

Содержание:

1. Расчет на изгиб.
2. Допускаемые напряжения на изгиб.
3. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес.
4. Проектный и проверочный расчет зубчатых передач.
5. Контрольные вопросы.

Расчет будем вести с учетом ряда факторов, влияющих на сопротивление усталости зубьев при изгибе и выраженных различными коэффициентами.

$Y_F$  - коэффициент формы зуба;

$Y_\epsilon$  - коэффициент перекрытия зубьев;

$Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зуба;

$K_{F\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии;

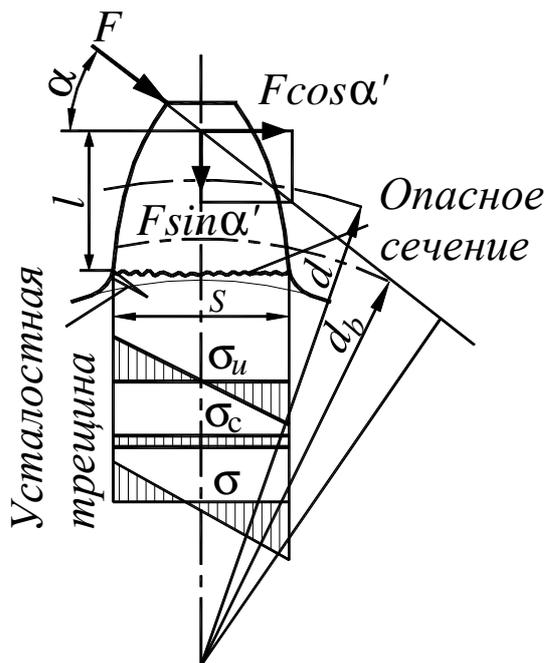


Рис. 9.1 Схема для расчета зубьев на изгиб

$K_{Fv}$  - коэффициент динамической нагрузки.

При расчете зуба на изгиб он рассматривается как балка жестко защемленная одним концом и нагруженная силой  $F$ , приложенная к вершине зуба. Такое положение нагрузки наиболее опасно, т.к. плечо нагрузки самое большое,  $l$  – максимальное плечо действия нагрузки.

Сила  $F$  действует под углом при вершине несколько большем, чем  $\alpha$ , обозначим его  $\alpha'$ .

Хотя максимальные напряжения возни-

кают на сжатой (не рабочей) стороне зуба, но расчет на прочность производится по напряжениям на рабочей стороне, т.к. усталостные трещины и разрушения зубьев начинаются на растянутой стороне.

$$\sigma_F = \sigma_u - \sigma_{сж};$$

$$\sigma_F = \left( \frac{6Fl \cos \alpha'}{bS^2} - \frac{F \cdot \sin \alpha'}{bS} \right) K_T,$$

где  $K_T$  – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений;

$F$  – сила в зацеплении;

$b$  – ширина зубчатого венца;

$S$  – толщина зуба в опасном сечении;

$l$  – плечо изгибающей зуб силы относительно опасного сечения произведя преобразования аналогичные расчету на контактную прочность получим формулу для проверочного расчета зубьев на изгиб

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \cdot K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \cdot \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{Z_1^2 \Psi_{bd} m^3} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициенты  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{FV}$  выбираются аналогично коэффициентам  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$  и  $K_{HV}$ .

Остальные коэффициенты выбираются следующим образом:

$Y_F$  – в зависимости от смещения  $X$  и числа зубьев  $\left( Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \right)$

$Y_\epsilon$  – для прямозубых передач можно принимать  $Y_\epsilon = 1,0$

$Y_\beta$  – для прямозубых  $Y_\beta = 1,0$ , для косозубых  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$

Из вышеприведенной зависимости получаем формулу для проектного расчета зубьев на изгиб

$$m = \sqrt[3]{Y_F Y_\epsilon Y_\beta K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FS} \cdot \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{Z_1^2 \Psi_{bd} \sigma_F}}$$

## 2. Допускаемые напряжения на изгиб

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

где  $\sigma_{Flimb}$  – предел изгибной выносливости (выбираем по таблицам),

$S_F$  – коэффициент безопасности (изменяется в пределах 1,7÷2,2),

$K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи (для реверсивной 0,7÷0,8),

$K_{FL}$  – коэффициент долговечности определим следующим образом:

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

где  $m$  – показатель степени; если  $HB < 350 \Rightarrow m=6$ ; если  $HB > 350 \Rightarrow m=9$ ,

$N_{FO}$  – базовое число циклов нагружения ( $N_{FO}=4 \cdot 10^8$ ),

$N_{FE}$  – число циклов нагружения.

$$N_{FE} = 60nt,$$

где  $n$  – число оборотов зубчатого колеса (об/мин),

$t$  – срок службы передачи (час).

Если  $N_{FE} > N_{FO}$ , то принимаем  $K_{FL}=1,0$ .

### 3. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

Наиболее часто применяемыми материалами служат термически обрабатываемые стали, так как они в большей степени обеспечивают контактную прочность и прочность зубьев на изгиб. Реже применяются чугуны и пластмассы.

Все применяемые материалы можно разделить по термообработке и твердости на две группы

HB<350	и	HB>350
нормализация		закалка (в основном ТВЧ)
закалка		нормализация
улучшение		азотирование
		цианирование

Зубчатые колеса ( $HV < 350$ ) подвергаются чистовой обработке и даже нарезанию после термообработки. Такие колеса получаются технологичней и дешевле так как точность достигается без дорогостоящих обрабатывающих операций.

Улучшению подвергают качественные углеродистые стали (сталь 35, 40 и др.), легированные стали (сталь 35ХГС, 40Х и др.)

Нормализация применяется для углеродистых сталей обычного качества (СТ6, СТ5 и др.).

Колеса больших диаметров, которые подвергаются нормализации изготавливают из углеродистого стального литья.

Зубчатые колеса с твердостью  $HV > 350$  обладают высокой нагрузочной способностью, износостойкостью, высоким сопротивлением заеданию. Плохо прирабатываются и требуют высокую точность изготовления. Термообработка применяется после изготовления.

Закалке подвергаются в основном легированные стали (сталь 45Х, 40ХГ, 40ХН и др.)

Для цементации можно применять низколегированные стали (сталь 20Х, 18ХГТ и др.)

Для азотирования применяются качественные высоколегированные стали (сталь 48Х210, 40Х2МИ и др.)

Чугуны применяют только в тихоходных передачах.

Пластмассы – высокая точность зацепления, но малая прочность.

## **5. Проектный и проверочный расчет зубчатых передач**

Целесообразно проектный расчет выполнять по более опасным напряжениям.

В открытых зубчатых передачах, работающих без наличия смазывающих материалов во избежания появления царапин на зубьях (абразивного износа) необходимо применять материалы, термообработка которых позволит достичь  $HV > 350$ . В этом случае более опасными становятся напряжения изгиба (хрупкая сердцевина), поэтому проектный расчет будем выполнять по напряжениям изгиба  $\sigma_F$  (модуль), а проверочный по  $\sigma_H$ .

В закрытых передачах целесообразно с точки зрения экономики применяемые материалы с твердостью  $HV < 350$ , тогда более опасными напряжениями становятся  $\sigma_H$  (не-

высокая поверхностная твердость), а менее опасными -  $\sigma_F$  (упругая сердцевина). Следовательно, проектный расчет будем вести по  $\sigma_H (d_{w1})$ , а проверочный по  $\sigma_F$ .

## 5. Контрольные вопросы

1. Какие факторы учитывают при расчете на изгиб ?
2. Какая сторона зуба (рабочая или не рабочая) является более опасной с точки зрения изгиба ?
3. Какой коэффициент наиболее сильно влияет на изгибную прочность зубьев ?
4. Как влияет реверсивность передачи на допускаемые напряжения ?
5. От чего зависит коэффициент долговечности ?
6. Какие материалы применяются для зубчатых колес ?
7. Какие материалы целесообразно применять в закрытых передачах ?