 и др.)) для передачи непрерывного вращательного движения.

Подбор электродвигателя и редуктора привода машины (*account and selection motor and reducer of a drive*) – расчеты, при которых необходимо для работы машины мощность, Вт, двигателя находят как величину $P_d = (T\omega$ или $Fv \cos \alpha) / \eta_p$ (здесь F и T – расчетные сила, Н, и момент сил, Н·м, сопротивления движению исполнительного органа; v и $\omega = \pi n / 30$ – его линейная, м/с, и угловая скорость, 1/с; n – частота его вращения, об./мин; α – угол между векторами F и v , рад; η_p – КПД привода). Для назначения η_p по ориентировочной величине $u_p = n_{до} / n$ принимают тип передач (здесь $n_{до} = 3000; 1500; 1000$, об./мин, – синхронная частота вращения ротора электродвигателя с одной, двумя и тремя парами полюсов (переменного тока, асинхронного, трехфазного, единой серии 4А); быстроходный электродвигатель предпочтительнее). Зная P_d и $n_{до}$, из каталога выбирают электродвигатель с ближайшей номинальной мощностью $P_{дн}$ (допускается перегрузка до 5...10 %), с номинальной частотой вращения $n_{дн}$, об./мин, и номинальным (движущим) вращающим моментом $T_{дн} = P_{дн} / \omega_{дн}$, Н·м (здесь $\omega_{дн} = \pi n_{дн} / 30$, 1/с, – номинальная угловая скорость). Этот электродвигатель проверяют на отсутствие перегрузки: его наибольший вращающий момент $T_{д\max} = T_{дн} K_{\max}$ должен быть не меньше $T_{\max} / u_p \eta_p$; $K_{\max} \approx (2,2...3,0)$ – отношение $T_{д\max} / T_{дн}$; T_{\max} – наибольший момент сил со-

противления. По $\omega_{дн}$ уточняют требуемое передаточное число $u_p = \omega_{дн}/\omega$. После этого по u_p , допускаемому редуктором вращающему моменту $T_p = K T_d$ ($K > 1$ исходя из условий работы машины) из каталогов подбирают подходящее (по массе, стоимости и пр.) стандартное выполнение редуктора.

Привод машины (*drive of a machine*) – часть машины (двигатель и механизмы) для приведения в движение исполнительного органа.

Привод, показатели качества (*drive, indicator quality*) – общий коэффициент его технического уровня $K_{тип} = P_{дхх}/P_{дн}$ (здесь $P_{дхх}$ и $P_{дн}$ – мощность двигателя на холостом ходу машины и номинальная; обычно у хороших приводов $K_{тип} \approx 0,04 \dots 0,10$) и коэффициент технического уровня редуктора $K_{тип} = m/T_t$, кг/Н·м (здесь T_t – вращающий момент на выходном звене; m – масса привода; привод с $K_{тип} \leq 0,1 \dots 0,06$ считается хорошим).

Проект (*project, design*) – комплект документов, в которых представлены технико-экономическое обоснование, расчеты, чертежи, пояснительная записка и другие сведения, необходимые для создания машины. Этот комплект включает проектную и рабочую документацию с информацией, касающейся разработки машины, ее изготовления, контроля, эксплуатации, ремонта и пр. В зависимости от степени проработки в комплект входят: техническое задание или предложение (с вариантами принципиальных решений, их оценкой и др.), эскизный проект (с вариантами принципиальной схемы машины, ее компоновки, главными характеристиками, приближенными расчетами), технический проект (с уточненной конструкцией и характеристиками машины и ее основных частей, сведениями о сборочных работах и пр.), рабочий проект (с чертежами деталей и др.) и пр. (см. ГОСТ 2.102–68, 2.118–73...2.120–73 и др.). При автоматизированном проектировании (*computer-aided design, CADA*) разработку комплекта документов (проектирование) осуществляют при помощи ЭВМ и с использованием системы автоматизированного проектирования (САПР) (*computer-aided design system, CAD*).

Сборочная единица (*assembly unit*) – часть машины, изделие, составные части которого подлежат соединению в процессе сборочных операций на предприятии-изготовителе (ГОСТ 2.101–68). Покупная, стандартная, унифицированная сборочная единица: двигатель, редуктор, коробка скоростей, муфта соединительная и др. Нестандартная, оригинальная сборочная единица: исполнительный орган, рама и др.

Узел (*unit*) – часть машины, некоторое технологическое, сборочное и т. п. целое в виде нескольких соединенных деталей. Стандартный узел – подшипник, его корпус и прочее, нестандартный – сборное червячное колесо.

Чертеж (*drawing*) – изображение машины, ее части, выполненное в масштабе с указанием состава, размеров и т. д., что необходимо для ее изготовления, контроля и пр.; чертеж сборочный, габаритный, рабочий и др. Правила выполнения чертежей установлены стандартами единой системы конструкторской документации (ГОСТ 2.403–75...2.410–75 и др.).

Электродвигатель (*electric motor*) – стандартная сборочная единица, преобразующая электрическую энергию в механическую (ГОСТ 19523–81 и др.).

Критерии работоспособности машин и их составных частей

Безотказность (*safety*) – свойство изделия сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Выносливость (*endurance*) – сопротивление усталости.

Долговечность (*durability*) – свойство машины, ее части сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

Жесткость (продольная, изгибная (поперечная и продольная), крутильная, контактная) (*rigidity*) – мера сопротивляемости изделия деформированию – изменению размера и формы внешними силами. Оценивают через упругие свойства материала, геометрию сечения детали и др.

Изгиб (*bending*) – напряженное состояние с изменением кривизны продольной оси детали (оси, вала, длинного ходового винта небольшого диаметра и др.); изгиб поперечный, продольный.

Изнашивание (*wear process*) – процесс отделения материала с поверхности детали при трении с постепенным изменением размеров и/или формы.

Износ (*wear*) – результат изнашивания.

Износостойкость (*wear resistance*) – свойство материала детали сопротивления оказывать сопротивление изнашиванию.

Качество (*quality*) – совокупность свойств и характеристик машины или ее части, обеспечивающая удовлетворение потребностей пользователей.

Контактная усталость (*contact fatigue*) – усталость поверхностного слоя материала (зубьев колес и др.) при переменных контактных напряжениях.

Коррозия (*corrosion*) – разрушение материала детали при химическом (электрохимическом) взаимодействии его с коррозионной средой.

Кручение (*torsion*) – деформирование детали с относительным поворотом ее поперечных сечений под влиянием крутящего момента.

Момент вращающий (*turning moment*) – момент силы T_d , Н·м, вызывающий вращение звена машины (или способствующий этому). Совпадает по направлению с угловой скоростью. Номинальный вращающий момент двигателя $T_{дн} = P_{дн}/\omega_{дн}$ ($P_{дн}$ и $\omega_{дн}$ – номинальная мощность, Вт, и угловая скорость, рад/с, двигателя).

Момент силы сопротивления вращению (*drag torque*) – момент силы, T_c , Н·м, препятствующий вращению звена машины. Противоположен угловой скорости. Для грузоподъемной лебедки $T_c = F_c \cdot 0,5d$ (F_c и d – сила веса поднимаемого груза, Н, и диаметр барабана, м).

Момент крутящий (*twisting moment*) – момент T_k поперечной силы, вызывающий деформацию кручения детали, равный вращающему моменту.

Момент изгибающий (*bending moment*) – момент пары сил M_n , вызывающий деформацию изгиба детали.

Надежность (*reliability*) – свойство машины, ее части выполнять заданные функции, сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого времени (наработки). Включает безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Работоспособность (*serviceability*) – состояние машины и ее деталей, при котором она способна выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации, с сохранением прочности (*strength*), необходимой жесткости (*stiffness, rigidity*), неизменяемости размеров и формы, устойчивости (*stability*), износостойкости (*wear resistance*), теплостойкости (*heat-resistance*), виброустойчивости (*vibro-resistance*), стойкости к коррозии (*corrosion-resistance*), точности (*accuracy*) и пр. Перечисленные физические свойства, нарушение которых приводит к выходу из строя машины или детали, носят название критериев работоспособности (*criteria of machine parts work capability*).

Ремонтпригодность (*maintainability*) – приспособленность машины, ее части к восстановлению работоспособности в процессе обслуживания и ремонта.

Сохраняемость (*storageability*) – свойство изделия сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение срока хранения, установленного технической документацией, и после транспортировки.

Техническое условие (*specification*) – документ с перечнем требований, которым должна соответствовать машина, ее часть. Приводится, в ча-

стности, на чертеже изделия над основной надписью (ГОСТ 2.316–68) (см. [6]).

Технологичность (*workability*) – совокупность свойств изделия, подразумевающих простоту и дешевизну его изготовления и эксплуатации.

Материалы деталей

Алюминиевый сплав (*aluminum alloy*) – материал на основе алюминия, содержащий медь и другие элементы, имеющий малую плотность, высокую коррозионную стойкость, жаростойкость и пр.: АЛ2 и др. (ГОСТ 1583–93), дуралюмин Д1 и др., ковошный АК6 и др., высокопрочный В95 и др., антикоррозийный АМц и др., жаропрочный АК4-1, антикоррозийный высокопластичный АД31 и др. (см. также ГОСТ 14113–78).

Антифрикционный материал (*antifriction material*) – материал, обеспечивающий наименьшие потери энергии и износ в сопряжениях. Это баббит – сплав олова и свинца (Б83 и др.) (ГОСТ 1320–74); бронза (*bronze*) – меди с добавками олова (БрОФ6,5–0,4 и др.) (ГОСТ 613–79), или алюминия (БрА5 и др.) (ГОСТ 493–79), или кремния (БрС30 и др.); биметалл; железографит, бронзографит и пр.; прессованная древесина; пластмассы – капролон В, фенол С2, фторопласт-4, СВМПЭ и АМАН, углепластик, текстолит, самосмазывающийся материал КСЦ, АТМ-2, Тесан-6, Эстеран-21, Реолар-9 и др.; металлофторопластовая композиция; резина; керамика и др.

Вязкость (*toughness*) – свойство материала под нагрузкой до начала процесса течения необратимо поглощать энергию внешнего деформирующего воздействия.

Выкрашивание (*pitting*) – образование лунок на поверхности трения детали при отделении частиц материала из-за усталостного изнашивания.

Допустимое напряжение (*allowable stress*) – наибольшее напряжение, которое нельзя превышать при расчете детали из выбранного материала при известных условиях ее работы.

Контактное напряжение (*contact stress*) – напряжение, возникающее на площадке соприкосновения деталей. Для цилиндрических деталей (катков, колес, зубьев колес и т. п.):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{FE / (bp)}$$

(здесь F – сила нормального давления по полоске соприкосновения; $E_{1,2}$ – приведенный модуль упругости материалов деталей: $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$;

b – длина соприкосновения; ρ – приведенный радиус кривизны соприкасающихся поверхностей: $1/\rho = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$ (знак «+» для выпуклых поверхностей, «-» для выпукло-вогнутых).

Концентрация напряжений (*stress concentration*) – повышение напряжений в местах изменения формы, размеров, шероховатости, термической и иной обработки детали, посадки и др. Характеризуется эффективным коэффициентом концентрации напряжений (больше единицы).

Коэффициент (масштабный) влияния размеров поперечного сечения (*size factor*) – отношение показателей механических свойств материала детали заданных размеров и испытываемого образца (меньше единицы).

Коэффициент (запаса) прочности (коэффициент безопасности), S , (*safety factor*) – отношение предельных напряжений для детали σ_{lim} , τ_{lim} к наибольшему расчетным напряжениям σ , τ : $S_\sigma = \sigma_{lim}/\sigma$; $S_\tau = \tau_{lim}/\tau$. При статическом нагружении предельные напряжения – пределы текучести σ_t , τ_t (для пластичных материалов) или прочности σ_b , τ_b (для хрупких материалов). S должен быть не меньше 1,3...2,5 в зависимости от точности расчета, вида предельного напряжения и пр. При совместном действии нормальных σ и касательных τ напряжений для пластичного материала (скручиваемых и изгибаемых валов и пр.):

$$S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{(S_\sigma^2 + S_\tau^2)}.$$

При действии переменных напряжений:

$$S_\sigma = \sigma_{-1} / [\sigma_a (K_d / K_\sigma) + \psi_\sigma \sigma_m]; \quad S_\tau = \tau_{-1} / [\tau_a (K_d / K_\tau) + \psi_\tau \tau_m]$$

(здесь σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости при симметричном цикле напряжений, МПа; σ_a , τ_a – амплитуды напряжений цикла, МПа; σ_m , τ_m – средние напряжения, МПа; ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений; K_d – масштабный коэффициент; K_σ , K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений).

Магниевого сплава (*magnesium-base alloy*) – легкий, прочный, виброгасящий, антикоррозионный сплав на основе магния с добавками алюминия, цинка, марганца и др.

Материал (*material*) – вещество, сырье, предмет и т. п., из которых изготавливают детали машин, их упаковку и пр.

Металлокерамический (порошковый) материал (*powder material*) – материал, изготовленный из металлического (железо, сталь, алюминий, медь и др.) порошка или из смеси его с неметаллическим (графит и др.) порошком путем спекания: порошковый твердый и тяжелый сплавы; кер-

мет; карбидосталь и др. Применяют как антифрикционный (кулачки, втулки, зубчатые колеса и др.) и как фрикционный материал.

Напряжение (*(unit) stress*) – мера внутренних сил, возникающих в детали под влиянием нагрузок, изменения температуры.

Пластмасса (*plastic*) – материал, содержащий полимер (реактопласты: полипропилен, фторопласт и др.; термопласты: капрон и др.). Имеет малую удельную массу, антифрикционна, антикоррозионна, диэлектрична.

Профиль (*profile: beam, bar*), металлопрокат – длинномерное изделие с постоянной конфигурацией поперечного сечения (круг – ГОСТ 2590–88, квадрат – ГОСТ 2591–88, шестигранник – ГОСТ 2879–88, прямоугольник, полоса – ГОСТ 82–70 и др., уголок – ГОСТ 8509–93 и др., швеллер – ГОСТ 8240–89 и пр.) из стали и других материалов; заготовка деталей.

Сплав (*alloy*) – вещество, состоящее из разных металлов и неметаллов.

Сталь (*steel*) – сплав железа с углеродом (С до 2 %) и другими элементами. В низкоуглеродистой стали $C \leq 0,25$ %, среднеуглеродистой – 0,25...0,6 %, высокоуглеродистой – более 0,6 %. Содержание углерода указывают в сотых долях процента. Чем больше его в стали, тем она прочней, но менее пластична. Углеродистые стали подразделяют на стали обыкновенного качества (Ст1...Ст7 (ГОСТ 380–94) – из них делают шайбы, рычаги, кузова, малонагруженные валы, оси и др.) и качественные (сталь 20 и др. – из них с помощью цементации, цианирования и нормализации делают малонагруженные зубчатые колеса, валы, оси и др.). Многие детали делают из закаливаемых, отпускаемых и улучшаемых сталей. Для литых корпусов и т. п. используют углеродистые стали в отожженном или нормализованном состоянии. Свойства стали улучшают легированием: вольфрамом (В), марганцем (Г), кобальтом (К), молибденом (М), никелем (Н), кремнием (С), титаном (Т), хромом (Х), ванадием (Ф), алюминием (Ю), азотом (А в середине обозначения) и др. После буквы указывают содержание элемента в процентах (при содержании около 1 % цифра не ставится, например, сталь 50ХН – 0,5 % хрома и около 1 % никеля). Легированные стали бывают качественными, высококачественными (буква А в конце обозначения) и особо высококачественными, низколегированными (сталь 16Г2АФД и др.) – из них делают сварные рамы транспортных средств и т. п., среднелегированными высокопрочными (сталь 30ХГСН2А и др.) – для ответственных осей, емкостей с внутренним давлением и т. п., высоколегированными высокопрочными (стали Н18К9М5Т и др.) – для ответственных зубчатых колес, деталей компрессоров, колес и валов насосов, высокоточных станков и т. п. Из таких сталей делают также износостойкие детали (цементируемые стали 15Х и др.), высокопрочные вязкие и прокаливаемые поршневые кольца, шлицевые валики (сталь 20ХН и др.), колена

чатые валы, головки шатунов, поршневые пальцы (сталь 18Х22Н4ВА). Для ответственных азотируемых зубчатых колес и некоторых других деталей используют сталь 38Х2МЮА и др. Выпускаются также коррозионно-стойкие (10ХНДП и др.), теплостойкие (12Х1МФ и др.), жаростойкие (15Х5 и др.) и жаропрочные (10Х18Н9Т и др.) стали.

Чугун (*cast iron*) – сплав на основе железа с более 2 % углерода, иногда легируемый хромом, никелем и др. Дешевый материал с хорошими литейными, антифрикционными свойствами, износостойкий, вибростойкий, жаростойкий и коррозионно-стойкий. Из чугуна белого (СЧ10 и др.) отливают неотчетственные детали, из серого – станины, стойки, корпуса и др., из ковкого и высокопрочного с шаровидным графитом (ВЧ35 и др.) – зубчатые колеса и др., из жаростойкого и антифрикционного (АЧС-5 и др. ГОСТ 1585–85)) – детали с соответствующими свойствами; используют также серый чугун с пластинчатым или шаровидным графитом, ковкий чугун.

Упрочнение материала, улучшение поверхности детали

Азотирование, нитрирование (*nitriding*) – диффузионное насыщение азотом поверхности детали из стали (40Х, 38Х2МЮА и др.) для повышения ее твердости, износостойкости, коррозионной стойкости и пр.

Азотонауглероживание, нитроцементация (*carbonitriding*), **цианирование** (*cyaniding*) – насыщение углеродом и азотом поверхности детали из стали (20Х, 40ХН и др.) для получения высокой контактной и изгибной прочности.

Анодирование, электрохимическое оксидирование (*anodising*), **воронение** (*steam treating*) – создание окисной пленки на поверхности детали для предохранения от коррозии, придания декоративного эффекта и др.

Закалка (*hardening*) – термообработка стали для повышения твердости и прочности (зубьев колес и др.) с нагревом и ускоренным охлаждением.

Микрорельеф регулярный (*microrelief*) – совокупность повторяющихся с определенной закономерностью неровностей поверхности детали. Износостоек, хорошо удерживает смазку, обладает рядом других достоинств.

Нормализация (*normalizing*) – термообработка стали с нагревом, выдержкой и охлаждением на воздухе для повышения жесткости и улучшения обрабатываемости.

Отжиг (*annealing*) – термообработка с нагревом до закалочных температур и медленным охлаждением для снятия остаточных напряжений.

Отпуск (*tempering*) – термообработка (для повышения пластичности, вязкости и уменьшения остаточных напряжений) с нагревом закаленной стали до температуры ниже температуры фазовых превращений, выдерживанием и охлаждением на воздухе, в воде или в масле.

Покрытие (*coat(ing)*) – тонкая пленка, образуемая разными способами (окрашиванием, напылением, осаждением, диффузионным насыщением, гальваническим покрытием и др.) на поверхности детали для защиты от коррозии (*antirust coat*), повышения жаростойкости (*high-temperature coat*), уменьшения трения (*antifriction coat*), повышения износостойкости (*antiwear coat*), придания красивого внешнего вида (*decorative coat*) и др.

Упрочнение (*strengthening*) – обработка, обеспечивающая повышение прочности и износостойкости материала: общее (сплошное), сквозное и поверхностное; термическое, химико-термическое, пластическим деформированием, старением под нагрузкой; нанесением покрытия и пр. Упрочнение пластическим деформированием (*surface plastic strain hardening*) поверхности детали: статическое (выглаживание, раскатывание, накатывание, обжатие, дорнование, прошивание), динамическое (дробеструйная, ультразвуковая, виброударная обработка, чеканка и др.).

Химико-термическая обработка (*thermo chemical treatment*) – процесс диффузии в поверхностный слой материала различных веществ (углерода – цементация, азота – азотирование, кремния – силицирование, хрома – хромирование) и комбинаций веществ (нитроцементация и др.) для улучшения его износостойкости, жаростойкости, коррозионно-стойкости и др.

Цементация (*carburizing treatment*) – насыщение поверхностного слоя металла углеродом, сопровождаемое закалкой с низким отпуском для повышения твердости, прочности, вязкости сердцевины.

Шероховатость поверхности (*roughness*) – совокупность неровностей поверхности детали с малым шагом, выделенная на определенном участке – базовой длине. Оценивается средним арифметическим отклонением профиля Ra , высотой его неровностей по десяти точкам Rz , мкм, и пр. Влияет на прочность, коррозионную стойкость, износостойкость, контактную жесткость детали и др. Параметры шероховатости (ГОСТ 2.309–73) назначают исходя из требований к поверхности детали (обозначая ее на рабочем чертеже) и обеспечивают соответствующей обработкой (черновым и чистовым точением, шлифованием, полированием и пр.).

Соединения

Болт (*bolt*) – крепежная деталь в виде стержня с резьбой и головкой (граненой и др.) на одном конце (ГОСТ 7796–70 и др.). В процессе работы болт работает на растяжение и кручение. Грузовой болт, рым-болт (*eye bolt*) – болт с крюком или петлей на одном из концов (ГОСТ 4751–73) для подъема машины или ее части. Фундаментный (анкерный) болт (*foundation bolt*) (ГОСТ 24379.0–80 и др.) – болт, головка которого в виде отогнутой части стержня, рифленой части или в виде раздвинутых лапок обеспечивает его крепление к фундаменту.

Болтовое соединение (*bolt joint*) – разъемное соединение деталей с помощью болта и гайки. При поперечных силах болт (особенно слабо затянутый) может работать на смятие и срез.

Винт (*screw*) – крепежная деталь, болт с неграненой головкой с резьбой, как правило, по всей длине стержня (крепежный винт, *holding screw*) (ГОСТ 1491–80 и др.); установочный (регулируемый) винт (*set screw*) – винт с головкой и без нее (ГОСТ 1476–93...1479–93 и др.), используемый для упора, изменения ориентации и фиксации частей машины. В процессе работы винт обычно работает как болт.

Винтовое соединение (*screw joint*) – разъемное соединение деталей с помощью винта (без гайки), ввертываемого в резьбовое отверстие одной из деталей.

Гайка (*nut*) – стандартная деталь резьбового соединения (ГОСТ 5915–70...5929–70 и др.) или оригинальная деталь с резьбовым отверстием.

Заклепка (*rivet*) – деталь, металлический стержень с головкой на одном конце (ГОСТ 10299–80...10303–80 и др.), вставляемый в совмещенные отверстия соединяемых листовых деталей и пластически деформируемый на конце для образования замыкающей головки.

Заклепочное соединение (*rivet connection*) – неподвижное неразъемное соединение деталей с помощью заклепок. Его рассчитывают на срез и смятие заклепок. Диаметр d заклепки назначают в зависимости от толщины S соединяемых деталей: $d \approx 1,2 \dots 2S$.

Клеевое соединение (*glued connection*) – неразъемное соединение деталей с применением клея в виде тонкой прослойки между деталями. Соединения деталей при помощи клеев ВК-31 и 41, ВС-10, ПУ-2 и др. на основе синтетических полимеров обладают высокой прочностью (см. [2–5]).

Коническое соединение (*conical joint*) – неподвижное разъемное соединение деталей (консоли вала и притягиваемой на нее с торца полумуфты или шкива, зубчатого колеса и пр.) по поверхности усеченного конуса. Соединение осуществляется за счет сцепления, для чего осевая сила F_n должна создать следующее давление p (МПа) на поверхности контакта:

$$p \geq F_n / [\pi d_c l (\sin \alpha + f_c \cos \alpha)]$$

(здесь d_c и l – средний диаметр и длина соединения, мм; α – угол конусности; f_c – коэффициент сцепления). Это давление позволит передать следующий вращающий момент T , Н·м:

$$T \leq p \pi d_c l f_c d_c [2 \cdot (1,3 \dots 1,5) (\sin \alpha + f_c \cos \alpha)].$$

Подробнее об этом соединении, клеммовом и соединении коническими стяжными кольцами см. [4–7].

Момент затяжки (болта, винта, шпильки) (*tightening torque*) – момент силы, обеспечивающий прижатие деталей друг к другу силой F_d :

$$T \approx F_d 0,5 d_t g (\lambda + \rho_n)$$

(здесь d , λ – средний диаметр и угол подъема витков резьбы; ρ_n – приведенный угол трения в резьбе).

Неразъемное соединение (*permanent joint*) – неподвижное соединение деталей, которое невозможно разобрать без их повреждения (сварка и пр.).

Неподвижное соединение (*fixed connection*) – соединение деталей, не допускающее их смещения друг относительно друга (неразъемные соединения, резьбовые, шпоночные, с натягом деталей и др.).

Пайка (*brazing*) – образование неразъемного соединения деталей путем нагрева их материалов, смачивания припоем, затекания его в зазор и последующего затвердевания.

Паяное соединение (*brazed joint*) – неразъемное соединение деталей, образованное пайкой. Выполненное современными способами, оно получается прочным (см. [2–5]).

Посадка (*fit*) – соединение охватывающей и охватываемой деталей с зазором (*clearance*) или натягом (*interference*).

Предохранение резьбового соединения от самоотвинчивания (*protection of screw joint against self-unscrewing*) – предотвращение самопроизвольного смещения деталей резьбового соединения под воздействием внешних сил. Его реализуют с помощью контргайки, пружинной шайбы

(ГОСТ 6402–70), стопорных шайб (ГОСТ 10461–81 и др.), штифтованием и шплинтованием, связкой головок проволокой и др.

Профильное соединение (*polygon shaft joint*) – соединение деталей по некруглой поверхности. Рассчитывается на ее смятие.

Прочность детали затянутого резьбового соединения (*threaded joint strength*) – способность болта, винта, шпильки и ее элемента не разрушаться в процессе работы. Условие прочности:

$$d_3 \geq \sqrt{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}} / (\pi [\sigma_p])}; \quad \sigma_3 \approx 1,3 \cdot 4F_{\text{зат}} / \pi d_3^2 \leq [\sigma_p] \approx \sigma_T / (1,5 \dots 2,5);$$

(здесь d_3 – внутренний диаметр резьбы, мм; $F_{\text{зат}}$ – осевая сила затяжки, которая для соединения, нагруженного поперечной сдвигающей силой $F_{\text{сд}}$, должна быть не менее $1,2 \dots 2,2 F_{\text{сд}}/f$, Н; f – коэффициент сцепления деталей – если это условие не выполнено, то стержень работает на сдвиг и касательные напряжения $\tau = 4F_{\text{сд}} / \pi d_3^2$ должны быть не более чем $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$; $[\sigma_p]$, σ_3 и $\sigma_T \approx 200 \dots 900$ МПа – напряжение, допустимое при растяжении, эквивалентное (с учетом растяжения и кручения) и предел текучести материала (Ст3, сталь 10 и т. п.)). О прочности групповых, ответственных соединений с учетом податливости деталей и пр. см. [2–5].

Разъемное соединение (*detachable joint*) – соединение деталей, которое можно разобрать без их повреждения (резьбовое, шпоночное, шлицевое и др.).

Резьбовое соединение (*threaded joint*) – соединение деталей с помощью резьбы (треугольной метрической (ГОСТ 8724–2002 и др.), трапецидальной и упорной (ГОСТ 9484–81 и др.): болтовое, винтовое, шпильчное. Витки резьбы рассчитывают на срез и на смятие:

$$d_{\text{ср}} H \geq F k_n / \pi k [\tau]; \quad (d^2 - d_1^2) \geq 4F / \pi z [\sigma_{\text{см}}];$$

$$\tau = F k_n / \pi d_{\text{ср}} k H \leq [\tau]; \quad \sigma_{\text{см}} = 4F / \pi (d^2 - d_1^2) z \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

(здесь F – осевая сила; $d_{\text{ср}}$, d и d_1 – диаметры срезаемой поверхности, наибольший и наименьший диаметр резьбы; k – коэффициент полноты резьбы (0,87 для треугольной, 0,65 для трапецидальной и 0,4 для прямоугольной резьбы); H – толщина гайки; $k_n = 0,55 \dots 0,75$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, больший для крупной метрической резьбы при более прочном материале; z – количество сопряженных пар витков резьбы).

Сварное соединение (*welded joint*) – наиболее распространенное неподвижное неразъемное соединение деталей, выполненное с помощью сварки при нагревании и/или придавливании соединяемых деталей (ГОСТ 5264–80 и др.). Сварной шов (стыковой, угловой и др. (ГОСТ 11534–75 и др.)) проверяют на прочность по отдельным или эквивалентным напряжениям наиболее слабого среднего сечения шва, перпендикулярного к его наружной поверхности, – прямоугольника с известной длиной и высотой $0,7k$, где k – высота катета шва. Деформации шва зависят от его вида, расположения на детали, приложенных нагрузок и пр. (см. [2–5]). Так, при действии в плоскости стыка момента силы M :

$$\tau_{\max} = M\rho_{\max} / I_p \leq [\tau_{\max}]$$

(здесь ρ_{\max} – расстояние от дальнего участка шва до центра тяжести его сечения; I_p – полярный момент инерции среднего сечения шва).

Фрикционное соединение (*friction fixed joint*) – неподвижное соединение деталей за счет их сцепления при сборке с гарантированным натягом: клеммовое (зажимное), прессовое, получаемое сборкой за счет осевой силы, или при нагреве (до 200...400 °С) охватывающей детали, или при охлаждении (до –72 °С сухим льдом, до –190 °С жидким воздухом) охватываемой детали. Основные посадки: $H7/r6$, $H7/s6$, $H7/r7$, $H7/u7$. Несущая способность соединения складывается из величины силы F_a и вращающего момента T , при котором соединение сохраняется:

$$F_a = \pi d l p f_c; \quad T = \pi d^2 l p f_c / 2$$

(здесь d и l – диаметр и длина посадочной поверхности; p – давление в зоне контакта; f_c – коэффициент сцепления, $f_c = 0,08...0,1$ при сборке прессованием и $f_c = 0,12...0,2$ при сборке с нагревом или охлаждением. При сборке необходимо обеспечить следующее давление на поверхности контакта:

$$p \geq \sqrt{(2T / d_n)^2 + F_a^2} / \pi d l f_c.$$

Чтобы получить это давление, надо получить в соединении гарантированный натяг N , мкм:

$$N \geq 10^3 p d [(C_1 / E_1) + (C_2 / E_2)]$$

(здесь $C_{1,2} = \left\{ \left[1 + (d_{1,n} / d_{2,2})^2 \right] / \left[1 - (d_{1,n} / d_{n,2})^2 \right] \right\} - \mu_{1(\pm\mu_2)}$; $E_{1,2}$, $\mu_{1,2}$ – модули упругости (сталь – 0,3) и коэффициенты Пуассона (сталь – $2,1 \cdot 10^5$ МПа) материалов охватываемой (1) и охватывающей (2) детали (см. [2–5])).

Шайба (*washer*) – крепежное изделие с плоской (ГОСТ 6949–78 и др.) или с наклонной опорной поверхностью (ГОСТ 10906–78 и др.) с отверстием для пропуска стержня болта и др., подкладываемое под гайку или головку болта для увеличения опорной поверхности. Стопорная шайба предохраняет резьбовое соединение от самоотвинчивания.

Шлицевое соединение (*spline joint*) – соединение (неподвижное или с возможностью осевого смещения) деталей со шлицами (продольными канавками) на одной из них и соответствующими канавками на другой. Шлицы выполняют прямобочными (ГОСТ 1139–80 и др.), эвольвентными (ГОСТ 6033–80) или треугольными (ОСТ 100092–73). Центрируют детали по наружному или внутреннему диаметру или по боковым поверхностям. Пример обозначения соединения с прямобочным профилем: $D-10 \times 72H11/a11 \times 82H7/j_6 \times 12F8/f8$ (здесь D означает центрирование по наружному диаметру, далее обозначены количество шлицов, внутренний диаметр и посадка по нему, наружный диаметр и посадка по нему, ширина шлица и посадка по ней); с эвольвентным профилем: $70 \times 3 \times H9/k8$ (ГОСТ 6033–80) (здесь 70 – наружный диаметр, 3 – модуль, $H9/k8$ – посадка по боковым поверхностям). Шлиц рассчитывают на смятие и изнашивание:

$$\sigma = 2T \cdot 10^3 / (lhd_m z) \leq [\sigma_{см}]; \quad \sigma \leq [\sigma_{изн}] K_p$$

(здесь T – вращающий момент, Н·м; h , l , d_m – высота, длина и средний диаметр соединения, мм; z – количество шлицов; $[\sigma_{см}] \approx 10 \dots 20$ и $5 \dots 10$ МПа – допустимые напряжения смятия для подвижного соединения с термообработанным валом при легких и тяжелых условиях работы, $[\sigma_{см}] \approx 60 \dots 90$ и $[\sigma_{см}] \approx 25 \dots 30$ – для неподвижного соединения соответственно; $[\sigma_{изн}] \approx 40 \dots 80$ и $[\sigma_{изн}] \approx 25 \dots 50$ – допустимые напряжения износа для цементированных, азотированных и нетермообработанных шлицов; K_p – коэффициент, учитывающий количество циклов нагружения, $K_p = 10^8 / n_{сум}$, где $n_{сум}$ – суммарное количество оборотов).

Шпилька (*stud (-bolt)*) – крепежная деталь, стержень с резьбой на концах (ГОСТ 22035–76...22043–78). Чтобы образовать шпилечное соединение, первый конец ввинчивают в резьбовое отверстие детали, а на второй, пропуская его через отверстие в другой детали, навинчивают гайку.

Шплинт (*cotter (split) pin*) – проволочный стержень, сложенный вдвое, вставляемый в отверстия соединяемых деталей (ГОСТ 397–79). Чтобы шплинт не выпадал из отверстия, его концы отгибают.

Шпонка (*cotter pin*) – стандартная крепежная деталь (в виде призмы (ГОСТ 8790–79) и др., клина (ГОСТ 24060–80), сегмента (ГОСТ 24071–97), цилиндра (ГОСТ 14739–69), закладываемая одновременно в шпоночный паз вала и в совмещенный с ним шпоночный паз ступицы надеты на него детали. Шпонку подбирают по посадочному диаметру вала.

Шпоночное соединение (*key joint*) – соединение с помощью шпонки (неподвижное или с возможностью осевого смещения – скользящей шпонки). Слабее шлицевого соединения, но проще в изготовлении. Призматическую шпонку устанавливают в пазу вала с натягом $P9/h9$ (врезная шпонка) или по переходной посадке $J59/h9$ (закладная шпонка). Посадка шпонки в пазу ступицы: для соединения подвижного $D9/h9$, центрирующего $H9/h9$, неподвижного $J59/h9$, $P9/h9$. Шпонку рассчитывают на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = 2T \cdot 10^3 / d l_p t_2 \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

(здесь T – вращающий момент; d – диаметр посадочной поверхности; l_p – рабочая длина шпонки; t_2 – глубина врезания шпонки в ступицу, $t_2 = 0,4h$; h – толщина шпонки; $[\sigma_{\text{см}}] \approx 150 \dots 180$ МПа – допустимые напряжения на смятие для стальной ступицы).

Штифт (*pin*) – крепежная деталь цилиндрической (ГОСТ 3128–70 и др.) или иной формы, вставляемая в отверстие деталей для их фиксации или неподвижного соединения. Применяют в малонагруженных соединениях. Рассчитывают его на срез и смятие при $[\tau_{\text{ср}}] \approx 70 \dots 80$ и $[\sigma_{\text{см}}] \approx 200 \dots 300$ МПа. Иногда устанавливают предохранительный штифт, который срезается при предельной силе.

Штифтовое соединение (*pin joint*) – соединение деталей с помощью штифта. Штифт устанавливают с натягом; выступающий конец установочного штифта в отверстие верхней детали – по посадке $H7/j5,6$ и $H7/h6$.

Зубчатые детали и передачи

Волновая зубчатая передача (*harmonic drive*) – перспективная передача с сопряженными гибким и жестким колесом (венцом на стойке), передающая вращение благодаря деформированию гибкого колеса генератором волн (см. ГОСТ 30078.1–93 и др.). Ее передаточное число $u = z_1 / (z_2 - z_1) \approx 80 \dots 200$ (здесь z_1 , z_2 – количество зубьев на гибком и жестком колесе; $z_2 - z_1 = n_{\text{ш}}$ чаще всего равно двум – количество волн деформации); КПД от 0,85 до 0,75 (см. [7]).

Гиперболюидная передача (*hyperboloid gearing*) – передача с зубчатыми колесами, оси вращения которых перекрещиваются: винтозубчатая –

с цилиндрическими колесами; гипоидная (*hypoid*) – с коническими колесами; червячная (*worm*) – с цилиндрическим червяком; глобоидная (*globoidal*) – с червяком в виде тела вращения отрезка дуги окружности вокруг его оси (ГОСТ 17696–89 и др.); спироидная (*hypoid-spiral*) – с коническими червяком и колесом (ГОСТ 22850–77 и др.).

Зацепление Новикова (*Novicov toothing*) – зацепление с выпуклым профилем зубьев у шестерни и вогнутым у колеса, разновидность выпукло-вогнутых зацеплений с профилем зубьев из дуг окружности (ГОСТ 30224–96).

Зуб (*tooth*) – выступ на звене, имеющий специальное (эвольвентное, по дуге (дугам) окружности и др.) очертание (профиль), образующий сопряжение с выступом другого звена: зуб прямой (*spur*), параллельный оси вращения колеса; косой (*slanting*), непараллельный; криволинейный (*helical*) с изменяющимся углом наклона; шевронный (*herring-bone*), косой, в два ряда, с противоположным по направлению углом наклона зубьев, чаще всего одинаковым по величине.

Зубчатое колесо (*gear*) – поворотное зубчатое звено (деталь или узел) с замкнутой системой зубьев (ГОСТ 9563–63): цилиндрическое (*cylindrical*) с зубьями на поверхности цилиндра; коническое (*bevel*) на усеченном конусе; червячное (*worm wheel*) на части внутренней поверхности тора. Колесо с внешними зубьями (*spur gear*) на внешней поверхности тела, с внутренними зубьями (*annulus*) на внутренней его поверхности.

Коническая зубчатая передача (*bevel gearing*) – зубчатая передача с пересекающимися осями вращения конических колес с зубьями прямыми при окружной скорости $v \leq 3$ м/с, косыми, криволинейными до 100 м/с.

Обод (венец) (*rim, tooth rim*) – периферийная утолщенная часть детали, в частности, венец червячного колеса из антифрикционного материала с зубьями, венец шкива с канавками, массивный венец маховика. Обод охватывает диск или спицы, переходя далее в ступицу. Может быть насадным.

Планетарная (зубчатая) передача (*planetary drive*) – механизм с колесами (сателлитами), поворотными относительно кривошипа – водила. Ось вращения водила совпадает с осью одного или нескольких центральных подвижных и неподвижных колес, а сателлиты образуют с ними зубчатые зацепления. Эта передача многопоточна, компактна, реализует большие передаточные числа 3...80 при КПД $\approx 0,92...0,97$, однако при проектировании требует выполнения ряда условий: соосности, собираемости (сборки) и соседства (см. [8]).

Пятно контакта зубьев в зацеплении (*bearing pattern*) – часть (в %) боковой поверхности зуба, на которой имеются следы (краски) прилегания к зубьям сопряженного колеса после их проворачивания. Нормируется.

Степень (*stage*) – часть многозвенной передачи, редуктора; трехзвенный замкнутый на стойку контур «стойка – входное звено – выходное звено – стойка». В одноступенчатой передаче (*single gearing*) имеется один такой контур, в многоступенчатой (*multiple gearing*) – несколько.

Ступица (*nave, hub, boss*) – центральная (утолщенная) часть детали с отверстием (колеса, шкива, звездочки и пр.) для посадки ее на вал (ось), соединенная с ободом сплошным диском, диском с ребрами или спицами.

Точность зубчатой передачи (*accuracy of tooth gear*) – совокупность параметров, регламентирующих (ГОСТ 1643–81, ГОСТ 1758–81 и ГОСТ 3675–81) отклонения размеров элементов зацепления и получаемых при этом отклонений характеристик сопряжения зубьев и передачи движения. Установлено 12 степеней точности. Для большинства машин высокой считается 6-я степень, средней – 7-я и 8-я, грубой – 9-я. К основным показателям точности относят: кинематическую точность, плавность работы передачи, пятно контакта зубьев, боковой зазор между их нерабочими поверхностями, шероховатость рабочих поверхностей и вид сопряжений.

Цилиндрическая зубчатая передача (*cylindrical gear*) – зубчатая передача с параллельными осями вращения цилиндрических колес (в косозубой передаче зубья колес имеют угол наклона, одинаковый по величине и противоположный по направлению). Одна из самых распространенных передач (ГОСТ 21354–87 и др.).

Червяк (*worm gear*) – деталь, цилиндрическое, коническое или глобоидное звено червячной передачи в виде винта с одним или более заходами с шагом меньше диаметра. Профиль витка: архимедов (с торца – архимедова спираль, в осевом сечении – трапеция), конволютный (с торца – удлиненная или укороченная эвольвента, в нормальном сечении – прямая линия), эвольвентный (частный случай конволютного), с вогнутым профилем. Выполняют за одно целое с валом, насадной червяк редок.

Червячная передача (*worm gearing*) – зубчатая передача с зацепляющимися червяком и червячным колесом. Применяют при мощности привода машины до 60 кВт, редком и кратковременном включении, передаточном числе от 7 до 300. КПД $\approx 0,75 \dots 0,92$: он тем меньше, чем меньше угол γ подъема винтовой линии червяка:

$$\eta_{чк} \approx \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho_n)$$

(здесь ρ_n – приведенный угол трения в зацеплении). При $\rho_n \geq \gamma$ передача становится самотормозящей с $\eta_{чк} < 0,5$, не передающей вращение от колеса к червяку.

Червячное колесо (*worm wheel*) – деталь, колесо с косыми зубьями, угол наклона которых (в ортогональной передаче) равен углу подъема витков сопряженного червяка. Для повышения КПД колесо выполняют как узел, обычно с бронзовым венцом, скрепленным со стальной (чугунной) ступицей.

Шестерня (*pinion*) – зубчатое колесо передачи с меньшим количеством зубьев ($z_1 \approx 14 \dots 29$).

Материалы и допустимые напряжения зубчатых деталей

Допустимое контактное напряжение (*allowable contact stress*) – напряжение σ_{HP} , не вызывающее контактной усталости материала колеса:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_R Z_v / S_H$$

(здесь σ_{Hlim} и Z_N – предел выносливости и коэффициент долговечности, см. ниже; Z_R – коэффициент шероховатости рабочей поверхности зуба; $Z_R = 1$ для шлифованных зубьев и 0,9 для грубо фрезерованных; Z_v – коэффициент влияния окружной скорости, $Z_v = 0,85v^{0,1}$ при твердости не более 350 HB и $Z_v = 0,925v^{0,05}$ при 350 HB, но не меньше единицы; $S_H \geq 1,1$ для колес с улучшением и объемной закалкой, $S_H \geq 1,2$ – с поверхностным упрочнением, $S_H \geq 1,25 \dots 1,35$ – для ответственных колес). Для прямозубых колес $\sigma_{HP} = \sigma_{HPmin} = \min\{\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}\}$; для колес с непрямым зубом $\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$ при условии $\sigma_{HP} \leq 1,25\sigma_{HP1,2min}$ для цилиндрических и $\sigma_{HP} \leq 1,15\sigma_{HP1,2min}$ для конических передач. Наибольшее допустимое контактное напряжение при пиковой нагрузке, период действия которой $N \leq 0,03N_{GN}$, $\sigma_{HPmax} = 2,8\sigma_T$ (σ_T – предел текучести) для улучшенной и объемно закаленной стали, $\sigma_{HPmax} = 44H_{HRC}$ для цементированной или закаленной ТВЧ стали и $\sigma_{HPmax} = 3H_{HV}$ для азотированной стали. Для оловянистой бронзы червячного колеса:

$$\sigma_{HP} = 0,9\sigma_b C_v \sqrt[3]{10^7 / N_{HE}}; \sigma_{HPmax} = 4\sigma_T$$

(здесь $0,9\sigma_b$ – допустимое напряжение при базовых 10^7 циклах напряжения; σ_b – временное сопротивление при растяжении; C_v – коэффициент интенсивности износа, $C_v = 1,33 \dots 0,8$, больший при скорости скольжения ($v_{ск} \approx v_1/\cos\gamma) \geq 8$ м/с; N_{HE} – эквивалентное количество циклов нагружения, $1,4 \cdot 10^5 \leq N_{HE} \leq 2,5 \cdot 10^7$ (см. ниже)); σ_{HPmax} – предельно допустимое напря-

жение; σ_T – предел текучести при растяжении). Для безоловянистой бронзы и чугуна:

$$\sigma_{HP} = 300 - 25\nu_{ск}; \sigma_{HP\max} = 2\sigma_T,$$

$$\sigma_{HP} = 175 - 35\nu_{ск}; \sigma_{HP\max} = 1,65\sigma_B.$$

Допустимое напряжение изгиба (*allowable bending stress*) – напряжение σ_{FP} , не вызывающее усталостного разрушения материала. Вычисляют раздельно для шестерни и колеса, аналогично контактному напряжению:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F\limb} Y_N Y_R Y_A Y_Z / S_F; \sigma_{FP\max} \approx \sigma_{F\limb} Y_{N\max} K_{FSt} / S_{FSt}$$

(здесь $\sigma_{F\limb}$ и Y_N – предел выносливости и коэффициент долговечности, см. ниже; Y_R – коэффициент шероховатости переходной поверхности зуба, $Y_R = 1,2 \dots 1,0$; Y_A – коэффициент влияния двустороннего приложения силы, $Y_A = 1,0 \dots 0,75$; $Y_Z = 1,0; 0,9$ и $0,8$ при заготовке ковальной или штампованной; прокатанной и литой; $S_F = 1,7$, при цементировании и нитроцементировании – $1,55$ и $1,65$; $Y_{N\max} = 2,5 \dots 4,0$; K_{FSt} – коэффициент повышения предельных напряжений при однократном повышении силы, $K_{FSt} \approx 1,25$; S_{FSt} – коэффициент безопасности, $S_{FSt} = 1,75$).

Для бронзы червячного колеса:

$$\sigma_{FP} = (0,25\sigma_T + 0,8\sigma_B) \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}}; \sigma_{FP\max} = 0,8\sigma_T$$

(здесь N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения, $10^6 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7$).

Для чугуна:

$$\sigma_{FP} = 0,1\sigma_B; \sigma_{FP\max} = 0,6\sigma_B.$$

При реверсивной работе напряжение снижают на 20 %.

Коэффициент долговечности Z_N , Y_N (*durability factor*) – при контактных напряжениях $1 \leq Z_N = \sqrt[3]{N_{GN} / N_K} \leq 2,6$ для нормализованной, улучшенной, объемно закаленной стали и не более $1,8$ для поверхностно упрочненной стали (цементированной, закаленной ТВЧ и т. п.); $N_{GN} = 30(HB_{1,2\text{сред}})^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$, а при $H \geq 560 HB$ ($HRC_3 \geq 56$) $N_{GN} = 12 \cdot 10^7$; $N_K = 60n_3 L_h$ – количество циклов напряжений, соответствующее заданному сроку службы L_h в часах, n – частота вращения, мин^{-1} , n_3 – количество зацеплений колеса с другими (в трехсателлитной передаче $n_3 = 3$); при переменной нагрузке используют не N_K , а эквивалентное количество циклов перемены напряжений $N_E = N_K \mu_H$, где коэффициент $\mu_H = \Sigma [T_i / T_{\max}]^3 (n L_h / n L_h) \approx 0,5 \dots 0,063$ в зависимости от режима нагружения (большее значение

при тяжелом режиме, меньшее – при особо легком), T_i и T_{\max} – вращающий момент в режиме i и наибольший расчетный, L_{hi} – количество часов работы в режиме i . При изгибных напряжениях $1 \leq Y_N = \sqrt[3]{4 \cdot 10^6 / N_K} \leq 2,5$ для азотированного, цементированного и т. п. материала ($q = 9$), для остального не более чем 4 ($q = 6$); N_K – см. выше, коэффициент $\mu_H \rightarrow \mu_F \approx 0,25 \dots 0,009$.

Материал зубчатого колеса (цилиндрического, конического и др.) (*cylindrical and bevel gear material*) – вещество, используемое для изготовления колеса. Чаще всего это сталь, обычно упрочняемая до значительной твердости (улучшением и азотированием до 30...39 HRC₂, – сталь для гибкого колеса 30ХГСА и др.; поверхностной закалкой ТВЧ до 50...55 HRC₂, – сталь 40X и др.; цементацией на глубину 0,3 модуля до 56...63 HRC₂, – сталь 20X; для колеса с ударными нагрузками 12ХНЗА и др. и нитроцементацией с закалкой и азотированием на глубину 0,25...0,6 мм до 58...65 HRC₂, – сталь для работы с безударными нагрузками в условиях малого износа 40ХНА и др.). У шестерни $H \geq 350 \text{ HB}$ (37HRC₂), у колеса – на 10...15 единиц меньше. Улучшаемую сталь 40 и др. применяют для колес мелкосерийного и единичного производства при отсутствии жестких требований к размерам. Колесо ручного привода делают из стали 40 и др. в нормализованном состоянии (шестерню и колесо лучше делать из разных материалов). Колесо большого диаметра отливают из стали 35Л...50Л и др. Для тихоходных, крупногабаритных и открытых передач колесо делают из чугуна СЧ20...СЧ35 (шестерня должна быть твердой). Пластмассовое колесо (из текстолита ПТ, ПТК, древесно-слоистого пластика ДСП-Г, капролона и др.) применяют в паре с металлической шестерней в слабонагруженных передачах; в приводах приборов его делают из цветных металлов и сплавов.

Материал червяка, червячного колеса (worm gear, wheel, material) – вещество, используемое для изготовления червяка: сталь 18ХГТ с твердостью 56...63 HRC₂ после цементации и закалки, сталь 40X и т. п. с 45...55 HRC₂ после поверхностной закалки (червяк шлифуют и полируют), азотируемая сталь 38Х2МЮА и т. п.; в малонагруженной передаче – сталь улучшенная и без термообработки. Для изготовления червячного колеса (его венца) используют (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и износу) оловянистую (БрО10Ф1 и др.) и безоловянистую бронзу (БрА9ЖЗЛ и др.), чугун (СЧ20 и др.), антифрикционную пластмассу.

Предел выносливости (материала зубчатой детали) (fatigue limit) – наибольшее напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостное разрушение материала. Предел контактной выносливости σ_{Hlim} ,

МПа, углеродистых и легированных сталей: улучшенных, нормализованных (до 350 HB) $\sigma_{Hlim} \approx 2H_{HB} + 70$; объемно закаленных (до 30...50 HRC₂) $\sigma_{Hlim} \approx 17 H_{HRC} + 100$; поверхностно закаленных (до 40...56 HRC₂) $\sigma_{Hlim} \approx 17 H_{HRC} + 200$; для легированных: цементированных и пр. и закаленных (до 56...65 HRC₂) $\sigma_{Hlim} \approx 23 H_{HRC}$; азотированных (до 550...750 HV) $\sigma_{Hlim} \approx 1050$; для чугуна $\sigma_{Hlim} \approx 2H_{HB}$. Предел изгибной выносливости σ_{Flimb} сталей: 40, 40 ХН и др., улучшенных, нормализованных (до 180...350 HB) $\sigma_{Flim} \approx 1,75 H_{HB}$; 40Х и др., закаленных (до 45...62 HRC₂) $\sigma_{Flim} \approx 500...700$; 38Х2Ю и др., азотированных (до 550...960 HV) $\sigma_{Flim} \approx 12H_{HRC} + 90$; для сталей цементированных и пр. (до 57...63 HRC₂) $\sigma_{Flim} \approx 750...1000$ (см. ГОСТ 21354-87).

Расчет зубчатых деталей и передач

Коническая зубчатая передача, проверочный расчет (*bevel gearing, test (verifying) calculation*) – контактные и изгибные напряжения вычисляются по формулам:

$$\sigma_{H1} \geq Z_{\Sigma H} \sqrt{T_1 10^3 K_H \sqrt{u^2 + 1 + 2u \cos \Sigma}} / (0,5 d_{m1}^2 b_w 0,85u) \leq \sigma_{HP1};$$

$$\sigma_F \geq Y_{\Sigma} T 10^3 K_F / (0,5 d_m b_w 0,85 m_{nm}) \leq \sigma_{FP}$$

(здесь $Z_{\Sigma H} = Z_H Z_M Z_{\epsilon} \geq (2,4 \dots 2,6) \cdot 190 \cdot (0,8 \dots 0,9)$ – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба, смещение инструмента, материал (для стали $Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$), количество одновременно зацепляющихся пар зубьев и др.; T_1 – момент, вращающий шестерню, Н·м (остальные размеры – в мм); K_H – коэффициент нагрузки, учитывающий ее неравномерное распределение между зубьями и по ширине венца, а также динамическую нагрузку, $K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} \geq 1 \cdot 1,06 \cdot 1$; u – передаточное число; Σ – угол пересечения осей, обычно равный 90° (примерно 0,67 рад); d_{m1} – делительный диаметр в среднем сечении шестерни; b_w – ширина зубчатого венца; σ_{HP1} – допустимое контактное напряжение материала шестерни (см. выше); Y_{Σ} – коэффициент, учитывающий положение опасного сечения по высоте зуба, количество зубьев, смещение инструмента, угол наклона зуба, количество одновременно зацепляющихся пар зубьев и др., $Y_{\Sigma} = Y_F Y_{\beta} Y_v \geq (3,2 \dots 4,4) \cdot (0,7 \dots 0,75) \cdot 1$; K_F – коэффициент нагрузки, учитывающий ее неравномерное распределение между зубьями и по ширине венца, а также динамическую нагрузку, $K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \geq 1 \cdot 1,06 \cdot 1$; m_{nm} – нормальный модуль в среднем сечении; σ_{FP} – допустимое изгибное напряжение материала (см. выше).

Коническая зубчатая передача, проектировочный расчет (*bevel gearing, project calculation*) – по условию контактной усталости зубьев стального колеса закрытой (работающей в масляной ванне) передачи:

$$R_e \geq \left[\sqrt{u^2 + 1 + 2u \cos \Sigma} / \left(\sqrt[3]{u \sin^2 \Sigma} \right) \right] \sqrt[3]{10^3 T_1 2,1 \cdot 10^5 K_H / \left[0,85 \sigma_{HP}^2 \Psi_{bR} (1 - \Psi_{bR})^2 \right]}$$

$$m_e = 2R_e \sin \Sigma / \sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1 z_2 \cos \Sigma}; \quad m_{nm} = m_e (1 - 0,5 \Psi_{bR}) \cos \beta_m$$

(здесь R_e – приближенное значение внешнего конусного расстояния, мм; $u, \Sigma, T_1, K_H, \sigma_{HP}$ – см. выше; $2,1 \cdot 10^5$, МПа, – приведенный модуль упругости стальных колес; Ψ_{bR} – коэффициент ширины зубчатого венца, $\Psi_{bR} = b_w/R_e = 0,25 \dots 0,3$; m_e – приближенное значение торцевого внешнего модуля, мм, которое для передачи с некруговым зубом округляется до ближайшего стандартного (по ГОСТ 9563–63) значения; m_{nm} – то же, нормального модуля, для передачи с круговым зубом, округляемое до ближайшего стандартного значения; $\beta_m \approx 35^\circ$ – угол наклона зуба в среднем сечении. По условию изгибной прочности зубьев колеса из стали высокой твердости не менее 35 HRC, а также открытой (работающей не в масляной ванне) передачи ее модуль рассчитывают, как и для цилиндрического колеса, с эквивалентным количеством зубьев: $z_v = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_m)$ и с учетом угла наклона криволинейных зубьев (см. ниже, см. также [9]).

Планетарная передача, проверочный расчет (*planetary drive, test (verifying) calculation*) – расчеты ведут для обращенной передачи при оставленном водиле по зависимостям для непланетарных передач с учетом количества блоков сателлитов и неравномерности распределения силы по ним (см. [10]).

Прочность зубьев зубчатой передачи (*gearing tooth strength*) – способность зубьев передачи, не разрушаясь, работать в течение заданного времени. Зубья цилиндрической и конической передачи могут выкрашиваться или пластически деформироваться в результате усталости при многократном нагружении или действии единичных больших сил. Они могут разрушиться у основания со стороны действия силы из-за усталости или остаточного деформирования, хрупкого излома и первичных трещин при единичных больших силах. Расчеты прочности выполняют на сопротивление контактной усталости рабочих поверхностей зубьев (и прочность при действии наибольшей силы), на сопротивление усталости при изгибе (и прочность при наибольшей силе):

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}; \quad \sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max} \quad \sigma_F \leq \sigma_{FP}; \quad \sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}$$

(здесь слева – расчетные, справа – допустимые контактные и изгибные напряжения). Работать в течение заданного времени – один из критериев работоспособности. Критерии работоспособности: червячной передачи – износостойкость и прочность при изгибе зубьев колеса; волновой передачи – усталостная трещиностойкость и износостойкость зубьев, прочность подшипников генератора волн.

Силовой анализ зубчатой передачи (*load design of tooth gear*) – определение силы давления зубьев колес друг на друга и на опоры. Силу давления обычно заменяют противоположной по направлению реакцией. Реакцию приводят к одной паре зубьев в полюсе зацепления. Она направлена в тело сопряженного звена и перпендикулярна поверхности контакта. Реакцию F обычно раскладывают на составляющие: окружную (касательную к начальным окружностям) F_t , радиальную F_r и осевую F_a . Для цилиндрического косозубого зацепления:

$$F = 2T / d_w \cos \alpha_{wt} \cos \beta; F_t = 2T / d_w; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{wt} / \cos \beta; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Для конического прямозубого зацепления:

$$|F_{t1,2}| = |2T_{1,2} / d_{m1,2}|; F_{r1} = -F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1; F_{a1} = -F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1.$$

Для червячного зацепления:

$$F = F_{t2} \cos \rho / \cos \alpha_n \cos (\gamma + \rho); |F_{t1,2}| = |2T_{1,2} / d_{1,2}|; F_{r1} = -F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha; F_{a1} = -F_{t2} = F_{t1} \operatorname{tg} (\gamma + \rho); F_{a2} = -F_{r1}$$

(здесь индекс 1 относится к шестерне и червяку, 2 – к колесу; T – вращающий момент; d_w , d_m , d – начальный, средний делительный и делительный диаметр зубчатого звена; α_{wt} , α_w , α_n – угол зацепления в торцевом и нормальном сечении зуба колеса, червяка; β , δ , γ , ρ – углы наклона зуба, делительного конуса, профиля витка архимедова червяка в осевом сечении, угол трения (см. [11], в том числе и о косозубом коническом зацеплении)). В планетарной передаче учитывают неравномерное распределение сил по n_w сателлитам.

Цилиндрическая зубчатая передача, проверочный расчет (*cylindrical gearing, test (verifying) calculation*) – при этом расчете контактные и изгибные напряжения рассчитывают по формулам:

$$\sigma_{H1} \geq Z_{\Sigma H} \sqrt{T_1 10^3 K_H (u \pm 1) / (0,5 d_1^2 b_w u)} \leq \sigma_{HP1};$$

$$\sigma_F \geq Y_{\Sigma} T 10^3 K_F / (0,5 d b_w m_n) \leq \sigma_{FP}$$

(здесь $Z_{\Sigma H} = Z_H Z_M Z_\epsilon \geq (2,4 \dots 2,6) \cdot (192) \cdot (0,8 \dots 0,9) \approx 430$ (для прямозубой шестерни) и 363 (для шестерни с $\beta = 16^\circ$); $u, T_1, K_H, \sigma_{HPI}, Y_\Sigma, K_F, \sigma_{FP}$ – см. выше расчет конической передачи; d_1 – делительный диаметр шестерни; b_w – ширина зубчатого венца; m_n – нормальный модуль).

Цилиндрическая зубчатая передача, проектировочный расчет (*cylindrical gearing, project calculation*) – по условию контактной усталости зубьев стального колеса закрытой (работающей в масляной ванне) передачи:

$$a_w \geq 48,5(u \pm 1) \sqrt[3]{10^3 T_1 K_H / u \sigma_{HPI}^2 \Psi_{ba}}; m_n \geq 2a_w \cos \beta / (z_2 \pm z_1)$$

(здесь a_w – приближенное значение межосевого расстояния, мм, его обычно округляют до стандартного значения; $u = z_2/z_1$ – передаточное число; $z_2 = z_1 \cdot u, z_1 \geq 17$ – количество зубьев на колесе и шестерне; «+» – для внешнего, «-» – для внутреннего зацепления; T_1, K_H см. выше; σ_{HPI} – допустимое контактное напряжение материала шестерни, см. выше; $\Psi_{ba} = b_w/a_w = 0,1 \dots 0,3$ – коэффициент относительной ширины зубчатого венца, где b_w – ширина; m_n – приближенное значение нормального модуля, мм, его округляют до стандартного (по ГОСТ 9563–63) значения. При зубьях колеса из стали высокой твердости не менее 35 HRC, и при открытой передаче:

$$m_n \geq \sqrt[3]{10^3 K_F T Y_{\Sigma F} / 0,5 z \Psi_m \sigma_{FP}}$$

(здесь $K_F = K_H$ – коэффициент нагрузки; $Y_{\Sigma F}, \sigma_{FP}$ – см. выше; $\Psi_m = b_w/m_n = 6 \dots 10$ – коэффициент относительной ширины зубчатого венца) (см. [12]).

Червячная передача, проверочный расчет (*worm gearing, test (verifying) calculation*) – в основу расчета по контактным напряжениям положены соотношения для косозубых цилиндрических колес с поправками по форме зуба и положению контактных линий:

$$\sigma_{H2} = [4,65 / (z_2 / q)] \sqrt{10^3 T_2 E_{np} [(z_2 / q) + 1]^3 K_H / [(2\delta) a^3]} \leq \sigma_{HP2};$$

$$\sigma_{F2} \geq Y_F T_2 10^3 K_F \cos \gamma / (1,3 \cdot 0,5 d_2 m^2 q) \leq \sigma_{FP2}$$

(здесь $z_2 = z_1 u \approx 30 \dots 90$ – количество зубьев на колесе; $z_1 = 1$ (при $u \geq 40$), $z_1 = 2$ (при $u = 18 \dots 40$), $z_1 = 4$ (при $u = 10 \dots 18$) – количество заходов червяка; $u = z_2/z_1$ – передаточное число; $q = d_1/m = 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25$ и др., большие значения при меньшем модуле – коэффициент диаметра червяка; T_2 – вращающий момент на колесе, Н·м; E_{np} – приведенный модуль упру-

гости, равный $2E_1E_2/(E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 – модули упругости материалов червяка и колеса; K_H – коэффициент нагрузки, несколько больший 1; σ_{HP2} , σ_{FP2} – допустимые напряжения материала колеса, см. выше; $2\delta = (1,55 \dots 1,6)$ рад. – угловая ширина червячного венца; a_w – межосевое расстояние; $Y_F \approx (1,55$ при $z_2 \approx 30$ и $1,27$ при $z_2 \approx 150)$ – коэффициент формы зуба; $K_F = K_{FB}K_{Fv} \geq (1,05 \dots 1,1) \cdot 1$ – коэффициент нагрузки; $\gamma = \text{arctg}(z_1/q)$ – угол подъема винтовой линии; d_2 – диаметр делительной окружности колеса; m – модуль).

Червячная передача, проектировочный расчет (*worm gearing, project (design) calculation*) – по условию контактной выносливости при предварительном расчете передачи:

$$a_w \geq \left\{ 2,9 \left[(z_2/q) + 1 \right] / (z_2/q)^{2/3} \right\} \sqrt[3]{10^3 T_2 E_{np} K_H / \sigma_{HP2}^2 (2\delta)}$$

(здесь a_w – приближенное значение межосевого расстояния, мм, округляемое до стандартного значения; z_2 , q , T_2 , E_{np} , σ_{HP2} , 2δ , K_H см. выше (см. [13]).

Другие передачи и механизмы

Винт ходовой (*lead screw*) – деталь с винтовой поверхностью или лопастями для передачи вращающего момента, грузовой винт (*eye screw*). Работает на кручение, растяжение, смятие и срез витков резьбы (см. выше). Винтовой механизм (*screw mechanism*) – механизм, содержащий винтовое сопряжение (винта с гайкой).

Ременная передача (*belt drive; pulley gear*) – фрикционный механизм, в котором передача движения происходит за счет сцепления (при зубчатом ремне – зацепления) ремня со шкивами (*pulleys*). Используют для передачи скоростного вращения с высокой плавностью и бесшумностью на большое расстояние; проскальзывает, защищая привод от перегрузки; не требует смазки; проста по конструкции и дешева. Применяют при мощности привода до 50 кВт (с зубчатым ремнем – 200 кВт), окружной скорости 4...100 м/с, передаточном числе 5...10; КПД до 0,94...0,97. Требуется натяжение ремня. Ремень (приводной) (*belt*) – деталь чаще всего стандартная, гибкий твердотельный элемент механизма в виде замкнутой нити. Используют ремень плоский (*flat-belt*) (ГОСТ 23831–71), клиновой (*V-belt*) (ГОСТ 1284.1–89, ISO 1081–80) и др., клиновой с гофрами на внутренней поверхности (*cogged belt*), поликлиновой (*multiple belt*), зубчатый (*toothed belt*) и круглый (*round belt*). Ремень подбирают из условия прочности при растяжении:

$$bh = FK_d / [\sigma]; \sigma_{\max} = (F_1 / A) + \sigma_n + \sigma_u \leq [\sigma]$$

(здесь F – окружная сила на шкиве, Н; K_d – коэффициент режима работы $K_d = 1 \dots 1,6$; $[\sigma] \approx 1,6 \dots 2$ МПа – допустимое напряжение, в частности, для прорезиненных плоских ремней при скорости $v \approx 10$ м/с и угле охвата шкива ремнем $\alpha \approx 180^\circ$; $F_1 = 10^3 T_1 / d_1 (2 - 1/\varphi_k)$ – сила, растягивающая ведущую ветвь ремня (здесь T_1 – вращающий момент на входном шкиве, Н·м; d_1 – его диаметр (ГОСТ 17383–73, 20889–88), мм; φ_k – коэффициент тяги, обычно не превышающий (0,45...0,6)); A – площадь поперечного сечения ремня, мм²; $\sigma_n = 2Ey_0/d_1$ – напряжение изгиба ремня на малом шкиве, МПа; (здесь E – модуль упругости материала ремня, МПа; y_0 – расстояние от нейтральной линии ремня до наиболее напряженных волокон, мм); $\sigma_u = 10^{-6} \rho v^2$ – напряжение от центробежных сил, МПа; (здесь $\rho \approx (1,25 \dots 1,4) 10^{-6}$ кг/мм³ – плотность материала ремня).

Расчет передач с разными ремнями несколько различается. Для передачи с клиновым ремнем по вращающему моменту T_1 на входном шкиве по ГОСТу подбирают типоразмер ремня (при T_1 до 150 Н·м, в частности, ремень УО, при 90...400 – УА, при большем 1500 – УВ; мощность, передаваемую одним ремнем, находят по формуле:

$$[P_1] = P_0 C_\alpha C_p C_L C_n \approx (1 \dots 8) \cdot 0,95 \cdot (1 \dots 0,72) \cdot (0,8 \dots 0,9) \cdot 1,14$$

(здесь $P_0 \approx 1 \dots 8$ кВт – мощность, передаваемая одним ремнем в типовых условиях, увеличивающаяся с ростом сечения ремня, скорости и диаметра входного шкива (ГОСТ 1284.3–80); C_i – коэффициенты, возрастающие с увеличением угла охвата шкива ремнем, количества смен работы, длины ремня и передаточного числа). Необходимое количество ремней:

$$z = P_1 / [P_1] C_z$$

(здесь P_1 – мощность на входном шкиве; $C_z \approx 0,85 \dots 0,95$ при $(2 \dots 3) < z \leq 7$). Допустимая сила предварительного натяжения ремня:

$$F_0 = \sigma_0 A$$

(здесь $\sigma_0 \approx 3$ МПа – напряжение растяжения для клиновых ремней; $A \approx 140$ и 224 мм² для УВ и УВ). Расчет зубчатоременных и др. передач см. в [2–5].

Устойчивость винта винтового механизма при продольном сжатии (*stable equilibrium for a bar in compression*) – способность тела длинного тонкого ($l > (8 \dots 10) d/\mu$) винта, нагруженного осевой силой F , возвращаться в исходное положение после разгрузки. Это осуществляется при $F \leq \pi^2 EI/(l\mu)^2 [n_s]$ (здесь EI – жесткость винта при изгибе; μ – коэффициент приведения, равный единице при шарнирно подвижной и шарнирно

неподвижной опоры винта; $[n_s] \approx 2,5 \dots 4$ – коэффициент запаса). Для устойчивости винта любой длины при расчете допустимые напряжения сжатия уменьшают. Можно разгрузить винт от сжатия, выполнив на внешних (за подшипниками) его торцах упоры с небольшим начальным зазором.

Цепная передача (*chain gear*) – механизм, в котором передачу и преобразование движения и сил на значительные расстояния (до 80 шагов цепи) осуществляют при зацеплении звездочек цепью. Звездочка (*sprocket wheel*) – деталь, звено с зубьями (ГОСТ 13576–81 и др.). Количество зубьев входной звездочки $z_1 \geq 29 - 2u$; выходной – $z_2 = z_1 u \leq 119$; делительные диаметры $d_{1,2} = p / \sin(180^\circ / z_{1,2})$, p – шаг цепи, мм. Передачу применяют при мощности привода машины до 100 кВт, окружной скорости до 15 м/с, передаточном числе $u < 7$; КПД $< 0,9 \dots 0,97$. Она имеет меньшие, чем ременная передача, размеры, работает без проскальзывания, но неравномернее. Требуется натяжения цепи. Цепь (*chain*) – элемент механизма, узел, состоящий из ряда шарнирно соединенных коротких деталей: приводная цепь (*drive chain*) (однорядная и многорядная роликовая и втулочная по ГОСТ 13568–97 и др., зубчатая (бесшумная) по ГОСТ 13552–81 и др.), для подъема груза – грузовая цепь (*load chain*), для передачи движения в цепном конвейере – тяговая цепь (*hauling chain*). При расчете передачи предварительно выбирают шаг цепи p , мм, и проверяют прочность осей шарниров по условному давлению $p_{уд}$:

$$p \geq 4,5 \sqrt{T_1}; p_{уд} = K_3 \cdot 2 \cdot 10^3 / d_1 A \leq [p_{уд}]$$

(здесь p – шаг, мм; T_1 – вращающий момент на входной звездочке, Н·м; $p_{уд}$ – условное давление на ось, МПа; $K_3 = K_d K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж} K_T \approx 1,2 \cdot 1 \times 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1$ – коэффициент эксплуатации, зависящий от характера нагрузки, межосевого расстояния, наклона передачи, возможности регулировать натяжение цепи, режима смазывания, количества смен работы, температуры окружающей среды; A – площадь проекции оси цепи, зависящая от ее шага и др. и равная 11 мм² при шаге 8 мм, 17,9...50 при шаге 12,7 мм, 55...71 при шаге 15,875 мм, 105 при шаге 19,05 мм и т. д.; $[p_{уд}] \approx 35 \dots 15$ МПа – допустимое давление на ось (в шарнире) – оно тем меньше, чем больше шаг и частота вращения звездочки).

Валы и оси

Вал (*shaft*) – деталь, передающая вращающий момент между деталями, неподвижно соединенными с ней. Обычно вал вращается, образуя соответствующие сопряжения (обычно два) со стойкой машины. Чаще всего его выполняют в виде сплошного ступенчатого (для размещения полумуфты, подшипников, зубчатых колес и пр.) цилиндра. Применяют также кривошипные, коленчатые, эксцентриковые, телескопические, гибкие валы. Валы в процессе работы скручиваются, изгибаются, растягиваются – сжимаются.

Ось (*axle*) – неподвижная или вращающаяся деталь, на которой установлена другая деталь, вращающаяся вместе с осью или относительно ее. Ось не передает вращающий момент и работает только на изгиб.

Прочность вала/оси (*shaft strength*) – способность детали работать в течение заданного времени не разрушаясь. Ориентировочный диаметр вала, мм, под ступицу полумуфты (у промежуточного вала – на участке между двумя зубчатыми колесами) находят из расчета на кручение при пониженных допустимых напряжениях $[\tau]$, МПа:

$$d = \sqrt[3]{10^3 T / 0,2 [\tau]}$$

(здесь T – вращающий момент, Н·м; $[\tau] \approx (0,025 \dots 0,03)\sigma_s$; σ_s – предел прочности (*tensile strength*) при растяжении материала вала, равный для углеродистых сталей 1100 МПа). Затем разрабатывают конструкцию вала, предусматривая участки (ступени) для уплотнений, подшипников, зубчатого венца (колеса), разделительные и пр. Далее находят нагрузки на вал от сил в зацеплениях колес, цепи со звездочкой и пр. Затем составляют расчетную схему и выполняют проверочный расчет (находят эквивалентное напряжение σ_e от изгиба и кручения и коэффициент запаса прочности S_T по пределу текучести) на статическую прочность и усталость (находят коэффициент запаса по пределу прочности $S_F \geq 1,3 \dots 1,5$, а для коротких валов и осей 1,6...2,0):

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2}; \sigma_n = M_n / W_a; \tau = T / W_p; S_T = \sigma_T / \sigma_e \geq (1,2 \dots 1,8)$$

(здесь σ_n – напряжения изгиба; M_n – изгибающий момент; $W_a \approx 0,1 d^3$, $W_p \approx 0,2 d^3$ – осевой и полярный момент сопротивления сечения вала; σ_T – предел текучести (*yield stress*) материала вала). Оси рассчитывают на изгиб.

Расчетная схема вала (*design mode of shaft loading*) – схема в виде балки на двух (шарнирно неподвижной и шарнирно подвижной) опорах, нагруженной силами со стороны насаженных деталей. Если силы действу-

ют в разных плоскостях, то их проектируют на две взаимно перпендикулярные плоскости – ZX и YX. Из условия равновесия балки в каждой из плоскостей вычисляют составляющие реакций в опорах и строят эпюры изгибающего и крутящего момента. Полные значения реакций и изгибающих моментов находят геометрическим суммированием реакций и моментов в двух плоскостях:

$$M_{nx} = \sqrt{(M_{nxz}^2 + M_{nxy}^2)}; F_{A,B} = \sqrt{(F_{A,Bz}^2 + F_{A,Bx}^2)}.$$

Точки приложения сил размещают посередине ступиц колес, звездочек и др., реакций – посередине опор (см. [11]).

Фаска (*chamfer*) вала, оси и др. – скошенная под углом 45° или иная часть поверхности детали у ее торца или др., облегчающая сборку сопряжения деталей и предохраняющая человека.

Цапфа (*neck*) – часть оси или вала, опирающаяся на подшипник; промежуточная цапфа – шейка, концевая – шип (при восприятии поперечной силы) и пята (при восприятии осевой силы).

Опоры валов и осей

Динамическая грузоподъемность подшипника (*dynamic load rating*) качения – приведенная (расчетная) грузоподъемность, Н:

$$C_p = F_R \sqrt[q]{L} \leq C$$

(здесь F_R – приведенная сила давления на подшипник; L – долговечность, млн оборотов; q – коэффициент, $q = 3$ для шарикоподшипников и $q = 3,33$ для роликоподшипников; C_p , C – расчетная требуемая и паспортная динамическая грузоподъемность (ГОСТ 18854–94 и др.)).

Опора (*support*) – сопряжение подвижного звена со стойкой, обычно разнесенное (раздвоенное): шарнирно неподвижная опора (с подвижностью 1 – вращательная или 3 – сферическая) и шарнирно подвижная опора (вращательно-поступательная – цилиндрическая) и др.: ножевая, на центрах, на кернах и пр. Вращательные опоры скольжения, качения, верчения валов (*shaft bearing*) выполняют в виде подшипников (подпятников).

Подпятник, упорный подшипник (*axial bearing*) – подшипник скольжения или качения, воспринимающий осевую нагрузку.

Подшипник (*bearing*) – деталь или узел, конструктивная реализация вращательного сопряжения звена со стойкой.

Подшипник качения (*rolling bearing*) – стандартный узел (ГОСТ 3189–89 и др.), в котором между поверхностями колец (наружного и внутреннего или верхнего и нижнего) расположены тела качения, обычно зафиксированные сепаратором. Тела качения выполняют как шарики (*ball*), цилиндрические сплошные или витые (*spiral roller*) ролики, бочкообразные ролики (*spherical roller*), конические ролики (*tapered roller*), иглы (*needle roller*) и др. Коэффициент трения в них 0,01...0,002 – намного меньше, чем в подшипниках скольжения. По направлению основной воспринимаемой силы выпускают подшипники: радиальные обычные (*radial*) (ГОСТ 10058–90 и др.) и сферические самоустанавливающиеся (ГОСТ 5721–75 и др.), радиально-упорные (*radial-contact*) (ГОСТ 832–78 и др.), упорно-радиальные (ГОСТ 29241–91 и др.) и упорные (подпятники) (*axial*) (ГОСТ 29242–91). Подшипники производят с одним (*single-row*) (ГОСТ 7242–81 и др.), двумя (*double-row*) (ГОСТ 8545–75 и др.) и несколькими (ГОСТ 8419–75 и др.) рядами тел качения. При одинаковом внутреннем диаметре в разных сериях (сверхлегкой, особо легкой, легкой, легкой широкой, средней, средней широкой и тяжелой) подшипники имеют различный наружный диаметр, ширину (толщину) и диаметр тел качения, воспринимаемая нагрузка, различающиеся в 10...100 раз. Подшипники изготавливают разных классов точности (ГОСТ 25256–82). Подшипник подбирают по диаметру внутреннего кольца, который должен соответствовать диаметру цапфы вала, оси, и проверяют на долговечность по динамической грузоподъемности.

Посадка подшипника качения (*roller bearing fit*) – соединение его колец с цапфой вала и с корпусом (ГОСТ 3325–85). Ее назначают в зависимости от режима нагружения и подвижности колец. При неподвижном наружном кольце оно сопрягается с корпусом по посадке переходной или с небольшим зазором, а внутреннее кольцо с цапфой – с небольшим натягом. Посадку обеспечивают выбором поля допуска на диаметры цапфы и детали корпуса. Например, посадка внутреннего кольца подшипника класса 0 на цапфу вала ($\varnothing 50$ мм) по ГОСТ 25347–82: $\varnothing 50 LO/k6$; то же, наружного кольца ($\varnothing 80$ мм) в отверстие корпуса: $\varnothing 80 H7/l0$.

Приведенная нагрузка (*equivalent radial load*) для радиальных шариковых и роликовых и для радиально-упорных шариковых подшипников – расчетная сила давления на подшипник:

$$F_p = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T$$

(здесь X и Y – коэффициенты соответствия радиальной F_r и осевой F_a силы, зависят от соотношения $e = F_a/F_r$, и вида подшипника (для радиально-

го шарикоподшипника при $e < 0,44$ $X = 1$ и $Y = 0$, а при $e = 0,19$ $X = 0,56$ и $Y = 2,3$; $V = 1$ при вращении внутреннего и $V = 1,2$ – внешнего кольца; K_6 – коэффициент безопасности, $K_6 = 1$ при спокойной нагрузке, $K_6 = 1,3 \dots 1,8$ при вибрациях и умеренных толчках и $K_6 = 2 \dots 3$ при сильных вибрациях и ударах; K_T – температурный коэффициент, равный единице при температуре не выше 100°C). При расчете F_a в радиально-упорном шарикоподшипнике следует добавлять дополнительную осевую силу $F_S = eF_r$, а в конических роликоподшипниках – $F_S = 0,83eF_r$. Для упорных подшипников

$$F_p = (F_a) K_6 K_T.$$

Подшипник скольжения (*sliding bearing*) – деталь или узел, конструктивная реализация вращательного сопряжения звеньев с трением скольжения. Состоит из сплошной (*bearing bush*) втулки (или двух вкладышей), неподвижно соединенной с одним из звеньев (стойкой или др.), в частности, установленной в узле разъемного корпуса (ГОСТ 11607... 11611–85). Сквозь втулку свободно пропущена цапфа другого звена (вала или др.). Втулку (вкладыши) делают из антифрикционного материала. Для подвода и распределения смазочного материала по сопряжению выполняют радиальное сверление и (в ненагруженной зоне части втулки) продольную смазочную канавку. Подшипник рассчитывают по допустимым условному давлению $[p]$ и произведению давления на скорость скольжения $[pv]$:

$$p = F_r / dl \leq [p]; pv \leq [pv]$$

(здесь F_r – радиальная сила давления на подшипник; d и l – диаметр и длина сопряженных поверхностей; $[p]$ и $[pv]$ зависят от применяемых материалов и чаще всего равны $1 \dots 4$ МПа и $2 \dots 10$ МПа·м/с). Конструкция подшипника гидро/газодинамического (*hydrodynamic/gas-dynamic bearing*) позволяет реализовать режим гидро/газодинамической смазки (см. ниже).

Самосмазывающийся подшипник (*self-lubricating bearing*) – подшипник с деталью, выполненной из самосмазывающегося материала: КСЦ и др.

Зубчатые и другие сборочные единицы

Вариатор (*variable-speed gear*) – стандартная сборочная единица, передача с бесступенчатым регулированием передаточного числа в диапазоне от 3 до 12: фрикционный (катковый, дисковый, волновой, ременный), пластинчатый (цепной и др.), импульсный и др.

Коробка передач (*transmission box*) – сборочная единица, передача в корпусе со ступенчатым изменением передаточного числа путем введения в зацепление различных по диаметру зубчатых цилиндрических колес.

Редуктор зубчатый (*reduction gear unit*) – сборочная единица, стандартная (или индивидуальная), заключенная в корпус зубчатая передача, уменьшающая в u_p раз скорость вращения (ГОСТ 20373–94 и др.). Редукторы бывают одно- и многоступенчатые; цилиндрические (ГОСТ 25301–95), конические (ГОСТ 27142–97), червячные (ГОСТ 27701–88), комбинированные (ГОСТ 27142–97); планетарные (ГОСТ 25022–81), волновые (ГОСТ 26218–94 и др.); рядовые, соосные и др. При проектировании машины редуктор подбирают по каталогам производителей (или проектируют) по требуемому u_p , расчетному вращающему моменту на выходном валу (с учетом возможных перегрузок и др.), в соответствии с особыми требованиями (самоторможение, масса, размеры, дефицитность, стоимость и др.) и пр.

Тепловой расчет (*thermal design*) – определение температуры (корпуса редуктора и пр.) и сравнение ее с допустимым значением $[t] \approx 80 \dots 95 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$t = \left[(K_n S_n + K_o S_o) / P_1 (1 - \eta) \right] - t_o$$

(здесь $K_n \approx 12 \dots 19$ и $K_o \approx 16 \sqrt{v}$, Вт/(м²·°C) – коэффициенты теплопередачи с необдуваемой поверхности корпуса (площадь S_n , м²) и с принудительно обдуваемой поверхности (S_o , м²); при ребрах для охлаждения $\frac{1}{2}$ их площади включают в S_o ; P_1 – мощность на входном звене; η – КПД редуктора; t_o – температура окружающего воздуха; $v \approx 3 \dots 5$ м/с – скорость воздуха).

Тормоз (*brake*) – сборочная единица для остановки машины путем рассеяния энергии движения при трении неподвижной и подвижной его части; управляемый и самоуправляемый: фрикционный, электромагнитный; барабанный (колодочный, ленточный), дисковый, конусный и др.

Соединительные муфты

Постоянная соединительная муфта (*fixed coupling*) – нерасцепляемая муфта: глухая (втулочная (ГОСТ 24246–96), продольно-свертная (ГОСТ 23106–93), фланцевая (ГОСТ 20761–96)); компенсирующая неточности взаимного положения валов: цепная (ГОСТ 20742–93), зубчатая (ГОСТ 5006–94), подвижная: шарнирная; упругая и др.

Предохранительная муфта (*safety clutch*) – самоуправляемая сцепная муфта: с разрушающимся штифтом, шариковая (ГОСТ 15621–77), фрикционная (ГОСТ 15622–77), кулачковая и др., разъединяющая валы при определенном наибольшем вращающем моменте.

Самоуправляемая муфта (*automatic clutch*) – сцепная муфта, включаемая или выключаемая автоматически при достижении определенной скорости (центробежная, пусковая: колодочная, с сыпучим наполнителем и др.), вращающего момента (предохранительная), при изменении его направления (свободного хода, обгонная) и пр.

Свободного хода муфта (*free-wheeling clutch*) – сцепная муфта (фрикционная – роликовая (ОСТ 27-60-721–84), с эксцентричными роликами; храповая и др.) для передачи вращающего момента в одном направлении, когда скорости валов равны; если входной вал станет вращаться медленнее выходного, то муфта разъединит их.

Соединительная муфта (*shaft (coupling)*) – стандартная или покупная сборочная единица для соединения валов сборочных единиц машины: постоянная, сцепная (управляемая или самоуправляемая); механическая, электромагнитная (*electromagnetic*), гидравлическая (*fluid*) и др. Соединительную муфту подбирают по диаметрам соединяемых валов и передаваемому вращающему моменту T , умноженному на коэффициент динамичности, равный 1...1,5 для транспортеров и 2,5...3 для молотов. Детали муфты проверяют на срез, растяжение, кручение, смятие и пр. от T .

Сцепная муфта (*clutch*) – муфта для соединения и разъединения валов при заданных условиях; управляемая: кулачковая (*jaw*), зубчатая, электромагнитная, фрикционная; самоуправляемая: предохранительная, свободного хода, центробежная (пусковая).

Упругая муфта (*flexible coupling*) – постоянная компенсирующая муфта, передающая вращающий момент с помощью упругого элемента. Компенсирует небольшие погрешности установки валов, смягчает удары, демпфирует колебания. Применяется преимущественно для соединения валов двигателя и редуктора: втулочно-пальцевая (ГОСТ 21424–93), со звездочкой (ГОСТ 14084–93), с торообразной оболочкой (ГОСТ 50892–96) и др.

Фрикционная муфта (*friction coupling*) – сцепная управляемая муфта, передающая вращающий момент T за счет сцепления полумуфт (дисковая, конусная, колодочная и др. (ГОСТ 27286–87)). Ее проверку ведут по среднему давлению p на рабочей поверхности и по мощности pfv на трение:

$$p = Tk / \left[r f z \pi (r_2^2 - r_1^2) \right] \leq [p]; pfv \leq [pfv] \approx 2 \dots 10 \text{ МПа} \cdot \text{м/с.}$$

(здесь k – коэффициент запаса, $k = (1,3 \dots 1,5)$; r_1 и r_2 – радиусы внутренней и внешней границ поверхности трения; z – количество поверхностей; $[p] \leq \leq 0,4 \dots 0,6$ МПа – допустимое давление для стальных дисков; f – коэффициент сцепления, $f \approx 0,15$; v – скорость скольжения).

Шарнирная муфта (*articulated coupling*) – постоянная компенсирующая муфта для соединения валов с пересекающимися и перекрещивающимися осями (универсальный шарнир, кардан и др. (ГОСТ 5147–97)).

Корпусные части машин

Кожух (*hood*) – оболочка машины, ее части (деталь, узел), предназначенная для изоляции находящегося под ней от внешней среды; для защиты человека от подвижных частей машины, для тепловой изоляции и пр.

Корпус (*housing*) – деталь или узел, основание для частей машины, часто изолирующая их от внешней среды (см. [14]).

Опора (*support*) – деталь или узел, соединяющий части машины и накладывающий ограничения на их смещения.

Рама (*frame*) – деталь, узел, сборочная единица, жесткая стержневая часть машины, несущая остальное.

Ребро жесткости (*stiffening plate*) – часть детали в виде тонкой стенки и пр.; увеличивает ее жесткость.

Станина (*bed*) – сборочная единица, узел, деталь, неподвижная несущая часть машины, на которой размещены остальные части. Выполняется в виде рамы, оболочки и пр., сваренной из металлопроката, отлитой из чугуна и др.

Фундамент (*foundation*) – массивная, заглубленная в грунт и т. п. конструкция для размещения и закрепления на ней машины.

Триботехника

Масленка (*oil cup*) для жидкого и (*grease cup*) консистентного смазочного материала – сборочная единица для смазывания деталей: наливная капельная с запорной иглой, фитильная, мембранная, колпачковая по ГОСТ 20905–75, пресс-масленка по ГОСТ 19853–74, плунжерный шприц и др.

Маслосъемное кольцо (*scraper seal (ring)*) – деталь для удаления лишнего смазочного материала со смазываемой поверхности детали.

Маслоуказатель (*sight gage*) – деталь, узел для определения уровня масла в корпусе передачи (жезл, шуп, смотровое окно, пробки и др.).

Разбрызгиватель масла (*oil sprayer*) – узел для подачи масла брызгами на сопряжения деталей в корпусе редуктора.

Смазка (*lubrication*) – процесс снижения трения и износа сопряжений деталей при частичном или полном разделении их поверхностей слоем смазочного материала: газа (*gas lubrication*), жидкости (*liquid lubrication*), твердого вещества (*solid-film lubrication*); смазка жидкостная (*liquid lubrication*) с полным разделением поверхностей деталей, гидродинамическая (*hydrodynamic*) с разделением поверхности трения за счет давления в слое жидкости при смещении поверхностей и гидростатическая (*hydrostatic*) – смазка жидкостью под внешним давлением; эластогидродинамическая (*elasto-hydrodynamic*), граничная (*boundary*) с трением, зависящим от свойств смазочного материала и поверхностей деталей; полужидкостная (*mixed-film*).

Смазочная канавка (*oil groove*) – полость или выемка на рабочей поверхности детали трения (диаметра d) для подвода и распределения смазочного материала по трущимся поверхностям, накопления и удаления продуктов износа, улучшения охлаждения. Радиус r и глубина h канавки:

$$r \approx (0,05 \dots 0,033)d; h \approx (0,025 \dots 0,02)d.$$

Смазочный материал (*lubricant*) – материал, вводимый в сопряжения для уменьшения трения и изнашивания, отвода теплоты, предохранения от коррозии. Наибольшее применение получил жидкий смазочный материал, масло (*oil*). Маслом промышленным (И-Л-А-7, И-Т-Д-680 и др. (ГОСТ 17479.4–87)) и трансмиссионным (ТМ-3-18 и др. (ГОСТ 17479.2–85)) смазывают сопряжения закрытых передач, полужидким смазочным материалом (ЦИАТИМ-208 (ГОСТ 16422–70), трансол-200 и др.) – открытые и закрытые зубчатые передачи, пластичным (*grease*) смазочным материалом (солидол жировой (ГОСТ 1033–79), литол-24 (ГОСТ 21150–80), ЦИАТИМ-201 (ГОСТ 6267–74) и др.) – сопряжения открытых механизмов. Масло

подбирают по вязкости и т. п. в зависимости от нагруженности сопряжения и скорости скольжения. Применяют также твердый смазочный материал (*solid*) (графит, дисульфид молибдена, мягкие металлы и их окислы и др.).

Смазывание (*lubrication*) – подведение смазочного материала к сопряжениям деталей. Осуществляется непрерывно или разово. В зубчатых редукторах при окружной скорости $v \leq 15$ м/с реализуют смазывание погружением: цилиндрического колеса быстроходной пары на не более 1...5 модуля (конического на не более 0,5...1 ширины венца), а колеса тихоходной пары – на не более чем $\frac{1}{3}$ его радиуса (при $v \leq 2$ м/с). При нижнем червяке уровень масла не должен быть выше центра нижнего тела качения подшипника, перед которым, при необходимости, устанавливают защитный диск. Объем масляной ванны должен быть не менее 0,4...0,6 л на 1 кВт мощности привода (в червячном редукторе не менее 0,6...1, большие значения при вязком масле). Если вращающаяся смазываемая деталь находится выше уровня масла, то на валу устанавливают свободно вращающееся кольцо или разбрызгиватель, погруженные в ванну. Образующийся при этом масляный туман оседает на остальных сопряжениях. Масло следует периодически заменять (заливая его через верхний лючок с клапаном для уменьшения давления воздуха в корпусе и сливая через нижнее отверстие, закрываемое пробкой), его уровень – контролировать маслоуказателем. Иногда масло надо очищать и охлаждать, а смазывание быстроходной зубчатой передачи осуществлять путем подачи смазочного материала по каналам или струей под давлением через сопло в ненагруженную зону сопряжения. Применяют также смазывание капельное, набивкой, фитильное. Твердым смазочным материалом поверхности трения покрывают. Эффективность смазывания повышают специальными «добавками» в смазочный материал (измельченным в порошок до микрометрового уровня серпентином и др.).

Уплотнение (*seal*) – устройство для предотвращения утечки смазочного материала через подвижные или разъемные неподвижные соединения деталей и их защиты от грязи и пр. Уплотнения вращательного соединения (*rotary seal*) деталей выполняют контактными: сальниковой набивкой, фетровым кольцом (при скорости до 5...7 м/с), резиновой армированной (*reinforced*) манжетой (*lip-type*) (ГОСТ 8752–79) (до 20 м/с) и пр., а также бесконтактными: торцовой (*axial*), щелевой, лабиринтной (*labyrinth*) и другой конструкции. Плоские стыки неподвижных деталей уплотняют герметиками (тиоколовым УЗ0М (ГОСТ 13489–79) и др. – крышка и основание корпуса редуктора и др.), прокладками из картона (ГОСТ 13489–79), меди и пр. (см. [15]).

Библиографический список

1. *Крайнев А. Ф.* Механика машин : Фундаментальный словарь / А. Ф. Крайнев. – М. : Машиностроение, 2000. – 904 с.
2. *Дмитриев В. А.* Детали машин / В. А. Дмитриев. – Л. : Судостроение, 1970. – 792 с.
3. *Детали машин* : учебник / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др.; под ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд-во Моск. гос. техн. ун-та им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.
4. *Атлас конструкций узлов и деталей машин* : учеб. пособие / Б. А. Байков, А. В. Клыпин, И. К. Ганулич и др.; под ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд-во Моск. гос. техн. ун-та им. Н. Э. Баумана, 2007. – 384 с.
5. *Курмаз Л. В.* Конструирование узлов и деталей машин : учебно-метод. пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М. : Высшая школа, 2007. – 455 с.
6. *Януш Б. В.* Курсовое проектирование деталей машин / Б. В. Януш, Р. Д. Сухих. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 1995. – 48 с.
7. *Расчет и конструирование волновых зубчатых передач* / Сост. Р. Д. Сухих, Ю. Г. Вадужев. – Л. : Ленингр. ин-т инженеров ж.-д. транспорта, 1974. – 24 с.
8. *Планетарные зубчатые механизмы* / Сост. В. И. Княжкин, И. С. Ромадин, Р. Д. Сухих. – Л. : Ленингр. ин-т инженеров ж.-д. транспорта, 1979. – 32 с.
9. *Сухих Р. Д.* Упрощенные расчеты на прочность зубчатых передач : в 3 ч. Ч. 2. Примеры расчетов конических передач / Р. Д. Сухих, А. П. Цупииков, О. Н. Лущик. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2004. – 20 с.
10. *Расчеты и проектирование планетарных передач общего назначения* / Сост. В. В. Длоутгий, А. П. Цупииков. – Л. : Ленингр. ин-т инженеров ж.-д. транспорта, 1986. – 32 с.
11. *Данилов А. К.* Расчет и конструирование валов и осей / А. К. Данилов, А. П. Цупииков, О. Н. Лущик. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2003. – 110 с.
12. *Сухих Р. Д.* Упрощенные расчеты на прочность зубчатых передач : в 3 ч. Ч. 1. Примеры расчетов цилиндрических механизмов / Р. Д. Сухих, А. П. Цупииков, О. Н. Лущик. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2001. – 36 с.
13. *Сухих Р. Д.* Упрощенные расчеты на прочность зубчатых передач : в 3 ч. Ч. 3. Примеры расчетов червячных передач / Р. Д. Сухих, А. П. Цупииков, О. Н. Лущик. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2003. – 32 с.
14. *Лущик О. Н.* Проектирование рам и корпусных деталей приводов / О. Н. Лущик, Р. Д. Сухих, Г. И. Тихомиров, А. П. Цупииков. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – 48 с.
15. *Данилов А. К.* Конструирование подшипниковых узлов / А. К. Данилов, Р. Д. Сухих. – СПб. : Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2008. – 48 с.

Содержание

Предисловие	3
Общие основные понятия	4
Критерии работоспособности машин и их составных частей	7
Материалы деталей	9
Упрочнение материала, улучшение поверхности детали	12
Соединения	14
Зубчатые детали и передачи	19
Материалы и допустимые напряжения зубчатых деталей	22
Расчет зубчатых деталей и передач	25
Другие передачи и механизмы	29
Валы и оси	32
Опоры валов и осей	33
Зубчатые и другие сборочные единицы	36
Соединительные муфты	37
Корпусные части машин	38
Триботехника	39
Библиографический список	41

Учебное издание

СУХИХ Роберт Дмитриевич

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.
КРАТКИЙ ТОЛКОВЫЙ СЛОВАРЬ**

Редактор и корректор *И. А. Шабранская*
Компьютерная верстка *М. С. Савастеевой*

План 2010 г., № 8

Подписано в печать с оригинал-макета 07.10.2010.
Формат 60×84 1/16. Бумага для множ. апп. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,7. Уч.-изд. л. 2,7. Тираж 250 экз.

Заказ 904.

Петербургский государственный университет путей сообщения.
190031, СПб., Московский пр., 9.

Типография ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр., 9.