

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
имени Т. Ф. Горбачёва»

Кафедра информационных и автоматизированных  
производственных систем

**ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ  
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ  
ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «**Основы проектирования**» для студентов направления 15.03.01 «Машиностроение», по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**» для студентов направлений 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», по дисциплине «**Детали машин**» для студентов направления 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» и по дисциплине «**Прикладная механика**» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело»

Составители Е. В. Резанова

В. Ю. Садовец

Утверждены на заседании кафедры

Протокол № 7 от 09.03.2016

Рекомендованы к печати

учебно-методической комиссией  
направления 15.03.01

Протокол № 15 от 30.03.2016

Электронная копия находится

в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2016

## 1. Общие сведения

Расчет зубчатых и червячных передач начинается с выбора материалов, назначения режимов термической обработки и определения допускаемых напряжений.

При выборе материалов для зубчатых и червячных колес необходимо учитывать соответствие свойств материала основному критерию работоспособности (прочности, износостойкости), требования к массе и габаритам колеса, соответствие технологических свойств материала намечаемому способу обработки, а также стоимость и дефицитность материала.

Рекомендации по выбору материалов для зубчатых и червячных колес выработаны на основе обобщения предшествующего опыта проектирования и эксплуатации.

## 2. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

Зубчатые колеса изготавливают из чугуна, сталей и неметаллических материалов.

Для тихоходных, преимущественно крупногабаритных и открытых зубчатых передач, а также для поочередно работающих сменных зубчатых колес применяют **чугуны СЧ20–СЧ35** и высокопрочные магниевые чугуны с шаровидным графитом.

Чугуны имеют малую склонность к заеданию и хорошо работают при недостаточной смазке. Недостатком чугунов является низкая прочность при изгибе, особенно при ударных нагрузках. Габаритные размеры чугунных колес значительно больше, чем стальных.

Основными материалами для изготовления зубчатых колес являются **стали**, подверженные **термической обработке**<sup>1</sup> (прил. А).

Высокую нагрузочную способность имеют зубчатые колеса с твердой поверхностью и вязкой сердцевиной. Твердость поверхности зубчатых колес достигается поверхностными термическими (закалка) и химико-термическими методами обработки (нитроцементация, азотирование, закалка ТВЧ<sup>2</sup> и др.), направ-

ленными на получение зернистого сорбита, обеспечивающего оптимальное соотношение между прочностью и пластичностью.

При объемной закалке зубья будут обладать пониженной вязкостью сердцевины и иметь неудовлетворительное сопротивление ударным нагрузкам.

Стали, подвергающиеся *улучшению*<sup>3</sup> (40, 45, 50Г, 40Х, 35ХГС и др.), применяют преимущественно для зубчатых колес, изготавливаемых в условиях мелкосерийного и единичного производства при отсутствии жестких требований к габаритам. Зубчатые колеса из улучшенных сталей хорошо прирабатываются, однако область применения таких колес непрерывно сокращается.

Стали, подвергающиеся *нормализации*<sup>4</sup> (40, 45, 50 и др.) обладают низкой стойкостью против заедания, в случае если сопряженные колеса изготовлены из одного материала. Такие колеса применяют только во вспомогательных механизмах (механизмах ручного управления).

*Объемная закалка*<sup>5</sup> (стали 45, 40Х, 40ХН и др.) – наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Недостатки объемной закалки – коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций, понижение изгибной прочности при ударных нагрузках, ограничение размеров заготовок.

Зубчатые колеса, подверженные *поверхностной закалке*<sup>6</sup> ТВЧ (сталь 40Х, 40ХН и др.), применяют в средненапряженных передачах для колес с крупными зубьями ( $m \geq 5$  мм), а также для шестерен, работающих в паре с улучшенными колесами для достижения равнопрочности. Недостатком таких колес является сложность применения данного вида термообработки для колес с модулем менее 5 мм из-за опасности прокаливания зуба по всему объему. Стоимость обработки значительно возрастает с увеличением размеров колес.

Зубчатые колеса, подверженные *цементации*<sup>7</sup> (стали 20Х, 12ХНЗА, 20ХНМ, 18Х2Н4МА, 20Х2Н4А, 18ХГТ, 25ХГТ и др.) с последующей закалкой, имеют большую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев, высокую прочность зубьев на изгиб. Цементацию применяют в изделиях, где масса и

габариты имеют решающее значение. Недостатком является необходимость последующих отделочных операций.

Зубчатые колеса, подверженные **азотированию**<sup>8</sup> (стали 40Х, 38Х2МЮА, 40ХФА, 40ХНА и др.), имеют особо высокую твердость и износостойкость поверхностных слоев. Недостатком азотированных зубчатых колес является малая толщина азотированного слоя (0,2–0,5 мм), не позволяющая применять их при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания упрочненного слоя, при работе с интенсивным изнашиванием (загрязненная смазка, абразивные частицы) из-за опасности истирания упрочненного слоя и быстрого выхода из строя.

**Нитроцементация**<sup>9</sup> применяется для менее легированных, чем при цементации, сталей (18ХГТ, 25ХГТ, 40Х и др.). При этом сокращается длительность и стоимость процесса, уменьшается коробление, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Нитроцементация получила широкое распространение в условиях массового производства.

В зависимости от поверхностной твердости зубьев стальные зубчатые колеса делят на две группы:

1. Стали твердостью  $HB \leq 350$  – зубчатые колеса нормализованные или улучшенные.

Твердость материала  $HB \leq 350$  позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и др.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Технологические преимущества материалов при  $HB \leq 350$  обеспечили им широкое применение в условиях единичного и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

2. Стали твердостью  $HB > 350$  (обычно выражается в единицах Роквелла –  $HRC$  до 50...60) с объемной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др.

Допускаемые контактные напряжения колес при таких видах термообработки увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способ-

ность передачи – до четырех раз по сравнению с нормализованными и улучшенными колесами. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания. Однако существуют ограничения в широком применении твердых сталей. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют высокой точности изготовления и повышенной жесткости валов и опор. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Часто после термообработки требуются дополнительные отделочные операции.

**Стальное литье** применяют для колес больших диаметров (более 500 мм). Основные материалы – литейные среднеуглеродистые стали 35Л–50Л, литейные марганцовистые и низколегированные стали 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2 и др. Применяют такие колеса в паре с кованой шестерней.

При выборе материалов для изготовления зубчатых колес учитывают следующие положения:

- материалы для изготовления зубчатых колес необходимо принимать с учетом действующих нагрузок;
- в многоступенчатых передачах следует соблюдать гармонию размеров ступеней;
- при назначении материалов, необходимо стремиться к равнопрочности зубьев шестерни и колеса;
- для уменьшения опасности заедания, сокращения времени приработки зубчатых колес и сближения долговечности зубчатых колес твердость поверхности зубьев шестерни (особенно в прямозубых передачах) необходимо назначать на (10...15) *НВ* выше, чем у сопряженного колеса;

Стали, рекомендуемые для изготовления зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в приложении Б.

В слабонагруженных передачах (приводы распределительного вала автомобильных двигателей, веретена текстильных машин и приборов) для обеспечения бесшумности, химической стойкости или самосмазываемости в паре с металлическими зубчатыми колесами применяют **пластмассовые** зубчатые колеса на основе стеклянных волокон. К ним относятся текстолит (например, марок ПТ, ПТК), древесно-слоистые пластики (например,

ДСП-Г со звездообразным расположением слоев шпона), капролон, полиформальдегид, фенилон.

Недостатком пластмассовых зубчатых колес является ограничение их применения в напряженных зубчатых передачах, низкая теплопроводность и склонность к заеданию.

Рекомендуемые материалы для изготовления червячных колес и их механические характеристики приведены в приложении Б.

### 3. Определение допускаемых напряжений

#### 3.1. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения для зубчатых колес определяют по ГОСТ 21354–87

$$y_{HP} = y_{Hlim} \cdot Z_N / S_H \quad (1)$$

где  $y_{Hlim}$  – предел контактной выносливости поверхности зубьев при базовом числе циклов нагружения;  $Z_N$  – коэффициент долговечности;  $S_H$  – коэффициент безопасности.

Расчетные зависимости для определения пределов контактной выносливости зубьев стальных колес в зависимости от вида термической обработки приведены в таблице 1.

Таблица 1

Вид термообработки	$y_{Hlim}$ , МПа
Нормализация, улучшение	$2 \cdot HB_{cp} + 70$
Объемная закалка	$18 \cdot HRC_{cp} + 150$
Поверхностная закалка	$17 \cdot HRC_{cp} + 200$
Цементация	$23 \cdot HRC_{cp}$
Азотирование	1050

Коэффициент безопасности рекомендуют:  $S_H = 1,1$  – при однородной структуре материала по объему (нормализация, объемная закалка, улучшение);  $S_H = 1,2$  – при неоднородной структуре (поверхностная закалка, цементация, азотирование).

Коэффициент долговечности  $Z_N$  учитывает влияние срока службы и режим нагрузки передачи

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \geq 1 \begin{cases} \leq 2,6 & \text{при } S_H = 1,1 \\ \leq 1,8 & \text{при } S_H = 1,2 \end{cases} \quad (2)$$

где  $N_{HG}$  – базовое число циклов нагружения;  $N_{HE}$  – циклическая долговечность до разрушения (эквивалентное число циклов).

$$N_{HG} = \left[ 30 \cdot (HB_{cp})^{2,4} \approx 340 \cdot (HRC_{cp})^{3,15} + 8 \cdot 10^6 \right] \leq 12 \cdot 10^7 \quad (3)$$

$$HB_{cp} = 0,5(HB_{min} + HB_{max}) \quad (4)$$

Циклическая долговечность при переменном режиме нагрузки

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum (T_i/T_{max})^3 \cdot n_i \cdot t_i \quad (5)$$

где  $c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса (определяется числом колес, одновременно находящихся в зацеплении с рассчитываемым);  $T_i$  и  $T_{max}$  – крутящие моменты и максимальный из моментов, учитываемые при расчете на усталость;  $n_i$  и  $t_i$  – соответствующие моментам частоты и время работы.

### 3.2 Допускаемые напряжения изгиба

$$y_{FP} = y_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_C / S_F \quad (6)$$

где  $y_{Flim}$  – предел изгибной выносливости зубьев;  $Y_N$  – коэффициент долговечности;  $Y_C$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач);  $S_F$  – коэффициент безопасности.

Расчетные зависимости для определения пределов изгибной выносливости приведены в таблице 2.

Коэффициент безопасности рекомендуют принимать  $S_F = 1,55 \dots 1,75$ .

Таблица 2

Вид термообработки	Твердость зубьев		$y_{Flim}$ , МПа
	поверхности	сердцевины	
Нормализация, улучшение	180 ... 300 HB	180 ... 300 HB	$1,8 \cdot HB_{cp}$
Закалка ТВЧ по контуру зуба	48 ... 55 HRC	250 ... 320 HB	600
Объемная закалка	48 ... 55 HRC	48 ... 55 HRC	600
Цементация	56 ... 62 HRC	32 ... 45 HRC	800
Азотирование	550 ... 750 HV	32 ... 45 HRC	$300 + 12 \cdot HRC_{cp}$

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{FG}/N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 4 \text{ – при HB} \leq 350, \quad (7)$$

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{FG}/N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,5 \text{ – при HB} > 350, \quad (8)$$

Рекомендуется принимать  $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$  для всех сталей.  
При переменном режиме нагрузки

$$N_{FE} = N_{NE}. \quad (9)$$

Рекомендуется  $Y_C = 1$  при одностороннем приложении нагрузки;  $Y_C = (0,7 \dots 0,8)$  – для реверсивной нагрузки.

*Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках.* Кратковременные перегрузки, не учтенные при расчете на усталость, приводят к потере статической прочности зубьев. После определения размеров передачи необходимо проверить статическую прочность при перегрузках.

Максимальные контактные напряжения при перегрузках

$$y_{Hmax} = y_H \cdot \sqrt{T_{пик}/T_{max}} \leq y_{HPmax}, \quad (10)$$

где  $y_H$  – расчетные напряжения;  $T_{max}$  – максимальный крутящий момент;  $y_{HPmax}$  – предельное допускаемое напряжение.



Крутящий момент при перегрузке

$$T_{\text{пик}} = K \cdot T_{\text{max}}, \quad (11)$$

где  $K$  – коэффициент внешней динамической нагрузки.

При нормализации, улучшении, объемной закалке зубчатых колес –  $u_{\text{НРmax}} = 2,8 \cdot u_T$ ; при цементации, закалке ТВЧ –  $u_{\text{НРmax}} = 44 \cdot \text{HRC}_{\text{ср}}$ ; при азотировании –  $u_{\text{НРmax}} = 35 \cdot \text{HRC}_{\text{ср}}$ .

Максимальные напряжения изгиба при перегрузках

$$u_{F\text{max}} = u_F \cdot (T_{\text{пик}}/T_{\text{max}}) \leq u_{FP\text{max}}, \quad (12)$$

$$u_{FP\text{max}} = u_{\text{НРmax}}. \quad (13)$$

#### 4. Материалы, применяемые для изготовления червячных колес

В соответствии с видами разрушения и повреждения материал червячной пары должен обладать износостойкостью, пониженной склонностью к заеданию, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью. Червячные колеса преимущественно выполняют биметаллическими – стальная или чугунная ступица и зубчатый венец, выполненный из антифрикционного материала.

Выбор материала червячного колеса предопределяется в основном скоростью скольжения. При проектировочном расчете, когда размеры червячного колеса неизвестны, ориентировочное значение скорости скольжения определяют по эмпирической зависимости, м/с:

$$v_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_2 \cdot u \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (14)$$

где  $n_2$  – частота вращения ведомого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $u$  – передаточное число;  $T_2$  – вращающий момент на ведомом валу,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ .

При скорости скольжения  $v_{\text{ск}} \leq 25$  м/с венцы червячных колес выполняют из **оловянно-фосфористых бронз** БрО10Ф1,

БрОНФ, БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др., содержащих также фосфор, свинец, сурьму и никель.

При скорости скольжения  $v_{ск} \leq 12$  м/с венцы червячных колес изготавливают из **оловянно-цинковых бронз** БрО5Ц5С5, БрО5Ц5С6, БрО6Ц6С3 и др.

Необходимость в применении бронзы с высоким содержанием олова тем выше, чем больше скорость скольжения и относительная продолжительность работы передачи. Эти материалы дороги и дефицитны.

Для тихоходных закрытых червячных передач с машинным приводом и скоростью скольжения  $v_{ск} \leq 5$  м/с применяют **алюминиево-железистые бронзы** БрА10Ж4Н4Л, БрА9Ж3Л и литейные **латуни** ЛАЖМц66-6-3-2, ЛМцС58-2-2 и др.

Эти материалы обладают повышенными механическими характеристиками, но имеют пониженные противозадирные и антифрикционные свойства.

При скорости скольжения  $v_{ск} \leq 2$  м/с и при больших диаметрах колес допустимо применять **чугуны** марок СЧ10, СЧ15, СЧ20.

В передачах малой мощности (с ручным и машинным приводом) применяют колеса из **капрона** и других неметаллических материалов.

Рекомендуемые материалы для изготовления червячных колес и их механические характеристики приведены в прил. В.

## 5. Определение допускаемых напряжений

### 5.1. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения для групп материалов:

**I группа.** Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{H0}$  (МПа) при числе циклов перемены напряжений, равном  $10^7$ :

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9)\sigma_B, \quad (15)$$

Коэффициент 0,9 – для червяков с твердыми ( $H > 45 HRC$ ) шлифованными и полированными витками, 0,75 – для червяков при твердости  $< 350 HB$ .

Предел прочности  $\sigma_B$  принимают по приложению В.

Коэффициент долговечности  $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$  при условии  $K_{HL} \leq 1,15$ . Здесь  $N_{HE} = K_{HE} \cdot N_k$  – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

Если  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ .

Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (16)$$

где  $L_h$  – время работы передачи, ч.

При задании режима нагружения циклограммой моментов коэффициент  $K_{HE}$  эквивалентности вычисляют по формуле

$$K_{HE} = \sum \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right], \quad (17)$$

где  $T_i$ ,  $n_i$ ,  $L_{hi}$  – вращающий момент на  $i$ -й ступени нагружения, соответствующие ему частота вращения вала и продолжительность действия;  $T_{max}$ ,  $n$  – наибольший момент из длительно действующих (номинальный) и соответствующая ему частота вращения.

Коэффициент  $C_v$  учитывает интенсивность изнашивания материала колеса. Его принимают в зависимости от скорости  $v_{ск}$  скольжения (табл.3).

Таблица 3

$v_{ск}, \text{ м/с}$	5	6	7	8
$C_v$	0,95	0,88	0,83	0,8

Или рассчитывают по формуле

$$C_v = 1,66 \cdot v_{ск}^{-0,352}. \quad (18)$$

Допускаемые контактные напряжения при числе циклов перемены напряжений  $N_k$

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot [\sigma]_{H0}. \quad (19)$$

**II группа.** Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25 \cdot v_{ск}. \quad (19)$$

Здесь  $[\sigma]_{H0} = 300$  МПа для червяков с твердостью на поверхности витков  $> 45 HRC$ ;  $[\sigma]_{H0} = 250$  МПа для червяков при твердости  $< 350 HB$ .

**III группа.** Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = 175 - 35 \cdot v_{ск}. \quad (19)$$

## 5.2. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба вычисляют для материала зубьев червячного колеса:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0}. \quad (22)$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^7 / N_{FE}}. \quad (23)$$

Здесь  $N_{FE} = K_{FE} \cdot N_k$  – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи. Если  $N_{FE} < 10^6$ , то принимают  $N_{FE} = 10^6$ . Если  $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$ .

Коэффициент  $K_{FE}$  эквивалентности вычисляют по формуле

$$K_{FE} = \sum \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right], \quad (24)$$

Исходное допускаемое напряжение  $[\sigma]_{F0}$  изгиба для материалов:

$$\begin{array}{ll} \text{групп I и II} & [\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B; \\ \text{группы III} & [\sigma]_{F0} = 0,22\sigma_{ВИ}, \end{array}$$

где  $\sigma_{ВИ}$  – предел прочности при изгибе, МПа (обычно в 1,5...2,2 раза больше  $\sigma_B$ ).

## 6. Вопросы для самоконтроля

1. Какие материалы применяют для изготовления зубчатых колес?
2. Как назначают материал для червячных колес?
3. Какие виды термической и химико-термической обработки применяют для повышения поверхностной твердости зубчатых колес?
4. В каком случае применяют пластмассовые колеса?
5. Как рассчитывают допускаемые контактные напряжения?
6. Как рассчитывают допускаемые напряжения изгиба?
7. С какой целью проводят проверку прочности зубьев при перегрузках?

## Список рекомендуемой литературы

1. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для машиностроит. специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.

3. Шелофаст, В. В. Основы проектирования машин / В. В. Шелофаст. – М. : Изд-во АПМ, 2005. – 472 с.

4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.

5. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Альянс, 2008. – 590 с.

6. Тюняев, А. В. Детали машин / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер. – СПб.: Лань, 2013. – 732 с.  
<http://e.lanbook.com/view/book/5109/>

7. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс] / В. Ю. Садовец, Е. В. Резанова; ФГБОУ ВПО «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева», Каф. приклад. механики. – Кемерово. – 2012. 147 с.

<http://library.kuzstu.ru/meto.php?n=90562&type=utchposob:common>

## Приложение А (справочное)

**1 Термическая обработка** – совокупность операций нагрева, выдержки и охлаждения, проводимых в определенной последовательности с целью изменения внутреннего строения сплава и получения нужных свойств.

**2 ТВЧ** – закалка токами высокой частоты. Осуществляется в машинных или ламповых генераторах с частотой 500–106 Гц. Нагрев детали происходит за 3–5 с. После нагрева деталь быстро перемещается в специальное охлаждающее устройство – спрейер, через отверстия которого на нагретую поверхность разбрызгивается закалочная жидкость. В результате закалки ТВЧ повышается поверхностная твердость, возрастает износостойкость и предел выносливости в 1,5–2 раза. Из-за высокой стоимости индукционных установок этот метод целесообразно применять при массовом производстве однотипных деталей простой формы.

**3 Улучшение** – термическая обработка, направленная на получение зернистого сорбита, обеспечивающего оптимальное соотношение между прочностью и пластичностью. Улучшение к тому же обеспечивает самый низкий порог хладноломкости.

**4 Нормализация** – термическая обработка стали, при которой изделие нагревают до аустенитного состояния и охлаждают на спокойном воздухе. В результате нормализации получают более тонкое строение, уменьшаются внутренние напряжения, устраняются многие пороки, возникшие в процессе предшествующих обработок детали. Нормализацию чаще применяют как промежуточную операцию, улучшающую структуру.

**5 Объемная закалка** – процесс, при котором нагретую деталь сначала опускают в воду, а затем переносят для окончательного охлаждения в масло. Недостатком этого метода являются большие термические напряжения вследствие неравномерного охлаждения по сечению и необходимость последующих отделочных операций, понижение изгибной прочности при ударных нагрузках, ограничение размеров заготовок, подвергающихся объемной закалке.

**6 Поверхностная закалка** – один из способов увеличения твердости поверхностных слоев детали. Одновременно повышаются

сопротивление истиранию, предел выносливости и т.д. Представляет собой нагрев поверхностных слоев детали до температуры закалки с последующим быстрым охлаждением. Толщина закаленного слоя определяется глубиной нагрева и размерами детали.

**7 Цементация** – химико-термическая обработка, при которой поверхность стальных деталей насыщается углеродом до нужной глубины. После цементации изделие подвергают закалке с низким отпуском. Это обеспечивает получение высокой поверхностной твердости при мягкой вязкой сердцевине. Одновременно увеличивается предел выносливости и долговечность детали.

**8 Азотирование** – химико-термическая обработка, при которой поверхность стальных деталей насыщается азотом. При этом увеличиваются не только твердость и износостойкость, но и коррозионная стойкость. Твердость поверхностного слоя в 1,5–2 раза выше, чем после цементации.

**9 Нитроцементация** – химико-термическая обработка, при которой поверхность стальных деталей насыщается одновременно углеродом и азотом. Процесс происходит в газовых смесях, содержащих 70–80 % цементующего газа и 20–30 % аммиака, при 850–870°C в течение 2–10 часов. Детали при этом имеют малую деформацию и коробление, большое сопротивление износу, коррозионную стойкость и мелкозернистую структуру.



Приложение Б  
(справочное)

Марка стали	Размер сечения $s$ , мм	Твердость поверхности	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Термообработка
40	60	192–228 HB	700	400	Улучшение
45	80	170–217 HB	600	340	Нормализация Улучшение Улучшение
	100	192–240 HB	750	450	
	60	241–285 HB	850	580	
50	80	179–228 HB	640	350	Нормализация Улучшение
	80	228–255 HB	750	530	
40X	100	230–260 HB	850	550	Улучшение Улучшение Азотирование
	60	260–280 HB	950	700	
	60	50–59 HRC	1000	800	
45X	100	230–280 HB	850	650	Улучшение Улучшение Улучшение
	100–300	163–269 HB	750	500	
	300–500	163–269 HB	700	450	
40XH	100	230–300 HB	850	600	Улучшение Улучшение Закалка
	100–300	≥ 241 HB	800	580	
	40	48–54 HRC	1600	1400	
35XM	100	241 HB	900	800	Улучшение Улучшение Закалка
	50	269 HB	900	800	
	40	45–53 HRC	1600	1400	
40XHMA	80	≥ 302 HB	1100	900	Улучшение Улучшение
	300	≥ 217 HB	700	500	
30XГСА	150	235 HB	≥ 760	≥ 500	Улучшение Улучшение Улучшение Закалка
	60	270 HB	980	880	
	40	310 HB	1100	960	
	30	46–53 HRC	1825	1425	
20X	60	56–63 HRC	650	400	Цементация
12ХН3А	60	56–63 HRC	900	700	Цементация
25ХГТ	-	58–63 HRC	1150	950	Цементация

Приложение В  
(справочное)

Группа	Материал	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			$\sigma_B$	$\sigma_T$
I	БрО10Н1Ф1 $v_{ск} \leq 25$ м/с	Ц	285	165
	БрО10Ф1 $v_{ск} \leq 12$ м/с	К	275	200
		З	230	140
	БрО5Ц5С5 $v_{ск} \leq 8$ м/с	К	200	90
		З	145	80
II	БрА10Ж4Н4 $v_{ск} \leq 5$ м/с	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10Ж3Мц1,5 $v_{ск} \leq 5$ м/с	К	550	360
		З	450	300
	БрА9Ж3Л $v_{ск} \leq 5$ м/с	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
	ЛЦ23А6Ж3Мц2 $v_{ск} \leq 4$ м/с	Ц	500	330
		К	450	295
З		400	260	
III	СЧ 18 $v_{ск} \leq 2$ м/с	З	355	-
	СЧ 15 $v_{ск} \leq 3$ м/с	З	315	-

\* Материалы разделены на группы по сопротивляемости заданию.

Принятые обозначения: Ц – центробежное литье; К – литье в кокиль; З – литье в землю.

## Приложение Г

### Пример выполнения расчета

#### 3 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений

##### 3.1 Задача

Подобрать материалы для зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступеней двухступенчатого цилиндрического редуктора, обеспечив разницу в твердости поверхностей сопряженных шестерни и колеса на 10 – 15 НВ; в общей твердости быстроходной и тихоходной ступеней на 30 – 50 НВ.

##### 3.2 Результаты

Таблица 3.1

	Шестерня	Колесо
Марка стали	40X	45X
НВ	260	230
Вид т/о	улучшение	улучшение
$\sigma_B$ , МПа	950	700
$\sigma_T$ , МПа	850	600
$Y_{Hlim}$ , МПа	590	530
$Y_{Flim}$ , МПа	486	468
$Z_N$	1,23	1,17
$S_H$	1,1	1,1
$Y_N$	0,95	0,95
$Y_C$	1	1
$S_F$	1,75	1,75
$Y_{HP}$ , МПа	659,72	563,73
$Y_{FP}$ , МПа	458	414

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

## Продолжение прил. Г

### 3.3 Расчет допускаемых контактных напряжений

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_H / S_H, \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости поверхности зубьев при базовом числе циклов нагружения;  $Z_H$  – коэффициент долговечности;  $S_H$  – коэффициент безопасности.

#### 3.3.1 Предел контактной выносливости поверхности зубьев $\sigma_{Hlim}$

$$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70, \text{ МПа} \quad (3.2)$$

а) для шестерни

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа}$$

б) для колеса

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа.}$$

#### 3.3.2 Коэффициент долговечности $Z_N$

$$Z_H = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{HE}}, \quad (3.3)$$

где  $N_{HG}$  – базовое число циклов нагружения;  $N_{HE}$  – циклическая долговечность до разрушения (эквивалентное число циклов).

$$N_{HG} = [30 \cdot (HB)^{2,4}] \leq 12 \cdot 10^7, \quad (3.4)$$

Циклическая долговечность при переменном режиме

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum (T_i / T_{max})^3 \cdot n_i \cdot t_i, \quad (3.5)$$

где  $c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса (определяется числом колес, одновременно находящихся в зацеплении с рассчитываемым);  $T_i$  и  $T_{max}$  – крутящие моменты и максимальный из моментов, учитываемые при расчете на усталость;  $n_i$  и  $t_i$  – соответствующие моментам частоты и время работы.

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

В соответствии с циклограммой нагрузки

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \left( \left( \frac{T}{T_3} \right)^3 \cdot n_3 \cdot 0,2 \cdot t_{\Sigma} + \left( \frac{0,6 \cdot T}{T_3} \right)^3 \cdot n_3 \cdot 0,8 \cdot t_{\Sigma} \right),$$

где  $t_{\Sigma}$  – суммарный срок службы (ресурс передачи), ч.

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \text{ ч} \quad (3,6)$$

где  $L$  – срок службы, годы;  $K_{\text{год}}$  и  $K_{\text{сут}}$  – коэффициенты использования передачи в году и в сутках.

$$t_{\Sigma} = 5 \cdot 365 \cdot 0,29 \cdot 24 \cdot 0,3 = 3810,6 \text{ ч.}$$

$$\begin{aligned} N_{HE} &= 60 \cdot 1 \cdot 63 \cdot 3810,6 \left( \left( \frac{368,3}{368,3} \right)^3 \cdot 0,2 + \left( \frac{0,6 \cdot 368,3}{368,3} \right)^3 \cdot 0,8 \right) = \\ &= 5369836,55. \end{aligned}$$

а) для шестерни

$$N_{HG} = [30 \cdot (260)^{2,4}] = 18752418,6;$$

$$Z_H = \sqrt[6]{18752418,6/5369836,55} = 1,23;$$

$$\sigma_{HP} = 590 \cdot 1,23/1,1 = 659,72 \text{ МПа.}$$

б) для колеса

$$N_{HG} = [30 \cdot (230)^{2,4}] = 13972305,13;$$

$$Z_H = \sqrt[6]{13972305,13/5369836,55} = 1,17;$$

$$\sigma_{HP} = 530 \cdot 1,17/1,1 = 563,73 \text{ МПа.}$$

### 3.4 Расчет допускаемых напряжений изгиба

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_C / S_F, \text{ МПа} \quad (3.7)$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел изгибной выносливости зубьев;  $Y_N$  – коэффициент долговечности;  $Y_C$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач);  $S_F$  – коэффициент безопасности.

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

## Продолжение прил. Г

### 3.4.1 Предел изгибной выносливости поверхности зубьев $\sigma_{Flim}$

$$\sigma_{Flim} = 1,8HB, \text{ МПа} \quad (3,8)$$

а) для шестерни

$$\sigma_{Flim} = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}$$

б) для колеса

$$\sigma_{Flim} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа.}$$

### 3.4.2 Коэффициент долговечности $Y_N$

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{FG}/N_{FE}}, \quad (3.9)$$

где  $N_{FG}$  – базовое число циклов нагружения;  $N_{FE}$  – циклическая долговечность до разрушения (эквивалентное число циклов).

Учитывая, что  $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ ,  $N_{FE} = N_{HE}$ , для всех колес

$$Y_N = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 5369836,55} = 0,95$$

### 3.4.3 Допускаемые напряжения изгиба

а) для шестерни быстроходной ступени

$$\sigma_{FP} = 458 \cdot 0,95 \cdot 1/1,75 = 248,63 \text{ МПа}$$

б) для колеса быстроходной ступени

$$\sigma_{FP} = 414 \cdot 0,95 \cdot 1/1,75 = 224,74 \text{ МПа}$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

## Приложение Д

### Пример выполнения расчета

#### 3 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений

##### 3.1 Задача

Назначить материалы для червяка и червячного колеса. Определить допускаемые напряжения.

##### 3.2 Выбор материалов

В качестве материала червяка выбираем сталь 45 с закалкой поверхности до твердости 45 ... 50 HRC с последующим шлифованием и полированием витков.

Так как выбор материала для червячного колеса связан со скоростью скольжения, то предварительно определим ожидаемое ее значение

$$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_2 \cdot u \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.1)$$

где  $n_2$  – частота вращения ведомого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $u$  – передаточное число;  $T_2$  – вращающий момент на ведомом валу, Н · м.

$$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 72 \cdot 39 \cdot \sqrt[3]{244,3} = 7,9 \text{ м/с.}$$

В качестве материала червячного колеса принимаем оловянно-цинковую бронзу БрО5Ц5С5 с механическими характеристиками:  $\sigma_B = 200$  МПа,  $\sigma_T = 90$  МПа.

##### 3.3 Определение допускаемых напряжений

###### 3.3.1 Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot [\sigma]_{H0}, \quad (3.2)$$

где  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности;  $C_v$  – коэффициент учитывающий интенсивность изнашивания ( $C_v = 0,8$ );  $[\sigma]_{H0}$  – допускаемое напряжение.

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Д

$$[\sigma]_{H0} = 0,9 \cdot \sigma_B, \quad (3.3)$$

$$[\sigma]_{H0} = 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ МПа.}$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}, \quad (3.4)$$

где  $N_{HE}$  – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_k, \quad (3.5)$$

где  $K_{HE}$  – коэффициент эквивалентности;  $N_k$  – суммарное число циклов перемены напряжений.

$$K_{HE} = \sum \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right], \quad (6)$$

где  $T_i$ ,  $n_i$ ,  $L_{hi}$  – вращающий момент на  $i$ -й ступени нагружения, соответствующие ему частота вращения вала и продолжительность действия;  $T_{max}$ ,  $n$  – наибольший момент из длительно действующих (номинальный) и соответствующая ему частота вращения.

$$K_{HE} = \left[ \left( \frac{7,81}{244,03} \right)^4 \cdot \frac{2850 \cdot 0,2t}{72 \cdot t} \right] + \left[ \left( \frac{244,03}{244,03} \right)^4 \cdot \frac{72 \cdot 0,8t}{72 \cdot t} \right] = 0,8,$$

где  $L_h$  – время работы передачи, ч.

$$L_h = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \quad (3.7)$$

где  $L$  – срок службы, годы;  $K_{год}$  и  $K_{сут}$  – коэффициенты использования передачи в году и в сутках.

$$L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,29 \cdot 24 \cdot 0,3 = 3810,6 \text{ ч.},$$

$$N_k = 60 \cdot 72 \cdot 3810,6 = 16461792,$$

$$N_{HE} = 0,8 \cdot 16461792 = 13169433,6 \approx 1,3 \cdot 10^7,$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / 1,3 \cdot 10^7} = 0,96.$$

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = 0,96 \cdot 0,8 \cdot 180 = 138,24 \text{ МПа.}$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)



## Продолжение прил. Д

### 3.3.2 Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0}, \quad (3.8)$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности;  $[\sigma]_{F0}$  – допускаемое напряжение.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}, \quad (3.9)$$

где  $N_{FE}$  – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_k, \quad (3.10)$$

где  $K_{FE}$  – коэффициент эквивалентности.

$$K_{FE} = \sum \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right], \quad (3.11)$$

$$K_{FE} = \left[ \left( \frac{7,81}{244,03} \right)^9 \cdot \frac{2850 \cdot 0,2t}{72 \cdot t} \right] + \left[ \left( \frac{244,03}{244,03} \right)^9 \cdot \frac{72 \cdot 0,8t}{72 \cdot t} \right] = 0,8,$$

$$N_{FE} = 0,8 \cdot 16461792 = 13169433,6 \approx 1,3 \cdot 10^7,$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / 1,3 \cdot 10^7} = 0,75.$$

Исходное допускаемое напряжение

$$[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B, \quad (3.12)$$

$$[\sigma]_{F0} = 0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 200 = 38,5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_F = 0,75 \cdot 38,5 = 28,875, \text{ МПа}$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Составители  
Резанова Елена Викторовна  
Садовец Владимир Юрьевич

**ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ  
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ  
ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «**Основы проектирования**» для студентов направления 15.03.01 «Машиностроение», по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**» для студентов направлений 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», по дисциплине «**Детали машин**» для студентов направления 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» и по дисциплине «**Прикладная механика**» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело», всех форм обучения

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 20.06.2016. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 1,3.

Тираж 30 экз. Заказ .

КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Издательский центр КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а.