

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., Политехника Свентокшистская в Кельцах (Польша), *П.Н. КАЛИНИН*, к.т.н., ВИБВ МВД Украины (Харьков, Украина).

МАТЕРИАЛЫ, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И МЕТОДИКИ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Представлено марки сталей для производства зубчатых колес с рекомендациями, что учитывают вид зубчатой передачи (открытой, закрытой), степень навантаженности (слабо-, средне-, тяжело-), объем производства (индивидуальное, серийное, массовое), а также вид термообработки. Уточнено применение допустимых напряжений для проектного и проверочного расчетов, в связи с чем представлены рекомендации для методов расчета на прочность закрытых и открытых зубчатых передач.

The marks of steels for manufacture of gears-wheels which are taking into account an aspect of gears transmission (closed, open), grade of loading (easy loading, average loading, heavy loading), volume of manufacture (individual production, small-lot production, large-lot production), and also aspect of heat treatment are presented in this paper. Recommendations for applications of allowable stress for project calculation and check calculation are specified, in this connection the recommendations for techniques of calculation of closed and open gears transmissions are presented too.

Постановка проблемы. При проектировании механических передач всегда решается вопрос выбора материалов зубчатых колес и вида их термообработки, определения допускаемых напряжений и последующего определения размеров венцов зубчатых колес. Рекомендации по решению отдельных задач этой проблемы в настоящее время существуют. Однако новые результаты, полученные при исследовании зубчатых колес, новые технологические решения их производства требуют уточнения, а иногда и изменения существующего подхода к решению отдельных задач этой проблемы, что способствует решению государственной задачи создания высоконагруженных зубчатых передач минимальных габаритов.

Анализ литературы. Вопросы выбора материалов зубчатых колес и их термообработки находят свое отражение в многочисленных литературных источниках [1, 2, 3], но к великому сожалению практически нигде не представлены обобщенные рекомендации, учитывающие объем производства, вид передачи, степень нагруженности проектируемых колес, технологические вопросы получения и обработки заготовок колес и нарезания зубьев. Учет объемов производства (единичное, серийное, массовое), вида зубчатой передачи (открытые, закрытые) и степени нагруженности передачи (слабо-, средне-, высоконагруженные) влияют на выбор материалов и их термообработку. Некоторые рекомендации по выбору материалов и их термообработке представлены в [2-6], но номенклатура материалов для проектирования зубчатых колес желает быть расширена.

ГОСТ 21354-87 предусматривает определение допускаемых напряжений как для проектного, так и для проверочного расчетов. Однако существующие методики прочностного расчета зубчатых передач [4-7] используют допускаемые напряжения только для проектного расчета. Первые рекомендации по использованию допускаемых напряжений для проектного и проверочного расчетов, результаты которых отличаются на ~15% в большую сторону для проверочного расчета, представлены в [8].

В связи с вышеизложенным требуют изменения методики расчета закрытых зубчатых передач. Выбор параметров передач должен выполняться и выполняется из условия предотвращения появления питтинга на рабочих поверхностях зубьев по проектным допускаемым напряжениям. Проверочные расчеты (проверка условия прочности по контактным напряжениям, проверка условия прочности по изгибным напряжениям), выполняемые после выбора параметров передачи, должны выполняться по допускаемым напряжениям проверочного расчета.

Требуют пересмотра также методики расчета открытых (цилиндрических, конических) передач, которые в большей степени должны учитывать явления абразивного износа зубьев колес [9].

Решения некоторых задач указанной проблемы, не вызывающие вопросов у профессиональных конструкторов, вызывают затруднения среди студентов, впервые приступающих к решению этих задач. В связи с этим рекомендации по решению этой проблемы должны найти свое отражение также в литературе для учебных целей [10].

Цель статьи. Упорядочить сведения, касающиеся применения материалов для зубчатых колес в различных условиях нагруженности передач, с учетом вида зубчатых передач и объема продукции, а также разграничить области применения допускаемых напряжений для проектного и проверочного расчетов передач и на этой основе рекомендовать методики прочностного расчета закрытых и открытых зубчатых передач.

1. Материалы зубчатых колес и их термообработка

1.1. Передачи зубчатые открытые – передачи слабонагруженные, с окружной скоростью зубчатых колес $v \leq 1$ м/с, требующие приработки зубьев вследствие несоосности валов

передачи, производство индивидуальное. Рекомендуемые материалы – Ст5, Ст6 (ГОСТ 380-94); 35, 40, 45 (ГОСТ 1050-88); 35Л, 40Л (ГОСТ 977-88). Термообработка (ТО) – нормализация, НВ 170...270.

1.2. Передачи зубчатые закрытые:

1.2.1. Передачи слабо- и средненагруженные в индивидуальном производстве. Рекомендуемые сочетания материалов:

шестерня	45	55	40Х	45ХН
зубчатое колесо	35, 40Л, 45Л, Ст5	40, 45, 45Л, Ст6	55, 40ХЛ	40Х, 45Х

ТО шестерни – улучшение, твердость НВ 260...300; термообработка колеса - улучшение, твердость НВ 230...260 [4]. Возможно использование для шестерни и колеса одинаковых марок сталей.

1.2.2. Передачи слабо- и средненагруженные в мелкосерийном и серийном производстве, материалы шестерни и колеса – 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 35ХГС, 38ХС, 45ХНМ (ГОСТ 4543-71). ТО шестерни – улучшение и объемная закалка (закалка ТВЧ, пламенная закалка), твердость HRC 45...53; ТО колеса – улучшение НВ 270...300. Возможно использование для шестерни и колеса одинаковых марок сталей. При закалке ТВЧ и пламенной закалке глубина закаленного слоя не менее 1,5 мм. Особенности сталей – повышенная чувствительность к концентраторам напряжений, склонность к образованию закалочных трещин.

1.2.3. Передачи слабо- и средненагруженные в серийном производстве, марки сталей одинаковые для шестерни и колеса – 40, 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 38ХС. ТО шестерни и колеса одинаковая – улучшение и закалка ТВЧ (объемная закалка, пламенная закалка), твердость 45...53 HRC. При закалке ТВЧ и пламенной закалке глубина закаленного слоя не менее 1,5 мм. Особенности сталей – небольшие деформации при ТО, повышенная чувствительность к концентраторам напряжений.

1.2.4. Передачи слабо- и средненагруженные, работающие без перегрузок. Материалы шестерни и колеса – 38ХН3МФА, 38Х2МЮА, 40ХН2МА, 40Х2МЮА, 38Х2Ю; ТО - азотирование; твердость поверхности 42...48 HRC. Особенности сталей - высокая поверхностная твердость, небольшие деформации при ТО.

1.2.5. Передачи средненагруженные с нешлифованными зубьями в серийном и массовом производстве. Материалы колеса, ТО и твердость - по п. 1.2.3. Материалы шестерни - 20, 20Х, 25ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М, 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХГТ, 20ХГНР, 20ХГР; ТО – улучшение, нитроцементация и закалка; твердость 56...62 HRC. Снижение точности зубьев в процессе ТО следует компенсировать ужесточением примерно на одну степень норм точности на предшествующих операциях. Особенности сталей - высокая износостойкость и поверхностная твердость зубьев, небольшие деформации при ТО, хрупкость рабочих поверхностей.

1.2.6. Передачи средне- и тяжелоагруженные с нешлифованными зубьями в массовом производстве. Материалы шестерни и колеса – АЦ45, АЦ50Х, АЦ5Х, АЦ25ХГТ; ТО – объемная закалка; твердость 45...53 HRC. Снижение точности зубчатого венца в процессе ТО следует компенсировать ужесточением примерно на одну степень норм точности на предшествующих операциях. Особенности сталей - улучшенная обрабатываемость.

1.2.7. Передачи тяжелоагруженные с нешлифованными зубьями в массовом производстве. Материалы шестерни и колеса одинаковые – 15Х, 20Х, 12ХН3А, 15ХФ, 12ХН2, 20ХН, 20ХН3А, 25ХГМ, 18ХГТ, 20ХГТ, 20ХГР, 30ХГР, 20ХГНР, 18ХНВА, 20ХГСА. ТО – улучшение, цементация и закалка. Твердость поверхностей 56...62 HRC. Глубина цементированного слоя не менее 0,15 мм с округлением до десятых долей мм, но не менее 2,1 мм. Снижение точности зубчатого венца в процессе ТО следует компенсировать ужесточением примерно на одну степень норм точности на предшествующих операциях. Особенности сталей - высокая несущая способность зубьев, средние деформации при термообработке.

1.2.8. Передачи тяжелоагруженные ответственные со шлифованными зубьями в массовом производстве. Материалы шестерни и колеса одинаковые – 12Х2Н4А, 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 20Х2Н4А, 14ХГСН2МА. ТО – улучшение, цементация и закалка. Твердость поверхностей 56...62 HRC. Глубина цементированного слоя не менее 0,15 мм с округлением до десятых долей миллиметра, но не менее 2,1 мм. Особенности сталей - наибольшая несущая способность зубьев, склонность к образованию трещин.

1.2.9. Передачи тяжелоагруженные с нешлифованными зубьями в массовом производстве. Материалы шестерни и колеса одинаковые – 25ХНТЦ, 25ХГСНТ, 18ХНМФА, 25ХГМФА, 15ХГНТРА, 25ХНГМЮА, 25ХГНМТ, 14ХГСН2МА. ТО – улучшение, цементация и закалка. Твердость поверхностей 56...63 HRC. Глубина цементированного слоя не менее 0,15 мм с округлением до десятых долей миллиметра, но не менее 2,1 мм. Снижение точности зубчатого венца в процессе ТО следует компенсировать ужесточением примерно на одну степень норм точности на предшествующих операциях. Экономнолегированные стали с высокой контактной прочностью и более низкой стоимостью. Взамен таких сталей, как 12ХН3А, 12ХН4А, 18Х2Н4МА, 20ХН3А.

2. Допускаемые напряжения и проектные расчеты зубчатых передач

Существующие методики и рекомендации по определению допускаемых напряжений опираются на ГОСТ 21354-87, который регламентируют определение допускаемых напряжений как на этапе проектного,

так и на этапе проверочного расчетов. Отметим, что на этапе проектного расчета, параметры и размеры передачи еще не известны, а на этапе проверочного расчета – параметры и размеры передачи известны.

К сожалению вопросы определения допустимых напряжений для проектного и проверочного расчетов не нашли своего полного отражения в методиках расчета зубчатых передач. В [4-7] рекомендовано допустимые напряжения, определяемые после выбора материалов шестерни (колеса) и вида их ТО, использовать как для проектного расчета (σ_{HP} , σ_{FP}), так эти же значения допустимых напряжений использовать далее для проведения последующих проверочных расчетов.

Следует иметь в виду, что проектный расчет – это предварительный этап проектирования зубчатых передач, с помощью которого оценивают основные размеры передачи (диаметр d_{w1} , межосевое расстояние a_w или модуль m) из условия обеспечения ее работоспособности с одновременным определением главных параметров зацепления. Проверочные расчеты выполняют как окончательные после уточнения всех параметров и условий работы. Поэтому на этом этапе безусловно необходимо уточнять и допустимые напряжения.

2.1. Проектирование закрытых зубчатых передач.

Для предотвращения появления pittinga на рабочих поверхностях зубьев должно быть выполнено условие прочности на контактную выносливость

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}, \quad (1)$$

где σ_H - контактные напряжения в полюсе зацепления (не рассматриваемые в работе); σ_{HP} - допустимые контактные напряжения, не вызывающие опасной контактной усталости материала на поверхности зубьев.

Уравнение (1) в методиках расчета зубчатых передач рассматривается двойко. На этапе проверочного расчета, когда известны размеры и параметры передачи, допустимое напряжение

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H} Z_R Z_v Z_L Z_X, \quad (2)$$

где $\sigma_{H\lim}$ - предел контактной выносливости поверхностей зубьев для базового числа циклов напряжений; Z_N - коэффициент долговечности; S_H - минимальный коэффициент запаса прочности.

На этапе проектного расчета, когда неизвестны размеры и параметры передачи, значения коэффициентов, учитывающих влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев (Z_R), окружной скорости (Z_v), вязкости смазочного материала (Z_L) и размеров зубчатого колеса (Z_X), удовлетворяют условию

$$Z_R Z_v Z_L Z_X \approx 0,9, \quad (3)$$

а допустимые напряжения для проектного расчета оценивают величиной

$$\sigma'_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H}, \quad (4)$$

Разрешение неравенства (1) относительно диаметра начальной окружности шестерни d_{w1} (межосевого расстояния a_w) и составляет суть проектного расчета закрытых зубчатых передач при твердости материалов колес $H_{HB} < 350$ [11]:

$$d_{w1}(\sigma_{HP}) = k_d \sqrt[3]{\frac{T_{H1} k_{H\beta} (u+1)}{\Psi_d \sigma_{HP}^2 u}} \quad (6)$$

После оценки диаметра $d'_{w1}(\sigma'_{HP})$ производится выбор основных размеров и параметров зубчатой передачи, в частности оценивают модуль зацепления

$$m_H = d'_{w1} \cos \beta / z_1. \quad (7)$$

После уточнения параметров передачи выполняются проверочные расчеты: проверка прочности по контактным напряжениям (1), проверка прочности по изгибным напряжениям для шестерни ($i = 1$) и колеса ($i = 2$):

$$\sigma_{Fi} \leq \sigma_{FPi}. \quad (8)$$

На этапе проверочного расчета по изгибным напряжениям используют известную зависимость

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_N}{S_F} Y_R Y_X Y_\delta, \quad (9)$$

Здесь $\sigma_{F\lim}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений; Y_N - коэффициент долговечности; S_F - минимальный коэффициент запаса прочности при

изгибе. Учитываются также влияние шероховатости переходной поверхности зубьев (Y_R), размеры зубчатого колеса (Y_X) и чувствительность материала к концентрации напряжений (Y_δ).

Разрешение неравенства (6) относительно модуля m позволяет строить проектную зависимость для закрытых зубчатых передач при твердости материалов колес $H_{HB} > 350$

$$m_F \geq k_m \sqrt[3]{\frac{T_{F1} k_{F\beta} Y_{FS}}{z_1^2 \psi_d \sigma_{FP}}} \quad (10)$$

Предварительно оценив модуль зацепления $m'_F(\sigma'_{FP})$ по (8) выбираем основные параметры таких передач, в частности диаметр шестерни $d'_{w1} = m'_F z_1 / \cos \beta$, и проводим проверочные расчеты (1) и (6). Здесь $\sigma'_{FP} = 0,4 \sigma_{F\lim b} Y_N$ – допускаемое напряжение для проектного расчета.

2.2. Особенности расчета открытых зубчатых передач.

В процессе работы открытые передачи интенсивно изнашиваются, что и определяет особенности их расчета.

Износ открытых передач обычно допускается до 25 % первоначальной толщины зубьев, считая по делительной окружности. Это примерно соответствует заострению зубьев. Прочность на изгиб при этом уменьшается примерно в 2 раза. Поэтому допускаемое напряжение на изгиб, определенное по формуле (6), также уменьшают в 2 раза, т.е.

$$\sigma''_{FP} = 0,5 \sigma_{FP} \quad (11)$$

Используя (8) находим

$$m''_F(\sigma''_{FP}) \approx 1,26 m_F(\sigma_{FP}) \quad (12)$$

Принимая во внимание, что открытые передачи являются прямозубыми, т.е. $m_H = d_{w1} / z_1$, строим соотношение

$$\left(\frac{m_H}{m_F}\right)^3 \approx \left(\frac{k_d}{k_m}\right)^3 \frac{\sigma_{FP1}}{\sigma_{HP}^2} \frac{1}{z_1 Y_{F1}} \quad (13)$$

С учетом интервалов твердости материалов зубчатых колес открытых передач ($H_{HB}=150-200$) и числа зубьев шестерни $z_1 \approx 17-19$, а также значений коэффициентов $k_d = 77$, $k_m = 1,4$, находим, что

$$m_H / m_F^3 \approx 2,5 \text{ или}$$

$$m_H \approx 1,36 m_F \quad (14)$$

Сравнивая равенства (14) и (12), можно сделать вывод, что, определив модуль открытой зубчатой передачи из расчета ее на контактную прочность по (6, 7), мы обеспечиваем выполнение и условия изгибной прочности в условиях интенсивного изнашивания зубьев открытой зубчатой передачи.

3. Методики расчета зубчатых передач

На основании вышеизложенного можно рекомендовать следующие методики расчета зубчатых передач.

3.1. Рекомендуемая методика прочностного расчета закрытой передачи:

3.1.1 - выбор материалов шестерни и колеса, а также вида их ТО;

а) в случае твердости материалов $H_{HB} < 350$:

3.1.2а - определение допускаемых напряжений для **проектного расчета** σ'_{HP} ;

3.1.3а – определение диаметра шестерни $d'_{w1}(\sigma'_{HP})$ по (6) (проектный расчет);

б) в случае твердости материалов $H_{HB} > 350$:

3.1.2б - определение допускаемых напряжений для **проектного расчета** σ'_{FP} ;

3.1.3б - определение $m'_F(\sigma'_{FP})$ по (8) (проектный расчет);

3.1.4 - выбор основных размеров и параметров передачи ($m, z, \beta, d_{w1}, d_{w2}, a_w, b$);

3.1.5 - определение допускаемых напряжений для **проверочного расчета** σ_{HP} ;

3.1.6 - проверочный расчет для предотвращения pittinga $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$;

3.1.7 - определение допускаемых напряжений для **проверочного расчета** σ_{FP} ;

3.1.8 - проверочные расчеты для предотвращения усталостного излома зубьев по ф.(8);

3.1.9 - проверочные расчеты для предотвращения при перегрузках:

- пластической деформации зубьев ($\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max}$);

- статического излома зубьев ($\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}$).

3.2. Рекомендуемая методика прочностного расчета открытых передач:

3.2.1 – выбор материалов шестерни и колеса, а также вида ТО;

3.2.2 – определение допускаемых напряжений для **проектного** расчета σ'_{HP} ;

3.2.3 – определение диаметра шестерни $d'_{w1}(\sigma'_{HP})$ по (6) (проектный расчет);

Принимая $z_1 = 17$ (19), определяют расчетное значение модуля $m' = d'_{w1} / z_1$, которое округляют до большей величины m в соответствии с ГОСТ 9563-60;

3.2.4 - выбор остальных основных параметров передачи (d_{w1}, d_{w2}, a_w, b);

3.2.5 - определение допускаемых напряжений для **проверочного** расчета σ_{FP} ;

3.2.6 - проверочный расчет для предотвращения усталостного излома зубьев согласно (8);

3.2.7 – проверка условий прочности при перегрузках для предотвращения:

- пластической деформации зубьев ($\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max}$);

- статического излома зубьев ($\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}$).

Выводы:

1. Систематизированы информационные данные о материалах зубчатых колес с точки зрения возможности их использования для открытых и закрытых зубчатых передач, с учетом степени нагруженности, вида термической обработки, а также возможности использования для индивидуального, серийного или массового производства.
2. Представлены особенности проектирования закрытых и открытых зубчатых передач, требующие определения допускаемых напряжений, как для проектного расчета, так и для проверочного расчетов.
3. Рекомендована методика расчета открытых зубчатых передач, учитывающая явления абразивного износа рабочих поверхностей зубьев. Предложено в соответствии с данными МГТУ им. Н.Э. Баумана выполнять проектный расчет передачи из условия прочности зубьев по контактным напряжениям, в большей степени определяющих абразивный износ зубьев.

Список литературы: 1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Изд. 8. Издательский центр «Академия», Москва, 2003, с. 496. 2. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач. Учебное пособие. Под общей редакцией В.Е. Старжинского и М.М. Кане. УП «Технопринт», Минск, 2003. с. 766. 3. Производство зубчатых колес. Справочник. Под редакцией Б.А. Тайца. Машгиз, Москва 1963. с. 684. 4. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие. Изд-во «Высшая школа», Москва, 2004. с. 292. 5. L.W. Kurmaz, O.L. Kurmaz. Projektowanie węzłów i części maszyn. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej. Kielce, 2004. с. 416. 6. L.W. Kurmaz. Podstawy konstrukcji maszyn. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 1999. с. 191. 7. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с. 8. Курмаз Л.В., Калинин П.Н. К вопросу определения допускаемых напряжений в зубчатых передачах. Вестник национального технического университета «ХПИ», №8, Харьков, 2003 г. – с. 67-72. 9. Курмаз Л.В., Калинин П.Н. Особенности прочностного расчета открытых зубчатых передач. Вестник национального технического университета «ХПИ», №30, Харьков, 2004 г. – с. 35-37. 10. Чернов. С.К. Некоторые проблемы подготовки специалистов редукторного производства. Сборник докладов. Международная научно-техническая конференция “Современное состояние производства и метрологии зубчатых передач. (ЗПТ-2003). Харьков, 2003. с.14-18. 11. Курмаз Л.В. Некоторые вопросы методик прочностного расчета закрытых цилиндрических передач. Вестник национального технического университета «ХПИ», № 10, том 3. Харьков, 2002 г. – с. 23-29.

Поступила в редакцию 30.04.2005