

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности*

*1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных
технологий» очной и заочной форм обучения*



Могилев 2022

УДК 621.81
ББК 34.44
Д38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
«Белорусско-Российского университета»

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «27» апреля 2022 г.,
протокол № 9

Составитель канд. техн. наук А. Е. Наumenко

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. В. Миронова

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальности 1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных технологий» очной и заочной форм обучения при проведении практических занятий по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Учебно-методическое издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Корректор И. В. Голубцова

Компьютерная верстка М. М. Дударева

Подписано в печать . Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2022

Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Энерго-кинематический расчет привода.	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет допускаемых напряжений зубчатых передач.....	9
3 Практическое занятие № 3. Проектный расчет цилиндрических зубчатых передач.....	12
4 Практическое занятие № 4. Проектный расчет конических зубчатых передач.....	14
5 Практическое занятие № 5. Проектный расчет открытых зубчатых передач.....	15
6 Практическое занятие № 6. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач.....	19
7 Практическое занятие № 7. Проверочный расчет конических зубчатых передач.....	21
8 Практическое занятие № 8. Расчет допускаемых напряжений червячных передач	23
9 Практическое занятие № 9. Проектный расчет червячных передач.....	25
10 Практическое занятие № 10. Проверочный расчет червячных передач.....	27
11 Практическое занятие № 11. Расчет ременных передач	28
12 Практическое занятие № 12. Расчет цепных передач	30
13 Практическое занятие № 13. Проектный расчет и разработка конструкции вала.....	32
14 Практическое занятие № 14. Определение опасных сечений вала.....	36
15 Практическое занятие № 15. Расчет вала на усталостную выносливость	39
16 Практическое занятие № 16. Расчет подшипников качения	43
17 Практическое занятие № 17. Расчет подшипников скольжения.....	46
Контрольные вопросы	48

Введение

Механическим приводом называют механизм, который преобразует параметры движения в процессе передачи его от двигателя к исполнительным органам машины. Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач. Например, обработка деталей на металлорежущих станках требует различных скоростей и усилий резания на резце, весь диапазон которых реализуется коробкой передач, состоящей из зубчатых передач.

В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучают механические передачи, а также детали и узлы общего назначения (валы, подшипники, муфты). Современный инженер должен обладать навыками проектирования данных передач и деталей, иметь представление не только о порядке проведения расчёта, но и критериях работоспособности, по которым осуществляется расчёт.

Обучение студентов умению самостоятельно производить проектирование механического привода и передач, входящих в привод, является одной из основных задач курса «Детали машин и основы конструирования» и целью настоящих методических рекомендаций.

Данная цель решается путем выполнения на практических занятиях расчетов элементов механического привода:

- энерго-кинематический расчет привода;
- расчет закрытых и открытых передач;
- расчет валов и подшипников.

Задание на практическую работу выдается группе студентов в количестве 3–4 человек в виде кинематических схем с исходными данными объекта, для которого необходимо выполнить инженерные расчеты.

Справочные данные, необходимые для проведения расчетов, выдаются каждой группе студентов преподавателем на каждом занятии.

Отчет по практическим занятиям включает содержание, цель практической работы, основную часть (расчеты), заключение и оформляется в тетради каждым студентом.

Комплектность отчетов по практическим занятиям является одним из оснований допуска к экзамену.

1 Практическое занятие № 1. Энерго-кинематический расчет привода

1.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является выполнение энерго-кинематического расчета привода, в ходе которого обеспечиваются требуемые характеристики рабочего органа привода.

Задачами энерго-кинематического расчета являются:

- подбор электродвигателя, способного преодолеть нагрузки, возникающие на рабочем органе;
- подбор передаточных отношений для передач привода таким образом, чтобы обеспечить требуемые скорости и частоты вращения рабочего органа;
- определение энерго-кинематических параметров на валах привода, которые будут являться исходными данными к проектированию передач, составляющих привод.

1.2 Краткие теоретические сведения

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый (рисунок 1.1).

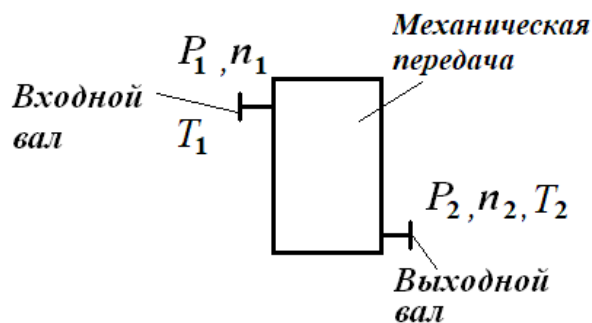


Рисунок 1.1 – Основные параметры механических передач

Основными характеристиками передач являются мощность P_1 (на входе) и P_2 (на выходе), Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 (на входе) и n_2 (на выходе), мин^{-1} , или соответствующими угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с^{-1} ; вращающий момент T_1 (на входе) и T_2 (на выходе), Н·м.

Основные характеристики передач связаны между собой зависимостью

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (1.1)$$

Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных, различают производные характеристики:

– коэффициент полезного действия (КПД), который выражает потери мощности в передаче на трение,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (1.2)$$

– передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.3)$$

Производные характеристики часто используют взамен основных. Например, передачу можно определять с помощью P_1 , n_1 , i , η .

При $i > 1$, $n_1 > n_2$ передача понижающая (редуцирующая), при $i < 1$, $n_1 < n_2$ передача повышающая (мультиплицирующая). Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, т. к. частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

При работе механизмов, для приведения в действие которых необходим рабочий орган, на нем возникают нагрузки, которые привод должен преодолеть. В качестве таких нагрузок могут служить окружное усилие F_t , Н, или вращающий момент T . Кроме того, рабочий орган должен обеспечивать движение тяговых канатов, лент, тросов, цепей исполнительного механизма с определенной линейной скоростью v или вращаться с определенной угловой скоростью ω . Поэтому данные параметры рабочего органа будут являться исходными данными для энерго-кинематического расчета привода.

1.3 Выбор электродвигателя

Исходными данными для энерго-кинематического расчета привода являются: окружное усилие F_{tPO} , Н, или вращающий момент T_{PO} , Н·м, которые должен реализовать привод на рабочем органе; окружная скорость v_{PO} , м/с, или угловая скорость ω_{PO} , с⁻¹; геометрические параметры рабочего органа. Электродвигатель для привода подбирается по двум параметрам: требуемой мощности $P_{дтр}$, Вт, и требуемой частоте вращения $n_{дтр}$, мин⁻¹. Порядок подбора электродвигателя для привода представим в виде таблицы 1.1.

Таблица 1.1 – Порядок подбора электродвигателя для привода

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Мощность на рабочем органе	P_{PO}	$P_{PO} = k \cdot F_{tPO} \cdot v_{PO}$ или $P_{PO} = k \cdot T_{PO} \cdot \omega_{PO}$, где k – количество рабочих органов на приводном валу

Окончание таблицы 1.1

1	2	3
Общий КПД привода	η_0	$\eta_0 = \prod_{i=1}^n \eta_i,$ где η_i – КПД элементов, составляющих привод [2, таблица 1.2.1]
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{дтр}$	$P_{дтр} = \frac{P_{по}}{\eta_0}$
Расчетный диаметр рабочего органа	$D_{по}$	Если рабочим органом является барабан или диск, то его диаметр задан по условию Если рабочим органом является звездочка цепной передачи, то ее диаметр рассчитывается по формуле $D_{по} = \frac{p_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$ где $p_{ц}$ – шаг цепи; z – число зубьев звездочки
Угловая скорость рабочего органа	$\omega_{по}$	$\omega_{по} = \frac{2 \cdot v_{по}}{D_{по}}$
Частота вращения рабочего органа	$n_{по}$	$n_{по} = \frac{30 \cdot \omega_{по}}{\pi}$
Требуемая частота вращения двигателя	$n_{дтр}$	$n_{дтр} = n_{по} \cdot \prod_{j=1}^m i_j,$ где i_j – ориентировочное значение передаточного отношения передач, из которых состоит привод [2, таблица 1.2.2]
Выбор электродвигателя		По [2, таблица 16.7.1] выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью ($P_{д} > P_{дтр}$) и ближайшей частотой вращения ($n_{д} > n_{дтр}$) или ($n_{д} < n_{дтр}$)

1.4 Назначение передаточных отношений передач

В подразделе 1.3 для передач привода были выбраны ориентировочные значения передаточных отношений для передач привода. После того как выбран электродвигатель с частотой вращения $n_{д}$, кинематический параметр рабочего органа (его частота вращения $n_{по}$) должен соответствовать заданному по условию. Это обеспечивается правильным подбором передаточных отношений привода.

Вначале необходимо определить общее передаточное отношение привода по формуле

$$i_0 = \frac{n_D}{n_{PO}}. \quad (1.4)$$

В общем виде привод может включать закрытые передачи, входящие в состав редуктора, и открытые передачи.

Если привод содержит открытые и закрытые передачи, то вначале назначаются передаточные отношения открытых передач из рекомендуемых диапазонов, приведенных в [2, таблица 1.2.2]. После этого определяется требуемое передаточное отношение редуктора по формуле

$$i_{\text{РЕД}} = \frac{i_0}{i_{\text{ОТКР } 1} \cdot i_{\text{ОТКР } 2} \cdot \dots \cdot i_{\text{ОТКР } m}}. \quad (1.5)$$

Если привод содержит только закрытые передачи, то $i_{\text{РЕД}} = i_0$.

Затем назначаются передаточные отношения для закрытых передач редуктора согласно [2, таблица 1.2.3].

1.5 Определение основных энерго-кинематических параметров на валах привода

Окончательным этапом энерго-кинематического расчета является определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода.

Вначале производится нумерация валов, начиная с вала электродвигателя, в порядке передачи движения с одного вала на второй.

Затем определяются частоты вращения валов, используя следующие правила:

– если передача вращения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал происходит через муфту, то

$$n_{k+1} = n_k; \quad (1.6)$$

– если передача вращения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал происходит через передачу, то

$$n_{k+1} = \frac{n_k}{i_{\Pi}}, \quad (1.7)$$

где i_{Π} – передаточное отношение передачи, через которую передается движение.

После этого определяются угловые скорости для каждого вала по формуле

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}. \quad (1.8)$$

Затем вычисляются мощности на валах по формуле

$$P_{k+1} = P_{k+1} \cdot \prod_{j=1}^n \eta_j, \quad (1.9)$$

где η_j – КПД элементов привода, в которых происходят потери энергии на трение при передаче движения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал.

После определяются вращающие моменты на валах привода по формуле

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_k}. \quad (1.10)$$

2 Практическое занятие № 2. Расчет допускаемых напряжений зубчатых передач

2.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является расчет допускаемых напряжений, относительно которых выполняется проектный расчет зубчатых передач.

2.2 Краткие теоретические сведения

Под действием сил, возникающих в зацеплении зубчатой передачи, зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: *контактные напряжения* σ_H и *напряжения изгиба* σ_F . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому циклу. Переменные напряжения являются причиной *усталостного разрушения* зубьев: *поломки зубьев* и *выкрашивания* поверхности, поэтому σ_H и σ_F приняты за критерии работоспособности и расчёта зубчатой передачи.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные, относительно которых ведется проектный расчёт (в ходе которого определяются геометрические параметры передачи), в большинстве случаев приняты контактные напряжения σ_H , т. к. в пределах заданных габаритов зубчатых колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать путем увеличения модуля.

При расчете передач первым этапом расчета является выбор материалов и определение допускаемых напряжений. На этом этапе назначаются материалы, из которых выполняются элементы передачи, термообработка элементов передач (для улучшения функциональных свойств материалов) и

рассчитываются допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ и допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (при превышении которых работоспособность передачи будет нарушена).

2.3 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для зубчатых передач

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений зубчатых передач служат: частоты вращения шестерни n_1 , мин⁻¹, и колеса n_2 , мин⁻¹; срок службы t , лет; режим работы.

Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач представим в виде таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
Выбор материала и термообработка зубьев зубчатых колес	–	Материал и термообработка зубьев зубчатых колес назначается в зависимости от вида зубчатой передачи по [1, таблица 2.3]. Для прямозубых передач рекомендуется твердость колеса и шестерни меньше 350 HB, причём твердость шестерни на 20...40 ед. по шкале HB больше, чем для колеса. Термообработка – улучшение, нормализация. Для косозубых передач рекомендуется твердость колеса меньше 350 HB, а шестерни больше 350 HB, следовательно, для колеса термообработка – улучшение, нормализация, для шестерни – закалка, азотирование и т. д.
Предел контактной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{H1 \lim}$, $\sigma_{H2 \lim}$	Рассчитываем по формулам из [1, таблица 2.4] в зависимости от назначенной термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	N_{HG1} , N_{HG2}	$N_{HG} = 30 \cdot HB^{2,4},$ где HB – назначенная твердость поверхности зуба (если твердость дана по шкале HRC, то переводим в HB по графику [1, рисунок 2.3])
Расчётный срок службы, ч	t_Σ	$t_\Sigma = N_\Gamma \cdot N_H \cdot N_{ДН} \cdot N_{СМ} \cdot t_{СМ},$ где N_Γ – количество лет службы привода; N_H – количество недель в году; $N_{ДН}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{СМ}$ – количество рабочих смен в день; $t_{СМ}$ – количество часов в смену. Задаёмся по рекомендации преподавателя

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3
Коэффициент режима работы	μ_H	Определяем по рекомендациям [1, таблица 2.5] в зависимости от заданного режима работы
Число зацеплений зуба за один оборот колеса	c	Количество входов в зацепление зуба за его один оборот ($c=1$, за исключением случая, когда одна шестерня приводит в движение несколько колес)
Эквивалентное число циклов напряжений для шестерни и колеса	$N_{HE1},$ N_{HE2}	$N_{HEi} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_\Sigma$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Z_{N1},$ Z_{N2}	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HGi}}{N_{HEi}}}$ Если $Z_N < 1$, то принимаем $Z_N = 1$; если $Z_N > 1$, то оставляем рассчитанное значение
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	$S_{H1},$ S_{H2}	Выбираем по рекомендациям [1, с. 21] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса	$[\sigma_H]_1,$ $[\sigma_H]_2$	$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{Hi \lim}}{S_{Hi}} Z_{Ni}$
Допускаемое контактное напряжение для передачи	$[\sigma_H]$	Для прямозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);$ для косозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);$ для конических передач $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,15 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Предел изгибной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{F1 \lim},$ $\sigma_{F2 \lim}$	Рассчитываем по формуле из [1, таблица 2.6] в зависимости от термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	$N_{FG1},$ N_{FG2}	Для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$
Коэффициент режима работы	μ_F	Определяем по [1, таблица 2.5] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба	$N_{FE1},$ N_{FE2}	$N_{FEi} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_\Sigma$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Y_{N1},$ Y_{N2}	$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FGi}}{N_{FEi}}}$ Если $Y_N < 1$, то принимаем $Y_N = 1$; если $Y_N > 1$, то оставляем рассчитанное значение

Окончание таблицы 2.1

1	2	3
Коэффициент двустороннего приложения нагрузки	Y_A	$Y_A = 1$ – односторонняя нагрузка; $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ – реверсивная нагрузка
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	S_{F1}, S_{F2}	S_{Fi} выбираем по рекомендациям [1, с. 26] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса	$[\sigma_F]_1, [\sigma_F]_2$	$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F i \lim}}{S_{Fi}} Y_A \cdot Y_{Ni}$

3 Практическое занятие № 3. Проектный расчет цилиндрических зубчатых передач

3.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является определение геометрических параметров цилиндрических зубчатых передач, которые будут использоваться при ее изготовлении.

3.2 Проектный расчёт цилиндрических передач

Исходными данными для проектного расчета цилиндрических зубчатых передач служат: передаточное число u (равное передаточному отношению i рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа.

Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}	Выбирается по [1, таблица 2.7] в зависимости от расположения колёс относительно опор редуктора и от твердости поверхности зубьев
Коэффициент ширины относительно делительного диаметра	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1)$
Степень точности	n_{CT}	Назначаем степень точности 6, 7, 8 или 9
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{CT} - 5)$; для косозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5)$. По [1] $K_{H\alpha} \leq 1,6$

Окончание таблицы 3.1

1	2	3
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 2.4] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента ψ_{bd}
Модуль упругости	E_{np}	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Ширина шестерни	b_{w1}	$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{bd}$
Ширина колеса	b_{w2}	$b_{w2} = b_{w1} - 3 \dots 5$
Коэффициент модуля	ψ_m	Выбираем по [1, таблица 2.8] в зависимости от твердости поверхности зубьев
Модуль передачи	m	$m = \frac{b_{w1}}{\psi_m}.$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 по [1, таблица 2.1] выбираем ближайший стандартный модуль
Коэффициент осевого перекрытия (только для косозубой передачи)	ε_β	$\varepsilon_\beta \geq 1,1$
Угол наклона зубьев (только для косозубой передачи)	β	$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m}{b_{w1}}.$ $8 < \beta < 22^\circ$, если значение β выходит из пределов, изменяем ε_β
Число зубьев шестерни	z_1	Для прямозубой передачи $z_1 = \frac{d_1}{m};$ для косозубой передачи $z_1 = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{m}$
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Межосевое расстояние	a_w	Для прямозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2};$ для косозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
Делительные диаметры шестерни и колеса	$d_1,$ d_2	Для прямозубой передачи $d_i = m \cdot z_i;$ для косозубой передачи $d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса	$d_{a1},$ d_{a2}	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m$
Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса	$d_{f1},$ d_{f2}	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

4 Практическое занятие № 4. Проектный расчет конических зубчатых передач

4.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является определение геометрических параметров конической прямозубой зубчатой передачи, которые будут использоваться при ее изготовлении.

4.2 Проектный расчёт конической зубчатой прямозубой передачи

Исходными данными для проектного расчета конических зубчатых передач, как и цилиндрических, служат: передаточное число u (равное передаточному отношению i рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу колеса T_2 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа.

Порядок проектного расчета для прямозубых конических зубчатых передач представим в виде таблицы 4.1.

Таблица 4.1 – Порядок проектного расчета для конических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент ширины относительно внешнего конусного расстояния	K_{be}	$K_{be} < 0,3$. Наиболее распространено $K_{be} = 0,285$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 3.3] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и отношения $(K_{be} \cdot u)/(2 - K_{be})$
Коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической	θ_H	$\theta_H = 0,85$
Модуль упругости	E_{np}	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Внешний делительный диаметр колеса	d_{e2}	$d_{e2} = 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) K_{be}}}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = \frac{0,5 \cdot d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u}$
Коэффициент модуля	ψ_m	Выбираем по [1, таблица 2.8] в зависимости от твердости поверхности зубьев
Ширина колеса	b	$b = K_{be} \cdot R_e$
Углы делительных конусов	δ_1 , δ_2	$\delta_2 = \arctg(u)$; $\delta_1 = 90 - \delta_2$

Окончание таблицы 4.1

1	2	3
Внешний делительный диаметр шестерни	d_{e1}	$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$
Среднее конусное расстояние	R_m	$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$
Эквивалентное число зубьев шестерни	z'_1	Определяем по графикам [1, рисунок 3.4] в зависимости от передаточного числа u и внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1}
Число зубьев шестерни	z_1	$z_1 = 1,6 \cdot z'_1$
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Модуль во внешнем сечении	m_e	$m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}$. После расчёта из ГОСТ 9563–80 по [1, таблица 2.1] выбираем ближайший стандартный модуль
Модуль в среднем сечении	m_m	$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}$
Уточняем число зубьев шестерни	z_1	$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e}$
Уточняем число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Делительные диаметры шестерни и колеса в среднем сечении	$d_{m1},$ d_{m2}	$d_{mi} = z_i \cdot m_m$
Делительные диаметры шестерни и колеса во внешнем сечении	$d_{e1},$ d_{e2}	$d_{ei} = z_i \cdot m_e$

5 Практическое занятие № 5. Проектный расчет открытых зубчатых передач

5.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является определение геометрических параметров открытых цилиндрических и конической прямозубой зубчатых передач, которые будут использоваться при ее изготовлении.

5.2 Проектный расчёт открытых цилиндрических и конической прямозубой зубчатых передач

Исходными данными для проектного расчета открытых зубчатых передач служат: передаточное число u (равное передаточному отношению i рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу колеса T_2 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_F]$, МПа.

Особенностями данного расчета является то, что основным критерием работоспособности для открытых передач являются напряжения изгиба. Кроме этого, т. к. эти передачи чаще всего являются тихоходными, то к ним предъявляется требование – минимизация габаритов

Порядок проектного расчета для открытых цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.1, а для открытой конической прямозубой передачи – в виде таблицы 5.2.

Таблица 5.1 – Порядок проектного расчета для открытых цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Угол наклона зубьев (<i>только для косозубой передачи</i>)	β	Назначают из диапазона $8^\circ \leq \beta \leq 22^\circ$.
Число зубьев шестерни	z_1	Определяют по рекомендациям [1, с. 41] из условия неподрезания зубьев
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}	Выбирается по [1, таблица 2.7] в зависимости от расположения колёс относительно опор редуктора и от твердости поверхности зубьев
Коэффициент ширины относительно делительного диаметра	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1)$
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (<i>только для косозубой передачи</i>)	$z_{v1},$ z_{v2}	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$
Коэффициент формы зуба для шестерни	Y_{FS1}	Выбираем по графику [1, рисунок 2.6] при коэффициенте смещения $x = 0$ при числе зубьев z (для прямозубых передач) и z_v (для косозубых)
Коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба (<i>только для косозубой передачи</i>)	Y_β	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$
Коэффициент торцового перекрытия (<i>только для косозубой передачи</i>)	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба (<i>только для косозубой передачи</i>)	$Y_{F\beta}$	$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$
Коэффициент модуля	ψ_m	Выбираем по [1, таблица 2.8] в зависимости от твердости поверхности зубьев

Окончание таблицы 5.1

1	2	3
Модуль передачи	m	Для прямозубой передачи $m = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS}}{z_1 \cdot \Psi_m \cdot [\sigma_F]_1}};$ для косозубой передачи $m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{F\beta}}{z_1 \cdot \Psi_m \cdot [\sigma_F]_1}}.$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 по [1, таблица 2.1] выбираем ближайший стандартный модуль
Ширина шестерни	b_{w1}	$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{bd}$
Ширина колеса	b_{w2}	$b_{w2} = b_{w1} - 3 \dots 5$
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{\sin \beta \cdot b_w}{\pi \cdot m}.$ Проверяют условие $\varepsilon_\beta \geq 1,1$ (если условие не выполняется, увеличиваем угол наклона зуба β и перерасчитываем сначала)
Делительные диаметры шестерни и колеса	$d_1,$ d_2	Для прямозубой передачи $d_i = m \cdot z_i;$ для косозубой передачи $d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса	$d_{a1},$ d_{a2}	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m$
Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса	$d_{f1},$ d_{f2}	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

Таблица 5.2 – Порядок проектного расчета для открытой конической прямозубой передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число зубьев шестерни	z_1	Назначают из условия неподрезания зубьев $z_1 \geq 18$
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Углы делительных конусов	$\delta_1,$ δ_2	$\delta_2 = \arctg(u);$ $\delta_1 = 90 - \delta_2$
Эквивалентное число зубьев для шестерни	z_{v1}	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$

Окончание таблицы 5.2

1	2	3
Коэффициент формы зуба для шестерни	Y_{FS1}	Выбираем по графику [1, рисунок 2.6] при коэффициенте смещения $x = 0$ при эквивалентном числе зубьев z_v
Коэффициент расчетной нагрузки	K_F	Предварительно принимают $K_F = 1,1$
Допустимый коэффициент износа	γ	Принимают из диапазона $1,1 \leq \gamma \leq 1,25$
Коэффициент модуля	ψ_m	Принимают из диапазона $\frac{z_1}{5 \cdot \sin \delta_1} \geq \psi_m \geq \frac{z_1}{7 \cdot \sin \delta_1}$
Модуль в среднем сечении	m_m	$m_m = \sqrt[3]{\frac{2,36 \cdot T_1 \cdot Y_{FS} \cdot K_F \cdot \gamma}{z_1 \cdot [\sigma_F] \cdot \psi_m}}$
Делительные диаметры шестерни и колеса в среднем сечении	$d_{m1},$ d_{m2}	$d_{mi} = z_i \cdot m_m$
Коэффициент ширины относительно внешнего конусного расстояния	K_{be}	$K_{be} < 0,3$. Наиболее распространено $K_{be} = 0,285$
Делительный диаметр колеса во внешнем сечении	d_{e2}	$d_{e2} = \frac{d_{m1} \cdot u}{1 - 0,5 \cdot K_{be}}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = \frac{0,5 \cdot d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u}$
Ширина колеса	b	$b = K_{be} \cdot R_e$
Среднее конусное расстояние	R_m	$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$
Модуль во внешнем сечении	m_e	$m_e = m_m \frac{R_e}{R_m}$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 по [1, таблица 2.1] выбираем ближайший стандартный модуль
Уточняем модуль в среднем сечении	m_m	$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}$
Делительные диаметры шестерни и колеса в среднем сечении	$d_{m1},$ d_{m2}	$d_{mi} = z_i \cdot m_m$
Делительные диаметры шестерни и колеса во внешнем сечении	$d_{e1},$ d_{e2}	$d_{ei} = z_i \cdot m_e$

6 Практическое занятие № 6. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач

6.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проверка прочности цилиндрических зубчатых передач по критериям работоспособности: контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

6.2 Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач

Исходными данными для проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач являются: передаточное отношение u ; вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м; частота вращения шестерни n_1 , мин⁻¹; параметры зубчатых колес (число зубьев колеса и шестерни z_1 и z_2 ; делительный диаметр шестерни d_1 , мм; ширина зубчатого венца b_w , мм; угол наклона зубьев β , град (*только для косозубой передачи*); модуль m , мм); коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа, и допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$, МПа.

Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент торцового перекрытия (<i>только для косозубой передачи</i>)	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям (<i>только для косозубой передачи</i>)	$Z_{H\beta}$	$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$
Окружная скорость	v	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$
Коэффициент динамической нагрузки	K_{Hv}	Выбираем по [1, таблица В.1] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости v
Коэффициент расчётной нагрузки	K_H	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Угол профиля	α	$\alpha = 20^\circ$

Продолжение таблицы 6.1

1	2	3
Контактные напряжения	σ_H	Для прямозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H];$ для косозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	Δ_{σ_H}	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%. $ Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 %, то производим корректировку ширины b_w по формуле $b'_w = \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b_w$ и пересчитываем σ_H
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (только для косозубой передачи)	$z_{v1},$ z_{v2}	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS1},$ Y_{FS2}	Выбираем по графику [1, рисунок 2.6] при коэффициенте смещения $x = 0$ при числе зубьев z (для прямозубых передач) и z_v (для косозубых)
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}]/Y_{FS1},$ $[\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том Y_{FS} , для которого отношение $[\sigma_{Fi}]/Y_{FSi}$ получилось меньше
Коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба (только для косозубой передачи)	Y_β	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба (только для косозубой передачи)	$Y_{F\beta}$	$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$
Коэффициент неравномерности нагрузки	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 2.4] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента ψ_{bd}
Коэффициент динамической нагрузки	K_{Fv}	Выбираем по [1, таблица В.1] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости v

Окончание таблицы 6.1

1	2	3
Коэффициент расчётной нагрузки	K_F	$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	F_t	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$
Напряжения изгиба	σ_F	Для прямозубых передач $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F];$ для косозубых передач $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_F \cdot F_t}{b_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_F].$ Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле $b'_w = \left(\frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b'_{w1}, \text{ но таким образом, чтобы}$ выполнялось условие $\sigma_H > [\sigma_H]$

7 Практическое занятие № 7. Проверочный расчет конических зубчатых передач

7.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проверка прочности конической прямозубой зубчатой передачи по критериям работоспособности: контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

7.2 Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач

Исходными данными для проверочного расчета конических прямозубых передач являются: передаточное отношение u ; вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м; частота вращения шестерни n_1 мин⁻¹; параметры зубчатых колес (число зубьев колеса и шестерни z_1 и z_2 ; делительный диаметр шестерни в среднем сечении d_{m1} , мм; ширина зубчатого венца b , мм; модуль в среднем сечении m_m , мм); коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа, и напряжения изгиба для шестерни и колеса $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$, МПа.

Порядок проверочного расчета конических прямозубых передач представим в виде таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Порядок проверочного расчета конических прямозубых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Степень точности	n_{CT}	Назначаем степень точности 6, 7, 8 или 9
Окружная скорость	v	$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60}$
Коэффициент динамической нагрузки	K_{Hv}	Выбираем по [1, таблица В.1] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости (степень точности понижают на 1 ед.)
Коэффициент расчётной нагрузки	K_H	$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической	θ_H	$\theta_H = 0,85$
Угол профиля	α	$\alpha = 20^\circ$
Контактные напряжения	σ_H	$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{\text{ПП}} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2\alpha)} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	Δ_{σ_H}	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 %, то производим корректировку ширины шестерни по формуле $b' = \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b$ и определяем σ_H
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса	z_{v1}, z_{v2}	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos \delta_i}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	Y_{FS1}, Y_{FS2}	Выбираем по графику [1, рисунок 2.6] при коэффициенте смещения $x = 0$ при эквивалентном числе зубьев z_v
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}]/Y_{FS1}, [\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том Y_{FS} , для которого отношение получилось меньше
Коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической	θ_F	$\theta_F = \theta_H = 0,85$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,25$

Окончание таблицы 7.1

Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,25$
Коэффициент динамической нагрузки	K_{Fv}	Выбираем по [1, таблица В.1] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости (при этом степень точности условно понижают на 1 ед.)
Коэффициент расчётной нагрузки	K_F	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	F_t	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$
Напряжения изгиба	σ_F	$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b \cdot m_{tm}} \leq [\sigma_F].$ Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле $b' = \left(\frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b, \text{ но таким образом, чтобы выполнялось условие } \sigma_H > [\sigma_H]$

8 Практическое занятие № 8. Расчет допускаемых напряжений червячных передач

8.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является расчет допускаемых напряжений, относительно которых выполняется проектный расчет передач.

8.2 Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. Из-за большой скорости скольжения в червячной передаче венцы червячных колес изготавливаются из бронзы, латуни или чугуна, которые в паре со стальным червяком образуют антифрикционную пару.

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений червячных передач являются: частота вращения червяка n_1 , мин⁻¹, и червячного колеса n_2 , мин⁻¹; вращающий момент на валу червяка T_1 , Н·м, и червячного колеса T_2 , Н·м; срок службы t , лет; режим работы.

Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач представим в виде таблицы 8.1.

Таблица 8.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Скорость скольжения	$v_{ск}$	$v_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$
Выбираем материал		В зависимости от скорости скольжения материал делится на три группы: первая: при $v_{ск} > 5$ м/с – оловянистые бронзы; вторая: при $2 < v_{ск} < 5$ м/с – безоловянистые бронзы; третья: при $v_{ск} < 2$ м/с – чугуны
Выбираем материал		Для каждой группы выбираем по [1, таблица 4.2] предел прочности σ_B и предел текучести σ_T (для чугунов – предел прочности при изгибе σ_{BI})
Срок службы, ч	t_{Σ}	$t_{\Sigma} = N_{Г} \cdot N_{Н} \cdot N_{ДН} \cdot N_{СМ} \cdot t_{СМ}$, где $N_{Г}$ – количество лет службы привода; $N_{Н}$ – количество недель в году; $N_{ДН}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{СМ}$ – количество рабочих смен в день; $t_{СМ}$ – количество часов в смену. Задаётся по рекомендации преподавателя
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
<i>Допускаемые контактные напряжения для первой группы материалов</i>		
Твердость поверхности червяка	H_1	$H_1 > 45$ HRC или $H_1 < 45$ HRC по рекомендации преподавателя
Начальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_0$	$[\sigma_H]_0 = (0,85...0,9)\sigma_B$ – для шлифованных и полированных червяков с $H_1 \geq 45$ HRC, $[\sigma_H]_0 = 0,75 \cdot \sigma_B$ – в других случаях
Максимальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 4 \cdot \sigma_T$
Коэффициент режима работы	μ_H	Выбираем по [1, таблица 4.4] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов нагружения	N_{HE}	$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	K_{HL}	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$
Коэффициент, учитывающий скорость скольжения	C_v	Выбираем по [1, таблица 4.3] в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max}$

Окончание таблицы 8.1

1	2	3
<i>Допускаемые контактные напряжения для второй группы материалов</i>		
Твердость поверхности червяка	H_1	$H_1 > 45 \text{ HRC}$ или $H_1 < 45 \text{ HRC}$ по рекомендации преподавателя
Начальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_0$	При $H_1 > 45 \text{ HRC}$ – $[\sigma_H]_0 = 300 \text{ МПа}$; при $H_1 < 45 \text{ HRC}$ – $[\sigma_H]_0 = 250 \text{ МПа}$
Максимально возможные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot \sigma_T$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые контактные напряжения для третьей группы материалов</i>		
Максимально возможные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 1,65 \cdot \sigma_{BH}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Начальные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_0 = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B$ – для материалов первой и второй групп; $[\sigma_F]_0 = 0,225 \cdot \sigma_{BH}$ – для материалов третьей группы
Максимально возможные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_{\max}$	$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ – для материалов первой и второй групп; $[\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_{BH}$ – для материалов третьей группы
Коэффициент режима работы	μ_F	Выбираем по [1, таблица 4.4] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов нагружения	N_{FE}	$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	K_{FL}	$K_{FL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}}$
Допускаемое напряжение изгиба	$[\sigma_F]$	$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max}$

9 Практическое занятие № 9. Проектный расчет червячных передач

9.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является определение геометрических параметров червячной передачи, которые будут использоваться при ее изготовлении.

9.2 Проектный расчёт червячной передачи

Исходными данными для проектного расчета червячных передач являются: передаточное отношение червячной передачи i ; вращающий момент на валу червячного колеса T_2 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа.

Порядок проектного расчета червячных передач представим в виде таблицы 9.1.

Таблица 9.1 – Порядок проектного расчета для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число заходов червяка	z_1	Принимаем в зависимости от передаточного отношения i : если $i = 8 \dots 15$, то $z_1 = 4$; если $i = 15 \dots 30$, то $z_1 = 2$; если $i > 30$, то $z_1 = 1$
Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$
Коэффициент диаметра червяка	q	Выбираем по ГОСТ 2144–93 [1, таблица 4.5] таким образом, чтобы выполнялось условие $0,22 < \frac{q}{z_2} < 0,4$
Модуль упругости для червяка и червячного колеса	E_1, E_2	Для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для бронзы и чугуна $E_2 = 0,9 \cdot 10^{11}$ Па
Приведенный модуль упругости	E_{np}	$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}$
Модуль	m	$m = \frac{a_w}{0,5(q + z_2)}$ После расчёта из ГОСТ 2144–93 [1, таблица 4.5] выбирается ближайший стандартный модуль
Коэффициент смещения	x	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$ Проверяем выполнение условия $-1 < x < 1$. Если оно не выполняется, то изменяем коэффициент диаметра червяка q и пересчитываем, начиная с межосевого расстояния a_w
Делительный диаметр червяка	d_1	$d_1 = q \cdot m$
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2 \cdot m$
Диаметр вершин червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$

Окончание таблицы 9.1

1	2	3
Диаметр вершин червячного колеса	d_{a2}	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр впадин червяка	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
Диаметр впадин червячного колеса	d_{f2}	$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр внешнего цилиндра червячного колеса	d_{ae2}	$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$
Длина нарезанной части червяка	b_1	$b_1 = 2 \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2} \right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2} \right)^2} + \frac{\pi \cdot m}{2} \right]$
Ширина червячного колеса	b_2	$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 1$ или 2 ; $b_2 = 0,67 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Угол подъёма винтовой линии червяка	γ	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$

10 Практическое занятие № 10. Проверочный расчет червячных передач

10.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проверка прочности червячной передачи по критериям работоспособности: контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

10.2 Проверочный расчет червячной передачи

Интенсивность износа червячной передачи зависит от величины контактных напряжений, поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный.

Исходными данными для проверочного расчета червячных передач являются: передаточное отношение i ; вращающий момент на валу колеса T_2 , Н·м; параметры элементов передачи (число зубьев колеса z_2 ; делительный диаметр червяка d_1 , мм, и червячного колеса d_2 , мм; угол подъёма винтовой линии червяка γ , град; модуль m , мм; ширина червячного колеса b_2 , мм); допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа, и напряжения изгиба для шестерни и колеса $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$, МПа.

Порядок проверочного расчета червячных передач представим в виде таблицы 10.1.

Таблица 10.1 – Порядок проверочного расчета червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	K_H	$K_H = 1,1$
Угол обхвата червяка колесом	δ	$\delta = 50^\circ = 0,87 \text{ рад}$
Угол профиля	α	$\alpha = 20^\circ$
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}$
Коэффициент уменьшения длины контактной линии	ξ	$\xi = 0,75$
Контактные напряжения	σ_H	$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} < [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	Δ_{σ_H}	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка более 7 % или перегрузка более 3 %, то выполняем проектный расчет при другом значении коэффициента диаметра червяка
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев	z_v	$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	Y_F	Выбираем по [1, таблица 4.8] в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v
Нормальный модуль	m_n	$m_n = m \cdot \cos \gamma$
Коэффициент расчётной нагрузки	K_F	$K_F = K_H = 1,1$
Окружное усилие на червячном колесе	F_{t2}	$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$
Напряжение изгиба	σ_F	$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$

11 Практическое занятие № 11. Расчет ременных передач

11.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является расчет клиноременной передачи.

11.2 Расчет клиноременной передачи

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

тяговая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом, долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

В настоящее время основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиноременные передачи, т. к. обладают повышенной тяговой способностью.

Исходными данными для расчета ременных передач являются: передаточное отношение i ; мощность P_1 , кВт, и частота вращения n_1 , мин⁻¹, на валу ведущего шкива; способ натяжения ремня; режим нагрузки передачи.

Порядок проверочного расчета клиноременной передачи представим в виде таблицы 11.1.

Таблица 11.1 – Порядок расчета клиноременной передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Сечение ремня	—	Определяем по графику [1, рисунок 6.1] в зависимости от мощности на валу ведущего шкива P_1 , кВт, и частоты вращения ведущего шкива n_1
Минимальный диаметр ведущего шкива	$d_{1\min}$	Выбираем по [2, таблица 2.2.1] в зависимости от сечения ремня
Диаметр ведущего шкива	d_1	Выбираем по [2, таблица 2.2.4] на один размер больше, чем $d_{1\min}$
Диаметр ведомого шкива	d_2	$d_2 = d_1 \cdot i$
Предварительное межосевое расстояние	a'	$a' = 0,55 \cdot (d_2 + d_1) + 10 \dots 15$
Длина ремня	l	$l = 2 \cdot a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'}$ После расчета выбираем ближайшую стандартную длину ремня по [1, таблица 6.3]
Межосевое расстояние	a	$a = \frac{2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)}{8} + \frac{\sqrt{[2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}$
Угол обхвата ремнём ведущего шкива	α	$\alpha = 180^\circ - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Номинальная мощность, передаваемая одним ремнём	P_0	Определяем по [1, таблица Г.3] в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 и частоты вращения ведущего шкива n_1

Окончание таблицы 11.1

1	2	3
Коэффициент угла обхвата ремня	C_α	Определяем по [1, таблица 6.4] в зависимости от угла обхвата ремнём ведущего шкива α
Коэффициент длины ремня	C_l	Определяем по [1, таблица Г.1] в зависимости от сечения ремня и длины ремня l
Коэффициент режима нагрузки	C_p	Определяем по рекомендациям [1, таблица Г.2] в зависимости от режима нагрузки передачи
Расчетная мощность, передаваемая одним ремнём	P_p	$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l}{C_p}$
Коэффициент числа ремней	C_z	Определяем по [1, таблица 6.5] в зависимости от числа ремней z
Число ремней	z	$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}$
Окружная скорость передачи	v	$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}$
Сила предварительного натяжения ремня	F_0	$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_i}$
Угол наклона ветвей ремня	β	$\beta = \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Нагрузка, передаваемая на вал	F_r	$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \beta$

12 Практическое занятие № 12. Расчет цепных передач

12.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является расчет цепной передачи.

12.2 Расчет цепной передачи

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны.

Основные параметры передачи определяют в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

Исходными данными для расчета цепных передач являются: передаточное отношение i ; мощность P_1 , кВт, и частота вращения n_1 , мин⁻¹, на валу ведущей звездочки; способ натяжения цепи; расположение линии центров передачи к горизонту; режим нагрузки передачи; режим работы передачи; условия работы (загрязненность окружающей среды).

Порядок проверочного расчета клиноременной передачи представим в виде таблицы 12.1.

Таблица 12.1 – Порядок расчета цепной передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число зубьев ведущей звёздочки	z_1	$z_1 = 29 - 2 \cdot i$
Число зубьев ведомой звёздочки	z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$
Предварительное межосевое расстояние	a'	$a' = (30 \dots 50) \cdot p_u$, где p_u - шаг цепи. В зависимости от компоновочных требований может быть принято отличное от полученного значения
Коэффициент динамической нагрузки	K_D	Определяем по рекомендациям [1, с. 106] в зависимости от соответствующих показателей (режима нагрузки передачи, межосевого расстояния, расположения линии центров передачи к горизонту, способа натяжения цепи, режима нагрузки передачи, условий работы, режима работы передачи)
Коэффициент межосевого расстояния	K_a	
Коэффициент наклона передачи к горизонту	K_n	
Коэффициент способа регулировки натяжения цепи	$K_{рег}$	
Коэффициент смазки и загрязнения передачи	K_c	
Коэффициент режима работы	$K_{реж}$	$K_{\Sigma} = K_D \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_c \cdot K_{реж}$
Коэффициент эксплуатации	K_{Σ}	
Коэффициент числа зубьев	K_z	$K_z = \frac{z_{01}}{z_1}$, где $z_{01} = 25$
Расчетная частота	n_{01}	Выбирается из ряда (50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 мин ⁻¹) как ближайшая к частоте вращения ведущей звёздочки n_1
Коэффициент частоты вращения	K_n	$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$
Расчётная мощность, передаваемая цепью	P_p	$P_p = P_1 \cdot K_{\Sigma} \cdot K_z \cdot K_n$
Выбор цепи	—	Выбор цепи производим по [1, таблица Д.1] таким образом, чтобы табличная мощность, передаваемая цепью, при соответствующей частоте вращения n_{01} была ближайшей большей к расчетной мощности P_p
Шаг цепи	p_u	Определяем по [1, таблица Д.1] для выбранной цепи
Предварительное межосевое расстояние	a'	$a' = (30 \dots 50) \cdot p_u$
Окружная скорость	v	$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot p_u}{60}$

Окончание таблицы 12.1

1	2	3
Число звеньев цепи	L_p	$L_p = \frac{2 \cdot a'}{p_u} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_u}{a'}$ Число звеньев цепи округляется до целого числа
Межосевое расстояние передачи	a	$a = \frac{p_u}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$
Диаметры звёздочек	d_1, d_2	$d_i = \frac{p_u}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z_i} \right)}$
Угол наклона ветвей цепи	β	$\beta = \arctg \frac{0,5 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Окружная сила ведущей звездочки	F_t	$F_t = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1}$
Нагрузка, передаваемая на вал в направлении линии центров	F_x	$F_x = F_t \cdot \cos \beta$
Нагрузка, передаваемая на вал в радиальном направлении	F_y	$F_y = F_t \cdot \sin \beta$

13 Практическое занятие № 13. Проектный расчет и разработка конструкции вала

Валы предназначены для закрепления на них элементов передач и передачи вращающего момента от ведомого элемента одной передачи к ведущему элементу другой передачи или к муфте. В машиностроении чаще всего используются ступенчатые валы, образованные шейками различного диаметра.

13.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является разработка его конструкции и определение основных геометрических размеров (диаметров и длин шеек валов).

13.2 Определение размеров шеек валов

Исходными данными к проектному расчету вала являются: вращающие моменты на валу шестерни (червяка) T_1 , Н·м, и колеса T_2 , Н·м; делительный

диаметр шестерни $d_{ш}$, мм (только для цилиндрических передач); ширина колеса b_w , мм; диаметр колеса в среднем сечении $d_{mш}$, мм (только для конических передач); углы делительных конусов δ_1, δ_2 (только для конических передач); делительный диаметр червяка $d_ч$, мм (только для червячных передач); угол подъема червяка γ , град (только для червячных передач); делительный диаметр червячного колеса, установленного на валу $d_{кол}$, мм; угол наклона зубьев β , град (только для косозубых цилиндрических передач).

Проектный расчет вала следует начинать с выбора материала. В качестве материалов валов используются качественные конструкционные стали. Основными параметрами материала являются предел прочности σ_B и предел текучести σ_T . По рекомендации преподавателя по ГОСТ 1055–88 выбирается материал вала, его предел прочности σ_B , МПа, и предел текучести σ_T , МПа.

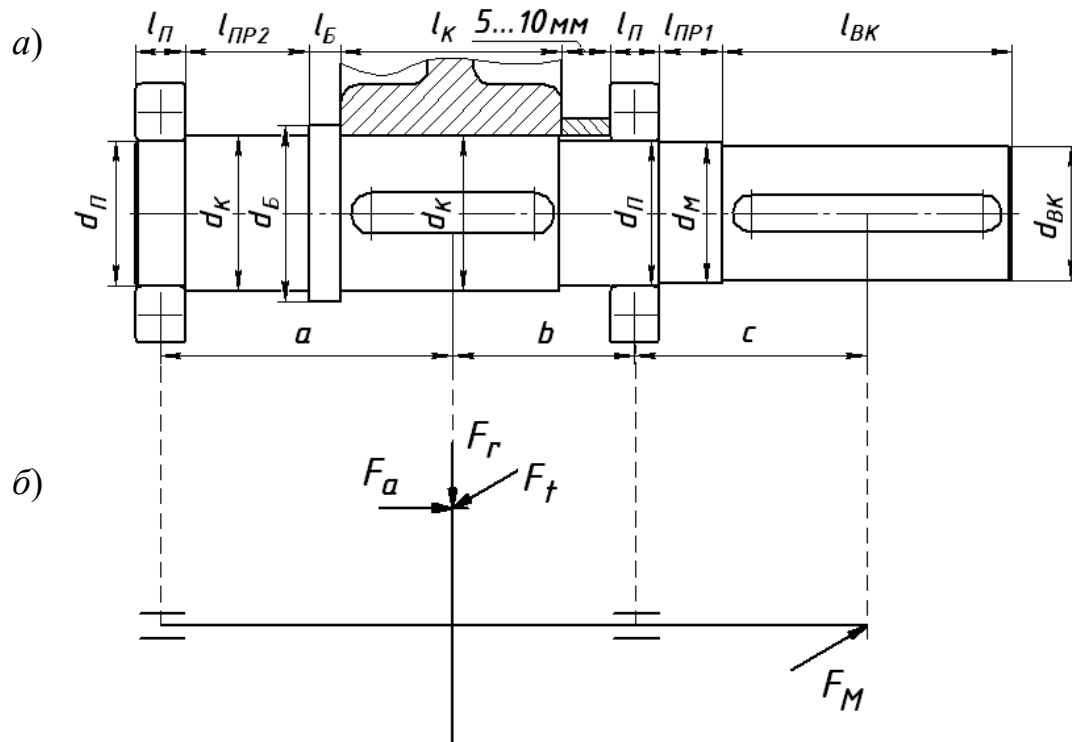
После выбора материала следует определить нагрузки, возникающие в передачах, установленных на валу, зависящие от вида передачи, и нагрузки, возникающие в элементе, установленном на выходном конце вала (в рассмотренном примере считается, что на выходном конце вала установлена муфта). Нагрузки в элементах, установленных на валу, определяются с помощью таблицы 13.1.

После определения нагрузок производится разработка конструкции вала согласно заданной кинематической схеме механизма. При разработке конструкции вала необходимо предусмотреть упорные буртики для предотвращения осевого смещения элементов, установленных на валу (зубчатых и червячных колес, подшипников, муфт). Для этого вал выполняется ступенчатым. Кроме того, в зависимости от вида редуктора вал может иметь или не иметь промежуточную шейку, необходимую для обеспечения одинакового расстояния между внутренними стенками корпуса редуктора.

Таблица 13.1 – Нагрузки, действующие на вал

Нагрузка в зацеплении	Обозначение	Передача			
		прямозубая цилиндрическая	косозубая цилиндрическая	прямозубая коническая	червячная
Окружная	F_t	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{ш}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{ш}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{mш}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_{кол}}$
Радиальная	F_r	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Осевая	F_a	—	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_a = \frac{2 \cdot T_1}{d_ч}$
Нагрузка от муфты	F_M	$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2}$			

Пример конструкции вала представлен на рисунке 13.1, а.



a – расположение элементов на валу; *б* – расчетная схема

Рисунок 13.1 – Конструкция вала

После разработки конструкции вала определяются его геометрические параметры (диаметры и длины шеек валов). Средний диаметр вала (диаметр в месте посадки зубчатого колеса d_k) находят исходя из условия прочности вала на кручение при пониженных допускаемых напряжениях кручения $[\tau] = 12...15$ МПа. Остальные диаметры шеек валов и их длины определяют конструктивно, используя таблицу 13.2.

Таблица 13.2 – Рекомендации по определению диаметров и длин шеек валов

Геометрический параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Диаметр в месте посадки колеса и промежуточной шейки	d_k	$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}}$ Переводим в миллиметры и округляем до ближайшего кратного 5
Диаметр в месте посадки подшипников	d_n	$d_n = d_k - 5$
Диаметр выходного конца вала	d_{BK}	$d_{BK} = d_n - 5$
Диаметр упорного буртика	d_b	$d_b = d_k + 10$
Диаметр под манжету	d_m	Выбираем по ГОСТ 8752–79 на резиновые армированные манжеты, учитывая выполнение условия $d_{BK} < d_m \leq d_n$

Окончание таблицы 13.2

1	2	3
Длина выходного конца	l_{BK}	Выбираем ГОСТ 12080–66 в зависимости от d_{BK}
Длина шейки вала под подшипники	l_{Π}	Принимаем равной ширине подшипника $l_{\Pi} = b_{\Pi}$, который предварительно подбираем по диаметру d_{Π} по следующим рекомендациям: – если осевая нагрузка отсутствует ($F_a = 0$), то принимаем шариковый радиальный подшипник по ГОСТ 8338–75; – если осевая нагрузка присутствует ($F_a < 1000$ Н), то принимаем шариковый радиально-упорный подшипник по ГОСТ 831–75; – если осевая нагрузка присутствует ($F_a > 1000$ Н), то принимаем роликовый радиально-упорный подшипник (конический) по ГОСТ 27365–87
Длина шейки вала под колесо	l_K	$l_K = b_K$, где b_K – ширина ступицы колеса. $b_K = (1,1 \dots 1,4) \cdot b_W$, где b_W – ширина зубчатого или червячного колеса, установленного на валу (возможно определение l_K по чертежу колеса, установленного на валу)
Длина шейки вала под манжету	$l_{\Pi P1}$	Определяем исходя из компоновки редуктора. Принимаем $l_{\Pi P1} = (1,4 \dots 1,8) \cdot l_{\Pi}$
Длина промежуточной шейки	$l_{\Pi P2}$	Определяем исходя из компоновки редуктора. Принимаем $l_{\Pi P2} = (0,6 \dots 0,8) \cdot l_K$
Длина буртика	l_B	$l_B = 10 \dots 15$ мм
<i>Примечание</i> – Длина шейки вала под манжету $l_{\Pi P1}$ и длина промежуточной шейки $l_{\Pi P2}$ определяются из компоновочных чертежей механизма, для которого разрабатывается вал, зависимости для определения данных размеров являются ориентировочными и использовать их в курсовом проекте нельзя		

После определения геометрических параметров вала составляется его расчетная схема, на которой показываются нагрузки, действующие на вал, расстояния между точками приложения нагрузок и опорами. Пример расчетной схемы показан на рисунке 13.1, б.

Для примера, показанного на рисунке 13.1, расстояния между опорами и точками приложения нагрузок определяются по следующим формулам:

$$a = \frac{l_{\Pi}}{2} + l_{\Pi P2} + l_B + \frac{l_K}{2}; \quad (13.1)$$

$$b = \frac{l_K}{2} + (5 \dots 10) + \frac{l_{\Pi}}{2}; \quad (13.2)$$

$$c = \frac{l_{\Pi}}{2} + l_{\Pi P1} + \frac{l_{BK}}{2}. \quad (13.3)$$

14 Практическое занятие № 14. Определение опасных сечений вала

14.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является определение нагрузок, действующих на вал, и наиболее нагруженных сечений вала.

14.2 Определение опасных сечений вала

Опасными сечениями вала являются те поперечные сечения, в которых действуют максимальные изгибающий и крутящий моменты, определяемые путем построения эпюр изгибающих и крутящих моментов для расчетной схемы вала, составленной на предыдущем этапе. Так как нагрузки, действующие на вал, располагаются в различных плоскостях (горизонтальной и вертикальной), то составляют расчетные схемы вала и строят эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости, а затем строят эпюру суммарных изгибающих моментов.

Для расчетной схемы вала, показанной на рисунке 13.1, б, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов ведется в следующем порядке.

Составляется расчётная схема вала в вертикальной плоскости (рисунок 14.1, б). Здесь действуют нагрузки F_r и F_a , нагрузки F_t и F_M проецируются в 0.

Определяется момент от силы F_a :

$$M_a = \frac{F_a \cdot d_{\text{кол}}}{2}. \quad (14.1)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно левой опоры:

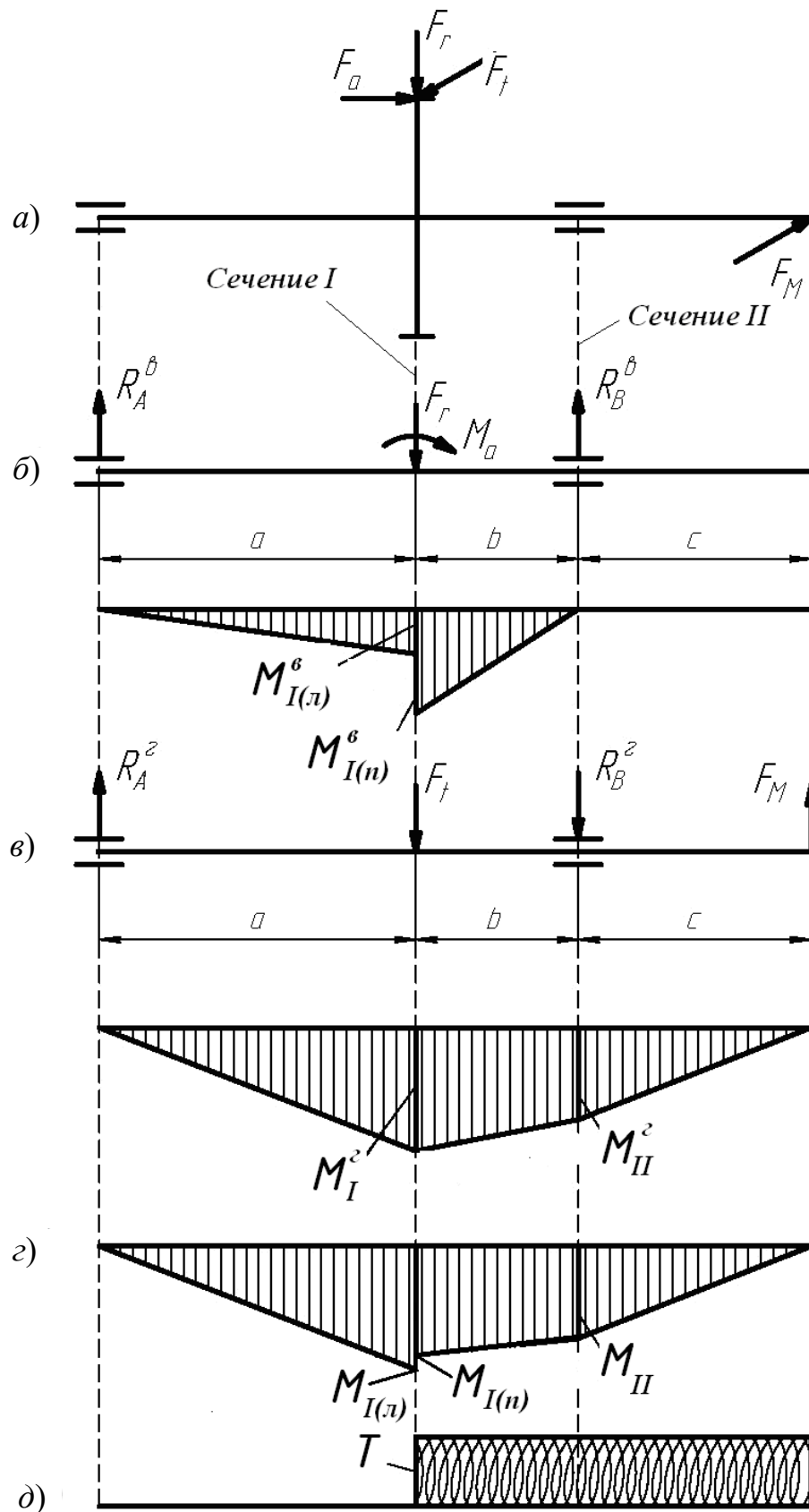
$$\sum M_A = 0: R_B^e \cdot (a + b) - F_r \cdot a - M_a = 0. \quad (14.2)$$

Отсюда выражается реакция R_B^e :

$$R_B^e = \frac{F_r \cdot a + M_a}{(a + b)}. \quad (14.3)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно правой опоры:

$$\sum M_B = 0: -R_A^e \cdot (a + b) + F_r \cdot b - M_a = 0. \quad (14.4)$$



a – расчетная схема вала; *б* – расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; *в* – расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; *г* – эпюра суммарных изгибающих моментов; *д* – эпюра вращающих моментов

Рисунок 14.1 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих и вращающих моментов

Отсюда выражается реакция R_A^e :

$$R_A^e = \frac{F_r \cdot b - M_a}{(a + b)}. \quad (14.5)$$

Строится эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости.
Момент в сечении I (с левой стороны)

$$M_{I(l)}^e = R_A^e \cdot a. \quad (14.6)$$

Момент в сечении I (с правой стороны)

$$M_{I(n)}^e = R_B^e \cdot b. \quad (14.7)$$

Составляется расчётная схема вала в горизонтальной плоскости (рисунок 14.1, в). Здесь действуют нагрузки F_t и F_m , нагрузка F_r проецируется в 0, а нагрузка F_a проецируется на ось вала и изгибающего момента не создает.

Составляется уравнение моментов сил относительно левой опоры:

$$\sum M_A = 0: -F_t \cdot a - R_B^z \cdot (a + b) + F_m \cdot (a + b + c) = 0. \quad (14.8)$$

Отсюда выражается реакция R_B^z :

$$R_B^z = \frac{F_m \cdot (a + b + c) - F_t \cdot a}{(a + b)}. \quad (14.9)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно правой опоры:

$$\sum M_B = 0: F_t \cdot b - R_A^z \cdot (a + b) + F_m \cdot c = 0. \quad (14.10)$$

Отсюда выражается реакция R_A^z :

$$R_A^z = \frac{F_t \cdot b + F_m \cdot c}{(a + b)}. \quad (14.11)$$

Строится эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

Момент в сечении I

$$M_I^z = R_A^z \cdot a. \quad (14.12)$$

Момент в сечении II

$$M_{II}^z = F_M \cdot c. \quad (14.13)$$

Строится эпюра суммарных изгибающих моментов (рисунок 14.1, з).

Момент в сечении I

$$M_{I(x)} = \sqrt{(M_{I(x)}^e)^2 + (M_I^z)^2}. \quad (14.14)$$

$$M_{I(n)} = \sqrt{(M_{I(n)}^e)^2 + (M_I^z)^2}. \quad (14.15)$$

Момент в сечении II

$$M_{II} = \sqrt{(M_{II}^e)^2 + (M_{II}^z)^2}. \quad (14.16)$$

Момент в сечении $M_{II}^e = 0$ (см. рисунок 14.1, б), т. е. $M_{II} = M_{II}^z$.

Строится эпюра вращающих моментов (рисунок 14.1, д).

По эпюрам суммарных изгибающих моментов и вращающих моментов определяется опасное сечение. В данном случае – сечение I или II.

15 Практическое занятие № 15. Расчет вала на усталостную выносливость

15.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является расчет опасных сечений вала на усталостную выносливость.

15.2 Порядок проверочного расчета вала на усталостную выносливость

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала.

Исходными данными к проверочному расчету вала на усталостную выносливость являются: предел прочности материала вала σ_B , МПа; предел текучести материала вала σ_T , МПа; изгибающий момент в опасном сечении вала $M_{\max}$, Н·м; вращающий момент в опасном сечении вала $T_{\max}$, Н·м; диаметр опасного сечения вала d , мм.

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала и заключается в определении коэффициента запаса сопротивления усталости S и сравнении его с допускаемым коэффициентом запаса сопротивления усталости $[S]$.

Определение коэффициента запаса сопротивления усталости S для опасного сечения вала ведется в следующем порядке.

Находят пределы усталостной выносливости по напряжениям изгиба σ_{-1} , МПа, и напряжениям кручения τ_{-1} , МПа:

$$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B; \quad (15.1)$$

$$\tau_{-1} = 0,2 \cdot \sigma_B. \quad (15.2)$$

Рассчитывают осевой W , м³, и полярный W_p , м³, моменты сопротивления опасного сечения.

Если в опасном сечении имеется шпоночный паз (опасное сечение под колесом), то моменты сопротивления опасного сечения определяются по следующим формулам:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}; \quad (15.3)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}, \quad (15.4)$$

где d – диаметр опасного сечения вала, м;

b , t – ширина и глубина шпоночного паза (выбираются по ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала d , м).

Если в опасном сечении нет шпоночного паза (опасное сечение под подшипником), то моменты сопротивления опасного сечения находят по формулам

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad (15.5)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \quad (15.6)$$

где d – диаметр опасного сечения вала, м.

Максимальные напряжения изгиба σ_u , МПа, и кручения $\tau_{кр}$, МПа, в опасном сечении определяют по формулам

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W} \cdot 10^{-6}; \quad (15.7)$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \cdot 10^{-6}. \quad (15.8)$$

Параметры циклов нагружения вала находят по формулам, представленным в таблице 15.1.

Таблица 15.1 – Параметры циклов нагружения вала

Вид цикла нагружения	Изгиб	Кручение
Амплитуда цикла, МПа	$\sigma_a = \sigma_u$	$\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Среднее напряжение цикла	$\sigma_m = 0$	$\tau_m = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Коэффициент, корректирующий влияние среднего напряжения цикла на сопротивление усталости	$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_\sigma$	$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma$

Определяют эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ . Эти коэффициенты зависят от вида концентратора напряжений в опасном сечении (в сечении под колесом концентраторами напряжений являются шпоночный паз или шлицы, и посадка с натягом, в сечении под подшипником – канавка для выхода шлифовального круга и переходная посадка).

Если концентратором напряжений является посадка с натягом или переходная посадка, то рассчитываются следующие отношения:

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3; \quad (15.9)$$

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} \approx 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}, \quad (15.10)$$

где $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ – коэффициенты, учитывающие размеры вала;

K_1 – коэффициент, учитывающий размеры вала;

K_2 – коэффициент, учитывающий материал вала;

K_3 – коэффициент, учитывающий несущую способность соединения посадкой.

Коэффициенты K_1 , K_2 и K_3 находят по следующим формулам:

$$K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg d; \quad (15.11)$$

$$K_2 = 0,305 + 0,0014 \cdot \sigma_\sigma; \quad (15.12)$$

$$K_3 = 0,65 + 0,014 \cdot p, \quad (15.13)$$

где d – диаметр опасного сечения вала, мм;

p – удельное давление посадки на вал, МПа; принимаем $p = 12 \dots 18$ МПа.

Если концентратором напряжений является канавка для выхода шлифовального круга, то ее размеры выбираются в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 8820–69, а эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.4].

Если концентратором напряжений является шпоночный паз, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.5].

Если концентратором напряжений является резьба или шлицы, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.6].

Коэффициенты, учитывающие размеры вала (за исключением случая, при котором концентратором напряжений является посадка), определяют по формулам

$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot \nu_\sigma} \right]; \quad (15.14)$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot \nu_\tau} \right], \quad (15.15)$$

где ν_σ , ν_τ – показатели степени, зависящие от материала вала.

Показатели степени рассчитывают по формулам

$$\nu_\sigma = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_s; \quad (15.16)$$

$$\nu_\tau = 1,5 \cdot \nu_\sigma. \quad (15.17)$$

Если в опасном сечении вала имеется в наличии несколько концентраторов напряжений, то в дальнейшем расчёте используются максимальные значения отношений $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$.

Определяют коэффициенты, учитывающие качество (шероховатость) поверхности. При шероховатости поверхности вала в опасном сечении R_z меньше 1 мкм (при шероховатости поверхности вала в опасном сечении R_z больше 1 мкм $K_{F\sigma} = 1$)

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \left[\lg \left(\frac{\sigma_s}{20} \right) - 1 \right] \cdot \lg R_z; \quad (15.18)$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425. \quad (15.19)$$

Коэффициент K_ν , учитывающий наличие поверхностного упрочнения, находят по [1, таблица 8.7] (при отсутствии поверхностного упрочнения $K_\nu = 1$).

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе $K_{\sigma D}$ и кручении $K_{\tau D}$ рассчитывают по формулам

$$K_{\sigma D} = \frac{\left[\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right]}{K_\nu}; \quad (15.20)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left[\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right]}{K_\nu}. \quad (15.21)$$

Коэффициенты запаса сопротивления усталости при изгибе S_σ и кручении S_τ определяют по формулам

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (15.22)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \quad (15.23)$$

Суммарный коэффициент запаса сопротивления усталости

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (15.24)$$

Проверяется условие выполнения усталостной выносливости $S > [S] = 1,5$. Если данное условие не выполняется, то необходимо или назначить поверхностное упрочнение, или увеличить диаметр вала и произвести корректировку расчетов.

16 Практическое занятие № 16. Расчет подшипников качения

16.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проверочный расчет подшипника качения по критериям статической динамической грузоподъемности.

16.2 Порядок проверочного расчета подшипников качения

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала n , мин⁻¹; реакции опор в вертикальной плоскости R_A^e , Н, и R_B^e , Н; реакции опор в горизонтальной плоскости R_A^z , Н, и R_B^z , Н; осевая нагрузка в зацеплении передачи F_a , Н (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче*); срок службы механизма в часах L_h ; динамическая грузоподъемность C , Н, и статическая грузоподъемность C_0 , Н, предварительно выбранного подшипника.

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники в порядке, представленном в таблице 16.1.

Таблица 16.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре	R_A	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^z)^2}$
Нагрузка на правой опоре	R_B	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2}$
<i>Осевые нагрузки на подшипники</i> (не определяются для шариковых радиальных подшипников)		
Угол контакта подшипника	α	Выбираем по ГОСТ 831–75 или ГОСТ 27365–87 для подшипника, предварительно выбранного в практическом занятии № 13
Параметр осевой нагрузки	e	Для шариковых радиально-упорных подшипников: определяем по [1, таблица 9.1] в зависимости от отношения F_a / C_0 . Для роликовых радиально-упорных подшипников $e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Коэффициент минимальной осевой силы	e'	Для шариковых радиально-упорных подшипников: при $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$; при $\alpha < 18^\circ$ e' определяется по графикам [4, рисунок 7.4]. Для шариковых радиально-упорных подшипников $e' = 0,83 \cdot e$
Внутреннее усилие в левом подшипнике	S_A	$S_A = e' \cdot R_A$
Внутреннее усилие в правом подшипнике	S_B	$S_B = e' \cdot R_B$
Осевые нагрузки на подшипники	F_{aA} , F_{aB}	Если $S_A \geq S_B$ и $F_a \geq 0$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$; если $S_A < S_B$ и $F_a \geq S_B - S_A$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$; если $S_A < S_B$ и $F_a < S_B - S_A$, то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_a$

После определения радиальных и осевых нагрузок, действующих на подшипники, производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, порядок которого представлен в таблице 16.2.

Таблица 16.2 – Порядок расчета подшипников по динамической и статической грузоподъемности

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Коэффициент вращения	V	$V = 1$ при вращающемся внутреннем кольце подшипника; $V = 1,2$ при вращающемся наружном кольце подшипника
Отношения для левого и правого подшипников	$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_A},$ $\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B}$	Сравниваем отношение $\frac{F_{ai}}{V \cdot R_i}$ с параметром осевой нагрузки e и по [1, таблица 9.1] определяем коэффициенты радиальной и осевой сил для левого и правого подшипников X_i и Y_i (для шариковых радиальных если $F_a = 0$, то $X_i = 1$, $Y_i = 0$)
Коэффициент безопасности	K_B	Нагрузка спокойная $K_B = 1$; нагрузка с умеренными толчками $K_B = 1,3 \dots 1,5$; нагрузка с сильными толчками $K_B = 2,5 \dots 3$
Температурный коэффициент	K_T	$K_T = 1$ при температуре до 100°C ; $K_T = 1,05 \dots 1,4$ при температуре $125^\circ\text{C} \dots 250^\circ\text{C}$
Эквивалентная динамическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_{rA},$ P_{rB}	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T;$ $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T.$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	L	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$
Коэффициент долговечности	a_1	$a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы $P(t) = 0,9$
Обобщенный коэффициент влияния качества металла, технологии производства, конструкции и условий эксплуатации	a_{23}	Для шариковых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; для роликовых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$
Показатель степени	p	$p = 3$ – для шариковых подшипников; $p = 3,33$ – для роликовых подшипников
Действительная динамическая грузоподъемность	C_d	$C_d = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъемности		$C_d < C.$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра. Например, если подшипник 6112 не подходит по динамической грузоподъемности, то подбираем подшипник 6212 или 6312, для которого значение C будет большим

Окончание таблицы 16.2

1	2	3
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъемности</i>		
Статические коэффициенты радиальной и осевой сил	X_0, Y_0	Определяем по [1, таблица 9.5] в зависимости от вида подшипника
Эквивалентная статическая нагрузка для левого и правого подшипников	P_0	$P_{0A} = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot F_{aA};$ $P_{0B} = X_0 \cdot R_B + Y_0 \cdot F_{aB}.$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной статической нагрузкой
Условие выбора по статической грузоподъемности		$P_0 < C_0.$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра

17 Практическое занятие № 17. Расчет подшипников скольжения

17.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является расчет радиального подшипника скольжения.

17.2 Порядок проверочного расчета подшипников скольжения

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала n , мин⁻¹; радиальная нагрузка на подшипник F_r ; диаметр шейки вала под подшипник d ; длина шейки вала под подшипник l ; шероховатость поверхности вала R_{Z1} и вкладыша R_{Z2} , мкм.

Порядок расчета подшипника скольжения представим в таблице 17.1.

Таблица 17.1 – Порядок расчета подшипника скольжения

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Условное давление	p	$p = \frac{F_r}{d \cdot l}$
Окружная скорость вала	v	$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$
Материал вкладыша	—	Назначаем по [3, таблица 16.1] в зависимости от окружной скорости v , удельного давления p и произведения давления на скорость $p \cdot v$
Относительный зазор в подшипнике	ψ	$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25}$
Действительный зазор в подшипнике	S	$S = \psi \cdot d$

Продолжение таблицы 17.1

1	2	3
Посадка подшипника	—	По ГОСТ 25347–82 выбираем посадку с зазором из предпочтительных посадок и по полям допусков определяем минимальные и максимальные отклонения размеров для вала d_{A1}^{A2} и для вкладыша d_{B1}^{B2}
Минимальный зазор в подшипнике	$Z_{\min}$	$Z_{\min} = B1 - A2$
Минимальный зазор в подшипнике	$Z_{\max}$	$Z_{\max} = B2 - A1$
Средний зазор в подшипнике	Z	$Z = \frac{B2 - B1}{2} - \frac{A2 - A1}{2}$
Поле допуска вкладыша	TD	$TD = B2 - B1$
Поле допуска вала	Td	$Td = A2 - A1$
Коэффициент, зависящий от вероятности попадания расчётных зазоров в фактически допускаемое поле рассеивания	C	Выбираем по рекомендациям [3, с. 14] от вероятности попадания расчётных зазоров в фактически допускаемое поле рассеивания $P(t)$
Минимальный и максимальный вероятностные зазоры	$Z_{P\min}$, $Z_{P\max}$	$Z_{P\min} = Z - C\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$; $Z_{P\max} = Z + C\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$
Предельные вероятностные величины относительного зазора	$\Psi_{P\min}$, $\Psi_{P\max}$	$\Psi_{P\min} = \frac{Z_{P\min}}{d}$; $\Psi_{P\max} = \frac{Z_{P\max}}{d}$
Динамическая вязкость масла	μ	Определяем по графику [3, рисунок 16.7] для выбранной марки масла и его температуры
Угловая скорость вращения вала	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$
Коэффициент нагруженности подшипника	$C_{F\min}$, $C_{F\max}$	$C_{F\min} = \frac{p \cdot \Psi_{P\min}^2}{\mu \cdot \omega}$; $C_{F\max} = \frac{p \cdot \Psi_{P\max}^2}{\mu \cdot \omega}$
Относительный эксцентриситет	$\chi_{\min}$, $\chi_{\max}$	Определяем по графику [3, рисунок 16.6] в зависимости от коэффициентов нагруженности $C_{F\min}$ и $C_{F\max}$ и отношения l/d
Толщина масляного слоя	$h_{\min}$, $h_{\max}$	$h_{\min} = 0,5 \cdot S \cdot (1 - \chi_{\min})$; $h_{\max} = 0,5 \cdot S \cdot (1 - \chi_{\max})$
Критическая толщина масляного слоя	$h_{кр}$	$h_{кр} = R_{Z1} + R_{Z2}$
Коэффициент запаса надёжности	s_h	$s_h = \min\left(\frac{h_{\min}}{h_{кр}}, \frac{h_{\max}}{h_{кр}}\right)$
Проверка подшипника по жидкостному трению	—	Проверяется условие выполнения существования жидкостного трения $s_h \geq [s_h] = 2$. Если данное условие не выполняется, то необходимо скорректировать выбор масла или выбор посадки

Окончание таблицы 17.1

1	2	3
Выбор способа смазки и охлаждения	–	Выбор способа смазки и охлаждения осуществляем по рекомендациям [3, с. 343] в зависимости от величины $\sqrt{p \cdot v^3}$

Контрольные вопросы

- 1 Какие критерии работоспособности используются при расчете зубчатых передач?
- 2 Какие критерии работоспособности используются при расчете червячных передач?
- 3 Чем отличаются расчеты зубчатых открытых и закрытых передач?
- 4 Какие геометрические параметры зубчатых передач регламентируются стандартами?
- 5 Какие геометрические параметры червячной передачи регламентируются стандартами?
- 6 В зависимости от каких параметров производится выбор ремня для ременной передачи?
- 7 В зависимости от каких параметров производится выбор цепи для цепной передачи?
- 8 Как выглядит условие проверки вала по критерию усталостной выносливости?
- 9 Как производится выбор подшипника качения?
- 10 По каким критериям работоспособности производится проверка подшипников качения?
- 11 По какому критерию определяется условие выполнения существования жидкостного трения в подшипнике скольжения?

Список литературы

- 1 **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с. : ил.
- 2 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций: учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда. – Минск: ИВЦ Минфина, 2020. – 384 с.
- 3 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М. Н. Иванов. – 16-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2018. – 409 с.
- 4 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 7-е изд., испр. – Москва: Высшая школа, 2001. – 447 с. : ил.