

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ ЧУГУННОГО ЗУБА НА ЕГО ОТНОСИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

И. В. РОДИОНОВ

Задачи и цели исследования

При расчете зубьев зубчатых колес на изгиб зуб рассматривают как балку, защемленную одним концом и нагруженную усилием на свободном конце [1—14]. В зависимости от принятой схемы распределения нагрузки между зубьями, находящимися в зацеплении, определяют величину и точку приложения усилия на зуб—балку, устанавливают опасное сечение и составляют расчетные формулы.

Общепринятый подход состоит в следующем.

В профиль зуба вписывается парабола. Параболическое тело, выделенное из зуба, представляет собой балку равного сопротивления изгибу. Полное давление зуба на зуб (действует по линии давления) переносят в вершину параболы и раскладывают на две составляющих: окружное усилие, изгибающее зуб, и усилие, сжимающее зуб.

Существующие методики расчета зубчатых колес на прочность по напряжениям изгиба, базируясь на исходном уравнении—элементарной формуле сопротивления материалов—учитывают в той или иной мере ряд факторов, влияющих на нормальную работу зуба: окружную скорость колеса, точность изготовления, характер нагрузки, влияние закругления у корня зуба на возникновение местных напряжений, форму зуба, влияние радиальной составляющей усилия на зуб и т. д.

Таким образом, исходное уравнение при расчете зуба на изгиб может быть представлено в общем виде:

$$M_u = c W \sigma_u,$$

где M_u — изгибающий момент,
 W — момент сопротивления опасного сечения,
 σ_u — напряжение в опасном сечении от усилия изгибающего зуб,
 c — коэффициент, учитывающий в той или иной мере (зависит от метода) указанные выше факторы и по существу уточняющий напряжение.

По полученным расчетным формулам ведут расчет зубьев различных по размерам зубчатых колес, т. е. одни и те же расчетные формулы применяются для расчета как малых, так и больших по величине зубьев. Отсюда следует, что влияние размеров зуба на его относительную объемную прочность ни один метод не учитывает. Это вытекает из того, что принято считать исходную зависимость между величинами, характеризующими явление изгиба зуба—балки, как зависимость, отражающую закон механического подобия.

Но известно, что закон механического подобия не является универсальным. Имеющиеся в литературе опытные данные указывают на наличие су-

ществленного влияния абсолютных размеров на прочность образца или детали как при статической, так и при переменной нагрузках [15; 16; 17; 18].

Во втором томе ЭСМ [2, 10] рекомендуется для ответственных случаев, когда прочность на изгиб определяет допускаемую нагрузку на зубья, выбирать коэффициент запаса прочности, как произведение частных коэффициентов. Причем, коэффициент, учитывающий влияние размеров зуба на его прочность, приводится по данным дифференциального метода выбора общего запаса прочности [19], которые, как известно, относятся к образцам круглых размеров ($d = 10 - 65$ мм). Вместе с тем, наиболее достоверные характеристики прочности могут быть получены лишь в результате непосредственных испытаний самой детали. Исследования же влияния размеров зуба на его относительную прочность нам не известны, в литературе данный вопрос не освещен.

Выяснение влияния размеров зуба на его объемную прочность приобретает особое значение в наши дни, когда бурный рост механизации процессов трудоемких работ требует создания мощных агрегатов, в цепи которых крупно модульные зубчатые передачи занимают одно из ведущих мест. Высказанные выше соображения заставили автора провести исследование влияния геометрических размеров зуба на его объемную прочность при действии статической нагрузки. Вполне очевидно, что условия статических испытаний по характеру отличаются от условий работы зуба в передаче. Тем не менее, полученный в результате исследования объективный материал дает возможность уточнить физическую картину работы зуба, рекомендовать поправочные коэффициенты к расчетной формуле и может оказаться полезным для дальнейшего исследования влияния размеров зуба на его относительную прочность в условиях эксплуатации передач. Кроме того, как показывает практика, поломки зубьев являются весьма распространенным видом разрушения при работе передач. Одной из причин поломок, кроме усталости при изгибе, могут быть также кратковременные перегрузки, когда в опасном сечении нормальное напряжение на изгиб достигает предельной величины, что ведет к выходу зуба из строя. Поэтому дополнительный расчет зубьев по статическим характеристикам, особенно для передач, работающих при возможном действии ударных нагрузок (автомобилей, танков, дробильных машин, кранов и т. д.), является также необходимым.

Решение поставленной задачи потребовало выяснения вопроса о том, соблюдаются ли условия, вытекающие из закона механического подобия, для геометрически подобных зубьев при действии статической нагрузки.

О законе механического подобия

Открытие закона механического подобия принадлежит известному русскому ученому, профессору Петербургского технологического института В. Л. Кирпичеву. 5 ноября 1874 г. на заседании Русского физического общества В. Л. Кирпичев доложил об открытом им законе упругого подобия, как о теореме „О подобии при упругих явлениях“. В том же году в выпуске 9 (том VI) „Журнала Русского химического общества и физического общества при императорском С-Петербургском Университете“ им была опубликована статья, в которой проводилось доказательство закона, основанное на анализе общих дифференциальных уравнений равновесия теории упругости [20]. В. Л. Кирпичев так сформулировал закон подобия: „Обыкновенно говорят, что геометрически подобные тела не одинаково прочны; это действительно справедливо, если принимать во внимание собственный вес тел. Но очень часто можно пренебречь влиянием собственного веса тела на изменение его формы; тогда оказывается, что два тела, сделанные из одного и того же материала, которые были подобны до приложения к ним внешних сил, остаются подобными и после действия их, если силы распределены

подобным образом по поверхности обоих тел, а величины соответствующих сил на единицу поверхности одинаковы в обоих телах. При этом все внутренние силы первого тела будут равны соответствующим силам второго, т. е. оба тела будут одинаково прочны“.

Сформулированный профессором В. Л. Кирпичевым закон механического подобия незаслуженно приписывался немецкому профессору Ф. Кику, а в некоторых работах именовался законом Барба-Кика. Поводом к этому была работа профессора немецкого высшего технического училища в Праге Ф. Кика „Закон пропорциональных сопротивлений и его применение“, относящаяся к 1885 году. На приоритет профессора В. Л. Кирпичева указал инженер А. Кармишенский в своей статье „Открытие, приписанное иностранному ученому“, опубликованной в газете „Ленинградская правда“ 13 августа 1948 г.

Дальнейшее развитие вопроса о механическом подобии связано с работами советских ученых, и главным образом, чл.-корр. АН УССР Н. Н. Давиденкова [15; 22; 23].

Н. Н. Давиденков дает более точное определение механического подобия, указывая, что два геометрически подобных тела из одного и того же материала будут механически подобны, если напряженные состояния (тензоры напряжений) и деформации (тензоры деформаций) во всех соответствующих точках обоих тел тождественны.

Из закона механического подобия следует, что для двух геометрически подобных тел, выполненных из одного и того же материала, при действии статической нагрузки в отсутствии объемных сил (действием собственного веса тел пренебрегаем) критерии подобия могут быть представлены в общем виде в форме:

$$\frac{P}{l^2} = \text{const} \text{ и } \sigma = \text{const} \text{ (или } \tau = \text{const)},$$

где P — усилие,
 l — характерный размер,
 σ — нормальное напряжение,
 τ — касательное напряжение.

Основным параметром, определяющим размеры эвольвентного зуба, является модуль зацепления m .

Следовательно, для двух геометрически подобных зубьев, которые могут быть изображены одним и тем же чертежом, но в разных масштабах, соотношение между усилиями, действующими на зубья, примет вид:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{m_2}{m_1} \right)^2.$$

Для дальнейших рассуждений установлены два понятия:

$\lambda_{\text{теоретич}} = \left(\frac{m_2}{m_1} \right)^2$ — теоретический переходный масштаб механического подобия по усилиям;

$\lambda_{\text{опытн}} = \frac{P_2}{P_1}$ — опытный переходный масштаб механического подобия по усилиям.

При выполнении закона механического подобия должно соблюдаться равенство:

$$\lambda_{\text{теоретич}} = \lambda_{\text{опытн}}.$$

Опыты с зубьями из чугуна

При постановке опытов, используя закон Гука, мы преследовали цель выявить, соблюдаются ли условия механического подобия для геометрически подобных зубьев при действии статической нагрузки, и тем самым, получить объективное отражение влияния размеров зуба на его относительную прочность. Для литых зубчатых колес, которые находят применение в открытых передачах, расчет зубьев на изгиб играет решающую роль при определении нагрузочной способности таких передач. Поэтому исследования влияния размеров зуба на его относительную прочность мы начали с геометрически подобных литых зубьев из чугуна СЧ 12—28. Известно, что при хрупком состоянии материала разрушение наступает после стадии малых деформаций, более или менее точно следующих закону Гука. Поэтому для суждения о прочности такого материала, как чугун, требуется изучение только одного предельного (опасного) состояния—перехода от упругой деформации к разрушению [24; 25]. Следует отметить, что в практике испытания хрупких материалов на изгиб приобретает особо важное значение [26].

Если считать, что напряженные состояния механически подобны и что разрушение определяется значениями максимальных напряжений, то очевидно, что у геометрически подобных эвольвентных зубьев разрушения наступят для подобных состояний. Как показывает практика, для таких хрупких материалов, как чугун, вполне применимы I и II теории прочности [27; 28]. Поэтому нужно полагать, что сделанный нами вывод вполне обоснован. Таким образом, если мы знаем усилия, разрушающие два подобных зуба, выполненных из хрупкого материала, то с достаточной степенью точности, используя закон Гука, можно судить о том, соблюдаются ли условия механического подобия при действии статической нагрузки.

Испытанию на изгиб подвергались нормальные и укороченные зубья $m = 5; 10; 15$ и 20 мм, геометрически подобные и эквивалентные по профилю. Модель представляла собой литой сектор с двумя зубьями. Испытания проводились на машине системы Краузе.

Для того чтобы до некоторой степени исключить влияние неоднородности структуры материала различных по величине литых моделей, влияние литейной корки, оконечности зуба—балки и способа приложения нагрузки, кроме опытов над чугунными моделями из СЧ 12—28 были проведены опыты над литыми моделями из алюминия АЛ 26, а также над геометрически подобными консольными балками прямоугольной формы. В результате исследования была получена качественная картина влияния размеров зуба на его относительную прочность, из которой следует:

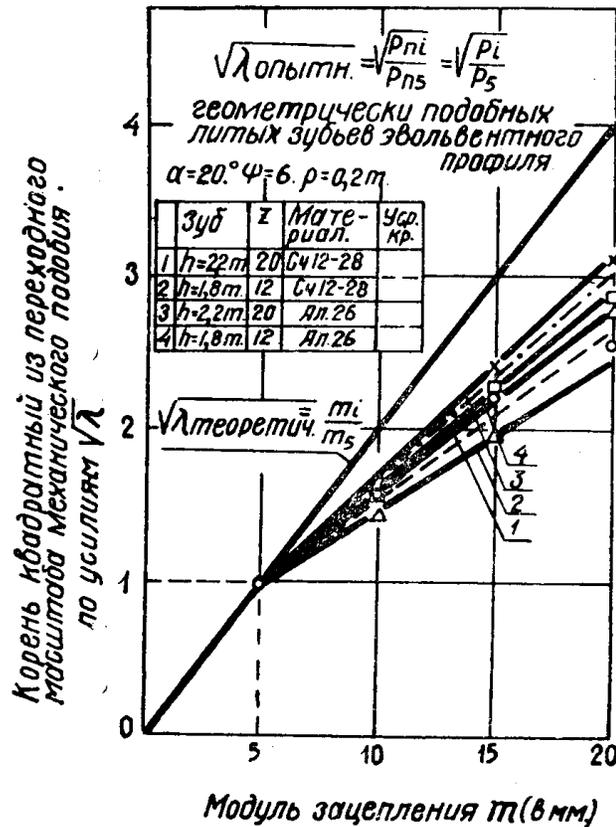
1) Геометрически подобные литые зубья эвольвентного профиля, выполненные из одного и того же материала, неравнопрочны, что говорит об отклонении от закона механического подобия при действии статической нагрузки.

2) С увеличением размеров зуба относительная прочность уменьшается.

3) Отклонение от закона механического подобия подчиняется закономерности, ясно выраженной на графиках, построенных в координатах, „ $\sqrt{\lambda} — m$ “ (фиг. 1).

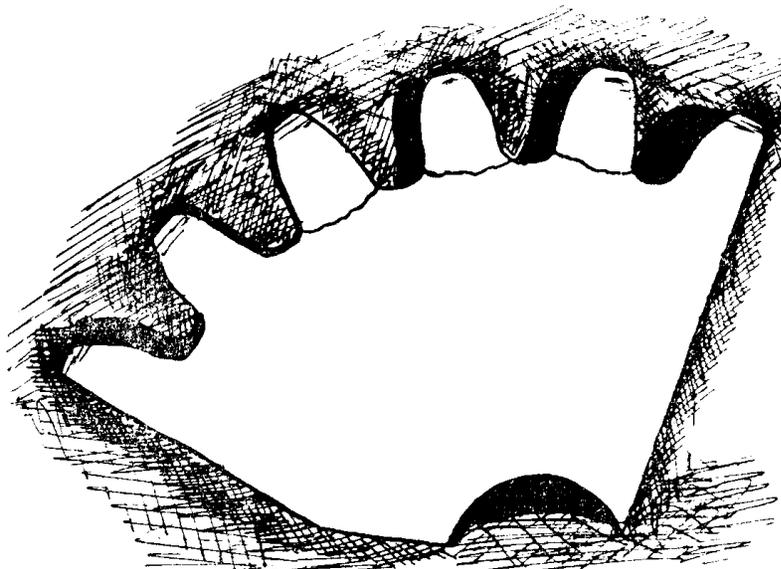
Чугунные обработанные зубчатые колеса находят широкое применение как в открытых передачах, так и в закрытых, благодаря хорошей сопротивляемости модифицированных и легированных чугунов контактным напряжениям. Максимальная нагрузочная способность зубчатых передач, в которых одно или оба колеса чугунные, ограничивается не выносливостью рабочих поверхностей зубьев, а прочностью на изгиб. Поэтому исследование вопроса о влиянии размеров зуба на его прочность приобретает для чугунных обработанных зубчатых колес особое значение.

Для получения сравнительной картины влияния размеров обработанного зуба на его относительную прочность в качестве материала моделей были выбраны две марки чугуна: СЧ 21—40 и МСЧ 28—48. Модель представляла собой зубчатый сектор (фиг. 2), часть полного зубчатого колеса $m = 5; 10;$



Фиг. 1

14 и 20 мм ($\alpha_{оп} = 20^\circ; h = 2,2 m; z = 20; \psi = \frac{b}{m} = 6$). Зубчатые колеса были изготовлены по 3 классу точности и нарезались червячными фрезами МИЗ. Режим обработки на окончательных операциях выдержан одинаковым.



Фиг. 2

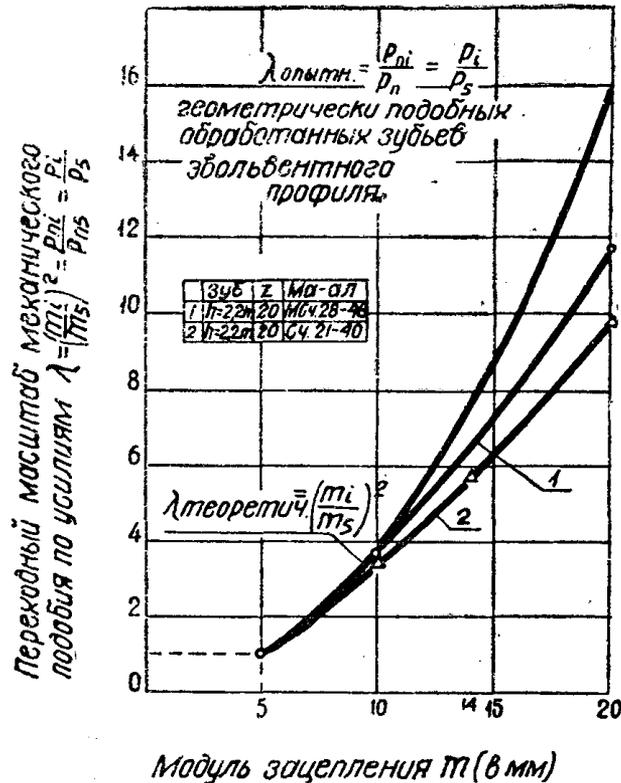
Отливки заготовок каждой партии (СЧ 21—40 и МСЧ 28—48) проводились из одного ковша одной плавки с целью получения более однородной структуры материала различных по величине зубьев.

Испытание зубьев на изгиб проводилось на универсальной испытательной машине 50-тонном прессе системы „Денисон“. При этом были выдержаны следующие требования:

а) обеспечен полный контакт пуансона с зубом по прямой линии (кромке зуба);

б) усилие на зуб передавалось по линии давления;

в) модель с траверзой машины представляла собой упругую систему, которая воспроизводила до некоторой степени картину работы узла „колесо-шпонка-вал“.



Фиг. 3

На основании соображений, изложенных выше, зуб нагружался через пуансон статическим усилием, которое постепенно доводилось до усилия, разрушающего зуб. Перемещение контактной линии пуансона с зубом (прогиб зуба по нормали) замерялось индикатором, укрепленном на станине машины.

Результаты испытаний с геометрически подобными обработанными зубьями из СЧ 21—40 и МСЧ 28—48 полностью подтвердили качественную картину, полученную в результате опытов с литыми зубьями:

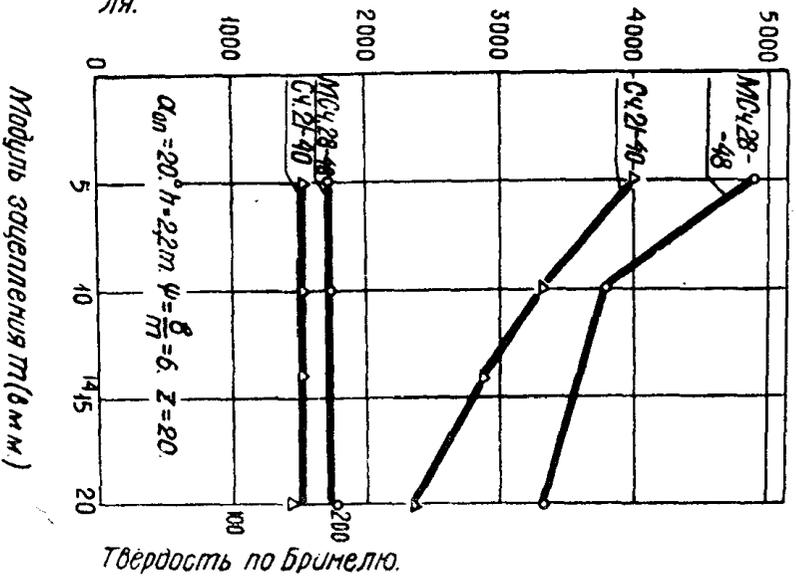
1) В момент разрушения $\lambda_{\text{опытн}}$ не совпадает с $\lambda_{\text{теоретич}}$ (фиг. 3),

причем $\lambda_{\text{опытн}} < \lambda_{\text{теоретич}}$.

2) С увеличением размеров зуба предел прочности на изгиб уменьшается (фиг. 4). При диапазоне m от 5 до 20 мм и при $m = 5$ мм, принятом за единицу сравнения, понижение прочности составляет величину:

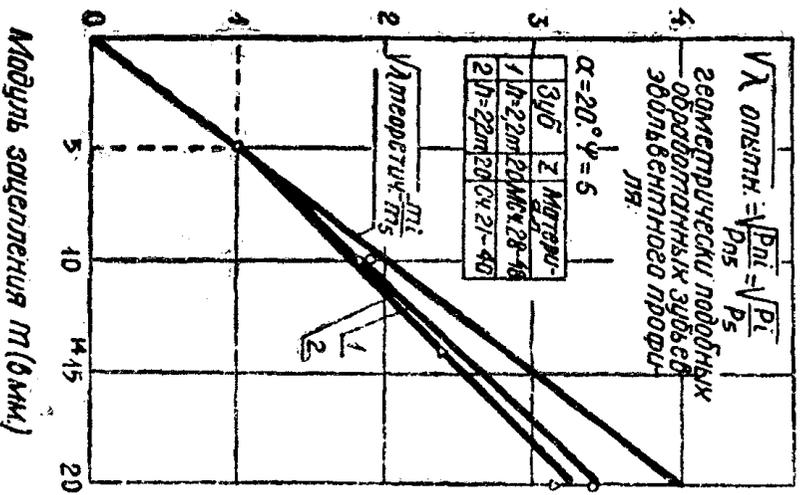
для СЧ 21—40 порядка 40%,
для МСЧ 28—48 порядка 30%.

Предел прочности на изгиб $\sigma_{\text{вн}}$ $\text{кг}/\text{см}^2$ геометрически подобным обработанным зубьям эвольвентного профиля.



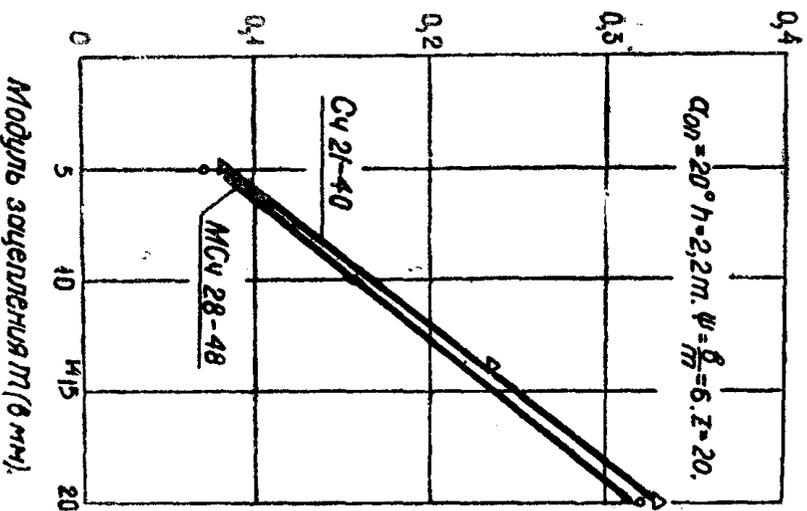
Фиг. 4

Корень квадратный из переходного масштаба механического подобия по усилиям $V \cdot \sqrt{\sigma}$



Фиг. 5

Перемещение контактной линии пунсона с зубом (прогиб по нормали) геометрически подобных обработанных зубьев (в мм.)



Фиг. 6

3. Отклонение от закона подобия подчиняется закономерности, выраженной на графиках „ $\sqrt{\lambda} - m$ “ прямой линией (фиг. 5).

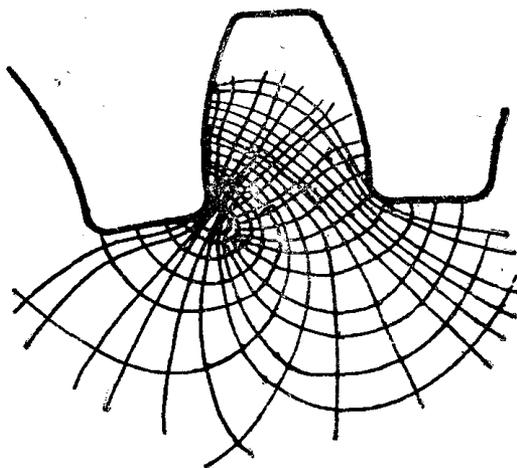
4. Из графика в координатах, „Прогиб зуба по нормали— m “ (фиг. 6) следует, что в момент разрушения прогибы геометрически подобных зубьев подчиняются закону подобия, в то время как по нагрузкам подобия не наблюдается.

Для выяснения влияния длины зуба на его прочность были поставлены дополнительные опыты с зубом $m = 20$ мм при длине зуба $B = 60 \div 90$ мм. Опыты показали, что увеличение длины зуба в два раза не оказывает значительного влияния на его прочность.

Объяснение результатов опыта

Наблюдаемое явление уменьшения относительной прочности зуба с увеличением его размеров может быть объяснено следующим.

Зуб представляет собой прямоосный стержень со сложным очертанием формы и в силу неравномерности напряженного состояния в опасном сечении может рассматриваться как образец с надрезом. Надрез качественно меняет механические свойства материала в детали [25; 29]. Для хрупких материалов, предельное опасное состояние которых определяется величиной наибольшего главного нормального напряжения, неравномерность напряженного состояния создает условия для образования хрупкой трещины и тем самым понижает среднюю прочность надрезанного образца. На фиг. 7 представлена картина траекторий главных нормальных напряжений (σ_1 и σ_2) в сечении зуба по данным Бухаринова [30]. Концентрация напряжений достигает своей максимальной величины в месте перехода эвольвенты в тело обода. Наибольшие главные напряжения σ_1 направлены по нормали к поверхности галтели.



Фиг. 7

Опыты показывают, что исходная трещина (фиг. 2) возникает в районе переходной кривой по нормали к ее контуру и распространяется от одной галтели к другой с искривлением у оси симметрии зуба.

Сопоставляя картину траекторий главных напряжений по данным Бухаринова и характер излома зуба из опытов, можно сделать заключение о том, что напряженное состояние в районе галтели определяет возникновение и характер распространения хрупкой трещины по сечению зуба. В районе переходной кривой можно выделить „опасный объем“, материал которого находится в наиболее напряженном состоянии. Хрупкая трещина воз-

никает тогда, когда главное нормальное напряжение σ_1 достигает своей предельной величины. Можно полагать, что на возникновение хрупкой трещины оказывает влияние неоднородность материала в „опасном объеме“ и дефекты на поверхности зуба в районе переходной кривой. С увеличением размеров зуба увеличивается „опасный объем“, а вместе с ним и вероятность неоднородности материала и пороков поверхности. Следовательно, с увеличением размеров зуба создаются условия к более раннему появлению хрупкой трещины. Неоднородность материала с увеличением размеров зуба увеличивается и по всему объему, захватывающему все опасное сечение от одной галтели к другой. Эти обстоятельства приводят к понижению средней прочности зуба с увеличением размеров. Таким образом, влияние размеров зуба из хрупкого материала на его прочность вполне объяснимо „статической теорией хрупкой прочности“, разработанной Т. А. Конторовой и Я. И. Френкелем [31; 32].

Как было указано выше, увеличение длины зуба в два раза (для данного m) оказывает менее значительное влияние на его прочность, чем увеличение всех размеров при переходе на геометрически подобный зуб другого модуля. Данное явление можно объяснить следующим: при увеличении только длины зуба в два раза опасный объем увеличивается также в два раза, в то время как при увеличении всех размеров зуба в два раза он увеличивается в 4 раза.

Отсюда следует, что неоднородность материала при увеличении всех размеров зуба проявляется в большей степени, чем при изменении только длины.

Вместе с тем заметим, что после образования хрупкой трещины дальнейший излом зуба вполне объясним теорией „внутренних ресурсов“ энергии, предложенной Морозом и Шураковым в работе „Проблема прочности цементованной стали“ [33]. Трещина играет роль острого надреза, и ее появление вызывает резкое, по своему характеру динамическое перераспределение напряжений в опасном сечении. Сопrotивляемость зуба мгновенно падает, в силу чего часть потенциальной энергии, накопленной зубом в процессе упругой деформации, освобождается и расходуется на дальнейший динамический изгиб зуба. Наблюдаемое в опытах явление блокирования хрупкой трещины на малых зубьях ($m=5; 10$ мм) и внезапный излом и отскок на больших ($m=14$ и 20 мм) подтверждает высказанное Н. Н. Давиденковым [33] положение о том, что теория „внутренних ресурсов“ энергии вполне применима для объяснения масштабного эффекта.

Действительно, если энергия деформации пропорциональна объему зуба, а энергия хрупкого разрушения сердцевинки зависит от площади опасного сечения, то с увеличением размера зуба отношение потенциальной энергии деформации к энергии разрушения сердцевинки возрастает, и таким образом создается избыток энергии, который и расходуется на отскок зуба.

Коэффициент неравнопрочности

Справедливость исходной формулы, которая лежит в основе существующих методов расчета зубчатых колес, очевидно, имеет место в случае изотропного материала и равномерного треугольного закона распределения напряжений в опасном сечении зуба—балки. При этом будет соблюдаться и закон механического подобия.

В действительности материал зубьев неоднородный, закон распределения напряжений нарушается, что приводит с изменением размеров зуба к неравенству:

$$M_{II} < c W \sigma_{II}.$$

Для сохранения равенства необходимо ввести в правую часть поправочный коэффициент, отражающий в какой-то мере влияние размеров зуба на его прочность.

Тогда уравнение прочности принимает вид

$$M_u = c W \sigma_u K_n,$$

где K_n — коэффициент неравнопрочности, учитывающий понижение прочности с увеличением геометрических размеров зуба, меньше единицы:

$$K_n < 1.$$

Коэффициент неравнопрочности может быть представлен как произведение 2 коэффициентов:

$$K_n = K_{n2} \cdot K_{nb},$$

K_{n2} — коэффициента учитывающего понижение относительной прочности ряда геометрически подобных зубьев (при данном $\varphi = \frac{b}{m} = \text{const}$) и

K_{nb} — коэффициента, учитывающего влияние длины зуба на прочность при переходе от одного ряда геометрически подобных зубьев к другому (т. е. при изменении ψ).

Так как из опытов установлено, что увеличение длины зуба в два раза не оказывает существенного влияния на его прочность, то в пределах

$$\psi = \frac{b}{m} = 6 \div 12 \div 15, \text{ рекомендуем принимать}$$

$$K_{nb} = 1,$$

тогда

$$K_n = K_{n2} = \frac{\lambda_{\text{опытн}}}{\lambda_{\text{теоретич}}},$$

коэффициент неравнопрочности равен отношению опытного переходного масштаба механического подобия по усилиям к теоретическому.

Установленная в результате исследования прямолинейная закономерность отклонения от закона механического подобия на графиках „ $\sqrt{\lambda} - m$ “ (фиг. 8) позволяет представить K_n в функции угла наклона опытной кривой в следующей форме:

$$K_n = \frac{\lambda_{\text{опытн}}}{\lambda_{\text{теоретич}}} = m_1^2 \left[\frac{1 + (m_i - m_1) \text{tg } \theta_0}{m_i} \right]^2,$$

где m_1 — модуль зуба, принятого за единицу сравнения,

m_i — модуль зуба, для которого определяется величина K_n ,

$\text{tg } \theta_0 = \frac{\sqrt{\lambda_0} - 1}{m_i - m_1}$ — тангенс угла наклона опытной кривой „ $\sqrt{\lambda} - m$ “ к оси m .

Для испытанных нами материалов (при $m_1 = 5$ мм) значения $\text{tg } \theta_{0cp}$ приведены в таблице.

Таблица

Материал (чугун)	СЧ 21-40	МСЧ 28-48
$\text{tg } \theta_{0cp}$	0,158	0,163

Средние значения коэффициента неравнопрочности могут быть представлены в форме, удобной для практического пользования:

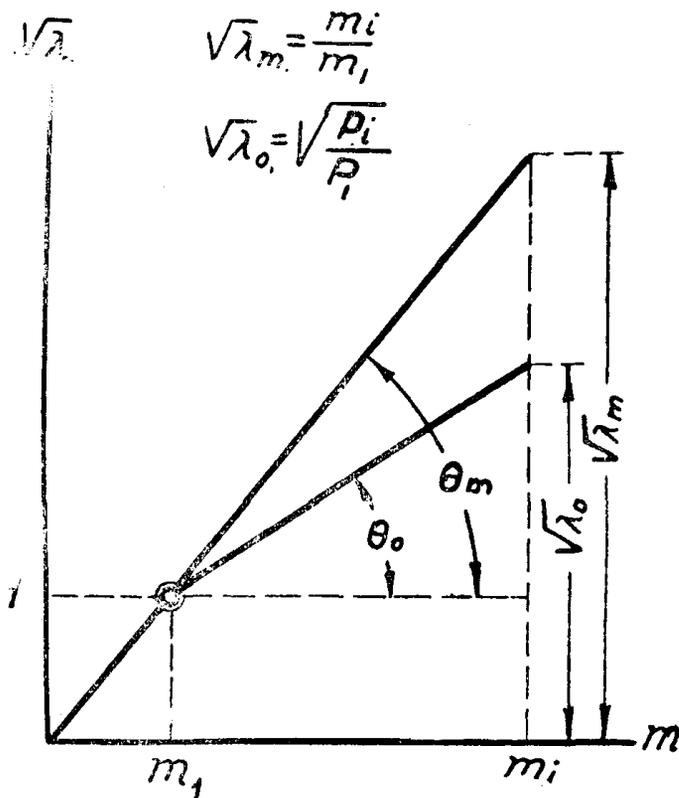
при

$$\text{СЧ 21-40 } K_n = \left(0,76 + \frac{1,18}{m_i} \right)^2 ,$$

при

$$\text{МСЧ 28-48 } K_n = \left(0,82 + \frac{0,92}{m_i} \right)^2 .$$

При проектировочном расчете рекомендуется ориентировочно принимать $K_n = 1$, а после определения m_i уточнять значения K_n по приведенным формулам и корректировать расчет.



Фиг. 8

При проверочном расчете K_n следует определять по известному m_i и вводить в правую часть расчетной формулы:

$$M_u = c W \sigma_u K_n.$$

Введение K_n в правую часть даст возможность уточнить выбор коэффициента запаса прочности материала, что позволит скорректировать допускаемое напряжение в сторону увеличения, а это в конечном счете поведет к уменьшению размеров зуба, а следовательно, и передачи.

Автором проделана первая попытка установить влияние размеров зуба на его относительную прочность при действии статической нагрузки. Как полагает автор, данный вопрос в силу своей актуальности найдет дальнейшее развитие, в результате чего будут установлены значения K_n для ряда других материалов и уточнены полученные применительно к работающим передачам.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Добровольский В. А. Детали машин. Государственное издательство технической литературы Украины, Киев, 1951.
2. Машиностроение. Энциклопедический справочник, том 2. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Москва, 1948.
3. Бакингом Е. Цилиндрические зубчатые колеса, ОНТИ, 1935.
4. Висман К. Расчет и конструкция крановых зубчатых колес, ОНТИ, 1935.
5. Чудаков Е. Новый метод расчета шестерен, изд. АН СССР, 1934.
6. Осибян А. В. Расчет на прочность зубьев шестерен коробок передач автомобилей. Сб. „Исследования в области машиностроения“, Институт машиностроения АН СССР, 1944.
7. Андожский В. Д. Определение напряжений в корне зубцов шестерен. ЛОНИТОМАШ, кн. 13, Машгиз, 1949.
8. Руженцов С. К. Расчет крановых зубчатых колес, Москва, Машгиз, 1949.
9. Кудрявцев. К расчету на изгиб зубцов прямозубых цилиндрических колес, ЛОНИТОМАШ, кн. 13, Машгиз, 1949.
10. Верховский А. В. Гипотеза ломаных сечений и ее применение к расчету стержней сложной конфигурации. Известия Томского политехнического института, т. 61, 1947.
11. Тевс Н. Г., Ковердяев Н. С., Рехтер С. Д. Редукторостроение на Новокраматорском машиностроительном заводе имени И. В. Сталина, Машгиз, 1946.
12. Ачеркан Н. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков, Машгиз, 1944.
13. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. Расчет и конструирование ЛКВВИА, 1951.
14. Бакингом Э. Руководство по проектированию зубчатых передач, ч. 1, Машгиз, 1946.
15. Давиденков Н. Н. Динамические испытания металлов, ОНТИ НКТП СССР, Л. М., 1936.
16. Шевандин Е. М. и Маневич Ш. С. Эффект масштаба при крупном разрушении стали, ЖТФ, т. XVI вып. 11, стр. 1223—1234, 1946.
17. Витман Ф. Ф. О масштабном факторе в явлении хладноломкости стали. ЖТФ, т. XVI, вып. 9, стр. 961—980, 1946.
18. Ужик Г. В. О влиянии абсолютных размеров деталей на их прочность. Сб. „Вопросы расчета и конструирования деталей машин“, изд. АН СССР, стр. 133, 1942.
19. Одинг И. А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов, Машгиз, 1947.
20. Кирпичев В. Л. О подобии при упругих явлениях. „Журнал русского химического общества и физического общества при императорском С.-Петербургском Университете“. т. VI, вып. 9, часть физическая, отдел первый, стр. 151—155, 1874.
21. Кармишенский А. Открытие, приписанное иностранному ученому. Ленинградская правда, 13 августа 1948, № 191 (10142).
22. Давиденков Н. Н. Проблема удара в металловедении, изд. АН СССР М—Л, 1948.
23. Давиденков Н. Н. Некоторые проблемы механики материалов. Лениздат, 1943.
24. Беляев Н. М. Соппротивление материалов, 1950. Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950.
25. Фридман Я. Б. Механические свойства металлов, Оборонгиз, Москва, 1946.
26. Шапошников Н. А. Механические испытания металлов, Машгиз, 1951.
27. Филоненко-Бородич М. М., Изюмов С. М., Олисов Б. А., Кудрявцев И. Н. и Мальгинов Л. И. Курс сопротивления материалов, часть II, Гостехиздат, М—Л. 1949.
28. Дымов А. И. Строительная механика машин, Государственное технико-теоретическое издательство, Л.—М., 1933.
29. Кузнецов В. Д. Физика твердого тела. Т. V. Материалы по физике пластичности и хрупкости металлов, Томск, изд. полиграфиздата, 1949.
30. Бухарин Г. Сб. „Оптический метод изучения напряжений в деталях машин“, ОНТИ, 1935.
31. Конторова Т. А. Статистическая теория прочности I. ЖТФ, т. X, вып. 11, стр. 886—890, 1940.
32. Конторова Т. А. и Френкель Я. И. Статистическая теория хрупкой прочности реальных кристаллов. ЖТФ, т. XI, вып. 3, стр. 173—183, 1941.
33. Мороз Л. С., Шурakov С. С. Проблема прочности цементованной стали. Ленинград, 1947, Министерство транспортного машиностроения, Центральный ордена Ленина научно-исследовательский институт.