

В. С. КРАВЧУК
АБУ АЙАШ ЮСЕФ
А. В. КРАВЧУК



**СОПРОТИВЛЕНИЕ
ДЕФОРМИРОВАНИЮ И РАЗРУШЕНИЮ
ПОВЕРХНОСТНО-УПРОЧНЕННЫХ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН
И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ**



Одесса
"Астропринт"
2000

ББК 30.121
К 772
УДК 539.4:621.787

Рассмотрены вопросы несущей способности поверхностно-упрочненных деталей машин и элементов конструкций при циклическом нагружении, а также особенности зарождения, развития и торможения усталостных трещин в поверхностно-упрочненных деталях. Указаны особенности применения критериев подобия усталостного разрушения для определения длительной выносливости упрочненных деталей. Рассмотрены расчеты деталей на долговечность. Разработаны графические методы определения характеристик сопротивления материалов разрушению. Даны рекомендации по практическому применению разработанных методов.

Для специалистов, занятых проблемами конструкционной прочности, студентов высших технических учебных заведений.

Розглянуто питання несучої здатності деталей машин і елементів конструкцій із зміщеним поверхневим шаром. Наведено особливості процесів зароджування, розвитку і гальмування тріщин втомленості в деталях із зміщеним поверхневим шаром. Розглянуто особливості застосування критеріїв подібності руйнування від втомленості для визначення меж втомленості деталей із зміщеним поверхневим шаром. Наведено розрахунки їх довговічності. Запропоновано графічні методи визначення характеристик втомленості деталей, наведено рекомендації щодо практичного використання розроблених методів.

Для фахівців з проблем конструкційної міцності, студентів вищих технічних училищ закладів.

Рецензенты: Заслуженный деятель науки и техники Украины,
д-р техн. наук, проф. **А. Ф. Дащенко** (Одесский
государственный политехнический университет),
д-р техн. наук, проф. **В. Ф. Оробей** (Одесская государ-
ственная академия холода)

*Печатается по решению Ученого совета
Одесского государственного политехнического университета.
Протокол № 2 от 24 октября 2000 г.*

К 2004030000 —156
549—2000 Без объявл.

ISBN 966—549—515—1

© В. С. Кравчук,
Абу Айаш Юсеф,
А. В. Кравчук, 2000

Предисловие

Одной из основных задач машиностроения является выпуск продукции, отвечающей высоким качественным показателям.

Широкое внедрение в практику прогрессивных методов расчета несущей способности и технологических процессов поверхностного упрочнения деталей позволяет повысить их ресурс при одновременном снижении материалаомкости.

Для деталей машин и элементов конструкций, подвергающихся в эксплуатации действию циклических напряжений, расчетные методы оценки характеристик усталости — пределов выносливости, долговечностей при напряжениях выше предела выносливости и их рассеяния за последние годы получили значительное развитие. В частности, для расчета пределов выносливости деталей машин все шире стали применять статистическую теорию и основанные на ней уравнения подобия усталостного разрушения, предложенные В.П. Когаевым и С.В. Серенсеном. Проверка этой теории по многочисленным экспериментальным данным подтвердила ее достаточную точность. Методы расчета, вытекающие из теории, вошли в справочную и нормативную литературу, в частности ГОСТ 25.504-82 и стандарт ТГЛ-19340.

Сложнее обстоит дело с оценкой пределов выносливости, долговечностей, а следовательно, циклостойкости и ресурса долговечности поверхностно-упрочненных деталей. К поверхностно-упрочненным деталям применяются те же расчетные зависимости, что и для неупрочненных деталей. Эффект упрочнения оценивается, как правило, приближенно по данным испытаний образцов, приближающихся по конструкции и материалу к проектируемым деталям. При таком подходе резервы повышения эксплуатационных свойств за счет упрочнения часто недоиспользуются, что подчас сводит на нет поиски оптимальных методов и режимов упрочнения.

В данной работе рассматривается круг вопросов, относящихся к проблеме особенностей расчетов характеристик сопротивления усталости поверхностно-упрочненных деталей.

Вместе с тем в работе уделено внимание снижению материалаомкости

поверхностно-упрочненных деталей, методам ускоренного определения характеристик сопротивления усталости поверхностно-упрочненных деталей, влиянию поверхностного упрочнения на выбор допускаемых изгибных напряжений зубьев и изгибную циклостойкость зубьев колес.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ВО ВРЕМЕНИ НАПРЯЖЕНИЯХ

Многие детали машин работают при многократно изменяющихся во времени напряжениях. К таким деталям относятся валы, оси, зубья зубчатых передач, штоки поршневых машин и т. д. В качестве примера рассмотрим ось железнодорожного вагона диаметром d , нагруженную внешними нагрузками F (рис. 1.1).

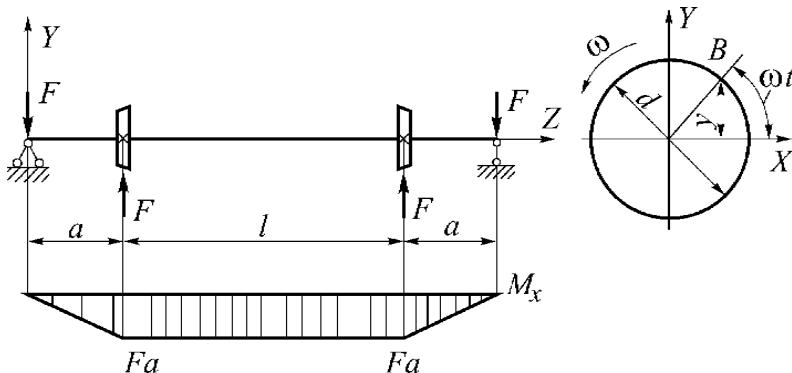


Рис. 1.1. Расчетная схема оси железнодорожного вагона

В неподвижном состоянии вагона верхние волокна оси испытывают растяжение, а нижние – сжатие. При движении ось вагона вращается с угловой скоростью ω ; волокна оси испытывают знакопеременные нагрузки.

Нормальное напряжение в точке В поперечного сечения определяется по формуле

$$\sigma = \frac{M_x}{I_x} y = \frac{M_x d}{I_x} \frac{d}{2} \sin \omega t, \quad (1.1)$$

где $y = \frac{d}{2} \sin \omega t$ – расстояние от точки В, в которой определяется напряжение, до главной центральной оси инерции сечения x .

Поскольку $(M_x/I_x) \cdot d/2 = \sigma_{\max}$, выражение (1.1) запишется в виде

$$\sigma = \sigma_{\max} \sin \omega t. \quad (1.2)$$

Следовательно, нормальное напряжение изменяется по синусоидальному закону с амплитудой $\sigma_a = \sigma_{\max}$ и периодом T (рис. 1.2).

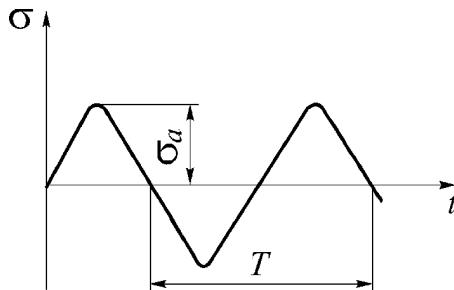


Рис. 1.2. Изменение напряжений во времени

В таких условиях разрушение деталей становится возможным при напряжениях значительно меньших допускаемых, когда они (напряжения) неизменны. Совершенно естественно, что при переменных напряжениях методы расчета деталей, в основу которых положены механические характеристики материалов, полученные при статических испытаниях, не пригодны.

Прочность деталей, испытывающих напряжения, переменные во времени, обеспечивается расчетом, в основе которого положено экспериментальное изучение механических свойств материалов при переменных напряжениях. Расчеты на прочность при переменных напряжениях имеют свою специфику: в данном случае в основу расчетов положен большой статистически обработанный экспериментальный материал, полученный при многократных испытаниях с выявлением различных факторов, влияющих на циклическую прочность.

1.1. Физические основы усталостной прочности

Прочность материала при напряжениях, переменных во времени, принято называть усталостной прочностью. Усталостью называют процесс постепенного накопления повреждений материала под действием пере-

менных напряжений, приводящий к образованию и развитию в нем усталостных трещин, заканчивающемуся разрушением. Источником образования трещины могут служить как внутренние особенности материала (пустоты, мельчайшие включения, внутренние напряжения и т. д.), так и внешние (дефекты поверхности детали, резкие изменения формы детали (галтели, выточки и т. п.)). Причиной образования трещин могут быть и контактные напряжения в местах приложения нагрузок.

Неоднородность строения реальных металлов и связанная с нею неоднородность деформирования локальных объемов приводят к тому, что даже при малых деформациях отдельные зерна быстро исчерпывают свою возможность к деформированию. Образуются зоны с большим количеством плоскостей скольжения, соединенных между собой поперечными надрывами. В этих зонах возникают поры, являющиеся источником микротрещин [78]. Из этого следует, что зоны концентрированного пластического сдвига могут наблюдаться и при относительно малых напряжениях от внешних нагрузок, меньших предела текучести, а в ряде случаев и предела упругости [55].

Микротрещины, как правило, не влияют на несущую способность детали, выполненной из пластичного материала, при постоянных нагрузках. Совершенно иначе обстоит дело при напряжениях, переменных во времени. В этом случае происходит рост микротрещины, возникает процесс накопления повреждений, что неизбежно приводит к постепенному ослаблению сечения.

Образование микротрещин получает логическое объяснение с позиции теорий структурных несовершенств реальных металлов [19, 51].

Согласно одним теориям предполагается, что усталостные микротрещины возникают в местах высокой концентрации растягивающих напряжений, вызванной торможением свободно перемещающихся дислокаций у препятствий. Согласно другим теориям микротрещина возникает в результате пересечения двух плоскостей скольжения, приводящего к активному генерированию дислокаций и высокой концентрации напряжений. Согласно некоторым теориям она возникает внутри плоскости скольжения вследствие скопления дислокаций у препятствий у границ зерен [78]. С ростом внешнего нагружения создаются благоприятные условия для образования колоний слабых зерен и объединения микротрещин в одну или несколько прогрессивно развивающихся трещин. Впоследствии трещины сливаются в магистральную макротрещину или одна из трещин опережает в своем росте остальные и превращается в магистральную, по достиже-

нии предельной длины которой наступает хрупкое усталостное разрушение [55].

Процесс, предшествующий разрушению, происходит медленно, но скорость развития повреждений прогрессивно возрастает.

Долговечность детали с трещинами в среднем может составлять от 10 до 80 % общей долговечности [58]. Поломка детали происходит внезапно, при весьма малых остаточных деформациях, что делает весьма опасным разрушение.

Поперечное круглое сечение детали, разрушенной от циклических нагрузок, как правило, имеет две четко очерченные зоны (рис. 1.3):

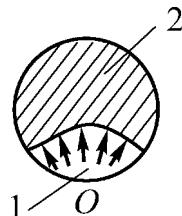


Рис. 1.3. Зоны усталостного излома

1 – гладко притертая, образованная вследствие постепенного накопления повреждений (не заштрихована); 2 – крупно зернистая, образовавшаяся при внезапном изломе уже ослабленного настолько сечения, что даже восприятие статической нагрузки перестает быть возможным (заштрихована). По характеру излома можно судить о направлении развития трещины (на рис. 1.3 направления развития трещин указаны стрелками). Буквой O обозначена зона зарождения трещины.

1.2. Основные понятия

Циклом называется совокупность последовательных значений напряжений за один период T их изменения (см. рис. 1.2) при регулярном нагружении, а отношение числа циклов напряжений к интервалу времени T их действия – частотой циклов $f = 1 / T$.

Всякий цикл характеризуется максимальным σ_{\max} и минимальным σ_{\min} напряжениями, взятыми со своими знаками; амплитудой напряжений цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (1.3)$$

средним напряжением цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad (1.4)$$

размахом напряжений цикла

$$2\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (1.5)$$

и коэффициентом асимметрии цикла напряжений

$$R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} - \quad (1.6)$$

отношение минимального напряжения цикла к максимальному.

Среднее напряжение цикла σ_m может быть положительным, отрицательным и равным нулю.

1.3. Виды циклов

Возможные циклы напряжений при периодическом их изменении приведены в табл. 1.1.

Различают асимметричный цикл напряжений, когда $|\sigma_{\max}| \neq |\sigma_{\min}|$ (см. табл. 1.1, 1-3, 5-7) и симметричный цикл, у которого максимальное и минимальное напряжения равны по абсолютному значению, но противоположны по знаку (см. табл. 1.1, 4), т. е. $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$.

Асимметричные циклы напряжений могут быть и знакопостоянные (1, 7), изменяющихся только по абсолютному значению; и отнулевые (2, 6), изменяющихся от нуля ($\sigma_{\min} = 0$) до максимума или от нуля ($\sigma_{\max} = 0$) до минимума; и знакопеременные (3, 5), изменяющихся по величине и по знаку. Коэффициент асимметрии для симметричного цикла $R_\sigma = -1$. Поэтому в обозначении величин, соответствующих симметричному циклу, вводят индекс “-1”. На практике встречаются циклы с коэффициентами асимметрии от $-\infty$ до $+\infty$.

Циклы, у которых коэффициенты асимметрии одинаковы, называются подобными циклами; отношение их максимальных напряжений равно отношению соответствующих средних σ_m и амплитудных σ_a напряжений

Таблица 1.1

Циклы изменения напряжений во времени

№ п.п.	График зависимости	Цикл напряжений	Напряжение			R_π
			$\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$	σ_m	σ_u	
1		Асимметричный знако-постоянный положительный	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} > 0$	> 0	$\neq 0$	$0 < R \leq 1$
2		Отнулевой положительный	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} = 0$	$0,5\sigma_{\max}$	$0,5\sigma_{\max}$	0
3		Асимметричный знако-переменный положительный	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} < 0$ $\sigma_{\max} >$ $> \sigma_{\min} $	> 0	$\neq 0$	$1 < R \leq 0$
4		Симметричный	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} < 0$ $\sigma_{\max} =$ $= \sigma_{\min} $	0	$\sigma_{\max} =$ $= \sigma_{\min} $	1
5		Асимметричный знакопеременный отрицательный	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} < 0$ $\sigma_{\max} <$ $< \sigma_{\min} $	< 0	$\neq 0$	$-\infty < R \leq -1$
6		Отнулевой отрицательный	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} < 0$	$0,5\sigma_{\min}$	$0,5 \times$ $\times \sigma_{\min} $	$-\infty$
7		Асимметричный знакопостоянный отрицательный	$\sigma_{\max} < 0$ $\sigma_{\min} < 0$	< 0	$\neq 0$	$1 < R \leq \infty$

$$\frac{\sigma'_{max}}{\sigma''_{max}} = \frac{\sigma'_m}{\sigma''_m} = \frac{\sigma'_a}{\sigma''_a}. \quad (1.7)$$

С учётом выражения (1.5)

$$R'_{\sigma} = \frac{\sigma'_{min}}{\sigma''_{max}} = \frac{\sigma'_{max} - 2\sigma'_a}{\sigma''_{max}} = 1 - 2 \frac{\sigma'_a}{\sigma''_{max}} = 1 - 2 \frac{\sigma''_a}{\sigma''_{max}} = R''. \quad (1.8)$$

Любой асимметричный цикл можно рассматривать как сочетание симметричного цикла (рис. 1.4) с максимальным напряжением, равным амплитуде σ_a заданного цикла, и постоянного напряжения, равного среднему напряжению σ_m этого же цикла. Тогда общее уравнение изменения напряжений во времени можно записать

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a f(t), \quad (1.9)$$

где $f(t)$ – непрерывная периодическая функция с единичной амплитудой, изменяющейся от $+1$ до -1 , которую часто аппроксимируют синусоидой. Функция $f(t)$ имеет период T и частоту $f = 1/T$.

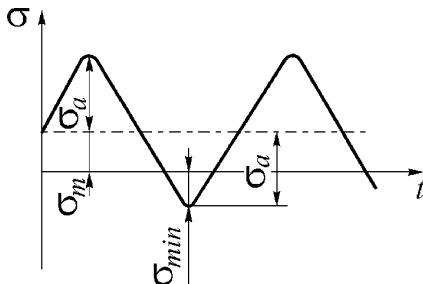


Рис. 1.4. Влияние среднего напряжения σ_m на цикл нормальных напряжений

Всё сказанное о циклах нормальных напряжений σ в полной мере относится и к касательным напряжениям τ . В силе остаются и соотношения (1.2)-(1.9) с заменой в них σ на τ .

Опытами установлено, что срок службы детали машины в условиях периодического нагружения, определяемый числом циклов напряжений N , зависит от величины наибольшего напряжения цикла. Чем больше абсолютная величина этого напряжения, тем меньше число циклов напряжений может выдержать нагруженная деталь.

Основным общепринятым критерием прочности при периодическом нагружении является предел выносливости σ_R . Пределом выносливости

называется наибольшее максимальное напряжение, при котором образец выдерживает базовое число циклов N_b . Для стальных образцов базу испытания принимают $N_b = 10$ млн. циклов. Экспериментально доказано, что если образец выдержал 10^7 циклов (базовое число), то он вообще не разрушится от циклических нагрузок. Для цветных металлов (медь, алюминий и т.д.) база испытания принимается в 5-10 раз больше, т.е. $N_b = (5-10) \cdot 10^7$ циклов.

Во многих случаях по сроку службы требуется число циклов меньше базового, тогда приходим к ограниченному пределу выносливости $\sigma_{RN} > \sigma_R$. Это обстоятельство позволяет более экономно использовать материал.

Предел выносливости при изгибе обозначают σ_R , аналогично при кручении – τ_R , а при симметричном цикле, для которого $R = -1, -\sigma_{-1}$ и τ_{-1} . При отнулевом цикле напряжений пределы выносливости обозначают σ_o , τ_o .

1.4. Экспериментальное определение предела выносливости

Для определения пределов выносливости материалов проводят испытания стандартных образцов при симметричном или асимметричном циклах напряжений в соответствии с ГОСТ 25.502-79.

Параметр шероховатости R_a образцов должен быть 0,32-0,16 мкм. Размеры образцов выбирают таким образом, чтобы критерий подобия усталостного разрушения (L_o / \bar{G}_o) варьировался в возможно более широких пределах при заданном диапазоне изменения диаметра (L_o – периметр рабочего сечения образца или его часть, примыкающая к местам повышенной напряжённости, мм; \bar{G}_o , мм^{-1} – относительный градиент первого главного напряжения σ_1 на поверхности образца, определяемый по формуле [24]

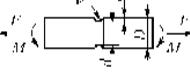
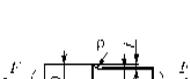
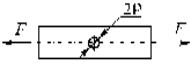
$$\bar{G}_o = \frac{I}{\sigma_{max}} \left[\frac{d\sigma}{dx} \right]_{x=a},$$

где $x = a$ – расстояние от центра тяжести поперечного сечения образца до точки у его поверхности).

Градиент характеризует быстроту снижения напряжений по мере увеличения расстояния от поверхности. Формулы для определения градиентов приведены в табл. 1.2 [23].

Таблица 1.2

Формулы для определения относительного градиента напряжений \bar{G} в зависимости от вида нагружения

Образец	Соотношение размеров	Формулы для вычисления при		
		изгибе	растяжении сжатии	кручении
	$\frac{H}{h} \geq 1,5$	$G = \frac{2}{\rho} + \frac{2}{h}$	$\bar{G} = \frac{2}{\rho}$	
	$\frac{H}{h} < 1,5$	$G = \frac{2(1+\varphi)}{\rho} + \frac{2}{h}$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{\rho}$	
	$\frac{D}{d} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2}{\rho} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{2}{\rho}$	$\bar{G}_\tau = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{h}$
	$\frac{D}{d} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{\rho} + \frac{2}{d}$	$G = \frac{2(1+\varphi)}{\rho}$	$G_\tau = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{h}$
	$\frac{H}{h} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3}{\rho} + \frac{2}{h}$	$\bar{G} = \frac{2,3}{\rho}$	
	$\frac{H}{h} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{\rho} + \frac{2}{h}$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{\rho}$	
	$\frac{D}{d} > 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3}{\rho} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{2,3}{\rho}$	$G_\tau = \frac{1,15}{\rho} + \frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} < 1,5$	$G = \frac{2,3(1-\varphi)}{\rho} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{\rho}$	$G_\tau = \frac{1,15}{\rho} + \frac{2}{d}$
	—	—	$\bar{G} = \frac{2,3}{\rho}$	—
Примечание:		$\varphi = \frac{1}{4\sqrt{\frac{l}{\rho}} + 2}$		

Размеры рабочих участков образцов невелики. Так, диаметр поперечного сечения круглых образцов для усталостных испытаний при изгибе находится в пределах 7,5-10 мм. При решении специальных задач и использовании оборудования, не изготавливаемого серийно, могут применяться образцы других типоразмеров.

Усталостные испытания проводят на специальных машинах, которые позволяют задавать образцу необходимое переменное напряжение с одновременной фиксацией количества циклов в любой момент испытаний. Разрушение образца приводит к остановке машины и счётчика, что позволяет определить количество циклов, предшествующих разрушению.

Усталостные испытания, как правило, проводятся при симметричном цикле, как наиболее опасном. По результатам испытаний строят кривую усталости (Вёлера) в координатах $\sigma_a - N$ (рис. 1.5).

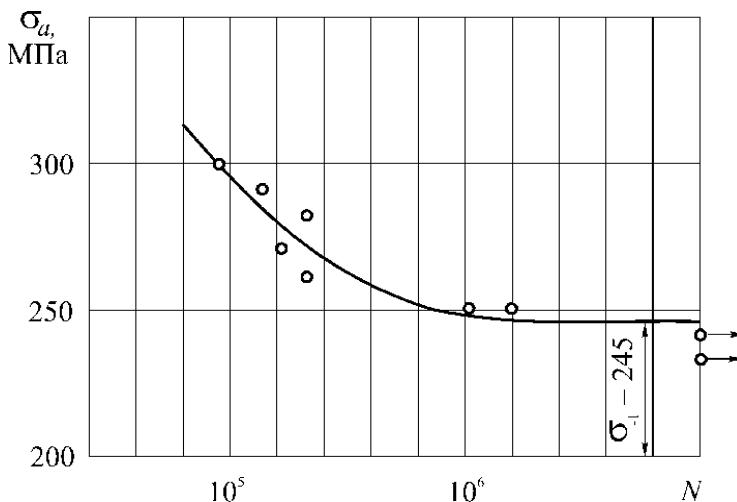


Рис. 1.5. Кривая усталости в координатах $\sigma_a - N$ (кривая Вёлера)

По оси абсцисс откладывают числа циклов N , которые выдержали образцы, а по оси ординат – соответствующие им значения амплитудных напряжений σ_a . На рис. 1.5 результаты экспериментов обозначены светлыми точками. Неразрушившиеся образцы при базе испытаний $N_b = 10^7$ циклов снабжены стрелками. Кривые усталости (Вёлера) строят методом графического интерполирования. Постоянная ордината

горизонтального участка кривой усталости показывает величину предела выносливости σ_{-1} . Для рассматриваемого примера $\sigma_{-1} = 245$ МПа.

Кривую усталости можно строить в полулогарифмических координатах $\sigma_a - \lg N$ либо в логарифмических координатах $\lg \sigma_a - \lg N$. В обоих случаях кривые усталости для стальных образцов аппроксимируются двумя прямыми линиями: наклонной в диапазоне чисел циклов от $N = 10^4$ до $N = (1-3) \cdot 10^6$ и горизонтальной при $N > (1-3) \cdot 10^6$ циклов. Последовательность графического построения кривой усталости такова: напряжение для первого образца обычно составляет для сплавов на основе железа (0,5-0,6) σ_e . Напряжения для испытания последующих образцов назначают в зависимости от числа циклов N_1 до разрушения первого образца. Напряжения, приводящие к разрушению менее чем за $5 \cdot 10^4$ циклов, не должны назначаться, так как они выходят за область многоцикловой усталости. При $N_1 < 2 \cdot 10^5$ циклов напряжение σ_2 для второго образца принимают на 20 МПа меньше, а при $N_1 > 2 \cdot 10^5$ циклов – на 20 МПа больше, чем σ_{-1} . Напряжение σ_3 для третьего образца назначают в зависимости от числа циклов, вызвавшего поломку двух первых образцов: при N_1 (или N_2) равным $1 \cdot 10^5$ – $3,5 \cdot 10^5$ циклов $\sigma_3 = 0,88\sigma_{-1}$ (или σ_2). Если третий образец не сломался при $N_3 = 10^7$ циклов, то $\sigma_4 = 0,5(\sigma_1 + \sigma_3)$ или $\sigma_4 = 0,5(\sigma_2 + \sigma_3)$ при $\sigma_1 < \sigma_2$ и $\sigma_1 > \sigma_2$ соответственно. Если третий образец сломался при $N < 10^7$ циклов, то $\sigma_4 = \sigma_3 - (20-30)$ МПа. Для пятого образца назначается $\sigma_5 = 0,5(\sigma_3 + \sigma_4)$, причём необходимо, чтобы на одном из суммируемых напряжений (σ_3 или σ_4) образец разрушился, а на другом не разрушился после 10^7 циклов. Разность между напряжениями последних двух ступеней не должна превышать 5-10 МПа для образцов с пределом выносливости σ_e от 100 до 400 МПа и 15 МПа при пределе выносливости более 400 МПа.

Дальнейшее уточнение пределов выносливости проводят путём испытания не менее трёх образцов в интервале напряжений $(0,95-1,05)\sigma_e$, причём не менее двух образцов не должны разрушиться до базового числа циклов. В качестве примера (рис. 1.6.) рассмотрим в полулогарифмических координатах $\sigma_a - \lg N$ графическую запись результатов усталостных испытаний гладких образцов диаметром $d_o = 10$ мм из нормализованной стали 40, имеющей предел прочности $\sigma_e = 590$ МПа в условиях чистого изгиба с вращением с частотой 50 Гц при обычных атмосферных условиях.

Порядковый номер на кривой усталости означает последовательность испытаний. Образец 1, испытанный при амплитуде напряжений цикла $\sigma_a = 300$ МПа, проработал до разрушения $N = 1,9 \cdot 10^4$ циклов. Образец 2, испытанный при амплитуде $\sigma_a = 280$ МПа, проработал $N = 3,8 \cdot 10^5$ циклов. Посте-

пенное снижение напряжений цикла приводит к повышению долговечности образца. Область предела выносливости прояснилась уже после испытания пяти образцов. Результаты испытания шестого образца позволили установить предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений $\sigma_{-1} = 245$ МПа.

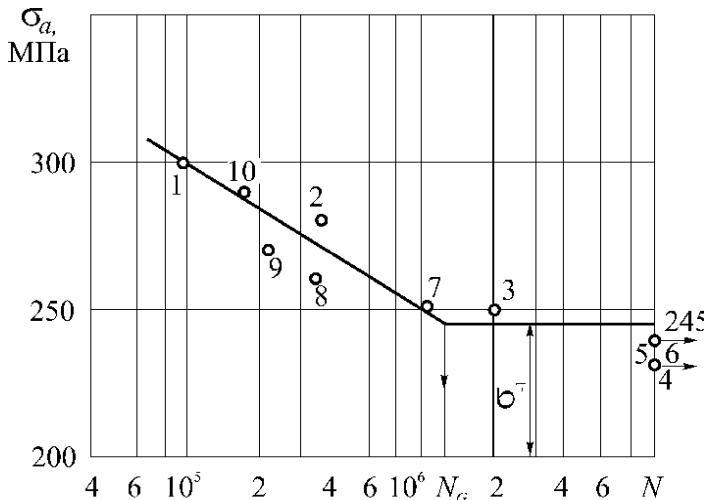


Рис. 1.6. Кривая усталости в полулогарифмических координатах
 $\sigma_a - \lg N$

Уточнение положения левой ветви кривой усталости произведено по результатам испытаний образцов 7, 8, 9 и 10. Через полученные точки проведены наклонная и горизонтальная линии, пересекающиеся в точке с координатами N_G , σ_{-1} (N_G – абсцисса точки перелома кривой усталости, σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле напряжений).

Усталостные испытания, как правило, требуют большого количества образцов и соответственно больших затрат времени. Поэтому, где это возможно, заменяют длительные испытания ускоренными. В настоящее время для ускоренного определения предела выносливости предложены методы Про, Эномото, Локати и др.

Для экспресс-определения пределов выносливости гладких образцов предложено большое количество эмпирических зависимостей, связывающих предел выносливости σ_{-1} с механическими характеристиками прочности

сти, но ни одна из рекомендованных формул не является универсальной, и их следует применять с большой осторожностью.

1.5. Диаграмма предельных амплитуд цикла

Экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости материалов в условиях асимметричных циклов напряжений обычно осуществляется не при изгибе, а на растяжение – сжатие или на кручение (однородное напряжённое состояние). Кривая усталости в координатах $\sigma_a - \lg N$ получается аналогичной (рис. 1.6). По полученным данным строят диаграмму предельных напряжений цикла в координатах σ_{\max} , σ_{\min} – σ_a (диаграмма Смита) или диаграмму предельных амплитуд цикла $\sigma_a - \sigma_m$ (диаграмма Хейя). В практических расчетах на прочность удобнее пользоваться диаграммой предельных амплитуд в координатах $\sigma_a - \sigma_m$ (рис. 1.7).

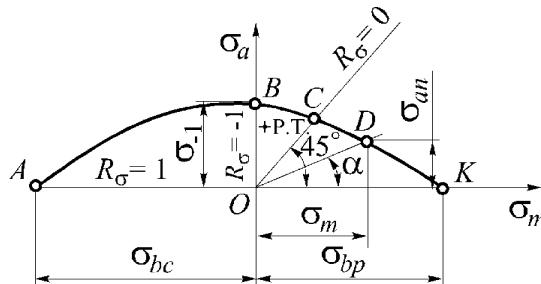


Рис. 1.7. Диаграмма предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах

Эта диаграмма располагается над осью абсцисс σ_m , так как амплитуда напряжений цикла σ_a всегда положительна и соответствует предельным амплитудам σ_{an} . По оси σ_m в качестве предельных напряжений отложены пределы прочности при растяжении σ_{bp} и сжатии σ_{bc} . Линия АВСДК на этой диаграмме соответствует предельным условиям. Для выяснения вопроса о прочности образца по заданным σ_{\max} и σ_{\min} вычисляются σ_a и σ_m – координаты рабочей точки (р.т., рис. 1.7), которая наносится на диаграмму. Если рабочая точка расположена ниже кривой, то прочность образца обеспечена. Если же рабочая точка расположена вне очерченной кривой, то образец не выдерживает базовое число циклов, т.е. $N < N_b$ (происходит усталостное разрушение).

Предел выносливости при асимметричном цикле σ_R равен

наибольшему значению максимального напряжения цикла σ_{\max} , которое выдерживает образец, вычисляется по формуле

$$\sigma_R = \sigma_m + \sigma_{an}.$$

Луч ОД, выходящий из начала координат под углом α к оси абсцисс σ_m , характеризует подобные циклы напряжений с коэффициентом асимметрии $R_\sigma = \text{const}$. Тангенс угла наклона луча ОД с учётом зависимостей (1.3) и (1.4) вычисляется

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1 - R_\sigma}{1 + R_\sigma}.$$

Таким образом, отнулевым циклам на диаграмме предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах соответствует луч ОС, для которого $\operatorname{tg} \alpha = 1$ ($\alpha = 45^\circ$, см. рис. 1.7). Оси координат тоже являются геометрическими местами подобных циклов напряжений: ось абсцисс σ_m – точек, соответствующих постоянным положительным (вправо от точки O) и отрицательным (влево от точки O) циклам с коэффициентом $R_\sigma = 1$, а ось σ_a – симметричным циклам напряжений с коэффициентом $R_\sigma = -1$. На рис. 1.7 точка В соответствует пределу выносливости при симметричном цикле σ_{-1} .

В расчётной практике обычно используется схематизированная правая часть диаграммы. При построении схематизированной диаграммы заменяют криволинейный участок ВСДК (рис. 1.7) ломаной ВС'К (рис. 1.8). Прямую ВС' проводят через точку В, соответствующую симметричному циклу ($R_\sigma = -1; \sigma_R = \sigma_{-1}$) и точку С, соответствующую отнулевому циклу ($R_\sigma = 0; \sigma_R = \sigma_0$) напряжений, т.е. для построения схематизированной диаграммы должны быть известны всего два предела выносливости σ_{-1} и σ_0 . Уравнение прямой ВС имеет вид

$$\sigma_a = \sigma_{-1} + \sigma_m \operatorname{tg} \beta, \quad (1.10)$$

где $\operatorname{tg} \beta = -BE/EC = -(2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$.

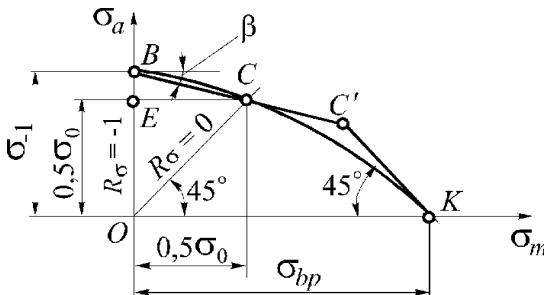


Рис. 1.8. Аппроксимированная диаграмма в координатах $\sigma_a = \sigma_m$

Это отношение обозначают

$$\Psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (1.11)$$

и называют коэффициентом чувствительности материала к асимметрии цикла. Уравнение (1.10) с учётом (1.11) и знака минус имеет вид

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \Psi_\sigma \sigma_m.$$

Аналогично – при касательных напряжениях

$$\tau_a = \tau_{-1} - \Psi_\tau \tau_m,$$

где τ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле при кручении; τ_m – среднее напряжение цикла; Ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла при действии касательных напряжений.

Значения коэффициентов Ψ_σ и Ψ_τ для сталей приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3

Значения коэффициентов чувствительности материалов
к асимметрии цикла

Предел прочности σ_s , МПа	Значение	
	Ψ_σ	Ψ_τ
350-500	0	0
520-750	0, 05	0
700-1000	0, 10	0, 05
1000-1200	0, 20	0, 10
1200-1400	0, 25	0, 15

Правая часть диаграммы (рис. 1.8) аппроксимируется прямой, проходящей через точку К под углом 45° к оси абсцисс σ_m . Следовательно, с учётом уравнения (1.9)

$$\sigma_m + \sigma_a = \sigma_e$$

т.е. максимальное напряжение цикла $\sigma_m + \sigma_a$ не может превышать предел прочности σ_e .

1.6. Основные факторы, влияющие на предел выносливости деталей машин

1.6.1. Влияние концентрации напряжений

Циклическая прочность деталей значительно снижается при наличии резких изменений поперечных сечений, отверстий, пазов, резьбы, надрезов и т.п., вызывающих концентрацию напряжений. Концентрацией напряжений называется резкое возрастание напряжений вблизи концентраторов напряжений. Концентрация напряжений носит локальный (местный) характер, не захватывая большого объема материала (см. рис. 1.9).

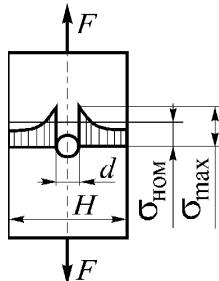


Рис. 1.9. Элемент конструкции с концентрацией напряжений

Различают концентраторы напряжений: конструктивные (галтели, отверстия и т.п.) и технологические (раковины, следы обработки поверхности, различные включения).

Рассмотрим конструктивные концентраторы напряжений. В качестве примера на рис. 1.9 показано распределение нормальных напряжений σ при центральном растяжении. Наибольшие напряжения σ_{\max} возникают у краев отверстия и существенно превышают номинальное напряжение $\sigma_{\text{ном}}$, определяемое по формуле сопротивления материалов

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{N}{A_{\text{нетто}}} = \frac{N}{(H-d)\delta},$$

где N – нормальная сила в поперечном сечении, в данном случае $N = F$; $A_{\text{нетто}}$ – площадь сечения, ослабленного концентратором; H, δ – ширина и толщина соответственно пластины; d – диаметр отверстия.

Фактически в поперечном ослабленном сечении (рис. 1.9) возникает сложное напряженное состояние, которое требует применения гипотез прочности. С достаточной для целей практики точностью можно учитывать только максимальное главное напряжение $\sigma_1 = \sigma_{\max}$.

Величина σ_{\max} определяется методами теории упругости. На рис. 1.10 изображена кривая 1 изменения напряжений в сечении 1-1 детали, нагруженной изгибающим моментом M_y . Прямая 2 характеризует изменение номинальных нормальных напряжений по сечению при отсутствии концентратора

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{M_y}{I_y} x ,$$

где I_y – момент инерции поперечного сечения относительно главной центральной оси инерции y ; x – расстояние от точки, в которой определяется напряжение, до главной центральной оси y .

Из рис. 1.10 видно, что градиент изменения напряжения $d\sigma / dx$ в сечении вне зоны концентратора – величина постоянная, равная M_y / I_y при изгибе.

В сечении в области концентратора напряжений $d\sigma / dx \neq \text{const}$ и увеличивается с ростом x .

Основным показателем местных напряжений является теоретический коэффициент концентрации напряжений:

$$\text{нормальных } \alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}} ;$$

$$\text{касательных } \alpha_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{ном}}} .$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений зависит от геометрии концентратора. Его значения, полученные методами теории упругости, приводятся в виде таблиц, номограмм в литературе [49, 53].

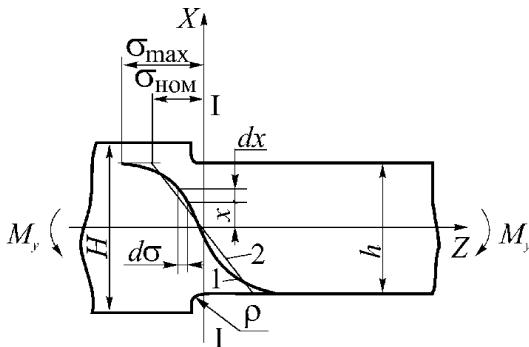


Рис. 1.10. Эпюры напряжений σ_{max} и σ_{nom} в зоне концентратора

В расчётной практике введен эффективный коэффициент концентрации при переменных напряжениях, представляющий отношение предела выносливости σ_{-1} гладкого полированного образца при симметричном цикле к пределу выносливости σ_{-IK} образца с концентратором, имеющего такой же размер опасного сечения

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-I}}{\sigma_{-IK}}; \quad K_\sigma > 1.$$

Экспериментальные значения K_σ и K_t для типовых концентраторов напряжений даны на рис. 1.11, 1.12.

В тех случаях, когда экспериментальные данные по определению эффективного коэффициента концентрации напряжений отсутствуют, приблизённо K_σ определяют по формуле

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1),$$

где q_σ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, зависящий от свойств материала и концентратора.

Ориентировочные значения q_σ : для литых материалов $q_\sigma = 0,1\text{-}0,2$; для малоуглеродистых сталей и жаропрочных деформируемых сплавов $q_\sigma = 0,2\text{-}0,4$; для алюминиевых сплавов $q_\sigma = 0,3\text{-}0,5$; для легированных сталей $q_\sigma = 0,6\text{-}0,8$; для титановых сплавов $q_\sigma = 0,8\text{-}0,9$.

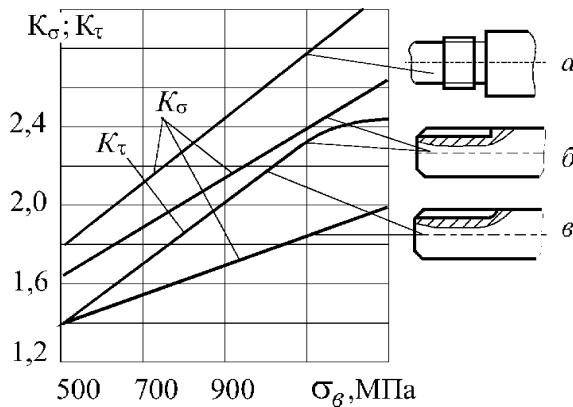


Рис. 1.11. Зависимость эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов с резьбой (а) и шпоночными пазами (б, в)

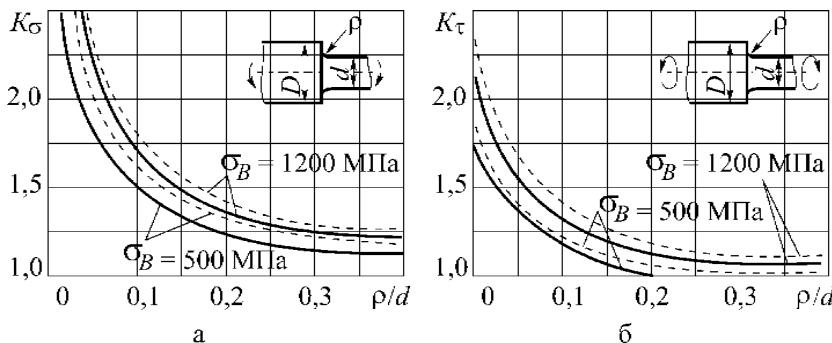


Рис. 1.12. Зависимость эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ (а) и K_τ (б) для ступенчатых валов при $D/d = 2,0$ – пунктирные; $D/d = 1,25$ – сплошные линии

1.6.2. Влияние абсолютных размеров

С увеличением размеров поперечного сечения детали предел выносимости уменьшается. При большем объёме материала – большая вероятность концентраторов напряжений.

Степень влияния размеров сечения на предел выносимости оценивается коэффициентом влияния абсолютных размеров:

$$\text{при изгибе} \quad K_{d\sigma} = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}}; \quad K_{d\sigma} < 1;$$

$$\text{при кручении} \quad K_{d\tau} = \frac{\tau_{-1d}}{\tau_{-1}}; \quad K_{d\tau} < 1,$$

где σ_{-1d}, τ_{-1d} – пределы выносливости гладкой детали с характерным размером d соответственно при симметричном цикле при изгибе и кручении; σ_{-1}, τ_{-1} – те же характеристики, но для гладких образцов диаметром $d_0 = 7,5 - 10$ мм.

На рис. 1.13 представлены осреднённые значения коэффициентов влияния абсолютных размеров углеродистых (1) и легированных (2) сталей.

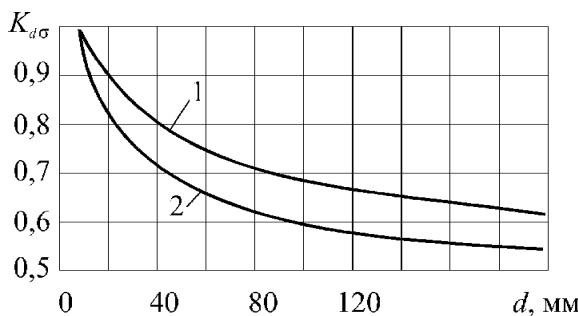


Рис. 1.13. Зависимость коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения от диаметра d : 1 – для деталей из углеродистых сталей; 2 – для деталей из легированных сталей

При отсутствии экспериментальных данных значения $K_\sigma / K_{d\sigma}$, $K_\tau / K_{d\tau}$ для деталей, изготовленных из конструкционных сталей, можно вычислить по формулам [71-72]:

$$\text{при изгибе} \quad \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{2\alpha_\sigma}{1 + \theta^{-v_\sigma}} = \alpha_\sigma \cdot F(\theta, v_\sigma); \quad (1.12)$$

$$\text{при кручении} \quad \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = \frac{2\alpha_\tau}{1 + \theta^{-v_\tau}} = \alpha_\tau \cdot F(\theta, v_\tau), \quad (1.13)$$

где $\theta = (L_d / \bar{G}_d) / (L_o / \bar{G}_o)$ – относительный критерий подобия усталостного разрушения, отнесен к образцу диаметром $d_0 = 7,5$ мм, для которого $(L_o / \bar{G}_o) = \pi d_0^2 / 2 = 88,3$ мм² – критерий подобия усталостного разрушения образца; L_d / \bar{G}_d – критерий подобия усталостного разрушения детали, мм² (L – периметр или его часть в зоне повышенных напряжений; при

изгибе с вращением или центральном растяжении – сжатии детали круглой формы $L_d = \pi d_d$; формулы для определения относительного градиента первого главного напряжения \bar{G} в зоне концентрации напряжений в деталях различной конфигурации приведены в табл. 1.2); v_σ, v_τ – постоянная для данного материала величина (при определённой температуре и частоте испытания), определяющая чувствительность к концентрации напряжений и влиянию абсолютных размеров поперечного сечения соответственно при изгибе или растяжении-сжатии и кручении. Значения функции $F(\theta, v) = 2 / (1 + \theta^v)$ приведены в табл. 1.4.

Значения функции $F(\theta, v)$

Таблица 1.4

θ	$\lg \theta$	$F(\theta, v) = 2 / (1 + \theta^v)$ при v					
		0,01	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20
0,0032	-2,5	0,885	0,774	0,720	0,668	0,569	0,480
0,0010	-2,0	0,908	0,813	0,774	0,730	0,647	0,569
0,0316	-1,5	0,931	0,863	0,829	0,796	0,730	0,668
0,1000	-1,0	0,954	0,908	0,836	0,836	0,818	0,774
0,3162	-0,5	0,977	0,954	0,942	0,931	0,908	0,885
1,0000	0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
3,1620	0,5	1,023	1,046	1,058	1,070	1,092	1,115
10,0000	1,0	1,046	1,092	1,115	1,137	1,182	1,226
31,6200	1,5	1,069	1,137	1,171	1,204	1,269	1,332
100,0000	2,0	1,092	1,182	1,226	1,269	1,353	1,430
316,2000	2,5	1,115	1,226	1,180	1,332	1,430	1,519
1000,0000	3,0	1,137	1,269	1,332	1,392	1,502	1,596
3162,0000	3,5	1,160	1,312	1,382	1,449	1,508	1,667
10000,0000	4,0	1,182	1,352	1,431	1,502	1,627	1,726

При отсутствии опытных данных для конструкционных сталей величину v можно вычислить по формулам (ГОСТ 25.504-82)

$$\text{при изгибе} \quad v_\sigma = 0,2000 - 0,0001\sigma_b; \quad (1.14)$$

$$\text{при кручении} \quad v_\tau = 1,5v_\sigma,$$

где σ_b МПа – предел прочности материала.

В выражениях (1.12) и (1.13) учтены влияния концентрации напряжений и абсолютных размеров поперечного сечения.

1.6.3. Влияние качества обработки поверхности

К сожалению, поверхностный слой оказывается слабым в результате того, что по нему происходит разрушение кристаллической решётки, что предопределяет появление концентраторов напряжений. А между тем точки, наиболее близко расположенные к наружной поверхности детали, при изгибе и кручении (круглые стержни) испытывают наибольшие нормальные σ (рис. 1.14, а) и касательные τ напряжения (рис. 1.14, б).

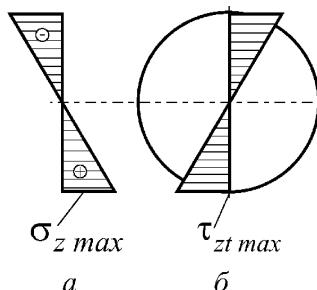


Рис. 1.14. Эпюры распределения нормальных σ (а) и касательных τ (б) напряжений в поперечном круглом сечении

Таким образом, поверхностный слой является ослабленным и наиболее напряжённым. Для снижения эффекта концентрации напряжений обычно применяют шлифование, полирование и другие технологические процессы, однако даже после полирования поверхность детали всё же сохраняет микроскопические риски и надрезы – потенциальные концентраторы напряжений.

Влияние качества обработки поверхности на предел выносливости оценивается коэффициентом, равным отношению предела выносливости гладкого образца с заданной обработкой поверхности σ_{-1F} к пределу выносливости гладкого полированного образца σ_{-1} , имеющего такие же абсолютные размеры сечений, т.е.

$$K_F = \frac{\sigma_{-1F}}{\sigma_{-1}}; \quad K_F < 1.$$

На рис. 1.15 [23] приведены кривые, характеризующие зависимость коэффициента K_F от предела прочности материала σ_B . Из рис. 1.15 видно, что снижение предела выносливости оказывается

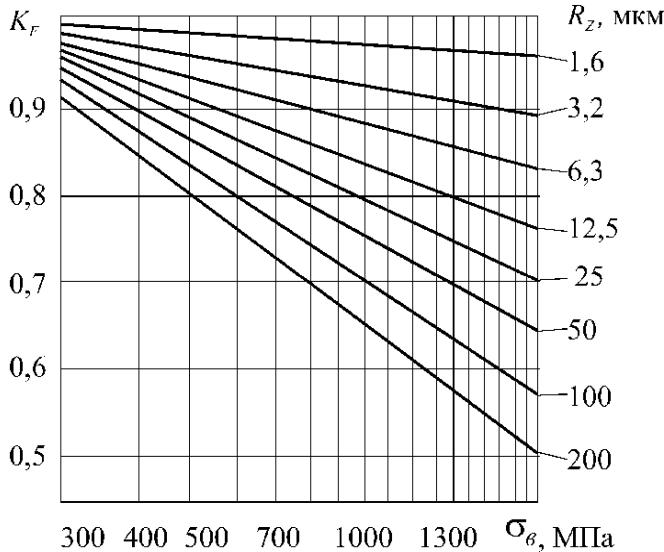


Рис. 1.15. Значения коэффициента влияния качества обработки поверхности на сопротивление усталости стальных деталей

тем большим, чем больше предел прочности материала. Поэтому в случае использования высокопрочных легированных сталей детали должны иметь тщательно шлифованную или полированную поверхность; в противном случае теряется смысл применения дорогих легированных сталей.

Значение коэффициента K_F при изгибе и растяжении – сжатии можно определить по рис. 1.15 или вычислить при $R_z > 1$ мкм по формуле (ГОСТ 25.504-82)

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \lg R_z (\lg (\sigma_y / 20) - 1), \quad (1.15)$$

а при кручении –

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,245,$$

где R_z – высота неровностей, мкм; σ_y – предел прочности, МПа.

1.7. Способы повышения прочности деталей – снижение эффекта концентрации напряжений

Конструктивные. Концентрацию напряжений во входящих углах ступенчатых деталей, например, ступенчатых валов, можно значительно ослабить рациональной формой сопряжения ступеней.

Острые входящие углы на участке перехода (рис. 1.16, а, б) вызывают резкую концентрацию напряжений. Устройство плавных переходов (рис. 1.16, в, г, д), где это возможно, поднутренние (рис. 1.16, е) и т.д. снижает концентрацию напряжений.

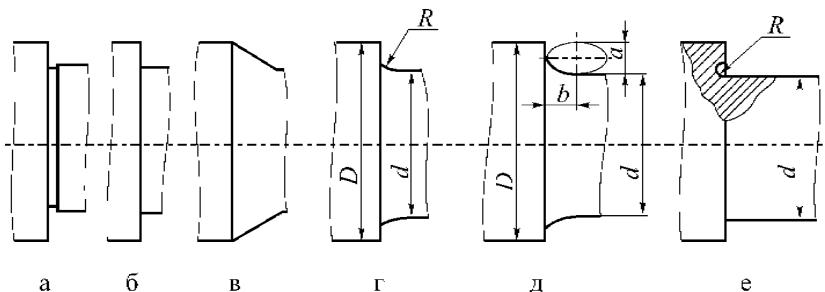


Рис. 1.16. Снижение концентрации напряжений во входящих углах ступенчатых валов

Технологические. Как видно из изложенного, поверхностный слой является ослабленным, между тем как напряжения в этой зоне велики (см. рис. 1.14). Отсюда становится ясным значение технологических мероприятий, укрепляющих поверхностный слой.

Глава II

ПОВЕРХНОСТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ – СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1. Технологические методы повышения эксплуатационных свойств деталей машин

Совершенствование продукции машиностроения затруднено без применения технологических процессов, позволяющих повысить эксплуатационные свойства деталей машин. Существующие методы поверхностного упрочнения имеют свои особенности, преимущества и недостатки; значительно отличаются друг от друга физико-химической природой упрочняющего воздействия, областью применения, техническими показателями и эффективностью. Выбор того или иного метода упрочнения при решении конкретных задач, выдвигаемых практикой, является ответственной задачей, которую приходится решать конструктору и технологу.

На рис. 2.1 [93] представлена классификация методов, а в табл. 2.1 [52, 66] – эффективность упрочнения деталей машин. Анализ показывает, что эти методы применяются для создания поверхностей с оптимальной шероховатостью, повышения характеристик сопротивления усталости, повышения износо- и коррозионной стойкости.

Термическая и химико-термическая обработки предназначены для повышения сопротивления усталостному разрушению, особенно при наличии концентрации напряжений, фреттинг-коррозии и язвенной коррозии, повышения износостойкости. В основе этих методов упрочнения лежит изменение свойств поверхностного слоя при нагреве (закалка) или насыщения углеродом, азотом, хромом и другими элементами (цементация, азотирование, нитроцементация, диффузионное хромирование).

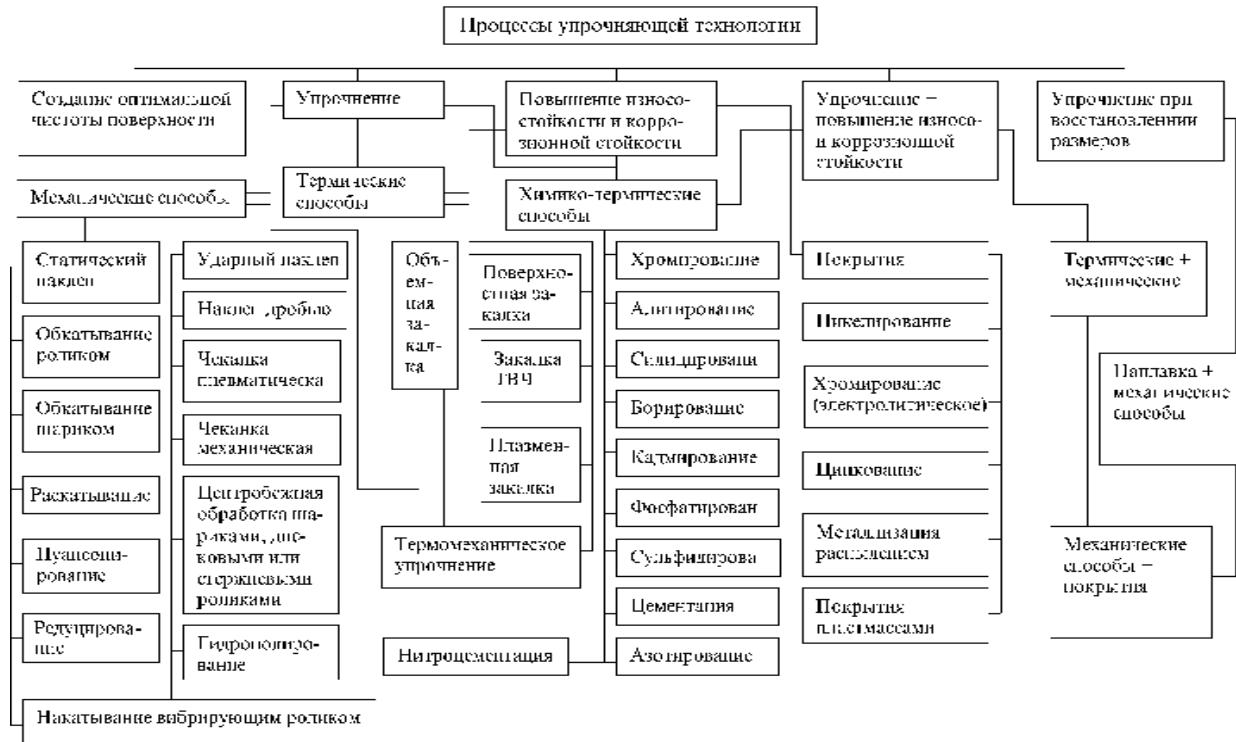


Рис.2.1. Классификация методов поверхностного упрочнения

Таблица 2.1

Эффективность методов упрочнения поверхности деталей машин

Наименование деталей	Метод упрочнения	Повышение долговечности	Прочие показатели
Листовые рессоры транспортных машин	Наклёт дробью	в 2-7 раз	Предел выносливости повышается до 50 %
Цилиндрические пружины транспортных машин		в 3-10 раз	Повышение сопротивления схватыванию, улучшение геометрических параметров качества рабочей поверхности
Цапфы поворотных кулаков автомобилей		в 8-10 раз	
Полуоси автомобилей и троллейбусов		в 3-5 раз	Нагрузоная способность повышается в 1,5 раза
Зубчатые колёса транспортных машин, станков и других машин, работающих на изгиб при больших контактных нагрузках	Поверхностная закалка и последующая обработка дробью	в 8-12 раз	
Балки прокатных станов, штоки штамповочных молотов мощностью 50-100 кН Хвостовики калильных барабанов комбайна «Донбасс», вагонные оси	Обкатка роликами	в 3-4 раза в 2-3 раза	— Предел выносливости повышается на 50 %
Горячонные валты	Обкатка роликами, наклёт дробью	на 80-100 %	—
Гильзы цилиндров и двигателей	Хромирование	в 3-4 раза	Повышение износостойкости
Гибочные матрицы для холодной штамповки вкладышей автомобильных подшипников Детали резьбовых соединений деталей с упорной и метрической резьбой	Наклёт дробью Обкатывание вибрирующим роликом	в 1, 3-1, 9 раза	— Предел выносливости повышается на (80-280) %

Продолжение таблицы 2.1

Наименование деталей	Метод упрочнения	Повышение долговечности	Прочие показатели
Валы и валы-шестерни длиной до 600 мм, диаметром до 800 мм, весом до 100 кН	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	—	Значительное повышение износостойкости и предела выносливости
Мелкие и крупные зубчатые колёса, кулачковые шайбы, поршневые пальцы, тарелки клапанов	Цементация		Повышение износостойкости в 2-10 раз и предела выносливости в 2-3 раза
Детали электровозов и тепловозов, валики и втулки рычажной передачи и шарирных соединений, мелкие шестерни зубчатой передачи, валики и втулки рессорного подвешивания	Нитроцементация	—	Повышение износостойкости в 10-15 раз и предела выносливости в 2-4 раза
Восстановление колёс мостовых кранов, валов, осей и валков прокатных станов 450 и др. крупных деталей	Наплавка высококачественной стали под слоем флюса		Повышение износостойкости деталей в 2 раза по сравнению с шовами
Детали автомобилей типа поршневых колец, втулок	Сульфидирование		Повышение износостойкости в 3-6 раз
Шеверы, долбыки, тангенциальные и фасонные резцы, метчики		—	Повышение износостойкости в 1,5-4 раза
Детали резьбовых соединений (болты, шпильки и т.д.)	Обкатка резьбы роликами	в 2 раза	

Существуют различные приёмы поверхностной закалки, отличающиеся способом нагрева, охлаждения и распределением температуры в обрабатываемом слое. Их можно разделить на две группы: способы с применением внешних источников тепла и способы с применением внутренних источников тепла. К первой группе можно отнести поверхностную

закалку с нагревом газовым пламенем и в электроплите, ко второй – закалку с нагревом ТВЧ, контактный способ. Из перечисленных способов наиболее широко применяется поверхностная закалка с нагревом газовым пламенем или ТВЧ. При поверхностной закалке обычно подвергают нагреву только отдельные участки детали, требующие упрочнения, например, зубья зубчатых колёс, шейки валов, что является достоинством метода. При упрочнении деталей закалкой с нагревом ТВЧ необходимо обеспечить равномерность закалки как по поверхности, так и по глубине, что практически не всегда осуществимо.

Например, при закалке зубьев крупных зубчатых колёс последовательным нагревом по частям у впадины зуба часто получаются полосы пониженной твёрдости с растягивающими напряжениями в месте перехода закалённого слоя к незакалённому (обрыв закалённого слоя), что снижает сопротивление усталости зубьев. Для устранения этого недостатка после закалки с нагревом ТВЧ зубья колёс дополнительно упрочняют наклёпом дробью. Такая комбинированная обработка увеличивает на 60 % и более предел выносливости зубьев зубчатых колёс, изготовленных из стали 45, по сравнению с зубчатыми колёсами, прошедшими только закалку с нагревом ТВЧ с последующим отпуском при температуре 180-200 °С в масле.

Объёмная закалка и другие процессы термической обработки оказывают положительное влияние на сопротивление усталости деталей, износстойкость при минимальном их короблении.

Химико-термическая обработка деталей заключается в их нагреве и выдержке при высокой температуре в активных газовых, жидких или твёрдых средах, что приводит к изменению химического состава, структуры и свойств поверхностных слоёв. Следует отметить, что процессы диффузационного насыщения углеродом и азотом снижают коррозионную стойкость деталей. Для предохранения от коррозионных повреждений цементуемых деталей могут применяться гальванические и химические покрытия: хромирование, кадмирование, фосфатирование, меднение, лужение. Однако эти покрытия снижают предел выносливости цементованных деталей. Недостатком химико-термической обработки является изменение размеров деталей сложной формы, которое обусловлено как структурными превращениями, вызывающими изменения объёма, так и тепловыми напряжениями, приводящими к изменению формы детали при ускоренном охлаждении в закалочной среде. Так, при цементации с последующей закалкой возникают значительные деформации зубьев зубчатых колёс,

вследствие чего требуется высокоточное шлифование рабочих поверхностей, приводящее к дополнительным материальными затратам. Кроме того, могут появиться шлифовочные трещины и прижоги, которые приводят к снижению пределов выносливости зубьев в 1,5-2 раза [67].

Эффективность химико-термического упрочнения для увеличения сопротивления усталости зависит от коэффициента асимметрии цикла R , что вызвано повышенной чувствительностью цементованных и азотированных сталей к асимметрии цикла.

Покрытия металлами и наплавку применяют для восстановления изношенных деталей. При этом материал покрытия или присадочный материал выбирают более износостойкий, чем основной, для повышения износостойкости деталей. Предварительная или последующая обработка восстановленных деталей поверхностным пластическим деформированием (ППД) позволяет повысить характеристики сопротивления усталости. Экспериментально подтверждено [69], что с помощью предварительного поверхностного наклёпа можно не только полностью устранить снижение предела выносливости, обнаруживаемое на деталях, подвергнутых электролитическому хромированию, но и несколько повысить его. Результаты экспериментальных исследований [27-28] подтверждают целесообразность применения поверхностного наклёпа и после нанесения хромового покрытия. При комбинированной обработке (наклёт с последующим нанесением покрытия) сохраняется высокая износостойкость и сопротивление коррозии, присущее хромовым покрытиям.

Отметим, что наиболее прогрессивное направление для повышения эксплуатационных свойств деталей заключается в комбинированном использовании различных процессов упрочняющей технологии, что позволяет в наиболее полной мере удовлетворить запросы практики. При этом поверхностное пластическое деформирование, как правило, является неотъемлемой частью комбинированного упрочнения.

2.2. Поверхностное пластическое деформирование. Разновидности процесса для упрочнения деталей

Поверхностное пластическое деформирование, осуществляемое при температурах, меньших температуры рекристаллизации [20] – технологически простой и эффективный метод улучшения свойств поверхностного слоя деталей – находит широкое применение в производственной практике. Применение ППД позволяет при минимальных затратах повысить сопротивление усталости [36-41], износостойкости [8, 70], сопротивление усталости в коррозионной среде [20, 69], получать минимальную шероховатость поверхности без существенного изменения размеров и исключение насыщения слоя абразивом [15, 50, 63, 93], повышать прирабатываемость [63-66]. Простота метода, дешевизна делают его пригодным для всех металлов и сплавов (исключение составляет олово и некоторые другие металлы, у которых температура рекристаллизации ниже комнатной) и практически доступным для упрочнения деталей любой конфигурации. Кроме того, механические способы упрочнения поверхностным наклёпом имеют еще ряд преимуществ перед другими методами поверхностного упрочнения: границы наклёпанной поверхности не являются зонами пониженной прочности (перенаклёт, как вредное явление, не рассматривается), как это, например, имеет место при поверхностной закалке и некоторых других методах; эффективность наклёпа значительно меньше зависит от режима обработки, чем это имеет место при других видах поверхностного упрочнения; возможность создавать упрочнённые слои металла в широких пределах – от 0,28 мм при гидродробеструйной обработке до 40-50 мм при взрыве; при повышении сопротивления усталости ударная вязкость материала снижается значительно меньше, чем при других методах поверхностного упрочнения. Упрочняются ППД как детали малых, так и очень крупных размеров.

Поверхностное пластическое деформирование эффективно прежде всего как средство повышения сопротивления усталости деталей. Пределы выносливости деталей с концентриаторами напряжений могут быть повышены за счет ППД в 1,5-2 раза, резьбовых деталей различных размеров и шпоночно-прессовых соединений – в три и более раза. Во много раз повышается долговечность упрочнённых ППД деталей. Так, упрочнение дробеструйным наклёпом позволяет увеличить срок службы сварных швов на 310 %, коленчатых валов двигателей – на 900 %, спиральных пружин – на 1370 %, рессор грузовых автомобилей – на 1200 %, крупномо-

дульных зубчатых колёс – на 1400 %, рессор легковых автомобилей – на 400 %.

В настоящее время широко применяется упрочнение осей вагонов и локомотивов, коленчатых валов, штоков штамповочных молотов, валов и осей тяжёлых мостовых кранов, деталей самолётов (опоры узла крыла, детали шасси, обшивка и др.), всевозможных рессор и пружин, сварных деталей и конструкций, рам мощных прессов, зубьев зубчатых колёс, резьб колонн, валков и т.п. Экономическая эффективность упрочнения ППД создаётся в основном большим сроком эксплуатации и, как следствие этого, сокращением расхода запасных частей, заменой дорогостоящих легированных сталей более дешёвыми, уменьшением расхода металла и снижением веса машин. Это особенно важно в связи с ужесточением требований к материалоёмкости конструкций.

Разработаны и успешно применяются в производственной практике многочисленные способы упрочнения деталей машин и элементов конструкций поверхностным пластическим деформированием. Отличаются они в основном схемой силового воздействия деформирующего элемента на обрабатываемую поверхность. По этому признаку можно выделить восемь групп процессов ППД (рис. 2.2) [92]. К ним относятся группы статического и деформирующего ППД, ударной обработки с различной свободой ориентации деформирующих элементов и комбинированных способов.

Способы статического ППД предполагают создание деформационного усилия от инструмента путём непрерывного контакта с деталью, а динамические – ударное действие на деталь рабочих тел или инструмента. Динамические способы имеют определённые преимущества и могут применяться в случаях, когда статические способы применить нельзя.

Способ поверхностного пластического деформирования выбирается в зависимости от формы и размеров детали. Детали небольших размеров, малой жёсткости или сложной формы (пружины, рессоры, мембранны, шлицевые валы, зубья зубчатых колёс, сварные соединения и т.п.) обычно подвергаются наклёпу дробью. При дробеструйной обработке толщина упрочнённого слоя незначительна и может достигать 0,5-0,8 мм. После дробеструйной обработки, как и

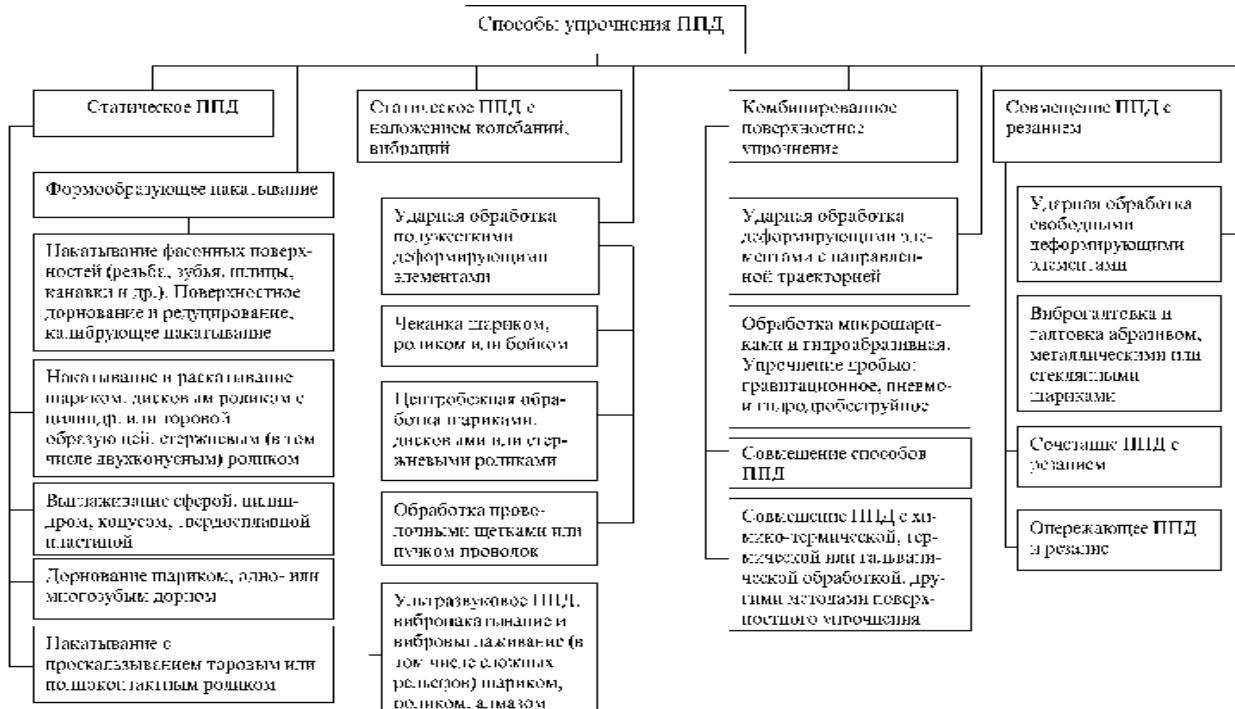


Рис.2.2. Способы упрочнения поверхностным пластическим деформированием

после других способов ППД, поверхность детали дальнейшей механической обработке не подлежит. Для упрочнения деталей дробью необходимы специальные закрытые аппараты, в которых можно обрабатывать детали сравнительно небольших размеров. Быстрый износ дроби и отдельных деталей дробемёта делает этот способ дорогим и применяется он лишь в тех случаях, когда невозможно применить другие способы ППД (упрочнение деталей сложной конфигурации) или когда нет необходимости детали небольших поперечных размеров упрочнять на глубину более одного миллиметра. Для упрочнения деталей типа тел вращения широкое применение находит обкатывание роликами с помощью одно-двух- или трёхроликовых приспособлений или шариками, т.е. наклёт путём вдавливания в обрабатываемую поверхность катящегося по ней ролика или шарика. Однако на практике технологически сложно упрочнить деталь больших размеров обкатыванием роликами или шариками из-за недостаточности рабочих усилий, допускаемых самыми крупными станками, а обработка с подачей затрудняется невозможностью размещения достаточно жёсткого и громоздкого приспособления.

Следует отметить, что при упрочнении крупных деталей обкатыванием роликами бывает необходимо создать большие статические нагрузки, достигающие 30-65 кН [6, 66]. Обкатыванию роликами или шариками подвергаются самые различные детали диаметрами до 500-850 мм.

Чеканка специальными бойками осуществляется путём ударного воздействия на упрочняемую поверхность. Эффективность данного способа упрочнения является весьма высокой. Чеканка может применяться для упрочнения как цилиндрических, так и плоских деталей.

Обкатывание деталей вибрирующим роликом, предложенное Ю.Г. Шнейдером [94], совмещает процессы обкатывания и чеканки роликом, находящимся одновременно под воздействием статического усилия силового механизма и динамической нагрузки, что делает этот способ более универсальным, чем предыдущие. Обкатывание вибрирующим роликом целесообразно применять для крупных деталей, так как позволяет получать значительную толщину упрочнённого слоя без больших статических усилий с использованием простых чеканящих устройств. Этот метод весьма успешно применяется для упрочнения крупных резьбовых соединений [41, 66].

Для упрочнения деталей из титановых сплавов небольших размеров может быть использована гидродробеструйная обработка, позволяющая получать упрочнённый слой толщиной до 0,28 мм. При этом в зависимо-

сти от режимов упрочнения и конструктивной формы упрочняемой детали предел выносливости повышается в 2-3 раза [66].

Центробежно-шариковый способ упрочнения применяется для окончательной поверхностной обработки таких деталей, как коленчатые валы, гильзы цилиндров, поршневые кольца, вкладыши подшипников, торсионные валы. Этим способом можно обрабатывать как внутренние, так и наружные поверхности деталей из чёрных и цветных металлов. Способ упрочнения отличается высокой производительностью и не требует сложного оборудования. Шероховатость поверхности при центробежно-шариковой обработке снижается на один-два класса. Глубина наклёпа на мягких материалах может быть в пределах 0,8-1,5 мм, а на материалах средней твёрдости – 0,4-0,8 мм.

В производственной практике находят широкое применение различные комбинированные способы упрочнения (что уже отмечалось ранее): ППД в сочетании с поверхностной закалкой, химико-термической или термической обработкой. Поверхностное пластическое деформирование весьма эффективно для деталей в зонах обрыва закалённого слоя. Так, обкатывание галтелей коленчатых валов из высокопрочного ферритного чугуна с поверхностью закалёнными шейками повысило предел выносливости по сравнению с поверхностью закалёнными необкатанными на 210 %; и по сравнению с незакалёнными – на 190 %. Комбинированное упрочнение наиболее эффективно, однако оно и более трудоёмко, и его целесообразно использовать, где это возможно, для ответственных деталей и в случаях, когда традиционная технология не обеспечивает требуемых эксплуатационных свойств.

Эффективность упрочнения деталей при ППД взаимосвязана с процессами, протекающими в металле при его упругопластической деформации.

2.3. Физические основы упрочнения при ППД

Материалы в твёрдом состоянии имеют кристаллическую решётку. Идеальная решётка была положена в основу теоретических расчётов механических свойств металлов, реальная же решётка всегда имеет различного рода дефекты, которые и являются причиной снижения теоретической прочности материала до определённого уровня (рис. 2.3 [15]). Бездислокационные (бездефектные) металлы обладают наибольшей теоретической прочностью (на рис. 2.3 ей соответствует точка 1). Увеличение ко-

личества дислокаций в кристаллической решётке приводит к снижению прочности металла относительно её теоретического уровня. Минимальная прочность определяется плотностью дислокаций, характерных для отожжённых металлов (точка 3). Дальнейшее увеличение концентрации дислокаций ведёт к повышению прочности металла.

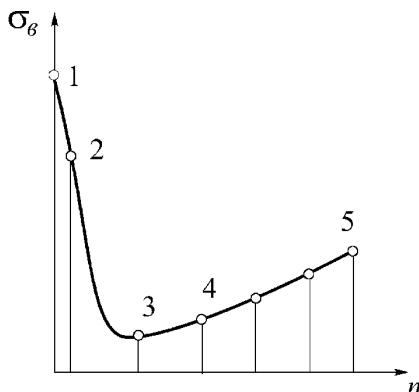


Рис. 2.3. Зависимость предела прочности металлов σ_b от количества (плотности) дислокаций n : 1-5 – прочность соответственно теоретическая, нитевидных “усов”, отожжёных металлов, чистых металлов, упрочнённых металлов; отрезок 4-5 отражает реальную прочность металлов

В табл. 2.2 [77] приведены значения плотности дислокации ρ_d , равной суммарной длине дислокационных линий в единице объёма материала, для некоторых его состояний. Из данных табл. 2.2 и рис. 2.3 видно, что прочность реальных металлов можно повысить. Первый путь – создание бездислокационных металлов или металлов со сниженным числом дислокаций кристаллической решётки за счёт повышения их химической чистоты, а также в результате управления процессами кристаллизации и формирования структуры. Вторым путём является увеличение числа дислокаций и создание субмикроскопической неоднородности строения, которое достигается на практике поверхностным пластическим деформированием.

Таблица 2.2
Зависимость плотности дислокаций от состояния материала

Состояние материала	Значение ρ_d , см $^{-2}$
Монокристаллы особо чистых веществ, выращенные в тщательно регулируемых условиях	$10^2\text{--}10^3$
Отожжённые обычные монокристаллы	$10^4\text{--}10^6$
Отожжённые поликристаллические металлы	$10^7\text{--}10^8$
Металлы после холодного деформирования	$10^{11}\text{--}10^{12}$

В свете дислокационной теории пластическая деформация металлов заключается в появлении под действием внешних сил сдвигов внутри их кристаллов, при котором одна часть кристалла «скользит» как целая относительно другой её части [54]. Вследствие этого происходит искажение кристаллической решётки, изменение формы и размеров. В искажениях решётки возникает пластическая деформация. Зарождаясь первоначально в микрообъёмах вследствие своего сдвигового характера, пластическая деформация распространяется по определённым кристаллографическим плоскостям и направлениям. Линии или полосы скольжения поликристаллического тела представляют собой видимые глазом следы сдвигов по смежным плоскостям кристаллов.

Особенности пластического деформирования поликристаллических металлов обусловлены двумя основными причинами [77]: наличием большого числа различно ориентированных зёрен; существованием межзёренных границ.

В области плоскостей скольжения происходит, в частности, поворот кристаллической решётки, а также смещение атомов из положения устойчивого равновесия и упругие искривления плоскостей скольжения. Фрагментация зёрен в начальной стадии деформации происходит без большого искажения решётки. При дальнейшем нарашивании внешних воздействий она продолжается из-за сдвига по плоскостям, всё более сопротивляющихся сдвигу. Деформация происходит со всё большим искажением кристаллической решётки. Эти искажения вызывают появление дополнительных напряжений, остающихся после прекращения деформации (остаточные напряжения третьего рода).

Скольжение в кристаллах уменьшает структурные неоднородности. Устранение же неоднородностей частично восстанавливает реальную прочность кристаллов и повышает величину критического напряжения сдвига.

Исследования [63] показали, что при пластической деформации происходит раздробление кристаллов на фрагменты и блоки с большими ис-

кажениями кристаллической решётки на границах. На рис. 2.4 [65] показан характер изменений размеров кристаллических блоков и микроискажений кристаллической решётки, происходящих в результате обкатывания образцов с различными нормальными усилиями. С увеличением усилия обкатывания Q наблюдается интенсивный рост микроискажений кристаллической решётки ε . Микроискажения зависят от величины нормального усилия, и как только они достигают своего предельного значения ($\varepsilon = 2,42 \cdot 10^{-3}$ при $Q = 1,5$ кН), способность кристаллической решётки к дальнейшей деформации оказывается исчерпывающей.

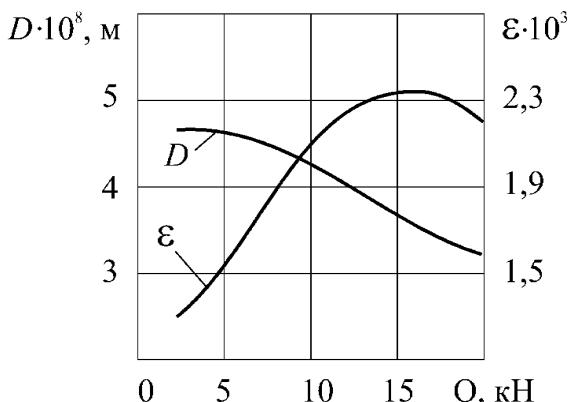


Рис. 2.4. Характер изменения кристаллических блоков и микроискажений

Одновременно с изменением микроискажений происходит раздробление кристаллических блоков мозаики. Изменение усилия с 250 до $2 \cdot 10^3$ Н вызывает уменьшение размеров D кристаллических блоков с $4,8 \cdot 10^{-8}$ до $3,2 \cdot 10^{-8}$ м. Увеличение степени разориентировки фрагментов и блоков дополнительно повышает сопротивление границ прохождению через них дислокаций, что увеличивает сопротивление деформированию.

Изменение формы кристаллических зёрен в процессе деформаций способствует их механическим зацеплениям и затрудняет взаимное перемещение, наблюдающееся при пластической деформации поликристаллов. Кроме того, при деформации поликристалла отдельные зёдра действуют друг на друга, вызывая появление внутренних напряжений. При этом одни зёдра испытывают напряжения от растяжения-сжатия, другие – от изгиба [55]; в одних зёдрах эти напряжения больше, а в других – меньше. Деформация более напряжённых зёдер сдерживается соседними ме-

нее напряжёнными. В результате первые приобретают внутренние напряжения сжатия, а вторые – растяжения. После снятия внешних нагрузок внутренние напряжения между отдельными зёрами поликристалла сохраняются в нём (остаточные напряжения второго рода – межкристаллитные). С увеличением разницы в размерах зёрен поликристалла неоднородность напряжённого состояния увеличивается.

Таким образом, для пластического деформирования характерны сдвиговая деформация, блокообразование плоскостей. Сдвиговая деформация происходит главным образом по внутрикристаллическим плоскостям скольжения (внутри зёрен происходит интенсивное образование и движение дислокаций). Объясняется это тем, что границы зёрен вследствие неправильной формы и заклинивания соседних зёрен при температурах, более низких, чем температура плавления, находятся в условиях менее благоприятных для сдвиговой деформации по сравнению с внутрикристаллическими плоскостями скольжения.

Можно полагать, что при обработке поверхностным пластическим деформированием возникает большое количество (см. рис. 2.3 и табл. 2.2) различно направленных дислокаций, которые, накладываясь друг на друга, увеличивают сопротивление сдвиговой деформации. Торможение движущихся дислокаций способствует повышению прочности деформированного слоя. Экспериментально установлено [63], что в процессе обкатывания и выглаживания величина деформирующих напряжений снижается по мере удаления от поверхности. Следовательно, процессы размножения дислокаций, дробления кристаллов на блоки и другие сопутствующие явления, вызывающие упрочнения, носят затухающий характер и наиболее упрочненной оказывается верхняя часть деформированного слоя, до этого наиболее ослабленная вследствие разрушения кристаллических решёток зёрен при механической обработке поверхности.

Вследствие значительного роста плотности дислокаций ρ_d (уменьшение плотности металла) при ППД происходит увеличение удельного объёма деформированного слоя, чему препятствуют (в силу сплошности металла) слои, расположенные ниже. В результате такого взаимодействия возникают остаточные напряжения первого рода (макронапряжения), уравновешивающиеся в объёме всего напряжённого металла и имеющие определённо ориентированное направление [20, 50]. Причём, в поверхностных слоях металлических изделий при соответствующей поверхностной обработке последних могут возникать одновременно и осевые, и тангенциальные остаточные напряжения, по знаку своему сжимающие или рас-

тягивающие. Стремящиеся занять больший объём поверхностные наклёпанные слои испытывают остаточные напряжения сжатия, а стесняющие их деформацию глубинные наклёпанные слои – напряжения растяжения [93]. Величина и характер изменения остаточных напряжений зависят от конкретных условий поверхностной обработки и свойств упрочняемого материала.

Для многих деталей машин наиболее важны сжимающие осевые остаточные напряжения, которые складываясь с растягивающими напряжениями от внешней нагрузки уменьшают величину последних. В дальнейшем будем иметь в виду именно осевые остаточные напряжения.

Рост пластической деформации металла вызывает переход его в наклёпанное состояние, при котором изменяются механические характеристики. При этом материал характеризуется пониженной пластичностью; заметно повышаются предел пропорциональности и предел текучести, а также показатели твёрдости металла. Причём, при поверхностном пластическом деформировании наблюдается плавное изменение твёрдости наклёпанного слоя по его глубине (рис. 2.5). О степени наклёпа материалов с различной структурой можно судить из рис. 2.6. Для сталей с малым содержанием углерода прирост твёрдости после ППД достигает 60-100 %. По мере увеличения содержания углерода и соответствующего роста исходной твёрдости относительный прирост твёрдости при ППД уменьшается. Наименьший прирост характерен для стали с сорбитной структурой.

При ППД сталей с мартенситно-аустенитной структурой помимо пластической деформации происходит распад остаточного аустенита и его превращение в мартенсит и, по-видимому, образование в процессе деформации высокодисперсных карбидов, блокирующих сдвиги по плоскостям.

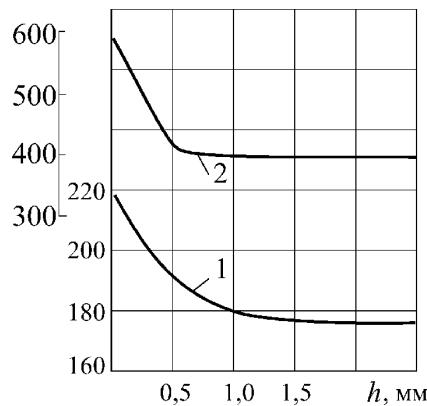


Рис. 2.5. Распределение твёрдости по глубине обкатанного образца:
1 – твёрдость по Виккерсу; 2 – микротвёрдость

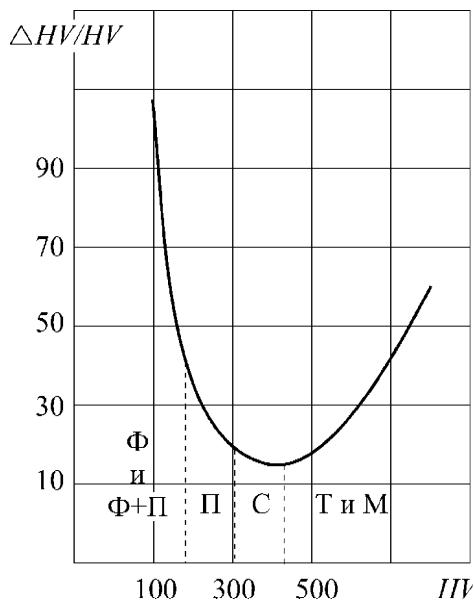


Рис. 2.6. Прирост твёрдости при ППД в зависимости от структурного состояния сталей: Φ – феррит; Π – перлит; C – сорбит; T – троостит; M – мартенсит

Появление при поверхностном пластическом деформировании остаточных напряжений и наклёпа оказывает существенное влияние на сопротивление усталости поверхностно-упрочнённых деталей, причём, их роль весьма различна.

2.4. Особенности влияния наклёпа и остаточных напряжений на сопротивление усталости деталей

На основании экспериментальных исследований И.В. Кудрявцева отмечено [36], что доминирующее значение в повышении сопротивления усталости гладких круглых деталей, изготовленных из конструкционных сталей, принадлежит наклёпу ($2/3$ общего эффекта упрочнения) и лишь $1/3$ эффекта принадлежит действию остаточных напряжений. Позже было отмечено, что положительное влияние остаточных напряжений в опытах И.В. Кудрявцева было занижено, поскольку в ходе исследований остаточные напряжения в силу малого диаметра исследуемого образца снимались не полностью.

Специальные исследования показали [18, 35, 42, 46], что роль остаточных напряжений в изменении сопротивления усталости деталей неоднозначна и резко повышается с ростом концентрации напряжений. В этих случаях сжимающие остаточные напряжения могут повышать величину пределов выносливости в несколько раз, а долговечность, например, сварных соединений может изменяться при этом в десятки раз.

Такая высокая эффективность остаточных напряжений для деталей с концентраторами напряжений объясняется следующими причинами [18, 72, 79]. Во-первых, остаточные напряжения, подобно напряжениям от внешних силовых воздействий, имеют способность концентрироваться в области концентратора напряжений. Во-вторых, концентрация остаточных напряжений может создать местный наклёт металла (в опасных зонах концентраторов). В-третьих, наклёпаный металл в большей степени реагирует на остаточные напряжения, чем более мягкий и пластичный ненаклёпанный металл. В-четвёртых, снятие остаточных напряжений при нагрузке деталей может быть затруднено, чем для деталей без концентраторов напряжений. Для гладких деталей остаточные напряжения в значительной степени снимаются при тренировочных циклических напряжениях, близких по своей величине к значению предела выносливости упрочнённых деталей. Кроме того, способность остаточных напряжений кон-

центрироваться в области концентратора напряжений существенно изменяет градиент действующих напряжений.

На основании изложенного, можно считать, что роль остаточных напряжений в гладких деталях является сравнительно небольшой, что подтверждается многочисленными экспериментальными данными. В табл. 2.3 [37] приведены результаты усталостных испытаний образцов, подвергнутых в первом случае упрочнению ППД, а во втором случае деформированных кручением (степень деформации $\varepsilon = 35\%$). Из этих данных видно, что предел выносливости гладких образцов, упрочнённых кручением или обкатыванием роликом, повышается всего на 18-20 %. Эксперименты проводились при комнатной температуре.

Таблица 2.3

Результаты усталостных испытаний гладких образцов

Состояние образцов	Предел выносливости σ_{-1}	
	МПа	%
III-типованные	275	100
Обкатанные роликом, $Q = 1\text{кН}$	332	120
Деформированные кручением, $\varepsilon = 35\%$	325	118

Однако, поверхностно-упрочненные гладкие образцы проявляют резкое повышение пределов выносливости в случае их соединения с натягом (соединение неподвижной посадкой) с втулками. Результаты такого рода исследований представлены в табл. 2.4 [37]. Сравнение данных показывает, что для образцов с охватывающими втулками предел выносливости после обкатывания роликом возрастает на 201 %, в то время, как упрочнённых кручением повышение составляет всего 6 %.

В первом случае доминирующую роль в повышении сопротивления усталости играют остаточные напряжения в упрочнённом слое. Во втором случае влияние наклёпа (повышение прочности и твёрдости металла) незначительно или вообще отсутствует.

Наложение остаточных сжимающих напряжений σ_{oct} на рабочее напряжение, вызванное внешними нагрузками и изменяющееся по симметричному циклу с амплитудой σ_a , изменяет вид цикла напряжений. Результирующее напряжение в этом случае изменяется по асимметричному циклу со средним напряжением $\sigma_m = \sigma_{\text{oct}}$ и амплитудой σ_a (рис. 2.7).

Таблица 2.4

**Результаты усталостных испытаний образцов
с охватывающими втулками**

Состояние образцов	Предел выносливости σ_{-1}		Твёрдость в поверхностных слоях
	МПа	%	
Шлифованные	127	100	170
Обкатанные роликом, $Q = 1,5 \text{ кН}$	255	201	225
Деформированные кручением, $\varepsilon = 35 \%$	125	98	230
Деформированные кручением, $\varepsilon = 70 \%$	135	106	235
Деформированные кручением, $\varepsilon = 70 \%$, с последующим отпуском при 300°C в течение одного часа	135	106	250
Деформированные кручением, $\varepsilon = 76 \%$ с последующим отжигом при 800°C в течение одного часа	125	98	170

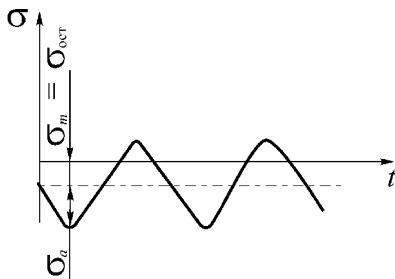


Рис. 2.7. Влияние остаточных напряжений σ_{ost} на цикл нормальных напряжений

Оценка влияния остаточных напряжений σ_{ost} на предел выносливости σ_{-1} может быть осуществлена с помощью диаграммы относительных предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах (рис. 2.8) [24].

На диаграмме (рис. 2.8) по горизонтальной оси отложены величины средних напряжений цикла, соответствующих осевым остаточным напряжениям в рассматриваемой точке сечения, а по вертикальной – отношения амплитудных напряжений цикла σ_a к пределу выносливости σ_{-1} при симметричном цикле для исходного материала. Отношение $\beta = \sigma_a / \sigma_{-1}$ дает количественную оценку эффекта упрочнения, вызванного действием остаточных напряжений.

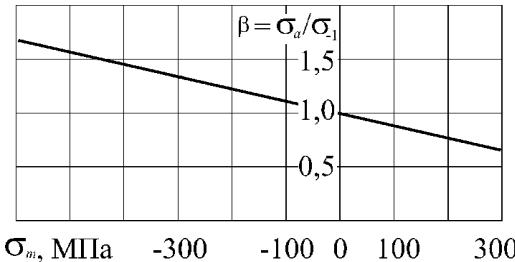


Рис. 2.8. Диаграмма относительных предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах для конструкционных сталей

Практика упрочнения деталей ППД позволяет сделать заключение о том, что глубина распространения остаточных сжимающих напряжений достигает толщины пластически деформированного поверхностного слоя Δ_d [12] и что с увеличением толщины этого слоя происходит повышение сопротивления усталости упрочнённых деталей (рис. 2.9) [80].

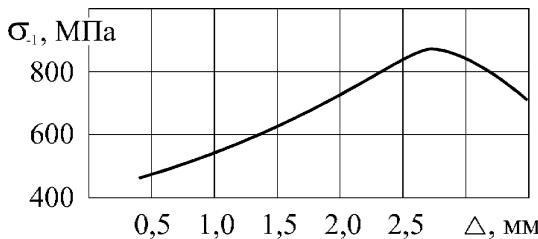


Рис. 2.9. Зависимость предела изгибной выносливости зубьев колес от толщины упрочненного слоя

Однако, при определённой толщине поверхностного слоя (на рис. 2.9 $\Delta_d = 2,75$ мм) прекращается дальнейшее повышение сопротивления усталости. Этот существенный факт необходимо учитывать при выборе режимов поверхностной упрочняющей обработки деталей.

Для объяснения эффекта упрочнения, обусловленного расположением эпюры распределения остаточных напряжений и механических свойств по сечению детали, целесообразно рассмотреть схему, представленную на рис. 2.10 [72].

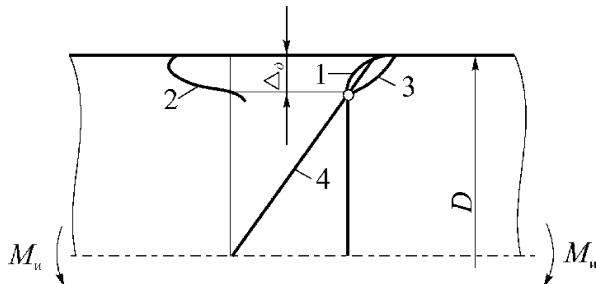


Рис. 2.10. Упрочнение детали при ППД, обеспечивающего подслойное разрушение

Линией 1 показано распределение твёрдости, а следовательно, и пределов выносливости σ_{-1} микрообразцов, вырезанных из различных зон поперечного сечения, отнесенных к пределу выносливости исходного неупрочнённого материала $\sigma_{-1\text{иск}}$. Линия построена по кривым распределения твёрдости в предположении, что $\sigma_{-1\text{накл}} / \sigma_{-1\text{иск}} = H_{\text{накл}} / H_{\text{иск}}$, т.е. предел выносливости микрообразцов повышается от наклёпа пропорционально твёрдости ($\sigma_{-1\text{накл}}, H_{\text{накл}}$ – предел выносливости и твёрдость образцов, подвергнутых наклёпу; $\sigma_{-1\text{иск}}, H_{\text{иск}}$ – то же для образцов из исходного (ненаклёпанного) металла). Линия 2 характеризует экспериментально найденное распределение остаточных напряжений при ППД. Умножая значения пределов выносливости (для линии 1) на величину отношения σ_a / σ_{-1} , взятого по рис. 2.8 для $\sigma_m = \sigma_{\text{oct}}$, соответствующего данному расстоянию от поверхности, получим линию 3. Эпюра 3 характеризует распределение пределов выносливости отдельных слоёв по поперечному сечению с учётом влияния остаточных напряжений и упрочнения от наклёпа, делённых на предел выносливости исходного неупрочнённого металла $\sigma_{-1\text{иск}}$. Для поверхностного слоя эпюра 3 располагается правее линии 1, так как сжимающие напряжения в слое повышают предельную амплитуду. Линии 1 и 3 пересекаются на расстоянии от поверхности Δ_d , на котором остаточные напряжения меняют знак на противоположный, т.е. $\sigma_{\text{oct}} = 0$.

Предельная эпюра рабочих напряжений при изгибе гладкого образца изображена прямой линией 4, касательной к линии 3. Разрушение начинается в месте пересечения линий 4 и 3, т.е. когда рабочие напряжения от внешних нагрузок достигнут предела выносливости неупрочнённого образца. Из рис. 2.10 следует, что в точке пересечения линий 3 и 4 возникает очаг усталостного разрушения, т.е. разрушение в данном случае будет

подслойным, что подтверждается многими экспериментальными данными [5, 38, 43–48 и др.].

Данные, представленные на рис. 2.9, и схема (рис. 2.10) позволяют сделать вывод о том, что при подслойном разрушении твердость и остаточные напряжения у поверхности не влияют на эффект упрочнения. Основную роль при подслойном разрушении играют глубина наклёпанного слоя Δ_d и распределение остаточных напряжений в зоне перехода от поверхностно-упрочнённого слоя к неупрочнённой сердцевине. Следовательно, в инженерных расчётах при подслойном разрушении поверхностно-упрочнённых деталей в качестве основного критерия упрочнения следует применять глубину наклёпа Δ_d .

При подслойном разрушении эффект упрочнения существенно зависит не только от толщины слоя Δ_d , но и размеров поперечного сечения детали (рис. 2.11). Видно, что приращение предела выносливости у детали меньшего диаметра ($\Delta\sigma_d$) при одинаковой толщине упрочнённого слоя Δ_d будет больше, чем у детали большего диаметра ($\Delta\sigma_D$), т.е. $\Delta\sigma_d > \Delta\sigma_D$. Линия 1 характеризует распределение пределов выносливости по сечению детали меньшего диаметра d при толщине слоя Δ_d , линия 2 – соответственно детали большего диаметра D .

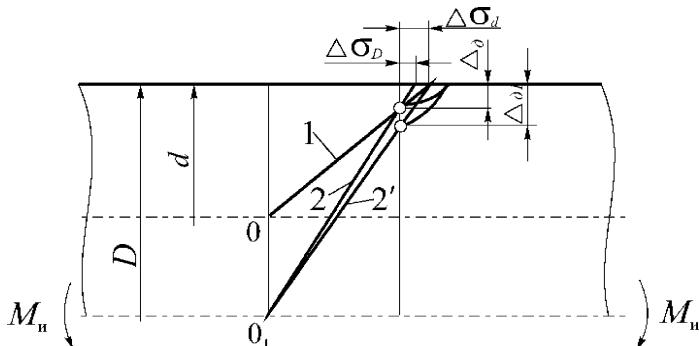


Рис. 2.11. Распределение пределов выносливости по сечению круглой детали:
1 – меньшего диаметра; 2 и 2' – большего диаметра при толщине упрочнённого слоя $\Delta_{\sigma_1} < \Delta_{\sigma_2}$ соответственно

При одной и той же толщине упрочнённого слоя эффект упрочнения детали при циклическом изгибе будет тем больше, чем меньше размер её поперечного сечения. Однако, если деталь диаметром D упрочнить на глубину Δ_{σ_1} ($2\Delta_{\sigma_1}/D = 2\Delta_d/d$), то приращение предела выносливости будет таким же, как и у детали меньшего диаметра.

При переменных во времени нагружениях упрочнённых ППД деталей имеют место случаи, когда разрушение из подслойного переходит на поверхность. На схеме (рис. 2.12 [72]), изображены два возможных предельных случая: при толщине слоя и положении линии 4 происходит подслойное разрушение; при толщине упрочнённого поверхностного слоя $\Delta_{\text{опт}}$ (оптимальная толщина) равновероятно начало зарождения очага разрушения как под упрочнённым слоем, так и с поверхности.

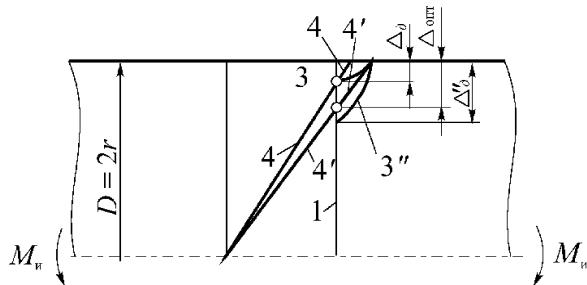


Рис. 2.12. Переход от подслойного разрушения к поверхностному при увеличении толщины упрочненного слоя

Согласно схеме при увеличении толщины слоя от Δ_d до $\Delta_{\text{опт}}$ происходит увеличение предела выносливости (для $\Delta_{\text{опт}}$ характеризуется линией 4'). Дальнейшее увеличение толщины ($\Delta_d > \Delta_{\text{опт}}$) не приводит к повышению эффекта упрочнения. Следует иметь в виду, что при разрушении упрочнённой детали с поверхности основную роль в повышении сопротивления усталости играют остаточные напряжения (их величина и знак у поверхности) и в меньшей степени наклёт. Наибольший эффект от применения ППД достичим лишь при соответствующем выборе способа и режимов упрочнения конкретной детали.

Глава III

ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА КИНЕТИКУ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

3.1. Особенности зарождения и развития усталостных трещин при циклическом нагружении деталей машин

Изучение влияния различных факторов на эффект упрочнения и кинетику разрушения поверхностно-упрочнённых деталей при циклическом нагружении имеет существенное значение для расчётных оценок прочности и долговечности.

Рассмотрим случай циклического нагружения изгибом поверхности-упрочнённой детали диаметром d с концентратором напряжений [29].

На рис. 3.1 представлены: 1 – эпюра изменения предельных рабочих напряжений неупрочнённой детали; 2 – уровень прочности детали до упрочнения в области концентратора напряжений, соответственно $\sigma_{\max} = \sigma_{1D}\alpha$ (σ_{1D} – предел выносливости детали при симметричном цикле нагружений, α – теоретический коэффициент концентрации напряжений).

Кривая 3 характеризует распределение остаточных напряжений после поверхностного упрочнения детали, характер изменения которых следующий: сжимающие – в поверхностном слое толщиной h_s , растягивающие – в сердцевине материала детали (внутренних слоях). Эпюры 4 и 4' построены в результате алгебраического суммирования эпюр 1 и 3. Операция суммирования носит формальный характер и выполнена только для того, чтобы представить общий характер картины напряженно-деформированного состояния в исследованных областях детали.

Анализ эпюр 4 и 4' показывает, что остаточные напряжения в полуцикле рабочих растягивающих напряжений уменьшают сум-

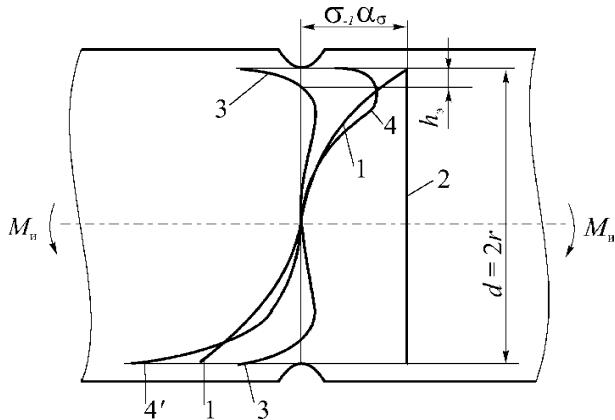


Рис. 3.1. Схематическое изображение поверхностного упрочнения детали с концентратором напряжений

марные напряжения в поверхностном упрочнённом слое и увеличивают их в сердцевине детали на глубине, превышающей толщину слоя металла, где остаточные напряжения равны нулю. Таким образом, остаточные сжимающие напряжения “разгружают” металл в области растягивающих рабочих напряжений и “догружают” в сердцевине детали. В связи с этим прочность поверхностно-упрочнённых слоёв повышается (эпюра суммарных напряжений 4 расположена левее эпюры предельных рабочих напряжений 1 неупрочнённой детали). По мере повышения внешней нагрузки уровень растягивающих рабочих напряжений возрастает и, следовательно, возрастает величина суммарных напряжений растяжения, достигая в сердцевине уровня прочности (прямая 2) материала детали до упрочнения, что ведёт к образованию необратимых повреждений металла и, следовательно, к зарождению усталостной трещины под поверхностно-упрочнённым слоем на глубине h_s (см. рис. 3.2).

В полуцикле рабочих сжимающих напряжений наличие сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое обуславливает увеличение уровня суммарных сжимающих напряжений (кривая 4', рис. 3.2) и, начиная с некоторого уровня внешнего нагружения $\sigma_{\max} = \sigma_{-1y}\alpha$ (σ_{-1y} – предел выносливости поверхностно-упрочнённой детали), величина суммарных напряжений в зоне концентратора достигает предела текучести материала. Это приводит к возникновению циклических пластических деформаций в поверхностно-упрочнённом слое в зоне концент-

ратора (максимальные напряжения достигают предела текучести материала), что обуславливает после снятия нагрузки более высокий уровень сжимающих остаточных напряжений – происходит повышение прочности поверхностного слоя материала детали. Приложенное затем в полуцикле растягивающее напряжение от внешней нагрузки является повреждающим для внутренних слоёв материала и неповреждающим для поверхностного слоя.

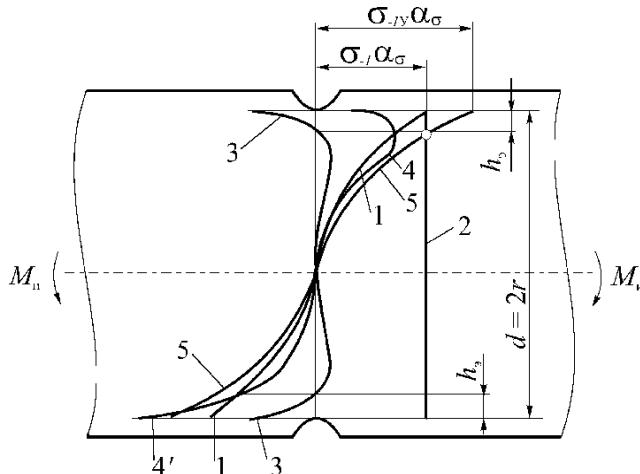


Рис. 3.2. Схематическое изображение поверхностного упрочнения и подслойного разрушения детали. Обозначения кривых 1-4 те же, что и на рис. 3.1; кривая 5 – условная эпюра изменения предельных рабочих напряжений поверхностью-упрочнённой детали

Проведенный анализ позволяет объяснить характер возникновения трещины: трещина зарождается при определенных условиях под поверхностно-упрочненным слоем в материале сердцевины детали в полуцикле растягивающих напряжений от внешней нагрузки.

Изучение характера изменения остаточных напряжений и разрушения при зарождении трещины во внутренних слоях материала детали и ее дальнейшем распространении имеет важное значение при разработке оптимальных по трещиностойкости технологических процессов, повышающих живучесть (долговечность на стадии развития трещины) деталей машин.

При циклическом нагружении начальные сжимающие и растягивающие остаточные напряжения изменяются. Основной вклад в изменение

остаточных напряжений вносит первый цикл нагружения. На базе экспериментальных данных показано, что при многоцикловом нагружении поверхностно-упрочнённых деталей стадия нестабильности остаточных напряжений, обусловленная их релаксацией при наличии циклических напряжений, занимает не более 10 % от общей долговечности (определяемой по зарождению трещины длиной 100 мкм), после чего изменение остаточных напряжений с увеличением числа циклов нагружения весьма мало и на базе наработки 10^4 циклов их можно считать постоянными. Таким образом, установившееся остаточное напряжение можно рассматривать как статическую составляющую при циклическом нагружении. Однако, рассматривая только установившееся остаточное напряжение, нельзя объяснить дальнейшее распространение трещины в детали, подверженной подслойному разрушению. Данное обстоятельство указывает на необходимость учёта перераспределения остаточных напряжений в процессе роста усталостной трещины.

Допустим [31], что в поверхностно-упрочнённой детали установившиеся остаточные напряжения распределены согласно эпюре 1 (см. рис. 3.3). Область металла (поверхностно-упрочнённый слой толщиной h_s), где распределены остаточные напряжения сжатия, назовём активной зоной. Область металла (основной металл сердцевины детали), где распределены уравновешивающие остаточные напряжения растяжения, назовём зоной распределения уравновешивающих напряжений. При амплитудах напряжений σ_a , близких к пределу выносливости σ_{Ry} поверхностно-упрочнённой детали ($\sigma_a > \sigma_{Ry}$), усталостная трещина зарождается под упрочнённым слоем в зоне распределения уравновешивающих напряжений. Остаточные напряжения сжатия в активной зоне и более высокие прочностные свойства материала поверхностно-упрочнённых слоёв снижают действие внешних растягивающих напряжений, вследствие чего распространение трещины на начальном этапе разрушения происходит в зоне уравновешивающих растягивающих напряжений. С увеличением длины трещины l_s перед её вершиной уменьшается область металла, где распределены уравновешивающие остаточные напряжения растяжения. Заштрихованная часть эпюры соответствует разрушенному участку. Уменьшение размеров зоны распределения уравновешивающих напряжений не затрагивает активную зону. Из условия равновесия сокращение области растягивающих остаточных напряжений компенсируется увеличением их уровня, происходит уплотнение (концентрация) растягивающих остаточных напряжений перед вершиной распространяющейся усталостной трещины

(см. рис. 3.3, кривая 2), что вызывает увеличение поля суммарных напряжений в вершине развивающейся трещины, вследствие чего её рост ускоряется в полуцикле растягивающих рабочих напряжений от внешней нагрузки. В полуцикле сжимающих рабочих напряжений происходит закрытие (не залечивание) трещины, дополнительное циклическое деформирование как в зоне вершины трещины, так и в активной зоне и, следовательно, дополнительное перераспределение растягивающих остаточных напряжений. При этом в материале детали с каждым циклом деформации накапливаются повреждения, которые стимулируют рост трещины и в направлении к поверхности детали.

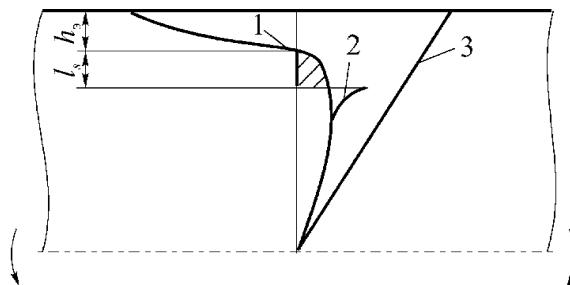


Рис. 3.3. Схематическое перераспределение остаточных напряжений в процессе роста трещины: 1 – исходное распределение остаточных напряжений; 2 – то же, в процессе роста

Распространение трещины в активной зоне происходит благодаря значительному различию в эпюрах рабочих (рис. 3.3, прямая 3) и остаточных (рис. 3.3, кривая 1) напряжений. Последняя характеризуется большим градиентом у поверхности (или на некотором удалении от поверхности), вследствие чего на небольшом расстоянии по глубине упрочнённого слоя толщиной h_3 остаточные напряжения существенно уменьшаются, в то время как рабочие растягивающие напряжения остаются большими. Распространение усталостной трещины в активную зону уменьшает величину сжимающих остаточных напряжений, что вызывает одновременное уменьшение уравнительно-вешивающих растягивающих остаточных напряжений в неупрочнённой сердцевине детали. Разгрузка зоны распределения уравновешивающих остаточных напряжений растяжения приводит к замедлению роста трещины l_s в неупрочнённую сердцевину детали. Исходя из этого, можно предположить, что размер трещины l_s находится в прямом соответствии со способностью упрочнённых слоёв материала оказывать сопротивление распространению усталостной трещины в сторону

поверхности детали и является характеристикой, по которой можно производить сравнительную оценку работоспособности технологических процессов поверхностного упрочнения деталей машин. Оптимальным из ряда технологических режимов поверхностного упрочнения следует признать тот, при котором значение l_s максимальное.

На основании вышеизложенного можно заключить, что методами поверхностного упрочнения можно воздействовать на возникновение и рост трещин. Данное предположение нуждается в экспериментальной проверке, особенно, что касается роли критериев выбора параметров поверхностного упрочнения, уровней внешнего нагружения.

3.2. Экспериментальное исследование поверхностного диффузионного легирования бором и хромом образцов из стали 45 на процессы зарождения, развития и торможения усталостных трещин

Исследовано изменение закономерностей зарождения, развития и торможения усталостных трещин на гладких образцах, подвергнутых поверхностному диффузионному легированию [29]. Исследованию подвергались образцы из стали 45 с борохромированным диффузионным слоем. Химический состав стали следующий, %: 0,45 C; 0,73 Mn; 0,20 Si; 0,02 S; 0,013 P.

Поверхностное легирование осуществлялось из смеси порошков в контейнерах с плавким затвором. Применение такой технологии насыщения обеспечивает удовлетворительную повторяемость результатов, а также возможность проведения диффузионного насыщения как на образцах, так и на изделиях сложной формы без защитной атмосферы, что позволяет осуществлять этот процесс в производственных условиях. Для получения слоёв, содержащих бор и хром, применяли последовательное насыщение бором из смеси порошков карбида бора и буры, затем хромом и смеси порошков металла с активаторами. После диффузионного насыщения концентрация насыщающих элементов в поверхностном слое составляет соответственно (70-75) % хрома и (8-9) % бора.

Остаточные напряжения определяли на установке “Пион” методом послойного электролитического стравливания поверхностного диффузионного слоя с одновременным измерением стрелы прогиба и последующего расчёта с помощью ЭВМ по формуле

$$\sigma(a_i) = \frac{4E}{3l^3}((h-a_i)^2 \frac{df}{da}(a_i) - 4(h-a)f(a_i)) ,$$

где E – модуль упругости первого рода (модуль Юнга) материала образца, кН/мм²;

l – расчётная длина образца, мм;

h – толщина (высота прямоугольного сечения) образца, мм;

a_i – суммарная толщина снятого поверхностного слоя, мм;

$\frac{df}{da}(a_i)$ – отношение приращения прогиба df к толщине снятого слоя (производная);

a – толщина поверхностного слоя, снятого за время t , мм (зависит от состава электролита и параметров процесса);

$f(a_i)$ – прогиб, соответствующий суммарной толщине снятого слоя a_i , мм.

Для вычисления производной $\frac{df}{da}(a_i)$ использовалась формула

$$\frac{df}{da}(a_i) = f_{i-1} \left(\frac{-\Delta_{i+1}}{\Delta_i(\Delta_i + \Delta_{i+1})} \right) + f_i \left(\frac{\Delta_{i+1} - \Delta_i}{\Delta_i \Delta_{i+1}} \right) + f_{i+1} \left(\frac{\Delta_i}{\Delta_{i+1}(\Delta_i + \Delta_{i+1})} \right),$$

где $\Delta_i = a_i - a_{i-1}$ – толщина снятого слоя на рассматриваемом этапе травления. Для начального значения ($i = 0$, $a_0, f_0 = 0$) вычисление производной производилось по формуле

$$\frac{df}{da}(0) = f_1 \left(\frac{\Delta_1 + \Delta_2}{\Delta_1 \Delta_2} \right) + f \left(\frac{-\Delta_1}{\Delta_2(\Delta_1 + \Delta_2)} \right),$$

а для последнего снятия слоя ($i = n$) – по формуле

$$\begin{aligned} \frac{df}{da}(a_n) = f_{n-2} & \left(\left(\frac{\Delta_n}{\Delta_{n-1}(\Delta_{n-1} + \Delta_n)} \right) + f_{n-1} \left(\frac{-(\Delta_{n-1} + \Delta_n)}{\Delta_{n-1} \Delta_n} \right) + \right. \\ & \left. + f_n \left(\frac{\Delta_n + (\Delta_{n-1} + \Delta_n)}{\Delta_n(\Delta_{n-1} + \Delta_n)} \right) \right). \end{aligned}$$

В качестве измерительного устройства установки “Пион” (рис. 3.4) использовали оптический индикатор типа П-1 (5) с ценой деления шкалы 1 мкм. Погрешность измерения стрелы прогиба составляла не более $\pm 0,5$

мкм. Образец прямоугольной формы 3 (см. рис. 3.4) 80×10×2,5 мм устанавливали в держателе 4. Боковые и верхняя поверхности образца покрывались кинолаком и не подвергались травлению. Для снятия слоёв с помощью травления применялся электролит, содержащий 83 г десятипроцентного раствора хлорной кислоты, 500 г ледяной уксусной кислоты и 170 г воды. Температура электролита не превышала (25-30) °С. Для данного состава электролита экспериментально подобрали режим травления (напряжение на электродах $U=10$ В, $I=1,5$ А), обеспечивающий равномерное снятие диффузионного борохромированного слоя.

На рис. 3.5 [29] приведены эпюры остаточных напряжений после борохромирования. Глубина диффузионных слоёв составляла (60-500) мкм. Образование боридов и карбидов, имеющих меньшие коэффициенты термического расширения-сжатия, чем сталь, при охлаждении после диффузионного насыщения способствует возникновению в диффузионном легированном поверхностном слое остаточных сжимающих напряжений. С увеличением толщины борохромированного слоя изменяется эпюра остаточных напряжений. Максимальной величины ($\sigma_{\text{ост}} = 1000$ МПа) остаточные напряжения достигают в борохромированных слоях толщиной 60 мкм (кривая 1). В слоях толщиной 80 и 125 мкм (соответственно кривые 2 и 3) наблюдаются перегибы на эпюрах распределения остаточных напряжений на глубине (15-20) мкм от поверхности. При увеличении толщины слоя до 200 мкм и более величина остаточных напряжений снижается (кривые 3-6). Различие в характере эпюр остаточных напряжений связано с изменением структуры и фазового состава борохромированного слоя, с ростом его толщины и объёмов диффузионного слоя и сердцевины.

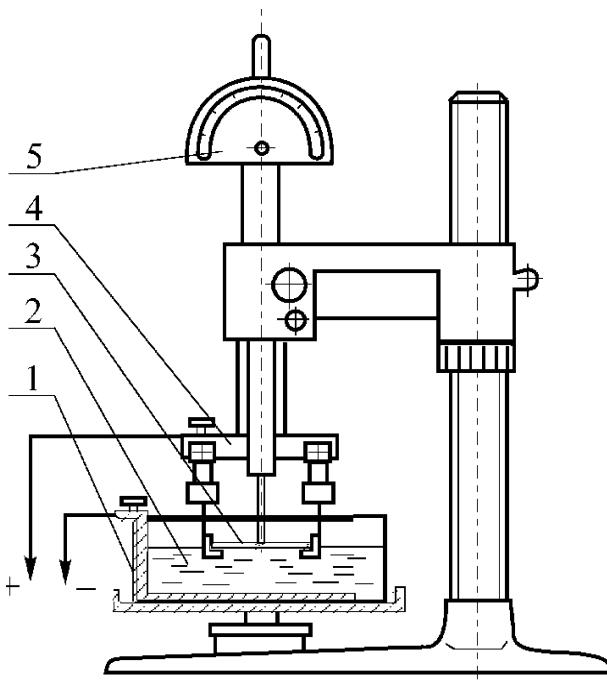


Рис. 3.4. Схема установки для определения остаточных напряжений:
1 – ванна; 2 – электролит; 3 – образец; 4 – держатель;
5 – оптический индикатор



Рис. 3.5. Распределение остаточных напряжений в борохромированных слоях различной толщины стали 45

Результаты исследования влияния термообработки стали 45 на остаточные напряжения представлены на рис. 3.6 [29]. Анализ (кривая 4)

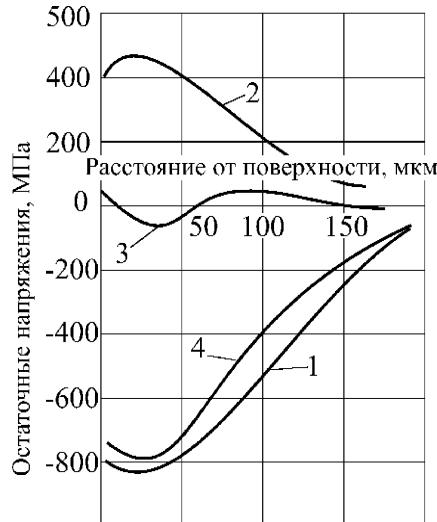


Рис. 3.6. Распределение остаточных напряжений в борохромированных образцах стали 45:

1 – до термической обработки; 2 – после закалки и низкого отпуска;
3 – после закалки и среднего отпуска; 4 – после закалки и высокого отпуска

показывает, что нормализация не оказывает заметного влияния на величину и знак остаточных напряжений в поверхностно-упрочнённом слое. Закалка с последующим отпуском на мартенсит (кривые 2-3) изменяет эпюру остаточных напряжений: вызывает значительные напряжения растяжения у поверхности. В связи с этим исследование кинетики разрушения поверхностно-упрочнённых образцов, изготовленных из стали 45, изучалось без термической обработки на специальной установке. Схема установки изображена на рис.3.7. Один конец образца 1 (см. рис. 3.7) прямоугольного сечения (ширина (толщина) $b = 3,0$ мм и высоты $h = 5,5$ мм) длиною в рабочей части $l = 70$ мм крепится неподвижно в клиновидном зажиме 2, а второй – в колодке 6, находящейся на поперечине 5. Нагружение образца осуществлялось при вращении эксцентрика 4 от электродвигателя мощностью $N = 0,3$ кВт и частотой вращения $n = 1440$ мин $^{-1}$. Изменение стрелы прогиба консольного образца 1, а следовательно, величины напряжения в поперечном сечении

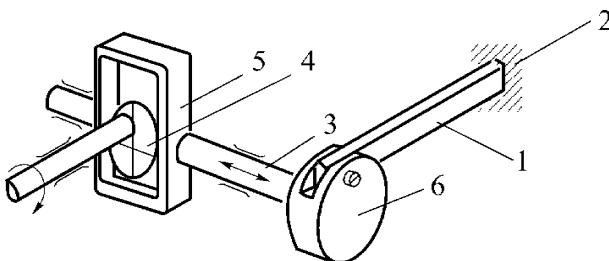


Рис. 3.7. Схема установки для испытаний на усталость неподвижных консольных образцов прямоугольного сечения

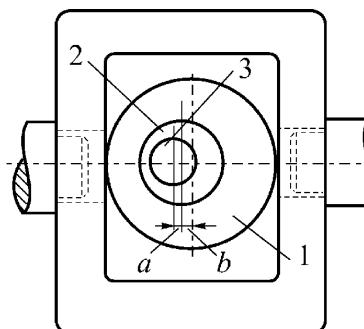


Рис. 3.8. Узел эксцентрика установки (см. рис. 3.7)

образца, осуществляется за счёт поворота кольца 3, расположенного в узле эксцентрика (см. рис. 3.8). Кольцо 3 насажено на кулак 2, представляющий одно целое с валом 1. Кулак имеет по отношению к валу эксцентризитет, равный 0,8 мм. Поворотом кольца 3 относительно кулака 2 регулируется эксцентризитет в пределах от $l_1 = a + b$ до $l_2 = b - a$.

Измерение эксцентризитета (стрелы прогиба консольного образца) осуществлялось с помощью индикатора часового типа при перемещении поперечины из одного крайнего положения в другое до начала усталостного испытания образца.

Значение максимального нормального напряжения в опасном сечении образца определяли по зависимости

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2} E f \frac{b}{l^2},$$

где E – модуль упругости первого рода материала образца, МПа;

f – стрела прогиба, мм;

b и l – соответственно толщина и длина образца, мм.

Образцы подвергались многоцикловому действию плоского поперечного изгиба с симметричным циклом напряжений ($R = -1$). Поверхность образца, находящуюся в плоскости, перпендикулярной плоскости изгиба, готовили для испытаний как микрошлиф, что позволяло изучать кинетику разрушения стали с диффузионным (упрочнённым) слоем. Для изучения явления усталости применялся микроструктурный метод исследования с помощью оптического микроскопа, который позволяет в процессе испытания наблюдать зарождение трещин, кинетику их роста и получать информацию о характере разрушения.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что характер разрушения зависит от толщины диффузионного слоя и амплитуды напряжений, вызванных внешней нагрузкой [30]. Так, в стали 45, не подвергнутой после диффузионного насыщения нормализации, с толщиной борохромированных слоёв (60-120) мкм при амплитудах напряжений $\sigma_a = (1,1-1,5) \cdot \sigma_{-1}$ и продолжительности испытаний (0,1-2,0) % общей долговечности в зёдрах феррита появляются следы пластического течения металла – линии сдвига: усталостное разрушение поверхностно-упрочнённых образцов инициируется во внутренних слоях стали (рис. 3.9, а). По мере увеличения продолжительности испытания линии сдвига сгущаются и перемещаются в глубь образца, появляются субмикроскопические трещины (рис. 3.9, б), которые развиваются в макроскопические трещины (рис. 3.9, в). В последующий период (40-80 % общей долговечности) микроструктурная картина изменяется несущественно, в основном за счёт медленного роста микротрещин (рис. 3.10, а). При этом микротрещины растут более интенсивно в глубь металла образца (см. рис. 3.10, б, в; рис. 3.11), некоторые из микротрещин развиваются в макротрещины, происходит рост макроскопических трещин.

Микротрещины растут дискретно, что связано с тормозящим действием зоны пластической деформации, возникающей в вершине трещины. Из-за пластической деформации металл накапливается, напряжения, необходимые для пластической деформации в локальных объёмах, возрастают и рост трещины прекращается. В момент исчерпания прочности металла трещина продвигается скачкообразно.



Рис. 3.9. Этапы усталостного разрушения борохромированной стали 45 ($\times 200$)

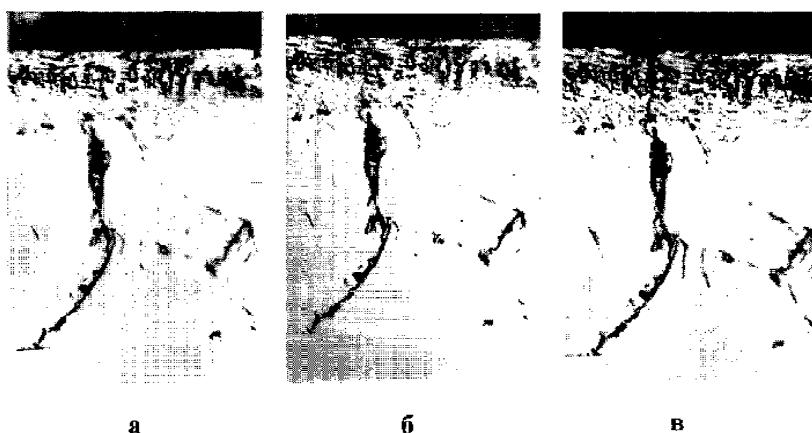


Рис. 3.10. Кинетика роста усталостной трещины при её подслойном зарождении (толщина слоя $\delta = 65 \text{ мкм}$, амплитуда напряжений $\sigma_a = 380 \text{ МПа}$) ($\times 200$): $a - N = 5,12 \cdot 10^5$; $b - N = 5,65 \cdot 10^5$; $c - N = 6,12 \cdot 10^5$ циклов

В табл. 3.1 представлены результаты испытаний на усталость образцов с различными значениями толщины борохромированных слоев. Там же указаны значения пределов выносливости образцов σ_{-1} , коэффициента нагруженности $n_p = \sigma_a / \sigma_{-1}$ (σ_a – амплитуда напряжения, $\sigma_a > \sigma_{-1}$), соответственно числа циклов: $N_{\text{пп}}$ – до появления сле-

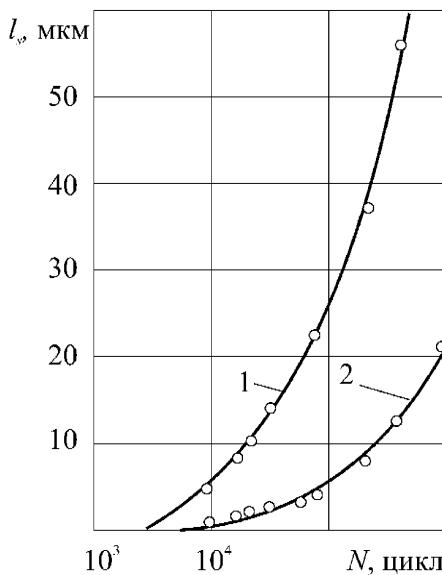


Рис. 3.11. Зависимость длины микротрешины, возникшей под борохромированным слоем (толщина слоя $\delta = 85$ мкм, амплитуда напряжений $\sigma_a = 440$ МПа: 1 – в направлении к сердцевине образца; 2 – к поверхности образца

Таблица 3.1

Влияние поверхностного диффузионного легирования стали 45 на процессы зарождения и торможения усталостных трещин

δ , мкм	σ_a , МПа	n_p	Долговечность, циклов				N_3/N_o	$N_{ж}/N_o$
			$N_{ПД}$	N_3	N_o	$N_{ж}$		
65	310	1,0	$2,64 \cdot 10^4$	$1,83 \cdot 10^6$	—	—	—	—
65	310	1,2	$7,92 \cdot 10^3$	$3,87 \cdot 10^5$	$1,74 \cdot 10^6$	13,53	22,4	77,6
65	310	1,3	$4,46 \cdot 10^3$	$1,23 \cdot 10^5$	$1,05 \cdot 10^6$	9,27	11,7	88,3
85	340	1,0	$2,07 \cdot 10^4$	$2,31 \cdot 10^6$	—	—	—	—
85	340	1,2	$4,51 \cdot 10^3$	$2,57 \cdot 10^5$	$1,31 \cdot 10^6$	10,53	19,6	80,4
85	340	1,3	$8,03 \cdot 10^2$	$4,95 \cdot 10^4$	$8,17 \cdot 10^5$	7,68	5,6	94,4
120	390	1,0	$1,54 \cdot 10^4$	$2,57 \cdot 10^6$	—	—	—	—
120	390	1,2	$1,69 \cdot 10^3$	$2,77 \cdot 10^5$	$2,91 \cdot 10^5$	2,88	1,0	99,0
200	400	1,0	$1,42 \cdot 10^4$	$2,69 \cdot 10^6$	—	—	—	—
200	400	1,2	$9,89 \cdot 10^2$	$1,07 \cdot 10^5$	$2,38 \cdot 10^4$	0,23	4,4	95,6

дов пластической деформации, N_3 – до образования микротрешины, N_o – общее число циклов до разрушения образца, а также живучесть $N_* = N_o - N_3$ образца с трещиной, долговечность (в процентах), затрачиваемая на процессы, связанные с зарождением усталостной трещины (N_3/N_o) и её распространением (N_*/N_o). Испытывали 4-5 образцов каждого режима упрочнения, результаты осредняли.

Анализ результатов усталостных испытаний, приведенных на рис. (3.9-3.11) и в табл. 3.1 [30], показывает, что этапы развития усталостного повреждения и торможения усталостных трещин существенно зависят от величины остаточных напряжений, распределения этих напряжений, толщины поверхностно-упрочнённого слоя и уровня нагруженности. Эффективность воздействия упрочнения на зарождение трещин, оцениваемая по долговечности N_3 на уровне предела выносливости σ_{-1} , зависит от толщины поверхностно-упрочнённого слоя (см. табл. 3.1): с увеличением толщины число циклов возрастает. Существование усталостных трещин при напряжениях ниже предела выносливости безопасно, как эти трещины являются нераспространяющимися.

При повышении нагруженности упрочнённых образцов, оцениваемой коэффициентом n_p , влияние диффузионного легирования на стадии возникновения трещин усталости значительно слабее, причем, с увеличением n_p наблюдается тенденция к уменьшению числа циклов до образования трещины.

Анализируя влияние поверхностного диффузионного легирования на долговечность (см. табл. 3.1), видим, что основное воздействие поверхностного упрочнения заключается в задержке развития трещин: (78-96) % долговечности затрачивается на распространение усталостной трещины.

Г л а в а IV

ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ С УПРОЧНЕННЫМ ПОВЕРХНОСТНЫМ СЛОЕМ

4.1. Традиционные методы расчетной оценки упрочнённых деталей

Расчёт поверхностно-упрочнённых деталей, испытывающих циклические нагрузки, пока ещё осуществляется по методам расчёта неупрочнённых деталей. Повышение характеристик сопротивления упрочнённых деталей учитывается путём введения в расчётные зависимости коэффициентов, полученных, как правило, экспериментальным путём

$$K_v = \sigma_{ry}/\sigma_r;$$

$$K'_v = N_y/N;$$

$$K''_v = N_{sy}/N_s,$$

где σ_r , σ_{ry} , N , N_s , N_y , N_{sy} – пределы выносливости, долговечности и эквивалентные долговечности соответственно неупрочнённых и упрочнённых (индекс “у”) деталей. Коэффициент влияния поверхностного упрочнения K_v определяется отношением либо пределов выносливости σ_{ry} , либо ограниченных пределов выносливости σ_{rn} на определённой базе испытаний. Величины N и N_y оцениваются обычно при испытаниях деталей на одном уровне разрушающих напряжений, а N_s и N_{sy} – на основе принципа суммирования повреждений при испытании по спектру напряжений.

Определение степени упрочнения через коэффициенты K'_v и K''_v проводится при неизменном уровне или одинаковом спектре эксплуатационных нагрузок, так как увеличение долговечности в результате поверхностного упрочнения зависит от уровня действующих напряжений.

Коэффициент упрочнения K_v определяется косвенно по результатам металлографических исследований твёрдости и остаточных напряжений в отдельных слоях поперечного сечения [23-25, 52]

$$K_v = (H_{\text{up}}/H_c)(\sigma_a/\sigma_{-1}),$$

где H_{up} , H_c – твёрдость соответственно упрочнённых слоёв и исходного неупрочнённого материала детали; соотношение σ_a/σ_{-1} выбирается по рис. 2.8 для соответствующих значений остаточных напряжений $\sigma_{\text{ост}} = \sigma_m$.

В известных методиках и стандартах на расчёт деталей машин, цилиндрических передач на прочность (ГОСТ 25. 504-82, ГОСТ 21354-87, СТ СЭВ 5744-86, ISO/DIS 6336-90 и др.) при переменных во времени напряжениях приводятся осреднённые значения коэффициента влияния поверхностного упрочнения K_v . При этом для круглых деталей значения коэффициента K_v приближённо принимаются равным 1,1-2,5, а для зубьев зубчатых колёс – $K_v = 1,0-1,3$.

Общим недостатком применяемых в настоящее время методик является то, что при оценке влияния упрочнения на сопротивление усталости деталей в них не учитываются во взаимосвязи фактическая глубина и свойства упрочнённых слоёв и сердцевины.

Следует отметить, что в некоторых нормах (ИСО, ДИН, СЭВ и др.) в качестве наиболее точного метода определения сопротивления усталости поверхностно-упрочнённых деталей рассматриваются непосредственные стендовые или натурные испытания деталей в условиях, соответствующих эксплуатационным, и лишь при их отсутствии рекомендуется использовать приведенные в нормах осреднённые значения коэффициентов K_v . До накопления и обобщения результатов таких испытаний целесообразно повысить достоверность априорной оценки характеристик сопротивления усталости путём использования имеющихся результатов усталостных испытаний деталей и их моделей, уточнения методик расчётов на усталость.

4.2. Расчёт пределов выносливости деталей при изгибе по уравнению подобия усталостного разрушения

Для описания влияния концентрации напряжений, размеров и формы поперечного сечения и вида нагружения на предел выносливости детали и его рассеяние предложено использовать статистическую теорию подобия усталостного разрушения, основу которой составляет статистическая теория прочности наиболее слабого звена В.Вейбулла [10].

При неоднородном распределении напряжений по сечению основное уравнение теории прочности наиболее слабого звена применительно к нормальным напряжениям симметричного цикла можно записать в виде [23,72]

$$P(\sigma_{\max}) = \begin{cases} 1 - \exp \left[- \int_{F_u} \left(\frac{\sigma_{\max} f(x, y) - \sigma_{\text{н.г}}}{\sigma_0} \right)^{\omega} dF_u \right] F_0 & \text{при } \sigma_{\max} > \sigma_{\text{н.г}}, \\ 0 & \text{при } \sigma_{\max} < \sigma_{\text{н.г}} \end{cases}, \quad (4.1)$$

где $P(\sigma_{\max})$ – вероятность появления усталостной трещины в детали при максимальном первом главном напряжении σ_1 в зоне концентрации (у поверхности сечения детали), не превышающем заданное значение σ_{\max} ; $\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} \sigma_{-1,\Delta}$ (α_{σ} – теоретический коэффициент концентрации напряжений (в упругой области) от конструктивного концентратора; $\sigma_{-1,\Delta}$ – предел выносливости детали в рассматриваемом сечении, выраженный в номинальных напряжениях); $f(x, y)$ – безразмерная функция, описывающая эпюру распределения первого главного напряжения по поперечному сечению; $\sigma_{\text{н.г.}}$ – нижняя граница (минимальное значение) пределов выносливости, выраженных через σ_{\max} (вероятность неравенства $\sigma_{\max} < \sigma_{\text{н.г.}}$ принимается равной нулю); σ_0 , ω – параметры исходного распределения Вейбулла, причём константа σ_0 имеет размерность напряжения; F_u – та часть площади поперечного сечения, в которой $\sigma_{\max} > \sigma_{\text{н.г.}}$; F_0 – величина, имеющая размерность площади; можно принимать равной 1мм^2 .

Если по всей площади сечения $\sigma_{\max} < \sigma_{\text{н.г.}}$, то принимается $P(\sigma_{\max}) = 0$.

Из выражения (4.1) получают функцию распределения пределов выносливости детали при $F_0 = 1 \text{ мм}^2$

$$I = -2,3 \lg [1 - P(\sigma_{\max})] = \int_{F_u} \left(\frac{\sigma_{\max} f(x, y) - \sigma_{\text{н.г.}}}{\sigma_0} \right)^{\omega} dF. \quad (4.2)$$

Зависимость (4.2) представляет собой уравнение подобия усталостного разрушения в общем виде.

Уравнение подобия усталостного разрушения (4.2) можно представить в форме, соответствующей нормальному распределению величины $\lg(\sigma_{\max} - \sigma_{\text{н.г.}})$ [23]

$$\lg(\sigma_{\max} - \sigma_{\text{н.г.}}) = A_{\sigma} - v_{\sigma} \lg(L/\bar{G}) + U_p S \quad (4.3)$$

либо

$$\sigma_{\max} = \sigma_{-1} \left[K_{d\infty} + (1 - K_{d\infty}) \left(\frac{L_{\Delta} \bar{G}_0}{L_0 \bar{G}_{\Delta}} \right)^{-v_{\sigma}} \cdot 10^{U_p S} \right], \quad (4.4)$$

где A_{σ} – постоянная для данного материала величина; v_{σ} – характеристика

механических свойств материала, определяющая его чувствительность к концентрации напряжений и влиянию размеров поперечного сечения; L/\bar{G} – критерий подобия усталостного разрушения (L – периметр или часть периметра опасного сечения образца или детали (соответственно L_0 и L_d), прилегающая к зоне повышенной напряженности, мм; \bar{G} – относительный градиент первого главного напряжения σ_1 образца и детали (соответственно \bar{G}_0 и \bar{G}_d); U_p – квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности разрушения P ; S – среднее квадратическое отклонение случайной величины $\lg(\sigma_{\max} - \sigma_{\text{н.г.}})$; $\sigma_{\text{-1}}$ – предел выносливости гладкого образца диаметром $d_0 = 7,5$ мм при симметричном цикле при изгибе, изготовленного из материала данной плавки; $K_{d\infty}$ – коэффициент влияния абсолютных размеров гладкой круглой детали диаметром $d = \infty$ при симметричном цикле при изгибе (значение $K_{d\infty}$ в большинстве случаев можно принять равным 0,5 ($K_{d\infty} = 0,4\text{--}0,6$); выражение $(L_d/\bar{G}_d)/(L_0/\bar{G}_0) = \theta$ носит название относительного критерия подобия усталостного разрушения; $L_0/\bar{G}_0 = \pi d_0^2/2 = 88,3$ мм² – значение критерия L/\bar{G} для гладкого образца $d_0 = 7,5$ мм при симметричном цикле напряжений.

Сущность критерия состоит в том, что у образцов и деталей с одинаковыми значениями L/\bar{G} практически совпадают функции распределения пределов выносливости.

Приемлемость уравнений подобия усталостного разрушения проверялась по многочисленным экспериментальным данным [13, 21-22, 71, 74-75].

Непосредственное применение уравнений (4.3)-(4.4) для расчётов поверхности-упрочнённых деталей не представляется возможным. Во-первых, как уже отмечалось ранее, разрушение таких деталей может начинаться как с поверхности (см. рис. 2.12), так и под упрочнённым слоем (см. рис. 2.10-2.11), между тем как указанные уравнения отражают подобие напряженного состояния непосредственно у поверхности и предполагают, что очаг разрушения зарождается только на поверхности. Во-вторых, относительный градиент результирующих напряжений $\bar{G} = (G_{\text{вн}} + G_{\text{ост}})/(\sigma_{\text{вн}} + \sigma_{\text{ост}})$ от действия напряжений $\sigma_{\text{вн}}$, вызванных внешними нагрузками, и остаточных напряжений $\sigma_{\text{ост}}$ зависит от влияния этих факторов, в то время как для неупрочнённых деталей относительный градиент зависит только от размеров и конфигурации деталей. Это затрудняет его использование как составного элемента критерия подобия. В-третьих, чувствительность упрочнённых деталей к концентрации напряжений и влиянию абсо-

лютных размеров поперечного сечения зависит от эффекта упрочнения и характера разрушения.

Проведенные исследования [26-27, 59-60, 91] показали возможность применения уравнения усталостного разрушения для расчётов поверхностно-упрочнённых деталей при условии замены их такими же по форме и размерами и эквивалентными по прочности неупрочнёнными деталями, изготовленных из материалов с другими, более высокими свойствами, к которым применимы уравнения (4.3)-(4.4). Задача в этом случае свелась к отысканию условий перехода от поверхностно-упрочнённой детали к эквивалентной, т.е. к определению характеристик сопротивления усталости материала эквивалентной детали по известным характеристикам исходного материала детали и свойствам упрочнённого поверхностного слоя, определяемых режимами проведения ППД или другими методами упрочнения.

Чтобы неупрочнённая деталь была эквивалентна поверхностно-упрочнённой, необходимо обеспечить равенство уровней циклической прочности этих деталей: в зоне очага разрушения у детали с упрочнением, а затем по этому уровню найти его значение у поверхности эквивалентной детали, так как последняя разрушается с поверхности.

Найдём условия перехода к эквивалентной детали для случая, когда поверхностно-упрочнённая деталь подвергается подслойному разрушению. Сделаем допущение, что остаточные напряжения меняют свой знак на глубине, равной толщине упрочнённого слоя Δ_d , и глубина зарождения усталостной трещины соответствует этой толщине.

Для круглых деталей с кольцевыми выточками или галтелью, пластин, зубьев зубчатых колёс при изгибе распределение нормальных напряжений по сечению подчиним закону [2]

$$\sigma/\sigma_n = \alpha_\sigma (1 - 2\Delta_d/d_\sigma)^{3\alpha_\sigma - 2} = \alpha_\sigma (1 - \Delta_d)^{3\alpha_\sigma - 2}, \quad (4.5)$$

где σ – нормальное напряжение в рассматриваемой точке поперечного сечения на глубине Δ_d детали диаметром d_d ; σ_n – номинальное напряжение у поверхности сечения, определяемое при изгибе по формуле сопротивления материалов $\sigma_n = M_i/W_{x(y)}$ (M_i – изгибающий момент в рассматриваемом сечении; $W_{x(y)}$ – осевой момент сопротивления поперечного сечения относительно одной из главных центральных осей инерции сечения x или y); α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, полученный методами теории упругости или экспериментально (методами тензометрирования, поляризационно-оптическим и др.); Δ_d – расстояние

от поверхности до точки в сечении, в которой определяется напряжение (в дальнейшем – толщина упрочнённого слоя); $\Delta = 2\Delta_d/d_d$ – относительное расстояние от поверхности (относительная толщина упрочнённого слоя).

Если номинальное напряжение σ_n у поверхности достигает предельного значения σ_R (R – коэффициент асимметрии цикла), то $\alpha_\sigma \sigma_R = \sigma_{max}$ будет определять уровень циклической прочности детали. Для этого случая выражение (4.5) можно представить в виде

$$\sigma = \alpha_\sigma \sigma_R (1 - \Delta)^{3a_\sigma - 2}. \quad (4.6)$$

Принятый закон распределения напряжений хорошо согласуется с экспериментальными данными [2]. На рис. 4.1 показано взаимное расположение экспериментальной (1) и расчётной (2) кривых изменения напряжений при изгибе.

Из рисунка видно, что кривые практически совпадают, особенно в непосредственной близости от поверхности.

На рис. 4.2 [59] представлены случаи эффекта упрочнения ППД деталей круглой формы при действии переменных во времени напряжений при изгибе, подверженных подслойному разрушению. Линиями 1 обозначено распределение по поперечному сечению детали наибольших значений максимального напряжения цикла σ_{max} , а следовательно, и пределов выносливости σ_R неупрочнённой детали; 2 и 2' – распределение пределов выносливости эквивалентной детали при текущем Δ_d и оптимальном Δ_{opt} значениях толщины упрочнённого слоя (при Δ_{opt} равновероятно разрушение детали как под упрочнённым слоем, так и с поверхности; здесь и далее ей соот-

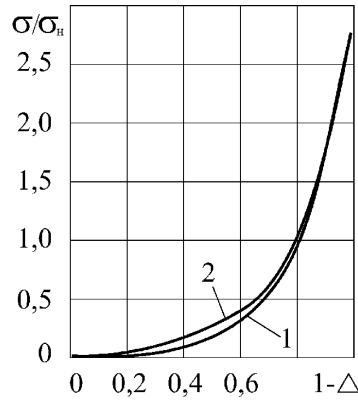


Рис. 4.1. Экспериментальная (1) и расчетная (2) кривые изменения относительных напряжений при изгибе ($\alpha_\sigma = 2,2$)

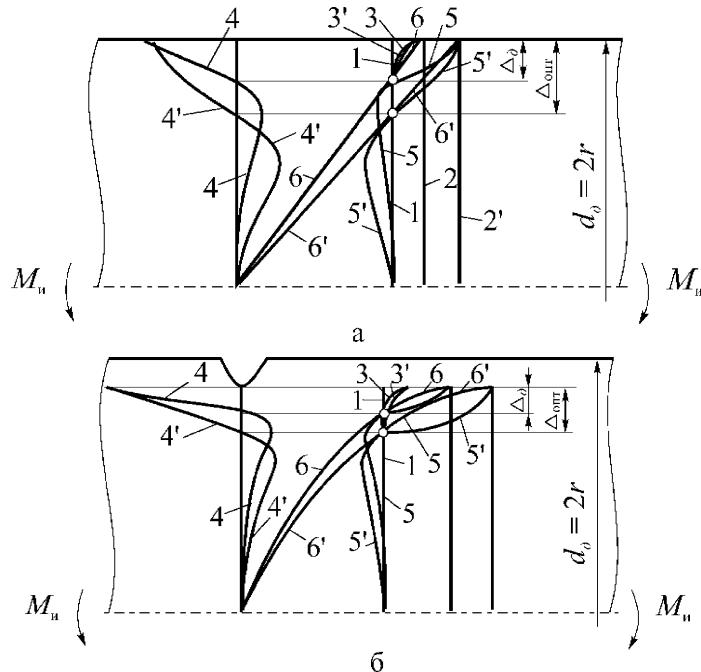


Рис. 4.2. Схема поверхностного упрочнения, обуславливающего подслойное разрушение, при $L/G = \text{const}$; а – гладкая деталь; б – деталь с умеренной концентрацией напряжений

ветствуют цифры со штрихами); 3 и 3' – кривые распределения твёрдости, а следовательно, и пределов выносливости без учёта остаточных напряжений; 4 и 4' – эпюры распределения остаточных напряжений по поперечному сечению; 5 и 5' – распределение пределов выносливости отдельных слоёв по поперечному сечению с учётом влияния остаточных напряжений и изменения твёрдости (взаимное расположение линий 3 и 5 определяется величиной и знаком остаточных напряжений, учитываемых с помощью диаграммы относительных предельных амплитуд напряжений, подобной показанной на рис. 2.8); 6 и 6' – предельные эпюры рабочих напряжений, построенные в соответствии с выражением (4.6) и условием эквивалентности. Линии 6 и 6' проведены через точки на линиях 1, отстоящие от поверхности на расстояниях Δ_d и Δ_{opt} соответственно, аналогично построению линии 4 на рис. 2.10.

Из рис. 4.2 видно, что при наличии концентратора напряжений в исходной детали эффект от применения ППД выше (рис. 4.2, б), чем при его отсутствии (рис. 4.2, а).

На основании рис. 4.2, а и уравнения (4.6) уровень циклической прочности эквивалентной гладкой детали ($\alpha_\sigma = 1$)

$$\sigma_{max\ \text{гл.э}} = \sigma_{-I\partial\ \text{гл.э}} = \sigma_{-I\partial\ \text{гл.э}} / (1 - \Delta) \quad (4.7)$$

и с конструктивным концентратором напряжений эквивалентной детали (рис. 4.2, б, $\alpha_\sigma > 1$)

$$\sigma_{max\ \text{э}} = \sigma_{max} / (1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2}; \quad \sigma_{-I\partial\ \text{э}} = \sigma_{-I\partial} / (1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2}, \quad (4.8)$$

где $\sigma_{max\ \text{э}}$ и σ_{max} – предельные максимальные напряжения у поверхности эквивалентной и неупрочнённой деталей при упругом распределении; $\sigma_{-I\partial\ \text{гл.э}}$ и $\sigma_{-I\partial}$ – пределы выносливости эквивалентных гладкой и с концентратором напряжений деталей; $\sigma_{-I\partial\ \text{гл}}$ и $\sigma_{-I\partial}$ – пределы выносливости неупрочнённых деталей соответственно без концентратора и с концентратором напряжений при симметричном цикле напряжений при изгибе.

Соотношения (4.7) и (4.8) выражают условия перехода от поверхности-упрочнённой детали к эквивалентной ей по прочности неупрочнённой детали.

Градиент первого главного напряжения эквивалентной детали на глубине Δ_d

$$G_{\Delta\partial} = d\sigma/dr = 2\sigma_{max\ \text{э}}(3\alpha_\sigma - 2)(1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2} / d_\partial,$$

а у поверхности

$$G_\partial = 2\sigma_{max} / (3\alpha_\sigma - 2) / d_\partial.$$

Относительный градиент первого главного напряжения у поверхности эквивалентной детали

$$\bar{G}_\partial = (d\sigma/dr)\sigma_{max} = 2(3\alpha_\sigma - 2)/d_\partial.$$

Он равен относительному градиенту у поверхности неупрочнённой детали. Однаковыми будут критерии подобия L/\bar{G} эквивалентной и неупрочнённой деталей.

Для круглых деталей

$$L/\bar{G}_\partial = \pi d^2/2(3\alpha_\sigma - 2). \quad (4.9)$$

Естественно, для эталонного гладкого образца

$$L/\bar{G}_0 = \pi d_0^2/2. \quad (4.10)$$

На основании соотношений (4.4), (4.8-4.10) получим следующее уравнение подобия для вычисления медианных ($U_p = 0$) значений пределов выносливости $\bar{\sigma}_{-1dy}$ поверхностно-упрочнённых круглых деталей при симметричном цикле, подверженных подслойному разрушению [4, 27]:

$$\bar{\sigma}_{-1dy} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{\alpha_\sigma(1-\Delta)^{3\alpha_\sigma-2}} \left\{ K_{\partial\infty} + (1-K_{\partial\infty}) \left[\left(\frac{d_\partial}{d_0} \right)^2 (3\alpha_\sigma - 2)^{-1} \right]^{-v_{\sigma_3}} \right\}, \quad (4.11)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ – медианное значение предела выносливости гладких образцов диаметром $d_0 = 7,5$ мм, изготовленных из материала неупрочнённой детали.

Показатель степени v_{σ_3} , как параметр уравнения подобия, зависящий от механических свойств материала, является переменным. Для его определения рекомендуется зависимость [59]

$$v_{\sigma_3} = -0,128 + 0,091 \lg \bar{\sigma}_{-1}, \quad (4.12)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$, МПа – медианное значение предела выносливости гладких образцов, изготовленных из материала эквивалентной детали.

Правая часть уравнения (4.11) без члена $(1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma-2}$ выражает предел выносливости неупрочнённой детали. Из выражения (4.11) видно, что предел выносливости образца из материала эквивалентной детали должен быть в $1/(1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma-2}$ раза больше, чем у исходного. Исходя из этого, вычисление $\bar{\sigma}_{-1}$ следует производить по формуле

$$\bar{\sigma}_{-1} = \bar{\sigma}_{-1}/(1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma-2}. \quad (4.13)$$

Выражение (4.12) свидетельствует о монотонном возрастании параметра v_{σ_3} с увеличением циклической прочности при поверхностном упрочнении. Поскольку $\bar{\sigma}_{-1_d} > \bar{\sigma}_{-1_s}$, то $v_{\sigma_3} > v_{\sigma}$. В этом заключается отличие выражения в квадратной скобке уравнения (4.11) от аналогичного выражения в круглых скобках уравнения подобия усталостного разрушения (4.4) для неупрочнённой детали. В тех случаях, когда v_{σ_3} мало отличается от v_{σ} , их различием можно пренебречь.

Формула (4.11) удовлетворяет граничным условиям. При $\Delta = 0$ (отсутствие упрочнения) $\bar{\sigma}_{-1_{ДУ}} = \bar{\sigma}_{-1_d}$. При $\alpha_{\sigma} = 1$ (гладкая деталь) и $\Delta = \Delta_{\text{пл}}$ изменение $\sigma_{-1_{ДУ}} = \sigma_{-1_{ДУпл}}$ с увеличением абсолютных размеров будет таким же, как и для неупрочнённых деталей.

Влияние абсолютных размеров сечения для упрочнённой детали, отнесенное к образцу

$$K_{d\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_{-1_{ДУпл}}}{\bar{\sigma}_{-1}} = \left[K_{d\infty} + (1 - K_{d\infty}) \left(\frac{d_{\partial}}{d_0} \right)^{-2v_{\sigma_3}} \right] / (1 - \Delta_{\text{зл}}), \quad (4.14)$$

будет проявляться сильнее или слабее, чем для неупрочнённой детали, в зависимости от относительной глубины упрочнения Δ .

Повышение концентрации напряжений в детали до предела, при котором подслойное разрушение еще будет иметь место, приведёт к росту эффекта упрочнения, т.е. к увеличению значения предела выносливости $\sigma_{-1_{ДУ}}$. При этом эффективный коэффициент концентрации напряжений поверхностью-упрочнённой детали

$$K_{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_{-1_{ДУпл}}}{\bar{\sigma}_{-1_{ДУ}}} = \frac{\alpha_{\sigma}(1 - \Delta)^{3\alpha_{\sigma} - 2}}{1 - \Delta_{\text{зл}}} \times \\ \times \frac{K_{d\infty} + (1 - K_{d\infty}) \left(\frac{d_{\partial}}{d_0} \right)^{-2v_{\sigma_3}}}{K_{d\infty} + (1 - K_{d\infty}) \left[\left(\frac{d_{\partial}}{d_0} \right)^2 (3\alpha_{\sigma} - 2)^{-1} \right]^{-v_{\sigma_3}}} \quad (4.15)$$

будет тем меньше, чем больше величина $\Delta/\Delta_{\text{пл}}$.

Суммарное влияние абсолютных размеров сечения и концентрации напряжений на предел выносливости поверхностью-упрочнённых деталей определяется по зависимости

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{\alpha_\sigma (I - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2}}{\left\{ K_{d\infty} + (I - K_{d\infty}) \left[\left(\frac{d_\partial}{d_0} \right)^2 (3\alpha_\sigma - 2)^{-1} \right]^{-v_{\sigma\sigma}} \right\}}. \quad (4.16)$$

Зависимости (4.11), (4.14), (4.15), (4.16) применимы для расчёта вращающихся поверхностно-упрочнённых круглых деталей. При чистом изгибе в одной плоскости к зоне повышенной напряжённости прилегает лишь часть периметра поперечного сечения. Поэтому зависимости (4.4) и (4.5) теряют смысл.

Уравнение подобия усталостного разрушения для вычисления пределов выносливости неупрочнённых круглых деталей при чистом изгибе в одной плоскости можно записать в виде [58]

$$\sigma_{-l, \text{ДКПЛ}} = \frac{\bar{\sigma}_{-l} \left\{ K_{d\infty} + K_{d\infty} (L_\partial \bar{G}_0 / L_0 \bar{G}_0)^{-v_\sigma} \cdot 10^{\left[\lg(\bar{\xi}_{-l} - l) - a \right] / (I+b) + U_p S} \right\}}{\alpha_\sigma}, \quad (4.17)$$

где $\bar{\xi}_{-l} = \bar{\sigma}_{-l} / \sigma_{h,e}$ ($\bar{\sigma}_{-l}$ – медианное значение предела выносливости гладкого образца при симметричном изгибе с вращением; $\sigma_{h,e} = K_{d\infty} \bar{\sigma}_{-l}$ – нижняя граница предельных максимальных напряжений); a, b – коэффициенты, зависящие от числа ω в исходном распределении (4.1); выбираются по графику (рис. 4.3) [72].

Уравнение (4.17) отличается от уравнения (4.4) наличием лишь дополнительного множителя у второго слагаемого.

Следовательно, для расчёта пределов выносливости поверхностно-упрочнённых круглых деталей при чистом плоском изгибе, подверженных подслойному разрушению, уравнение (4.11) с учётом (4.17) принимает вид

$$\begin{aligned} \sigma_{-l, \text{ДКПЛ}} &= \bar{\sigma}_{-l} / \alpha_\sigma (I - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2} \times \\ &\times \left\{ K_{d\infty} + K_{d\infty} \left[\left(\frac{d_\partial}{d_0} \right)^2 (3\alpha_\sigma - 2)^{-1} \right]^{-v_\sigma} 10^{\left[\lg(\bar{\xi}_{-l} - l) - a \right] / (I+b) + U_p S} \right\}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

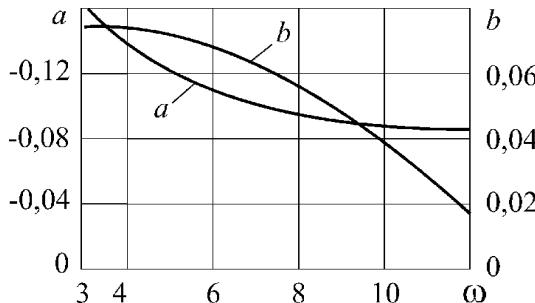


Рис. 4.3. Зависимость коэффициентов a и b от числа ω

Зависимости (4.11) и (4.18) проверялись по данным опубликованных исследований, а также специальными опытами [60]. Некоторые результаты сопоставления расчётных $\bar{\sigma}_{-1}^p$ и экспериментальных $\bar{\sigma}_{-1\text{ду}}$ данных приведены в табл. 4.1 и рис. 4.4. Сравнение проведено для гладких ($\alpha_g = 1$) и с конструктивными концентраторами напряжений ($\alpha_g = 1,33-2,24$) деталей круглой формы диаметром от 7,5 до 180 мм, изготовленных из различных конструкционных сталей ($\sigma_{0,2} = 263-800$ МПа, $\sigma_e = 580-1000$ МПа) при $U_p = 0$.

Значения коэффициентов a и b определялись по графику (рис. 4.3) при $\omega = 9$.

В большинстве случаев значения $\bar{\sigma}_{-1}$ брались из опубликованных данных, а в случае их отсутствия рассчитывались по формулам:

для углеродистых сталей [76]

$$\bar{\sigma}_{-1} = 1,23 \sigma_b^{0,85};$$

для легированных сталей

$$\bar{\sigma}_{-1} = 2,21 \sigma_b^{0,77}.$$

где σ_b – предел прочности материала неупрочненной детали, МПа.

Толщина упрочненного слоя Δ_d определялась по зависимости [40]

$$\Delta_d = (1 + m_{np}) \sqrt{Q/2\sigma_{0,2}},$$

где $m_{np} = 1 + 0,07R_{np}$ (R_{np} – приведенный радиус кривизны соприкасающихся поверхностей (деформирующего элемента и детали)); Q – усилие деформирования при ППД; $\sigma_{0,2}$ – предел текучести материала детали.

Таблица 4.1

Результаты расчётных $\bar{\sigma}_{-I\Delta y}^P$ и экспериментальных $\bar{\sigma}_{-I\Delta y}$ значений пределов выносливости упрочненных деталей

Материал детали, механические характеристики, МПа	d_a , мм	α_σ	Δ	$\bar{\sigma}_{-I\Delta y}^P$	$\bar{\sigma}_{-I\Delta y}$	Ошибка δ, %
				МПа	МПа	
Сталь 40Х, $\sigma_{0,2} = 800$, $\sigma_b = 1000$	7,5	1,00	0,150	547	510	7,2
		1,80	0,150	490	450	8,2
	10	1,33	0,150	486	455	-6,4
	15	1,00	0,150	505	485	4,0
Сталь 40Х, $\sigma_{0,2} = 558$, $\sigma_b = 776$	7,5	1,47	0,150	431	400	-7,2
		1,00	0,150	461	470	2,0
	10	1,69	0,150	409	375	8,1
	12	1,00	0,176	336	332	-1,2
Сталь 45, $\sigma_{0,2} = 653$	10	2,24	0,129	265	230	-13,2
		1,54	0,129	277	240	-14,5
	20	2,24	0,056	166	180	8,4
		1,76	0,056	191	190	0,5
		1,54	0,056	208	210	1,0
		2,24	0,079	187	190	1,6
		1,76	0,079	207	200	3,4
		1,54	0,079	222	220	-0,9
		2,24	0,112	221	220	-0,4
		1,76	0,112	233	220	-5,6
		1,54	0,112	244	230	5,7
		2,24	0,148	269	260	-3,3
		2,24	0,177	316	280	-11,4
		1,76	0,177	298	260	12,8
		1,54	0,177	297	260	12,5
Сталь 45, $\sigma_{0,2} = 360$, $\sigma_b = 620$	30	2,24	0,048	153	170	11,1
		1,76	0,048	179	190	6,1
		1,54	0,048	196	210	2,0
		2,24	0,068	169	190	12,4
		1,76	0,068	192	200	4,2
		1,54	0,068	207	220	6,3
		2,24	0,107	206	220	6,8
		1,76	0,107	220	220	0
		1,54	0,107	231	230	-0,4
		2,24	0,152	262	261	0,4
		1,76	0,152	259	240	7,3
		1,54	0,152	263	250	-4,9
		2,24	0,186	240	250	4,2
	15	1,76	0,186	295	260	11,9
		1,54	0,186	292	260	-11,0

Продолжение таблицы 4.1

Материал детали, механические характеристики, МПа	$d_{\text{ш}}$, мм	α_{σ}	Δ	$\bar{\sigma}_{-t, D}^P$	$\bar{\sigma}_{-t, t_y}$	Ошибка δ , %
				МПа	МПа	
Сталь 45, $\sigma_{0,2} = 360$, $\sigma_e = 660$	20	2,24	0,056	166	150	-9,6
			0,079	187	170	-8,6
			0,148	269	230	-14,5
Сталь 45, $\sigma_{0,2} = 360$, $\sigma_e = 620$	30	1,54	0,132	248	240	-3,2
		1,54	0,132	248	280	12,9
		2,24	0,083	183	100	9,3
Углеродистая осевая сталь	18	1,00	0,069	278	302	8,6
	25	1,00	0,183	305	302	-1,0
	50	1,00	0,78	256	281	9,7
Сталь 45, $\sigma_{0,2} = 263$, $\sigma_e = 580$	75	1,92	0,079	181	155	-14,4
Сталь 40Х, $\sigma_{0,2} = 548$, $\sigma_e = 805$	20	2,20	0,150	373	320	-14,2
	160	2,20	0,150	293	290	-1,0
Сталь 40ХН, $\sigma_{0,2} = 610$, $\sigma_e = 821$	20	2,20	0,150	379	335	-11,6
	160	2,20	0,150	300	325	8,3
Сталь 40, $\sigma_{0,2} = 282$, $\sigma_e = 584$	45	2,22	0,124	206	210	1,69
	180	2,22	0,124	176	185	5,1

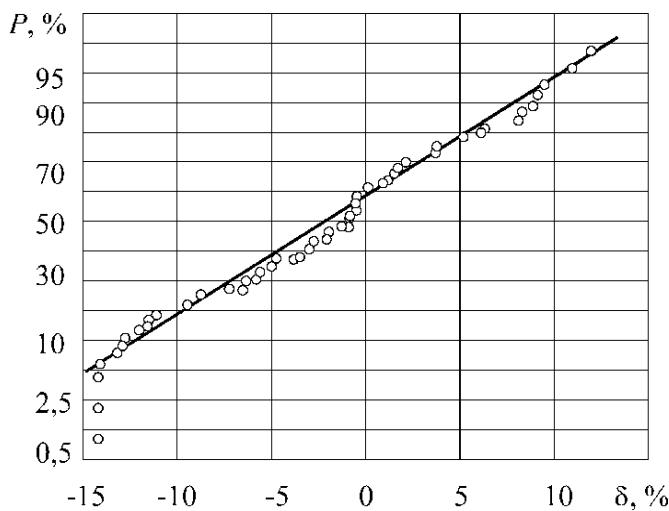


Рис. 4.4. Функция распределения относительной ошибки расчетного определения предела выносливости

Погрешность δ вычисления медианных значений пределов выносливости поверхностно-упрочненных деталей по зависимостям (4.11) и (4.18) определялась

$$\delta = \frac{\bar{\sigma}_{-I\Delta y} - \bar{\sigma}_{-I\Delta y}^P}{\bar{\sigma}_{-I\Delta y}^P} 100\%.$$

Как следует из табл. 4.1, отклонения δ в 14 случаях из 54 составляют (11-14,5) %, в остальных случаях они колеблются в более узких пределах и имеют разброс того же порядка, что и погрешности определения $\sigma_{-I\Delta y}$ при испытании шести – десяти образцов для построения кривой усталости. Вместе с тем, знаки погрешностей δ чередуются, наблюдается некоторая симметрия их распределения относительно нуля, свидетельствующая о том, что зависимости (4.11) и (4.18) не дают заметных систематических ошибок. Для подтверждения этому проверим закон распределения отклонений δ рассматриваемой совокупности (см. рис. 4.4). На рис. 4.4 величины δ и соответствующие им накопленные частоты P нанесены на нормальной бумаге. Накопленные частоты определяются по формуле [73]

$$P = ((i - 0,5)/n) \cdot 100\%,$$

где i – номер детали в вариационном ряду; n – число значений погрешностей δ в вариационном ряду.

Из рис. 4.4 видно, что распределение величины δ подчинено нормальному закону. Для рассматриваемой выборки из 54 наблюдений среднее значение $\delta = -2,04$ %. Полученная ошибка в известной мере связана с большим рассеянием экспериментальных значений пределов выносливости, поскольку детали упрочнялись различными инструментами и при разных режимах. Из рисунка также видно, что с вероятностью 95 % абсолютная ошибка не превышает (11-12) %, т.е. несущественно отличается от ошибки, характерной для неупрочненных деталей.

Результаты проведенных исследований (табл. 4.2 [4]) подтверждают высказанное ранее суждение (см. рис. 2.11) о том, что повышение предела выносливости упрочненных ППД деталей при изгибе, изготовленных из одного материала и подверженных подслойному разрушению, одинаково при равенстве относительных глубин упрочнения Δ и коэффициента концентрации напряжений α_σ .

В табл. 4.2 $K_V^P = \bar{\sigma}_{-I\Delta y}^P / \bar{\sigma}_{-I\Delta y}$, $K_V = \bar{\sigma}_{-I\Delta y} / \bar{\sigma}_{-I\Delta y}$ – соответственно расчетные и экспериментальные значения коэффициента поверхно-

Таблица 4.2

**Расчетные K_V^P и экспериментальные K_V значения
коэффициентов упрочнения при ППД**

№ п.п.	d_0 , мм	α_s	$\sigma_{-1,3}$, МПа	$\sigma^{0,1}_{-1,3}$, МПа		K_V^P		$\sigma^{2,3}_{-1,3}$, МПа		K_V	
				$\Delta = 0,10$	$\Delta = 0,15$	$\Delta = 0,10$	$\Delta = 0,15$	$\Delta = 0,10$	$\Delta = 0,15$	$\Delta = 0,10$	$\Delta = 0,15$
Сталь 40Х, $\sigma_{0,2} = 558$ МПа, $\sigma_s = 776$ МПа											
1	10,0	1,69	278	351	419	1,26	1,51	356	385	1,28	1,39
2	7,5	1,47	304	384	442	1,26	1,45	394	410	1,30	1,35
3	7,5	1,00	413	461	488	1,11	1,18	459	480	1,11	1,16
4	10,0	1,00	397	445	472	1,12	1,19	440	470	1,13	1,18
Сталь 40Х, $\sigma_{0,2} = 750$ МПа, $\sigma_s = 940$ МПа											
5	7,5	1,80	278	383	468	1,38	1,69	364	440	1,31	1,60
6	10,0	1,69	303	377	449	1,24	1,48	379	435	1,25	1,44
7	7,5	1,47	315	412	474	1,31	1,50	403	445	1,28	1,41
8	10,0	1,33	343	415	465	1,21	1,36	423	455	1,23	1,33
9	7,5	1,00	445	489	518	1,10	1,16	482	510	1,08	1,14
10	10,0	1,00	419	478	506	1,15	1,21	468	475	1,12	1,13
11	15,0	1,00	411	459	483	1,12	1,18	453	465	1,10	1,13

стного упрочнения (вычисления значений пределов выносливости упрочненных $\bar{\sigma}_{-1Dy}^P$ и неупрочненных деталей $\bar{\sigma}_{-1D}^P$ производилось по зависимости (4.11) соответственно при $\Delta > 0$ и $\Delta = 0$); $\bar{\sigma}_{-1D}^P$ – медианное значение предела выносливости детали соответствующего диаметра d_D , определенное экспериментально методом ступенчатого изменения нагрузки “вверх–вниз” [76].

Из табл. 4.2 видно, что эффективность упрочнения выше для деталей с концентраторами напряжений, чем для гладких, а также с увеличением относительной толщины упрочненного слоя. Для всей совокупности значений K_V^P и K_V их расхождение в среднем равно 3,2 %, а максимальное не превышает 9 %.

Таким образом, экспериментальная проверка показала (см. табл. 4.1 и 4.2, рис. 4.4), что по уравнениям (4.11) и (4.18) пределы выносливости упрочненных ППД круглых деталей при изгибе, подверженных подслойному разрушению, вычисляются с приемлемой погрешностью и пригодны для практических расчетов.

При глубине упрочненного слоя, превышающей оптимальное значение ($\Delta_D > \Delta_{\text{опт}}$, см. рис. 2.12) или наличии резкой концентрации напряжений (рис. 4.5), когда это условие автоматически выполняется, так как толщина $\Delta_{\text{опт}}$ оказывается меньше реально получающейся толщины Δ_D , очаг усталостного разрушения переходит на поверхность. При толщине слоя $\Delta_D > \Delta_{\text{опт}}$ эффект упрочнения не зависит от относительной глубины упрочнения и расчетные зависимости (4.11), (4.13)–(4.16), (4.18) утрачивают свой смысл. Очевидно, равнопрочность поверхностно-упрочненной и эквивалентной деталей определяется равенством предельных напряжений на поверхности. При таком предположении уравнение подобия для поверхностно-упрочненной круглой детали при чистом изгибе с вращением можно записать в виде ($U_p = 0$) [27, 59]

$$\bar{\sigma}_{-1Dy}^P = \beta_{-1}\beta \bar{\sigma}_{-1} \{K_{d\infty} + (1 - K_{d\infty})[\left(\frac{d_D}{d_0}\right)(3\alpha_\sigma - 2)^{-1}]^{-v_\sigma}\}/\alpha_\sigma, \quad (4.19)$$

где $\beta_1 = H_{\text{yn}}/H_c$ – соотношение твердости упрочненной поверхности H_{yn} и твердости H_c материала неупрочненной детали выражает повышение предела выносливости детали за счет изменения механических характеристик поверхностно-упрочненного слоя, а отношение $\beta = \sigma_d/\sigma_{-1}$ – за счет возникающих в результате упрочнения остаточных сжимающих напряжений в поверхностном слое. Если остаточные напряжения в упрочненном слое изве-

стны, то их следует рассматривать как средние напряжения асимметричного цикла (появившегося в результате действия остаточных напряжений) и по ним, пользуясь диаграммой относительных предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах (рис. 2.8), определить значение β .

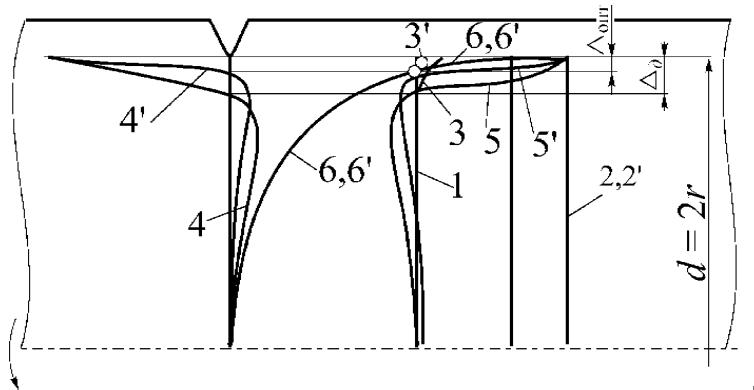


Рис. 4.5. Схема поверхностного упрочнения круглой детали при наличии резкой концентрации напряжений, приводящей к перемещению очага зарождения усталостной трещины на поверхность

Выбор параметра v_{σ_0} производится по уравнению (4.12) путем учета значения $\bar{\sigma}_{-1\vartheta}$. В этом случае

$$\bar{\sigma}_{-1\vartheta} = \beta_1 \beta \bar{\sigma}_{-1}$$

Для решения вопроса о том, какой из зависимостей (4.11) или (4.19) следует воспользоваться в конкретном случае, необходимо иметь сведения об оптимальной глубине упрочнения, соответствующей конкретным условиям. В первом приближении можно исходить из того, что относительная толщина упрочненного слоя для гладких деталей практически составляет $\Delta \leq (0,15-0,20)$, а для деталей с умеренной концентрацией напряжений ($\alpha_{\sigma} \leq 2,0-2,5$) не достигает оптимального значения. В этих случаях следует применять формулы (4.11) и (4.18), ориентируясь на фактические значения Δ или варьируя ими в требуемых пределах. Для расчетной оценки пределов выносливости деталей с высоким уровнем концентрации напряжений ($\alpha_{\sigma} > 2,5$), когда оптимальная толщина слоя меньше действительной, должна применяться формула (4.19).

Предложенный подход к расчету несущей способности поверхностно-упрочненных деталей открывает возможность его применения и для других видов нагружения и методов упрочнения.

4.3. Расчет пределов выносливости деталей при растяжении-сжатии по уравнению подобия усталостного разрушения

При выводе уравнений подобия (4.11) и (4.19) для нагружаемых изгибом деталей исходили из того, что выражения в квадратных скобках представляют собой соответственно отношения

$$(L_{\Delta}/\bar{G}_{\Delta})/(L_0/\bar{G}_0) = L_{\Delta}\bar{G}_0/L_0\bar{G}_{\Delta}$$

и

$$(W_{\Delta}/\bar{G}_{\Delta})/(W_0/\bar{G}_0) = W_{\Delta}\bar{G}_0/W_0\bar{G}_{\Delta}, \quad (4.20)$$

где W_0 , W_{Δ} – осевые моменты сопротивления поперечных сечений соответственно образца и детали. При растяжении-сжатии осевые моменты сопротивления W_0 и W_{Δ} в выражении (4.20) должны быть заменены на площади поперечных сечений образца A_0 и детали A_{Δ} .

Представляется естественным, что при расчете деталей, испытывающих растяжение-сжатие, в качестве предела выносливости образца в формулах (4.11) и (4.19) следует принимать предел выносливости при симметричном цикле напряжений растяжения-сжатия. Определение градиентов \bar{G}_0 и \bar{G}_{Δ} в этом случае нуждается в уточнении. Действительно, если рассчитываемая деталь будет гладкой, то градиент \bar{G}_{Δ} , как и градиент \bar{G}_0 для гладкого образца, равен нулю, а отношение $\bar{G}_0/\bar{G}_{\Delta}$ и $\bar{G}_{\Delta}/\bar{G}_0$ превращаются в неопределенность типа 0/0. Раскрытие этих неопределенностей по смыслу приводит к выводу, что отношение градиентов следует принять равным единице. Тогда выражения в квадратных скобках уравнений (4.11), (4.18) и (4.19) будут представлять собой отношения периметров L_{Δ} и L_0 или площадей сечений A_{Δ} и A_0 . Здесь обнаруживается существенный недостаток критерия подобия L/\bar{G} , заключающийся в том, что, оценивая подобие разрушения в конкретном сечении, т.е. отражая только изменения размеров сечения, он становится недостаточным, когда опасные напряжения с равной вероятностью можно распространить на большую или меньшую поверхность или объем детали. Без учета величины опасного объема, насыщенного одинаковыми напряжениями, оценка несущей способности таких деталей будет тем менее точной, чем больше будут различаться их опасные поверхности или объемы, т.е. чем больше будет длина при неизменном размере поперечного сечения.

При расчете деталей с концентраторами напряжения при растяжении-сжатии отмеченный недостаток критерия подобия L/\bar{G} (длину гладкого об-

разца можно регламентировать) исчезает, но использовать градиент \bar{G}_0 растягиваемого-сжимаемого образца нельзя, так как он равен нулю. В этом случае критерий подобия можно строить на градиенте G_0 изгибающего образца, т.е. принимать $\bar{G}_0 = 2/d_0$ независимо от того, подвергается ли рассчитываемая деталь изгибу или растяжению-сжатию. При этом уравнения подобия будут удовлетворять граничным условиям и обеспечивать приемлемую точность расчета.

Таким образом, расчетная оценка пределов выносливости неупрочненных деталей при растяжении-сжатии может производиться на основании уравнений (4.3) и (4.4) при условии, что фигурирующий в них предел выносливости σ_{-1} будет заменен на предел выносливости при растяжении-сжатии σ_{-1p} и будет учтено изменение относительного градиента первого главного напряжения при данном виде нагружения (формулы определения G_d для частных случаев приведены в ГОСТ 25.504–82).

Для уточнения появления очага зарождения усталостной трещины, а следовательно, уровней прочности деталей, эквивалентных упрочненным ППД гладкой и с концентратором напряжений деталям, обратимся к рис. 4.6. Как видно из рис. 4.6, а, упрочненная ППД гладкая деталь, подвергающаяся растяжению-сжатию, несмотря на появление очага зарождения усталостной трещины под упрочненным слоем Δ_d , имеет прочность (линия 2) равную прочности неупрочненной детали (линия 1). В этом случае вследствие наличия поверхностно-упрочненного слоя следует ожидать лишь повышения долговечности детали. Упрочнение ППД детали с умеренной концентрацией напряжений при толщине упрочненного слоя Δ_d (рис. 4.6, б) вызовет подслойное разрушение и повысит циклическую прочность детали (линия 2 расположена правее линии 1). Увеличение толщины упрочненного слоя, не превышающей оптимальной Δ_{omn} , как и в случае изгиба упрочненной детали с умеренной концентрацией напряжений (см. рис. 4.2, б) при $\Delta_d < \Delta_{omn}$, будет сопровождаться повышением циклической прочности детали (рис. 4.6, б, линия 2' расположена правее линии 2).

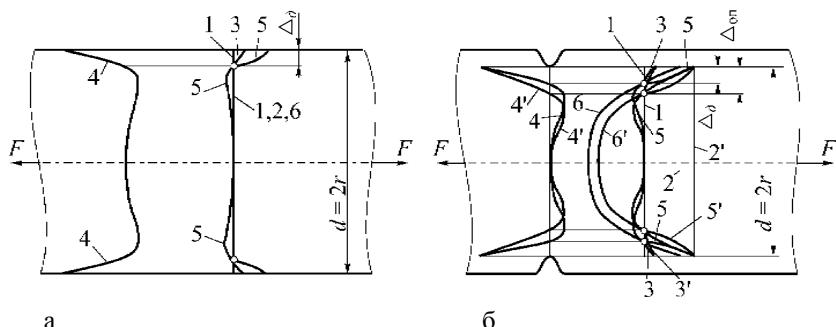


Рис. 4.6. Схема поверхностного упрочнения, обуславливающего подслойное разрушение при растяжении-сжатии: а – гладкой детали; б – детали с умеренной концентрацией напряжений (обозначения кривых те же, что и на рис. 3.2 и 3.5)

Таким образом, используя понятие эквивалентной детали, можно с успехом применить уравнение подобия усталостного разрушения для расчетной оценки пределов выносливости поверхностью-упрочненных деталей при растяжении-сжатии. В этом случае следует заменить выражения в квадратных скобках уравнений (4.11) и (4.19) на соответствующие данному характеру нагружения выражения $(L_d \bar{G}_0)/(L_0 \bar{G}_d)$, причем $L_0/\bar{G}_0 = \pi d^2/2 = 88,3 \text{ мм}^2$; в выражениях перед фигурными скобками заменить предел выносливости $\bar{\sigma}_{-1}$ при изгибе на предел выносливости гладкого образца диаметром $d_0 = 7,5 \text{ мм}$ при растяжении-сжатии $\bar{\sigma}_{-1p}$, изготовленного из материала рассчитываемой детали.

Предложенный метод оценки сопротивления усталости поверхностью-упрочненных деталей создает возможность дальнейшего совершенствования прочностных расчетов на основе теории подобия.

4.4. Расчетная оценка рассеяния пределов выносливости упрочненных наклепом деталей

Представляется целесообразным использование зависимостей (4.11), (4.18) и (4.19) для построения функций распределения пределов выносливости упрочненных ППД деталей.

Принимая, что характер нагружения детали такой же, что и образца,

уравнение подобия усталостного разрушения (4.3) можно записать в виде [72]

$$\lg(\xi_{-1D} - 1) = -v_\sigma \lg(L_D \bar{G}_0 / L_0 \bar{G}_D) + \lg(1/K_{d\infty} - 1) + U_p S, \quad (4.21)$$

где $\xi_{-1D} = \sigma_{max}/\sigma_{n.r.}$ ($\sigma_{max} = \alpha_\sigma \sigma_{-1D}$ – максимальное напряжение в зоне концентрации в предположении, что материал детали идеально упруг).

Запишем уравнение (4.21) для случаев, когда задана вероятность разрушения $P = 50\%$ ($U_p = 0$) и $P = 84,1\%$ ($U_p = 1$) [24]

$$\lg(\bar{\xi}_{-1D} - 1) = -v_\sigma \lg(L_D \bar{G}_0 / L_0 \bar{G}_D) + \lg(1/K_{d\infty} - 1); \quad (4.22)$$

$$\lg(\xi_{-1D} - 1) = -v_\sigma \lg(L_D \bar{G}_0 / L_0 \bar{G}_D) + \lg(1/K_{d\infty} - 1) + S. \quad (4.23)$$

Из выражений (4.22) и (4.23) получаем

$$S = \lg[(\xi_{-1D} - 1) / (\bar{\xi}_{-1D} - 1)].$$

Если под рассчитываемой деталью понимать эквивалентную деталь, равноценную действительной упрочненной наклепом детали с концентратором напряжений, то при подслойном разрушении последней [60]

$$S = \lg[(\xi_{-1Dy} - 1) / (\bar{\xi}_{-1Dy} - 1)] = \lg[(\xi'_{-1Dy} - (1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2}) / (\bar{\xi}'_{-1Dy} - (1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2})] = \lg[(\xi_{-1D} - (1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2}) / (\xi_{-1D} - (1 - \Delta)^{3\alpha_\sigma - 2})], \quad (4.24)$$

где ξ_{-1Dy} , ξ'_{-1Dy} – отношения максимального напряжения σ_{max} эквивалентной детали соответственно к нижним границам поверхности-упрочненной и эквивалентной деталей. Последнее значение принимается таким же, как и для неупрочненной детали, поскольку коэффициенты $K_{d\infty}$ и критерии $(L_D \bar{G}_0 / L_0 \bar{G}_D)$ для эквивалентной и упрочненной деталей одинаковы [27, 58].

Вычитаемые числители и знаменатели в выражении (4.24) представляют собой правильную дробь ($\alpha_\sigma \geq 1$, $\Delta > 0$), поэтому среднее квадратическое отклонение S для упрочненных деталей будет меньше, чем для неупрочненных. Это согласуется с результатами наблюдений за разрушением деталей, усталостная трещина в которых зарождается на некоторой глубине Δ_D от поверхности.

В табл. 4.3 приведены значения теоретического коэффициента концентрации напряжений α_σ и результаты усталостных испытаний неупрочненных образцов из стали 45 при изгибе в одной плоскости и стали 40Х при изгибе с вращением. Максимальные напряжения σ_{max} и $\bar{\sigma}_{max}$ соответствуют вероятностям разрушения, соответственно 84,1% и 50%.

Подставив данные табл. 4.3 в уравнение (4.24) при $\Delta = 0$, найдем сред-

нее квадратическое отклонение величин $\lg(\sigma_{\max} - \sigma_{n,r})$ неупрочненных образцов и сопоставим его с вычисленными по той же формуле значениями для упрочненных образцов ($\Delta > 0$). Данные вычислений для ряда значений толщины упрочненного слоя Δ занесены в табл. 4.4.

Таблица 4.3
Максимальные напряжения для различных вероятностей разрушения

Сталь 45, $\sigma_{n,r} = 263$ МПа [22]			Сталь 40Х, $\sigma_{n,r} = 420$ МПа [24]		
α_σ	σ_{\max} , МПа	$\bar{\sigma}_{\max}$, МПа	α_e	σ_{\max} , МПа	$\bar{\sigma}_{\max}$, МПа
1,03	390	375	1,00	883	850
1,30	472	443	1,46	1000	940
1,97	405	388	1,50	980	935
2,23	485	450	2,00	975	925

Таблица 4.4
Значения среднего квадратического отклонения S величины $\lg(\sigma_{\max} - \sigma_{n,r})$ при различных значениях относительной толщины упрочнённого слоя

Δ					
0	0,025	0,050	0,100	0,150	0,200
S					
Сталь 45, $\sigma_{n,r} = 263$ МПа					
0,054	0,052	0,049	0,044	0,040	0,037
0,065	0,061	0,058	0,052	0,048	0,044
0,055	0,047	0,041	0,033	0,029	0,026
0,075	0,065	0,058	0,050	0,044	0,041
Сталь 40Х, $\sigma_{n,r} = 420$ МПа					
0,032	0,031	0,031	0,029	0,028	0,027
0,047	0,045	0,044	0,041	0,038	0,036
0,036	0,035	0,033	0,031	0,029	0,027
0,041	0,038	0,036	0,032	0,030	0,028

Приведенные в табл. 4.4 результаты характеризуют монотонное уменьшение величин среднего квадратического отклонения S с увеличением относительной толщины упрочненного слоя Δ для случая подслойного разрушения детали. Значения относительного уменьшения среднего квадратического отклонения, равные отношению $\delta = [(S_{\Delta=0} - S_{\Delta})/S_{\Delta=0}] \times 100 \%$, представлены в табл. 4.5.

Таблица 4.5
Изменение величины ΔS при относительной толщине упрочнённого слоя Δ

Δ				
0,025	0,050	0,100	0,150	0,200
$\Delta S, \%$				
Сталь 45				
5,7	10,8	19,4	26,4	32,2
6,0	11,2	19,7	26,5	31,9
15,7	26,4	40,1	48,5	53,4
12,6	21,6	33,4	40,4	45,6
Сталь 40Х				
2,2	4,4	8,7	12,5	15,9
4,2	8,0	14,6	19,6	30,2
4,7	8,8	15,3	20,9	25,0
7,1	12,9	21,5	27,6	32,0

В табл. 4.6 представлены результаты усталостных испытаний неупрочненных и упрочненных ППД образцов и статистической их обработки. Образцы были изготовлены из улучшенной стали 40Х с механическими характеристиками $\sigma_{0,2} = 750$ МПа и $\sigma_e = 940$ МПа. Усталостные испытания проводились по методу “вверх–вниз”. Из табл. 4.6 видно, что среднее квадратическое отклонение S_{σ_i} предела выносливости $\bar{\sigma}_i$ упрочненных образцов во всех случаях меньше его значения для неупрочненных образцов, что согласуется с данными, представленными в табл. 4.4. Выборочный коэффициент вариации $v = S_{\sigma_i} / \bar{\sigma}_i$ для упрочненных образцов находится в пределах (0,7-1,4) %, в то время, как для неупрочненных – (1,2-3,5) %.

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о том, что для вероятностной оценки сопротивления усталости поверхностно-упрочненных деталей мелких и средних размеров величину S в случае наличия функций распределения максимальных разрушающих напряжений σ_{max} для неупрочненных деталей можно определять по зависимости (4.24). Если такого рода сведения отсутствуют, то для упрочненных деталей из конструкционных сталей среднее квадратическое отклонение величины $lg(\sigma_{max} - \sigma_{h,r})$ можно принимать равным $S = 0,35-0,04$; для деталей крупных размеров можно принимать по тем же рекомендациям, что и для неупрочненных деталей. В среднем для конструкционных сталей ее можно принимать равной $S = 0,045$ [4, 24, 60].

Таблица 4.6
Результаты усталостных испытаний образцов из стали 40Х

d_d , мм	α_σ	Количество образцов		$\bar{\sigma}_{-1}$	$S\sigma_{-1}$	$v, \%$
		разрушенных	неразрушенных	МПа		
Неупрочнённые						
7,5	1,80	11	13	278	9,67	3,5
10	1,69	11	10	303	8,11	2,7
7,5	1,47	11	12	315	6,37	2,0
10	1,33	11	10	343	6,02	1,8
7,5	1,00	10	12	445	6,95	1,6
10	1,00	13	11	419	7,70	1,8
15	1,00	12	11	411	4,75	1,2
Упрочнённые, $\Delta = 0,10$						
7,5	1,80	13	12	364	4,39	1,3
10	1,69	13	12	379	4,41	1,2
7,5	1,47	11	10	403	3,06	0,8
10	1,33	10	10	423	3,05	0,7
7,5	1,00	11	10	482	3,87	0,8
10	1,00	13	12	468	6,50	1,4
15	1,00	11	10	453	3,06	0,7

Для случая, когда упрочненные детали разрушаются с поверхности, соотношение (4.24) неприменимо для вычисления среднего квадратического отклонения S . Предложенный подход с учетом соотношения (4.24) и уравнения подобия усталостного разрушения (4.19) позволяет получить следующую зависимость для вычисления рассеяния пределов выносливости упрочненных деталей, разрушающихся с поверхности:

$$S = \lg \frac{\xi_{-1Dy} - 1}{\xi_{-1Dy} - 1} = \lg \frac{\xi_{-1D}\beta_1\beta - 1}{\xi_{-1D}\beta_1\beta - 1}.$$

Предложенная методика позволяет расчетным путем оценить пределы выносливости упрочненных деталей в вероятностном аспекте и может быть применима для расчетной оценки сопротивления усталости деталей с другими методами поверхностного упрочнения [4, 27, 83, 90].

4.5. Снижение массы деталей, упрочненных поверхно-стным пластическим деформированием

Практический интерес представляет разработка конкретных рекомендаций по снижению материоемкости упрочняемых деталей, которые рассчитываются по предложенными зависимостям (4.11), (4.18) и (4.19). В качестве примера рассмотрим упрочненную ППД круглую деталь, нагружающую изгибающимися нагрузками.

Для случая подслойного разрушения упрочненной детали значение медианного предела выносливости можно вычислить по уравнению подобия усталостного разрушения (4.11). Это уравнение может быть записано в каноническом виде при $K_{d\infty} = 0,5$ [61]

$$\bar{\sigma}_{-1Dy} = \bar{\sigma}_{-13} (0,5 + 0,50^{-v_{\sigma}}) / \alpha_{\sigma}, \quad (4.25)$$

где $\bar{\sigma}_{-13} = \bar{\sigma}_{-1} / (1 - \Delta)^{3\alpha_{\sigma} - 2}$ – медианное значение предела выносливости при симметричном цикле гладких образцов диаметром $d_0 = 7,5$ мм, изготовленных из материала эквивалентной детали, при изгибе с вращением; $\theta = (L_d / \bar{G}_d) / (L_0 / \bar{G}_0) = (1/88,3)(L_d / \bar{G}_d)$ – относительный критерий подобия усталостного разрушения.

Еще более удобным для практических расчетов оказывается уравнение подобия в упрощенном виде

$$\bar{\sigma}_{-1Dy} = \bar{\sigma}_{-13} \theta^{-v_{\sigma}} / \alpha_{\sigma}. \quad (4.26)$$

Найдя значение предела выносливости $\bar{\sigma}_{-1Dy}$ по одной из формул (4.11), (4.25) или (4.26), можно вычислить соотношение между осевыми моментами сопротивления и диаметрами поверхностью-упрочненной и неупрочненной деталей на стадии проектирования исходя из условия, что в рассматриваемых сечениях деталей действуют одинаковые по величине изгибающие моменты $M_{u1} = M_{u2}$, т.е.

$$\bar{\sigma}_{-1Dy} W_2 = \bar{\sigma}_{-1D} W_1$$

и коэффициент поверхностного упрочнения

$$K_V = \bar{\sigma}_{-1Dy} / \bar{\sigma}_{-1D} = W_1 / W_2 = (d_1 / d_2)^3, \quad (4.27)$$

где W_1 и W_2 , d_1 и d_2 – осевые моменты сопротивления и диаметры рассматриваемых поперечных сечений соответственно неупрочненной (индекс “1”) и поверхностью-упрочненной (индекс “2”) деталей.

Зная величину K_V , характеризующую эффект упрочнения, можно вычислить соотношение

$$d_2 / d_1 = 1 / \sqrt[3]{K_V}. \quad (4.28)$$

Массы неупрочненной m_1 и поверхностно-упрочненной m_2 одинаковой длины l деталей определяются по зависимости

$$m_{1(2)} = \rho \pi d_{1(2)}^2 l / 4,$$

где ρ – плотность материала детали.

Тогда соотношение масс m_2 / m_1 будет

$$m_2 / m_1 = (d_2 / d_1)^2. \quad (4.29)$$

Преобразуем выражение (4.29), умножив и разделив его правую часть на $d_1 d_2$ и приняв во внимание выражение (4.28),

$$m_2 / m_1 = (1 / K_V) (d_1 / d_2). \quad (4.30)$$

Полученная зависимость (4.30) выражает связь между изменением массы детали и ее диаметров по параметру коэффициента влияния поверхностного упрочнения K_V .

При подслойном разрушении поверхностно-упрочненных деталей величина K_V зависит от теоретического коэффициента концентрации напряжений α_g , толщины упрочненного слоя Δ_d . Для деталей, у которых значения α_g и $\Delta = 2\Delta_d / d_d$ постоянны, величина K_V одинакова. Таким образом, диаметр поперечного сечения при постоянных α_g и Δ не влияет на эффект упрочнения деталей в случае подслойного разрушения. Это позволяет исследовать зависимость (4.30) для детали исходного размера d_1 и полученный результат распространить на геометрически подобные детали.

Подслойное разрушение упрочненных ППД наблюдается при значениях коэффициента $\alpha_g \leq 2,5$ и $\Delta \leq 0,2$. В качестве примера были выбраны валы диаметром $d_1 = 50$ мм с коэффициентом концентрации напряжений $1 \leq \alpha_g \leq 2,5$, изготовленные из нормализованной стали 45 (предел выносливости $\bar{\sigma}_{-1} = 290$ МПа для образца диаметром $d_0 = 7,5$ мм). Относительная толщина упрочненного слоя валов варьировалась от нуля (неупрочненная деталь) до 0,2 с шагом 0,025, интервал варьирования для коэффициента α_g равен 0,25. Результаты вычислений по формулам (4.11)-(4.13), (4.15), (4.27), (4.29) и (4.30) приведены на рис. 4.7.

Как видно из рис. 4.7 (номограммы), наклепом можно повысить предел выносливости круглой детали с теоретическим коэффициентом концентрации напряжений $\alpha_g = 2,5$ при изгибе с вращением более чем в три раза, что хорошо согласуется с экспериментальными данными [39, 41, 66]. При этом можно более чем на 30 % уменьшить диаметр поперечного сечения и более чем на 50 % – массу детали при равнопрочности неупрочненной и поверхностно-упрочненной деталей. С помощью номограммы можно назначить фактическую относительную толщину упроч-

ненного слоя Δ по требуемой величине коэффициента упрочнения K_V и известным геометрическим параметрам детали (α_σ). Для этой цели используется нижнее семейство кривых 1-7. По относительной толщине упрочненного слоя Δ можно оценить, не прибегая к эксперименту, в какой степени можно уменьшить диаметр детали (верхние кривые 1-7) и ее массу (последовательность определения показана на рис. 4.7 стрелками). Можно решить также и обратную задачу: в зависимости от потребностей производства устанавливать необходимое уменьшение массы упрочненной детали и по нему определить требуемую, в пределах возможного, относительную толщину наклепанного слоя Δ . Зная соотношение d_2/d_1 , можно найти диаметр d_2 по исходному диаметру d_1 детали.

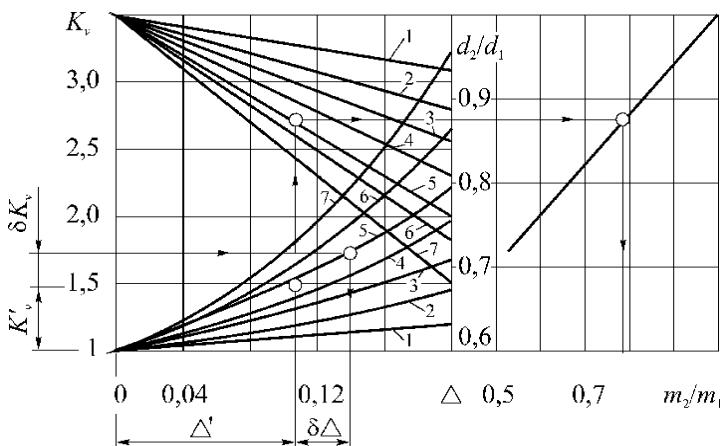


Рис. 4.7. Номограмма для определения снижения массы круглых деталей при упрочнении ППД: кривые 1-7, соответственно, для $\alpha_\sigma = 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; 2,00; 2,25; 2,25; 2,50$. Верхнее семейство кривых относится к d_2/d_1 , нижнее – к K_V

В ряде случаев может возникнуть потребность уменьшить массу и одновременно несколько повысить предел выносливости детали. В этом случае, согласно требуемому уменьшению материалоемкости, определяется необходимая относительная толщина упрочненного слоя и получаемый эффект упрочнения K'_V (коэффициент поверхностного упрочнения), к которому прибавляется требуемый по условию прочности недостающий эффект упрочнения δK_V . Тогда суммарный эффект упрочнения детали пониженной материалоемкости будет равен $K'_V + \delta K_V$. По этому значе-

нию находится относительная толщина упрочненного слоя $\Delta' + \delta\Delta$ детали (см. рис. 4.7), по которой окончательно выбирается режим упрочнения.

Номограмма полезна в инженерных расчетах, так как сокращает время для оценки эффекта упрочнения на изгибную выносливость деталей (при выборе конструкционных материалов, способов упрочнения и параметров упрочненного слоя в оценочных расчетах и т.п.). С помощью номограммы удобно оценить (через изменение относительной толщины Δ упрочненного слоя) влияние упрочнения на изменение размеров попечного сечения и, следовательно, массы поверхностно-упрочненной детали.

Изложенный подход является достаточно общим и его можно использовать для упрочненных деталей, работающих в условиях растяжения–сжатия. Поскольку путем поверхностного упрочнения практически невозможно добиться повышения предела выносливости гладких деталей (см. рис. 4.6, а) при растяжении–сжатии, а следовательно, снижения массы их, то далее рассматриваются детали с конструктивными концентраторами напряжений.

Для таких деталей, вычислив предел выносливости, легко найти допустимое уменьшение диаметра вследствие упрочненного поверхностного слоя

$$\bar{\sigma}_{-1\text{dy}}^P A_2 = \bar{\sigma}_{-1\text{d}}^P A_1.$$

Коэффициент поверхностного (деформационного) упрочнения при растяжении–сжатии

$$K_V = \bar{\sigma}_{-1\text{dy}}^P / \bar{\sigma}_{-1\text{d}}^P = A_1/A_2 = (d_1/d_2)^2,$$

где A_1 и A_2 , d_1 и d_2 – соответственно площади опасных сечений и диаметры неупрочненной и поверхностно-упрочненной деталей.

Зная величину K_V , из выражения вычислим соотношение

$$d_2/d_1 = 1/\sqrt{K_V}$$

и определим относительное снижение массы

$$m_2/m_1 = (d_2/d_1)^2 = 1/K_V.$$

П р и м е р . Требуется оценить циклическую прочность упрочненного ППД вала механизма привода при следующих исходных данных: вал в месте перехода одного сечения диаметром $D = 150$ мм к другому $d = 125$ мм по галтели радиусом $r = 12$ мм подвергнут упрочнению ППД, относительная толщина поверхностно-упрочненного слоя составляет $\Delta = 0,05$. Вал изготовлен из нормализованной стали с пределом текучести $\sigma_{0,2} = 360$

МПа и пределом прочности $\sigma_e = 620$ МПа. На вал действуют большие изгибающие нагрузки (напряжения кручения невелики и их влиянием можно пренебречь). Номинальное напряжение изгиба в опасном сечении (галтели) равно $\sigma_n = 160$ МПа.

Вычисление среднего значения предела выносливости $\bar{\sigma}_{-1,dy}$ упрочненного ППД вала произведем по зависимости (4.26), предварительно определим:

- Среднее значение предела выносливости $\bar{\sigma}_{-1}$ гладкого образца по зависимости

$$\bar{\sigma}_{-1} = 1,23 \cdot 620^{0,85} = 290 \text{ МПа.}$$

- Значение теоретического коэффициента концентрации напряжений α_e по рис. 57 (глава II [72]) для $D/d = 150/125 = 1,2$ и $\rho/d = 12/125 = 0,096$, $\alpha_e = 1,63$.

- Значение относительного градиента первого главного напряжения по зависимости $\bar{G}_d = 2(3 \cdot 1,63 - 2)/125 = 0,0462 \text{ мм}^{-1}$.

- Значение относительного критерия подобия усталостного разрушения θ :

4.1. Периметр рабочего сечения, прилегающий к зоне повышенной напряженности, при изгибе с вращением $L_d = \pi d = 3,14 \cdot 125 = 392,5 \text{ мм.}$

4.2. Критерий подобия усталостного разрушения

$$L_d / \bar{G}_d = 392,5 / 0,0462 = 8495,67 \text{ мм}^2,$$

тогда для

$$L_0 / \bar{G}_0 = 1 / 88,3 \text{ мм}^2$$

$$\theta = 8495,67 / 88,3 = 96,21.$$

- Коэффициент чувствительности материала детали к концентрации напряжений и влиянию поперечных размеров по формуле (4.12) при $\Delta = 0,05$ и $\bar{\sigma}_{-1,3} = \bar{\sigma}_{-1} / (1 - \Delta)^{3\alpha_e - 2} = 290 / (1 - 0,05)^{3 \cdot 1,63 - 2} = 390 \text{ МПа}$

$$\nu_{\sigma} = -0,128 + 0,091 \cdot \lg 390 = 0,1078 \approx 0,11.$$

- Согласно уравнению (4.25) среднее значение предела выносливости упрочненного ППД вала

$$\bar{\sigma}_{-1,dy} = 390 \cdot 96,21^{-0,11} / 1,63 = 144,8 \approx 145 \text{ МПа,}$$

величина которого меньше номинального напряжения изгиба $\sigma_n = 160$ МПа. Следовательно, наклеп на относительную глубину $\Delta = 0,05$ в опасном сечении (галтели) не обеспечивает прочность вала при воздействии переменных во времени нагрузок. Предел выносливости вала $\bar{\sigma}_{-1,dy}$, подвергнутого

упрочнению, должен удовлетворять условию $\bar{\sigma}_{-1Dy} > \bar{\sigma}_h$. Как добиться выполнения этого требования?

Чтобы ответить на этот вопрос, вычислим среднее значение предела выносливости неупрочненного вала по уравнению (4.26) при $\Delta = 0$ и $v_\sigma = -0,128 + 0,091 \cdot \lg \bar{\sigma}_{-1} = -0,128 + 0,091 \cdot \lg 290 = 0,096$;
 $\bar{\sigma}_{-1D} = 290 \cdot 96,21^{-0,096} / 1,63 = 113,7 \approx 114$ МПа.

Разделив $\sigma_h / \bar{\sigma}_{-1D} = 160 / 114 = 1,4$, находим, во сколько раз надо повысить за счет ППД циклическую прочность вала, т.е. в 1,4 раза. Реально ли это? Обратимся к номограмме (рис. 4.7). Из номограммы видно, что для ступенчатого вала с заданными конструктивными параметрами ($\alpha_\sigma = 1,63$) можно добиться за счет ППД повышения предела выносливости при $\Delta = 0,05 \dots 0,18$ в 1,15-1,75 раза. Примем значение коэффициента деформационного упрочнения $K_V = 1,45 > \bar{\sigma}_{-1D} / \sigma_h = 1,4$. По номограмме (рис. 4.7) находим для $\alpha_\sigma = 1,63$ и $K_V = 1,45$ значение относительной глубины поверхности-упрочненного слоя $\Delta = 0,14$ (убеждаемся в достоинствах номограммы в инженерных расчетах – наглядно, удобно, оперативно).

Проверим, обеспечивает ли выбранное значение относительной толщины поверхности-упрочненного слоя Δ , выполнение условия $\bar{\sigma}_{-1Dy} > \sigma_h$. Для $\Delta = 0,14$

$$\bar{\sigma}_{-1} = 290 / (1 - 0,14)^{3 \cdot 1,63 - 2} = 448 \text{ МПа};$$

$$\bar{\sigma}_{-1Dy} = 448 \cdot 96,21^{-0,11} / 1,63 = 166 \text{ МПа},$$

т.е. условие прочности $\bar{\sigma}_{-1Dy} = 166 > \sigma_h = 160$ МПа выполняется.

4.6. Расчет долговечности поверхности-упрочненных деталей

Для оптимизации деталей по долговечности необходимо иметь возможность еще на стадии проектирования оценивать ее фактическое значение с учетом параметров поверхностного упрочнения. Актуальной является и задача по установлению остаточной долговечности деталей, бывших в эксплуатации или поступивших из капитального ремонта. Для решения этих задач необходимо располагать уточненными данными о расположении левой (наклонной) ветви кривой усталости поверхности-упрочненных деталей.

Для описания левой ветви кривой усталости упрочненных деталей используем степенное уравнение, которое обычно применяется и для описания наклонного участка неупрочненных деталей [62, 84]

$$\sigma^m N = 10^C, \quad (4.31)$$

где σ и N – текущее напряжение и соответствующее ему число циклов до разрушения; m и C – параметры (в логарифмической системе координат – угловой коэффициент и начальная абсцисса). Параметр C зависит от единиц измерения σ и N . Обычно напряжение выражают в мегапаскалях, а долговечность – в числах циклов.

Для определения средневероятных значений параметров m и C для стальных неупрочненных деталей предложены зависимости вида [57]

$$m = 0,027\sigma_R + 1,4; \quad (4.32)$$

$$C = 0,997(m+1) \lg \sigma_R + 4,0, \quad (4.33)$$

где значения предела выносливости выражены в мегапаскалях. Зависимости (4.32) и (4.33) обеспечивают удовлетворительную точность расчета и позволяют дифференцированно учитывать особенности рассчитываемой детали по ее пределу выносливости, так как последний реагирует на изменение формы, размеров, технологии ее изготовления. Пригодны они и для приближенного построения кривых усталости поверхности-упрочненных деталей. Однако следует учесть, что остаточные напряжения от наклена при высоких уровнях нагружения частично или полностью “снимаются” [2, 35, 79], что вызывает более существенное уменьшение наклона кривой усталости, чем при непосредственном росте прочности материала детали. Поэтому можно считать, что параметры m и C кривых усталости связаны с остаточными напряжениями и для их уточненной оценки следует принять во внимание влияние последних. Непосредственно выявить зависимость параметров m и C от остаточных напряжений трудно, так как обычно неизвестны величина и характер их изменения в каждом конкретном случае. Известно лишь [27, 52], что под действием поверхности-упрочнения параметры кривой усталости увеличиваются.

Примем, что после упрочнения

$$m_y = \eta m, \quad (4.34)$$

где m_y и m – параметры кривых усталости детали после и до упрочнения; η – коэффициент, учитывающий эффект упрочнения.

Зависимость коэффициента η от коэффициента упрочнения может быть представлена в виде

$$\eta = 1 + 2,3 \lg K_{\nu}^2 \quad (4.35)$$

Логарифмический закон для величины η принят, исходя из характера изменения остаточных напряжений σ_{osc} с изменением действующего на-

пряжения σ при отношении $\sigma/\sigma_{Ry} > 1$ (σ_{Ry} – предел выносливости поверхности упрочненной детали). Из выражения (4.35) следует, что при $K_V = 1$ удовлетворяется граничное условие, т.е. $m_y = m$. Таким образом, для поверхностно-упрочненных деталей зависимости (4.32) и (4.33) с учетом выражений (4.34) и (4.35) принимают вид [62]

$$m_y = (1 + 2,3 \lg K_V^2) (0,027 \sigma_R + 1,4); \quad (4.36)$$

$$C_y = 0,997 [(1 + 2,3 \lg K_V^2) (0,027 \sigma_R + 1,4) + 1] \lg (K_V \sigma_R) + 4. \quad (4.37)$$

С целью проверки зависимостей (4.36) и (4.37) были сопоставлены результаты расчетов по ним с экспериментальными данными [4, 27-28]. В табл. 4.7 приведены данные, охватывающие случаи поверхностного пластического деформирования обкатыванием роликами, гальванического хромирования и химического никелирования, а также комбинированного упрочнения (нанесение покрытия с последующим обкатыванием роликами). Предел выносливости неупрочненных и соответствующих серий упрочненных ППД образцов без покрытий находился методом “вверх–вниз”. Как видно из таблицы, при использовании зависимостей (4.36) и (4.37) для нахождения параметров кривых усталости поверхностно-упрочненных деталей обеспечивается удовлетворительная точность, подтверждающая их универсальность.

Средневероятная долговечность поверхности упрочненной детали с пределом выносливости σ_R до упрочнения и коэффициентом упрочнения K_V при напряжении $\sigma > K_V \sigma_R$ с учетом выражений (4.31) и (4.35)-(4.37)

$$\bar{N}_y = \frac{10^{0,997[(1+2,3 \lg K_V^2)(0,027 \sigma_R + 1,4) + 1] \lg (K_V \sigma_R) + 4}}{\sigma^{(1+2,3 \lg K_V^2)(0,027 \sigma_R + 4)}}. \quad (4.38)$$

Таблица 4.7

**Расчетные и экспериментальные значения параметров m и C
для различных способов поверхностного упрочнения деталей**

Мате-риал	α_s	Пределы выносливости, МПа		K_r	η	m	m_y		По-греш-ность, %	C_y		По-греш-ность, %
		неуп-роч-ченных	упроч-ченных				по экспе-римен-тальным данным	по фор-муле (4.36)		по экспе-римен-тальным данным	по фор-муле (4.37)	
Обкатывание роликами												
Сталь 40Х $\sigma_{0,2} =$ $= 750$ МПа $\sigma_e =$ $= 940$ МПа	1,80	277,8	440	1,58	1,919	9,901	16,300	17,077	-4,8	48,886	48,226	+1,4
	1,69	303,0	435	1,44	1,723	9,581	16,738	16,505	+1,4	49,893	47,306	+5,2
	1,47	315,0	445	1,41	1,691	9,905	17,090	16,748	+2,0	51,058	48,207	+5,6
	1,33	343,0	455	1,33	1,564	10,661	18,865	16,668	+11,6	56,268	48,659	+13,5
	1,00	445,0	500	1,12	1,233	12,015	15,146	14,816	+2,2	46,574	45,761	+1,7
	1,00	410,9	465	1,13	1,247	12,494	15,536	15,582	-0,3	45,350	47,210	+0,3
Гальваническое хромирование												
Сталь 40Х $\sigma_{0,2} =$ $= 330$ МПа $\sigma_e =$ $= 640$ МПа	1,95	145	120	0,83	0,624	6,856	4,605	4,281	+7,0	15,534	15,380	+1,0
	Гальваническое хромирование с последующим обкатыванием роликами											
	1,95	145	200	1,38	1,321	6,856	8,121	9,055	-11,5	24,886	25,668	+3,1
	1,00	265	245	0,92	0,842	10,901	9,322	9,176	+1,6	28,348	28,584	-0,8
	1,00	265	260	0,98	0,962	10,901	10,227	10,482	-3,4	30,896	31,740	-2,7

Продолжение таблицы 4.7

Материал	α_3	Пределы выносливости, МПа		K_F	η	m	m_f		Погрешность, %	C_3		Погрешность, %
		неупрочненных	упрочненных				по экспериментальным данным	по формуле (4.36)		по экспериментальным данным	по формуле (4.37)	
Химическое никель-фосфорное покрытие												
Сталь 40Х $\sigma_{0,2} =$ $= 800$ МПа $\sigma_e =$ $= 1000$ МПа	1,00	440	350	0,79	0,541	13,280	8,778	7,192	-18,1	28,355	25,591	+9,7
	1,00	440	360	0,82	0,599	13,280	8,994	7,949	-11,6	29,012	27,586	+4,9
	1,95	220	190	0,86	0,708	7,340	5,402	5,196	-3,8	18,386	18,470	-0,5
	1,95	220	210	0,95	0,906	7,300	6,322	6,648	+5,2	20,762	21,860	-5,3
	1,95	220	310	1,41	1,342	7,340	10,211	9,853	+8,3	31,499	29,346	+6,8
Химическое никель-фосфорное покрытие с последующим обкатыванием роликами												
Сталь 40Х $\sigma_{0,2} =$ $= 800$ МПа $\sigma_e =$ $= 1000$ МПа	1,00	440	420	0,95	0,906	13,280	14,486	12,028	+17,0	44,150	38,336	+13,2
	1,00	440	450	1,02	1,023	13,280	12,761	13,582	-6,4	40,050	42,432	-5,9
	1,95	220	310	1,41	1,342	7,340	10,211	9,853	+8,3	31,499	29,346	+6,8

Если известны пределы выносливости поверхностно-упрочненной σ_{R_y} и неупрочненной σ_R деталей, то нетрудно определить коэффициент упрочнения K_v делением величины σ_{R_y} на σ_R . Пределы выносливости σ_R и σ_{R_y} деталей вычисляются по уравнению подобия (4.4) или (4.26) соответственно при $\Delta = 0$ и $\Delta > 0$. При известных величинах σ_R и K_v по зависимостям (4.36)-(4.38) вычисляются параметры m_y и C_y и средневероятная долговечность N_y при $\sigma > \sigma_{R_y}$. Среднее значение напряжения $\bar{\sigma}$, соответствующее заданной средневероятной долговечности \bar{N}_y до разрушения поверхностно-упрочненной детали, – по зависимости

$$\bar{\sigma} = \left(\frac{1}{\bar{N}_y} 10^{C_y} \right)^{1/m_y}$$

$$\bar{\sigma} = \left(\frac{I}{\bar{N}_y} 10^{0.997[(I+2,3lgK_v^2)(0,027\sigma_R+1,4)+1]lg(K_v\sigma_R)+4} \right)^{\frac{I}{(I+2,3lgK_v^2)(0,027\sigma_R+4)}}.$$

Относительное значение долговечности поверхностно-упрочненных деталей N_y по отношению к таким же неупрочненным N характеризуется зависимостью

$$N_y/N = 10^{C_y - C}/\sigma^{m_y - m}.$$

После подстановки в нее выражений параметров C_y , C , m_y и m получим

$$\frac{N_y}{N} = \frac{10^{0.997[(0,027\sigma_R+1,4)[(I+2,3lgK_v^2)lg(K_v\sigma_R)-lg\sigma_R+lgK_v)]}}{2,3lgK_v^2(0,027\sigma_R+1,4)}. \quad (4.39)$$

Из выражения (4.39) видно, что изменение долговечности (увеличение при упрочняющей технологии обработки поверхности и уменьшение – при разупрочняющей) тем больше, чем ближе текущее напряжение σ к пределу выносливости σ_{R_y} поверхностно-упрочненной детали.

Наличие функциональных зависимостей для определения параметров кривой усталости от предела выносливости и коэффициента упрочнения позволяют дифференцированно учитывать особенности рассчитывающейся детали. Рассмотренный метод оценки влияния упрочнения на циклическую долговечность деталей позволяет вычислить средневероятную долговечность и среднее напряжение, соответствующее заданной долговечности, а также решить и обратную задачу, состоящую в определении коэффициента упрочнения для достижения требуемой долговечности. Такой подход позволяет проектировать, например, оптимальный привод с

примерно одинаковой долговечностью его узлов с учетом возможных планируемых замен отдельных деталей при ремонтах передачи.

Глава V

РАСЧЕТ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОВЕРХНОСТНО-УПРОЧНЕННЫХ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПРИ ИЗГИБЕ

5.1. Определение пределов изгибной выносливости упрочненных зубьев

Повышение изгибной выносливости и долговечности зубчатых передач вследствие поверхностного упрочнения переходной поверхности у ножки зуба широко используется в производстве приводов. Поверхностное упрочнение зубьев позволяет повысить нагружочную способность зубчатых передач примерно в 4-5 раз, тогда как за счет улучшения геометрии и качества сборки ее можно увеличить только в 1,5-2 раза. Вместе с тем пока еще отсутствуют инженерные методы оценки степени упрочнения и учета ее влияния на предел изгибной выносливости зубьев σ_{Flimb} и долговечность зацепления N_{FE} . В существующих методиках расчета зубчатых передач на прочность (ГОСТ 21354-84, СТ СЭВ 5744-86, РТМ 2 Н45-1) выносливость зубьев, необходимую для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного максимального напряжения σ_F в опасном сечении на поверхности с допускаемым напряжением σ_{FP} , определяемому с учетом величины предела выносливости зубьев при изгибе σ_{Flimb} , расчетного коэффициента запаса прочности S_F и уточняющих коэффициентов

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} = (\sigma_{Flimb} / S_F) Y_N Y_\delta Y_Y Y_X; \quad (5.1)$$

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 Y_T Y_g Y_Z K_V Y_A, \quad (5.2)$$

где σ_{Flimb}^0 – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_{Flimb} , МПа, установленному для отнулевого цикла напряжений; $Y_N, Y_\delta, Y_Y, Y_T, Y_Z, Y_g, K_V, Y_A$ – коэффициенты, учитывающие, соответственно, влияние долговечности, градиента напряжений и чувствительности материала к концентрации напряжений, шеро-

ховатости переходной поверхности зуба, размеров зубчатого колеса, технологии изготовления, способа получения заготовки зубчатого колеса, шлифования переходной поверхности зуба, деформационного упрочнения или электромеханической обработки переходной поверхности, двустороннего приложения нагрузки. В современных зарубежных методиках (ISO/TC 60/WG 6 264D, ISO/DIS 6336–90 и др.) влияние упрочнения на сопротивление усталости зубьев при изгибе учитывается при определении допускаемых напряжений и выборе пределов выносливости σ_{Flimb} по графикам для различных материалов в зависимости от метода упрочнения и твердости поверхности зубьев. Следует отметить большую условность в оценке влияния упрочнения зубьев на пределы изгибной выносливости в этих методиках, так как значения σ_{Flimb} на графиках имеют очень большой разброс, что снижает эффективность уточнений и в оценке расчетных напряжений. В стандартах ISO/DIS 6336–90, DIN 3990/1980 и других при определении σ_{Flimb} по диаграммам непосредственно не учитывается упрочнение переходной поверхности пластическим деформированием.

Практически во всех нормах и методиках расчета зубчатых передач на прочность значения σ^0_{Flimb} рекомендуется устанавливать на основе обкаточных испытаний зубчатых колес на стендах (чаще с циркулирующим потоком замкнутой мощности) или на пульсаторах. В некоторых случаях при оценке допускаемых напряжений σ_{FP} продолжают использовать значения базовых пределов выносливости, полученных модельными испытаниями на изгиб гладких или надрезанных (с концентраторами различной формы) образцов. Это во многом вызвано отсутствием в настоящее время достаточного количества экспериментальных данных, полученных испытаниями при обкатке зубчатых колес из различных материалов, способов упрочнения и режимов нагружения (чередование уровней и частотных характеристик нагрузок). Следует отметить, что в последующем усталостные испытания гладких и надрезанных образцов могут с успехом использоваться как дополнительные данные к результатам испытаний зубчатых колес для полной оценки влияния на усталостную прочность различных факторов: конструктивных (форм и размеров концентраторов напряжений), технологических (способов упрочнения и параметров упрочненного слоя) и эксплуатационных (режимов нагружений) при тщательном соблюдении условий моделирования.

Общим недостатком указанных методик является то, что при оценке влияния упрочнения на изгибную выносливость зубьев в них не учитывается во взаимосвязи толщина упрочненных слоев, размеры зуба в опас-

ном сечении, концентрация напряжений на переходной поверхности зуба и чувствительность материала к ней. При этом недостаточно полно учитывается такой важный параметр, как показатель степени кривой усталости m_F . Отмеченные положения следует учитывать при разработке новых и переработке действующих стандартов и методических указаний, особенно в части расчета зубьев на предупреждение поломок усталостного характера. Случаи преждевременных поломок зубьев в современных приборах составляют 64 % от всех отказов колес, из них 19 % – от усталостных изгибных повреждений зубьев [87].

Сопротивляемость зубьев усталостному разрушению при симметричном цикле напряжений можно установить на основе уравнений подобия усталостного разрушения (4.3), (4.4). Метод расчета пределов выносливости при изгибе поверхностно-упрочненных зубьев может быть основан на тех же предпосылках, что и расчет круглых поверхностно-упрочненных деталей: на условной замене упрочненной детали эквивалентной неупрочненной, изготовленной из материала с другими механическими свойствами (чаще повышенными), обеспечивающими одинаковую ее несущую способность с упрочненной. В качестве закона распределения напряжений по поперечному сечению у ножки зуба примем закон, используемый в расчетах зубчатых передач [68]

$$\sigma = \sigma_{\max} (1-\Delta)^{3\alpha_{\sigma}-2}, \quad (5.3)$$

где $\Delta = 2h/S$ – относительная толщина упрочненного слоя в зоне повышенной напряженности; h – абсолютная (эффективная) толщина упрочненного слоя; S – толщина зуба в опасном сечении у переходной поверхности.

Применяя к поверхностно-упрочненным зубьям понятие эквивалентных зубьев, вычислим критерий подобия усталостного разрушения L_d/\bar{G}_d . Для зубьев передач величина $L_d = 2b_w$, где b_w – рабочая ширина зубчатого венца. Относительный градиент первого главного напряжения у поверхности эквивалентного зуба в зоне повышенной напряженности при $d = S$ вычисляется по формуле

$$\bar{G}_d = 2(3\alpha_{\sigma} - 2)/S.$$

Тогда критерий подобия усталостного разрушения у поверхности эквивалентного зуба шириной b_w и толщиной S

$$L_d/\bar{G}_d = b_w S / (3\alpha_{\sigma} - 2);$$

относительный критерий подобия усталостного разрушения

$$\Theta = (1/88,3)b_w S / (3\alpha_{\sigma} - 2).$$

Исходя из этих предпосылок определение медианного предела выносливости упрочненных зубьев при симметричном цикле нагрузок, соответствующего базовому числу циклов напряжений $N_{F\lim}$ при условии, что усталостное разрушение возникает под упрочненным слоем, может быть рассчитано с учетом уравнения (4.26) по зависимости

$$\bar{\sigma}_{F\lim b}^c = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{(1-\Delta)^{3\alpha_\sigma-2}} \left[(1/88,3)b_w S / (3\alpha_\sigma - 2) \right]^{-v_\sigma} / \alpha_\sigma, \quad (5.4)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ – медианное значение предела выносливости гладких образцов диаметром $d_0 = 7,5$ мм, изготовленных из металла рассчитываемого зубчатого колеса, при симметричном изгибе с вращением; α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении, значение которого для зубьев цилиндрических прямозубых колес можно определить по зависимости [82]

$$\alpha_\sigma = 2 - (8/z) [1 - 2x/(1+x^2)], \quad (5.5)$$

где z – число зубьев колеса (шестерни); x – коэффициент смещения; v_σ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала эквивалентного зуба к концентрации напряжений и влиянию размеров поперечного сечения в зоне повышенной напряженности, вычисляемый по зависимости (4.12) при $\Delta = 2h/S$.

Соотношения между пределами изгибной выносливости при отнулевом и симметричном циклах нагружений можно принять [3, 90]

$$\sigma_{F\lim b}^0 = 1,58 \sigma_{F\lim b}^c. \quad (5.6)$$

Точность определения пределов изгибной выносливости поверхностно-упрочненных зубьев по зависимостям (5.4) и (5.6) существенно зависит от точности определения параметров, входящих в эти уравнения, в частности, глубины слоя h в зоне повышенной напряженности зуба колеса. Стандарты по расчету на прочность цилиндрических зубчатых передач (ГОСТ 21354-87, СТ СЭВ 5744-86 и др.)

Таблица 5.1

Рекомендуемые в СТ СЭВ 5744-86 и ГОСТ 21354-87 значения толщин упрочненных слоев зубьев

Материал, термообработка	Толщина упрочненного слоя h в мм (в долях модуля m) при оценке предела контактной выносливости по СТ СЭВ 5744-86*		
		предела выносливости при изгибе по СТ СЭВ 5744-86	по ГОСТ 21354-87
Улучшаемая сталь, поверхностная закалка	Для $m < 10$ мм 0,2 m . Для $m \geq 10$ мм 0,15 m	При закалке впадины (0,15...0,40) m . При полной закалке (0,4...0,9) m	Для зубчатых колес с алюминием (0,07...0,1) m . Для зубчатых колес из прочных легированных сталей (0,1...0,13) m
Легированная улучшенная сталь ($C < 0,4\%$), нитроцементация	0,1 m	(0,15...0,30) m	(0,13...0,20) m , но не более 1,2 мм (применять нитроцементацию для зубчатых колес с модулем более 8 мм без специальных испытаний не рекомендуется)
Легированная цементуемая сталь ($C < 0,4\%$), нитроцементация	0,15 m	(0,15...0,30) m	
Легированная цементуемая сталь, цементация и отпуск	0,15 m	Для $m \leq 6$ мм (0,15...0,30) m . Для $m > 6$ мм (0,10...0,40) m	Для $m < 20$ мм (0,28 m -0,007 m^2) $\pm 0,2$ мм

часто рекомендуют широкий диапазон значений толщины упрочненных слоев зубьев, не всегда согласующих-

ся между собой (табл. 5.1, рис. 5.1) и, кроме того, почти не приводят требований к характеру изменения твердости по глубине слоя. В рекомендациях ISO и DIS оговаривается, что значения твердости должны непрерывно уменьшаться от поверхности к более мягкой сердцевине, так как невыполнение этого условия может вызвать уменьшение пределов выносливости материалов зубьев.

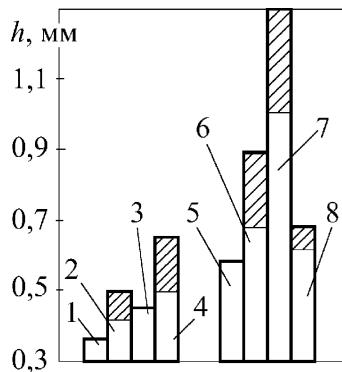


Рис. 5.1. Рекомендуемые толщины и поле рассеяния (обозначено штриховкой) диффузационного слоя при азотировании (1–4), цементации (5–8) для зубчатых колес с модулем $m = 5$ мм согласно данным СТ СЭВ (1,5), ИСН (2,6), работы [1] (3), ГОСТ 21354–87 (4,7) и работы [3] (8)

Влияние толщины упрочненного слоя при химико-термической обработке на пределы контактной σ_{Hlim} и изгибной σ_{Flim} прочности трудно оценить из-за отсутствия единой трактовки в различных стандартах и методиках. Так, в ГОСТ 21354–87 толщину диффузационного (упрочненного) слоя у переходной поверхности зубьев рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя от поверхности до структуры сердцевины. При этом твердость сердцевины у основания зубьев цементованных и нитроцементованных колес должна составлять HRC 30...45, азотированных колес – HRC 24...40, закаленных по контуру при нагреве HRC 25...35. В СТ СЭВ 5744–86 толщина упрочненного слоя h , в середине боковой поверхности зуба при оценке контактной прочности и у переходной поверхности зубьев при оценке изгибной прочности равна толщине слоя от внешней поверхности зуба до поверхности внутри упрочненного слоя с твердостью по шкале Виккерса на 50 единиц большей, чем у сердцевины (твердость сердцевины устанавливается на выбеге эпюры твердости зуба

в нормальном направлении к оцениваемой боковой или переходной поверхности). Такая оценка принята и в стандартах TGL 29612/0,1–0,3, регламентирующих толщину упрочненных слоев зубчатых колес при цементации и нитроцементации, азотировании, пламенной и индукционной закалке, а также в стандартах AGMA 4.11.02 и ISO 2639–73 (A). В отличии от полной отмеченную толщину упрочненного слоя h , называют эффективной.

Экспериментальная проверка целесообразности применения статистической теории подобия усталостного разрушения для оценки пределов выносливости поверхностью-упрочненных зубьев по зависимостям (5.4) и (5.6) и рекомендаций по уточнению назначения эффективной глубины h , упрочненных слоев цементованных колес проводилась путем испытания зубчатых колес на универсальной машине МУП–50 (пульсаторе) в специальном приспособлении с частотой 485 цикл/мин при знакопостоянном цикле нагружения [90]. Экспериментальные колеса изготавливали из стали 20Х2Н4А (предел текучести $\sigma_{0,2} = 1300$ МПа, предел прочности $\sigma_e = 1470$ МПа) со следующими геометрическими параметрами: модулем $m = 7$ мм, числом зубьев $z = 18$, коэффициентом смещения $x = 0,593$, шириной зубчатого венца $b_w = 38$ мм, толщиной зуба в опасном сечении у основания $S = 15,4$ мм, радиусом переходной поверхности $\rho = 2,57$ мм, шероховатостью переходной поверхности после зубофрезерования $R_z = 80$ мкм.

Химико-термическая обработка колес (цементация, закалка, отпуск) проводилась на универсальных камерных печах фирмы “Ипсен” с автоматическим регулированием углеродного потенциала печной атмосферы, контролем температурного режима печи и закалочных агрегатов. При этом соблюдался следующий режим химико-термической обработки: цементация при 930 °С в эндогазовой атмосфере аммиака при (0,9–1,0) %-ом содержании углерода в течение 14 ч., подстуживание до 800 °С, высокий отпуск в течение 2,5 ч. при 650 °С, закалка в масло с 820 °С, низкий отпуск при 180 °С.

Испытания проводились на трех партиях зубчатых колес одинаковой структуры, но отличающихся эффективной глубиной h , цементованного слоя, устанавливаемой при оценке изгибной прочности у переходной поверхности зуба. Микроструктура цементованного слоя состояла из мелкоигольчатого мартенсита, поверхностный слой в виде разорванной трооститной сетки не превышал 8 мкм.

Перерасчет результатов испытаний, полученных на пульсаторе при знакопостоянном цикле нагружения, на отнулевой, который характерен

для работы нереверсивных колес ($Y_A = 1$), осуществлялся по зависимости [3]

$$\sigma_{\text{Flimb}}^0 = \sigma_{\max} - C_\sigma \sigma_{\min}, \quad (5.7)$$

где σ_{\max} , σ_{\min} – максимальное и минимальное напряжения цикла, возникающие в опасном сечении зуба под действием приложенных нагрузок; $C_\sigma = (1 - \psi_\sigma)/(1 + \psi_\sigma)$; $\psi_\sigma = 0,54$ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

Результаты проведенных исследований, полученных экспериментально но $\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$ (с учетом зависимости (5.7)) и расчетным путем $\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$ с учетом зависимостей (4.13), (5.5) и (5.6), их расхождение δ_σ приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Результаты расчётных $\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$ и экспериментальных $\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$ пределов изгибной выносливости цементованных зубьев колёс

Номер партии	Эффективная глубина цементованного слоя h_s , мм, с твёрдостью до HV 600	Напряжения, МПа		Расхождение δ_σ , %
		$\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$	$\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$	
1	1,0	650	694	6,3
2	1,1	700	735	4,8
3	1,8	980	1133	13,5

Анализ полученных результатов (табл. 5.2) показывает, что расчетные значения напряжений $\sigma_{\text{Flimb}_{\text{exp}}}^0$ незначительно отличаются от экспериментальных $\delta_\sigma = (4,8-13,5)\%$, что является подтверждением перспективности предложенного метода для расчета пределов изгибной выносливости поверхностно-упрочненных зубьев колес.

5.2. Эффективность упрочнения зубьев колес пластическим деформированием

Повышение качества зубчатых передач (уменьшение габаритов, массы, снижение удельной материалоемкости) при поверхностном упрочнении зубьев на стадии проектирования существенно зависит от достоверности оценки коэффициента упрочнения K_V . В ГОСТ 21354–87 приводятся значения коэффициента K_V для различных групп материалов с учетом концентрации углерода на поверхности, твердости зубьев, толщины диффузационного слоя переходной поверхности $h = (0,28m - 0,007m^2) \pm 0,2$ мм (m – модуль зацепления), упрочнения переходной поверхности после нарезания зубьев колес или после шлифования переходной поверхности. При

этом значения коэффициента $K_v = 1,0 \dots 1,3$. Однако при этом не учитывается фактическая глубина упрочненных слоев.

Возможность априорной оценки эффективности упрочнения переходной поверхности зубьев ППД для условий многоцикловой усталости можно установить на основе уравнения подобия усталостного разрушения из анализа зависимостей (4.13) и (5.4). Выражение в квадратных скобках уравнения (5.4), параметры $\bar{\sigma}_{-1}$, α_{σ} одинаковы для неупрочненной и поверхностно-упрочненной деталей. Поскольку коэффициент v_{σ_0} для широкого круга упрочняемых конструкционных материалов может приниматься одинаковым, то его можно брать одним и тем же для материалов неупрочненного и поверхностно-упрочненного зуба колеса.

Из зависимостей (4.13) и (5.4) следует, что эффект упрочнения зубьев характеризуется величиной $1/(1 - \Delta)^{3\alpha\sigma-2}$. Тогда, в соответствии с принятой структурой формулы (5.3)

$$K_v = 1/(1 - \Delta)^{3\alpha\sigma-2}. \quad (5.8)$$

Анализ выражения (5.8) показывает, что при увеличении толщины упрочненных слоев, не превышающей, однако, значений, при которых разрушение начинается с поверхности, повышается эффект упрочнения. Эта тенденция сохраняется и при увеличении теоретического коэффициента концентрации напряжений α_{σ} , что согласуется с многочисленными экспериментальными данными на упрочненных образцах и зубчатых колесах [1, 24, 52].

Для оценки эффективности упрочнения зубьев по зависимости (5.11) были определены значения коэффициента K_v для зубчатых колес с различными числами зубьев z и коэффициентами смещения x . При этом теоретические коэффициенты концентрации напряжений рассчитывались по формуле (5.5). Учитывая, что подслойное усталостное разрушение при упрочнениях деталей пластическим деформированием наблюдается при значениях $\alpha_{\sigma} \leq 2,5$ и $\Delta \leq 0,2$, в расчетах варьировались величины Δ от нуля до 0,2 и коэффициенты смещения x от $-0,5$ до $+0,8$ с шагом 0,1 для зубчатых колес с числами зубьев $z = 17$ и 85 (для колеса с $z = 17$ $0 \leq x \leq 0,8$). При этом коэффициент α_{σ} находился в пределах $1,53 \dots 1,99$. Результаты расчетов даны в виде графиков на рис. 5.2. Кривые 1-6 соответствуют значениям x , равным $0; 0,1; 0,4; 0,6$ и $0,8$ для колеса с числом зубьев $z = 17$, а кривые 1'-3' – значениям x , равным $-0,5; 0$ и $0,8$ для колеса с $z = 85$.

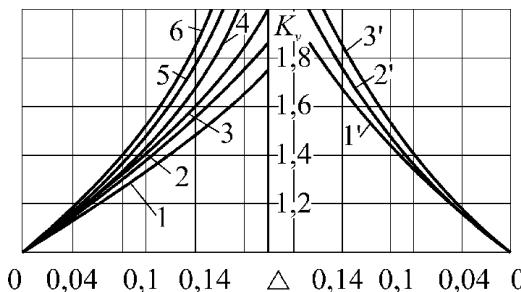


Рис. 5.2. Влияние толщины поверхностно-упрочненных слоев Δ и коэффициента смещения x на коэффициент K_v , учитывающий влияние упрочнения переходной поверхности зуба

Из рис. 5.2 видно, что относительная толщина упрочненного слоя Δ (в большей мере) и коэффициент смещения x существенно влияют на коэффициент упрочнения K_v , который для рассматриваемых передач может изменяться от единицы до двух и более, причем эффект упрочнения больший у колес с большим числом зубьев. На основании этого можно заключить, что величины коэффициента K_v , приведенные в ГОСТ 21354–87 ($1 \leq K_v \leq 1,3$), являются заниженными. Это подтверждается также результатами усталостных испытаний на изгиб цилиндрических образцов с концентраторами напряжений и без них из материалов [52], используемых для изготовления зубчатых колес, с различными видами упрочнений и без них, согласно которым $1 \leq K_v \leq 2,68$. Следует также иметь в виду, что для уточнения эффекта упрочнения зубьев при расчетах зубчатых колес необходимо коэффициентом K_v учитывать все влияния поверхностного упрочнения на пределы выносливости зубьев при изгибе и не учитывать их в других коэффициентах, например Y_g (см. формулу (5.1)).

В многоступенчатых приводах передачи тихоходных ступеней зачастую работают при больших нагрузках (тяжелонагруженые) в условиях, когда число циклов нагружения зубьев за весь срок службы не превышает базового числа ($N_{FE} < N_{Flim}$). В этих условиях эффективность ППД существенно зависит от уровня нагруженности (перегрузки) зацепления, так как при высоких нагрузках частично или полностью исчезают наведенные ППД остаточные напряжения сжатия [11, 18, 35, 79]. Для этих условий относительное изменение долговечности можно выразить зависимостью (4.39). Для зубьев колес реверсивных передач [85]

$$\frac{N_y}{N} = \frac{10^{0,997\left\{(0,027\sigma_{F\lim b}^c+1,4)\left[(1+2,3\lg K_v^2)\lg(K_v\sigma_{F\lim b}^c)-\lg\sigma_{F\lim b}^c\right]+\lg K_v\right\}}}{\sigma^{2,3(0,027\sigma_{F\lim b}^c+1,4)\lg K_v^2}}, \quad (5.9)$$

где N , N_y – число циклов нагружений до разрушения неупрочненных и упрочненных ППД переходных поверхностей зубьев при одинаковом значении текущего напряжения σ ; $\sigma_{F\lim b}^c$ – предел изгибной выносливости неупрочненных ППД зубьев для симметричного изгиба (при отнулевом цикле изменения напряжения в зубьях, характерном для нереверсивных передач или передач, работающих одним профилем, в зависимости (5.9) вместо $\sigma_{F\lim b}^c$ следует подставлять значение предела изгибной выносливости для отнулевого цикла $\sigma^0_{F\lim b}$).

Зависимости (5.8) и (5.9) учитывают параметры и свойства упрочненного ППД слоя, а также режимы нагружения передачи и могут быть использованы для уточненной оценки нагрузочной способности и долговечности зубчатых передач, а также для оптимизации параметров упрочненного слоя (технологии и режимов упрочнения ППД), для реализации требуемой долговечности зацепления.

Для дифференцированной оценки эффективности использования ППД в области ограниченной выносливости, описываемой зависимостью (4.31) левой ветви кривой усталости, необходимо учитывать два параметра, характеризующие приращение усталостной прочности $\Delta\sigma/\sigma$ и долговечности $\Delta N/N$. Значения указанных приращений на основе выражений (5.8) и (5.9) могут быть установлены по зависимостям

$$\Delta N/N = (N_y - N)/N$$

$$\Delta N/N = \left[\frac{10^{0,997\left\{(0,027\sigma_{F\lim b}^c+1,4)\left[(1+2,3\lg K_v^2)\lg(K_v\sigma_{F\lim b}^c)-\lg\sigma_{F\lim b}^c\right]+\lg K_v\right\}}}{\sigma^{2,3(0,027\sigma_{F\lim b}^c+1,4)\lg K_v^2}} \right]^{-1}; \quad (5.10)$$

$$\Delta\sigma/\sigma = (\sigma_{F\lim by} - \sigma_{F\lim b})/\sigma_{F\lim b} = K_v - 1, \quad (5.11)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ и $\sigma_{F\lim by}$ – пределы выносливости неупрочненных и упрочненных зубьев при соответствующем цикле переменных напряжений.

В качестве примера на основе зависимостей (5.10) и (5.11) оценено изменение долговечности и усталостной прочности прямозубого колеса с модулем $m = 5$ мм, числом зубьев $z = 21$, шириной венца $b_w = 10$ мм, коэффициентами смещения, равными $-0,2; 0; +0,8$; из нормализованной

стали 45 с пределом изгибной выносливости гладких образцов при симметричном изгибе $\bar{\sigma}_{-1} = 290$ МПа, улучшенной стали 40Х ($\bar{\sigma}_{-1} = 450$ МПа); с относительной толщиной упрочненного ППД слоя на переходной поверхности зубьев до $\Delta = 0,125$, обеспечивающего устранение отрицательного влияния конструктивного концентратора напряжений на несущую способность передачи. Значения $\Delta N/N$ находились для точки изгиба кривой усталости поверхностно-упрочненных зубьев $\sigma_1 = \sigma_{\text{flim}_y} = K_v \sigma_{\text{flimb}}$ и текущем напряжении $\sigma_2 = 1,25 \sigma_{\text{flim}_y}$. Кроме этого, определялось отношение N_y/N для колеса из стали 40Х через аналогичное отношение для колеса из стали 45 по зависимости

$$[(N_y/N) - (N_y/N)_{45}] / (N_y/N)_{45}.$$

При этом величины пределов изгибной выносливости неупрочненных ППД зубьев σ_{flimb} в зависимости (5.10) устанавливались на основе уравнения подобия усталостного разрушения (5.4) при $\Delta = 0$. Толщина рабочего сечения зуба в зоне повышенной напряженности принималась равной $S = 1,3\pi m/2$ (m – нормальный модуль, мм). Показатель степени v_{σ} определялся по выражению (4.12), а теоретический коэффициент концентрации напряжений – по зависимости (5.5).

Результаты расчетной оценки увеличения усталостной прочности $\Delta\sigma/\sigma$ и долговечности $\Delta N/N$ упрочненных ППД зубчатых колес по отношению к неупрочненным с учетом изменения геометрии зацепления (коэффициента смещения x), относительной толщины упрочненного ППД слоя переходной поверхности Δ , материала колес приведены в табл. 5.3 для двух условий эксплуатации (реверсивного и нереверсивного вращений), характеризуемых соответственно пределами изгибной выносливости σ_{flimb}^C и σ_{flimb}^0). Там же приведены значения изменения долговечности $\Delta N/N$ упрочненных ППД колес из стали 40Х по сравнению с колесами из стали 45 с аналогичным упрочнением, а также коэффициентов деформационного упрочнения K_v .

Таблица 5.3
Эффективность упрочнения зубьев ППД

X	Λ	K _t	$\Delta \sigma/\sigma, \%$	Повышение Δ N/N для зубьев передач из сталей				Изменение N _y /N, % по отношению к зубьям передач из стали 45	
				$\sigma_1 = \sigma_{\text{флаж}}$		$\sigma_2 = 1,25\sigma_{\text{флаж}}$		σ_1	σ_2
				45	40Х	45	40Х		
-0,2	0,025	1,06	6	0,59	0,92	0,32	0,46	20,75	10,61
				0,92	1,57	0,46	0,71	33,85	17,12
	0,075	1,21	21	3,57	7,37	1,99	2,47	83,15	32,78
				7,46	20,80	2,47	4,77	157,68	66,28
	0,125	1,38	38	12,03	35,31	3,67	7,17	178,59	74,95
				35,80	181,00	7,16	18,40	394,57	137,74
0	0,025	1,08	8	0,79	1,25	0,42	0,61	25,70	13,38
				1,25	2,24	0,61	0,97	44,00	22,36
	0,075	1,25	25	4,36	9,50	1,76	2,96	95,90	43,48
				9,50	29,00	2,96	6,00	185,71	76,77
	0,125	1,46	46	16,30	52,60	4,59	9,30	209,83	84,26
				52,40	320,00	9,30	26,10	501,12	163,11
0,8	0,025	1,11	11	1,02	1,62	0,54	0,78	29,70	15,58
				1,63	2,95	0,78	1,22	50,19	24,72
	0,075	1,36	36	6,91	16,20	2,54	4,40	117,45	52,54
				16,10	55,60	4,38	9,30	230,99	91,45
	0,125	1,70	70	34,40	134,30	7,83	17,51	282,20	109,51
				132,50	1058	17,10	54,40	693,26	206,08

Примечание. Верхние значения соответствуют симметричным (реверсивное движение), а нижние – отнулевым (нереверсивным) условиям нагружения.

Из анализа полученных результатов видно существенное влияние на эффективность упрочнения зубьев ППД (увеличение K_t, Δσ/σ и ΔN/N) коэффициентов смещения x, относительной толщины упрочненного ППД поверхностного слоя, материала колес и условий эксплуатации (реверсивные и нереверсивные вращения). При этом установлено, что с ростом x повышается усталостная прочность Δσ/σ и долговечность ΔN/N, увеличивается теоретический коэффициент концентрации напряжений α_σ (см. зависимость (5.5)) и в этих условиях повышается эффективность упрочнения переходной поверхности зубьев ППД. Также отмечено благоприятное влияние на повышение эффективности ППД переходной поверхности зубьев вида предварительной термической обработки материала колес. Так, имеющее место увеличение долговечности ΔN/N колес из улучшенной стали 40Х по сравнению с колесами из нормализованной стали 45 во многом обусловлено повышенной чувствительностью к кон-

центрации напряжений и различного рода дефектам неупрочненных ППД сталей с более высокими механическими свойствами.

Увеличение усталостной прочности $\Delta\sigma/\sigma$ и долговечности $\Delta N/N$ с ростом относительной глубины упрочненного ППД слоя переходной поверхности связано со смещением очага зарождения усталостных трещин в область действия меньших напряжений. Однако чрезмерное увеличение Δ (выше оптимальных Δ_{opt}) для конкретных условий может привести к заметному уменьшению пластических свойств поверхностного слоя переходной поверхности (охрупчиванию материала) и смещению очага зарождения усталостных трещин на поверхность, что вызывает снижение усталостной прочности и долговечности зубьев и резко уменьшает эффективность ППД.

5.3. Влияние поверхностного упрочнения на выбор допускаемых изгибных напряжений зубьев

В существующих нормах расчета зубчатых передач на прочность допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость при изгибе находятся по зависимостям (5.1) и (5.2) в ГОСТ 21354–87, СТ СЭВ 5744–86; в ISO/DIS 6336–90

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{F\limb} Y_{ST} Y_{NT} / S_{F\min}) Y_{\delta_{relT}} Y_{RrelT} Y_X \quad (5.12)$$

где Y_{ST} – коэффициент концентрации напряжений для испытуемых зубчатых колес определенных размеров; Y_{NT} – коэффициент долговечности; $S_{F\min}$ – минимальное значение коэффициента безопасности; $Y_{\delta_{relT}}$, Y_{RrelT} – соответственно относительные коэффициенты чувствительности материала к концентрации напряжений (опорный) и состояния поверхности; Y_X – коэффициент размера зубчатого колеса.

Анализ зависимостей (5.1), (5.2) и (5.12) и др. показал наличие существенного различия в структуре расчетных формул для определения допускаемых напряжений σ_{FP} , хотя все они в принципе базируются на общих рекомендациях ISO. Это связано как с методами определения базовых пределов выносливости, так и со степенью учета основных факторов (коэффициентов) влияния.

Количественное сопоставление значений базовых пределов выносливости $\sigma_{F\limb}^0$ и допускаемых напряжений σ_{FP} для различных групп материалов (цементованные, азотированные стали и др.), установленных по различным нормам, не представляется целесообразным, так как их различие, существенное по сравнению с ГОСТом в нормах DIN и ISO (в 1,8...2,2

раза) [86], во многом объясняется принятыми в нормах методами оценки условий прочности, а также различием физико-механических свойств материалов для зубчатых колес, используемых в различных странах. Вместе с тем, качественная оценка учета влияния различных факторов на допускаемые напряжения в рассматриваемых нормах целесообразна, так как позволяет оценить точность расчетных методик.

Учет шероховатости переходной поверхности (Y_R, Y_{RrelT}) и способов ее обработки, а также размеров зубчатых колес (Y_λ) в рассматриваемых нормах отличаются незначительно. Более существенно различаются методы учета влияния концентрации напряжений на переходной поверхности зуба и эффективности ее упрочнения. Это связано с разным подходом оценки чувствительности материала к концентрации напряжений, неодинаковым рекомендациям по глубинам упрочненных слоев (см. рис. 5.1) и учету влияния упрочнения переходной поверхности пластическим деформированием. Общим недостатком рассматриваемых норм является то, что глубина упрочнения не увязывается с характеристиками кривой усталости и требуемой долговечностью [84].

Практика показывает, что углы наклона кривых усталости при изгибе, характеризующие сопротивление зубьев циклическим перегрузкам, изменяются в широких пределах в зависимости от режимов химико-термической или деформационной обработки. Значение показателя степени q_F кривой усталости при расчете на изгибную выносливость для исследованных цементованных сталей составляет 2,2-13,9 [52]. Определение допускаемых напряжений необходимо проводить на основе характеристик кривых усталости или значений базовых пределов выносливости σ_{Flimb}^0 и показателей степени q_F для выбранных материалов с учетом коэффициентов K_V и Y_N . Из зависимости (5.1) следует, что изменение допускаемых напряжений σ_{FP} с учетом характеристик кривых усталости и упрочненного слоя можно определить на основе соотношения

$$\sigma_{FP}/\sigma'_{FP} = (K_V Y_N)/(K'_V Y'_N), \quad (5.13)$$

где со штрихом обозначены величины, рекомендуемые по ГОСТ 21354–87. При этом значение коэффициента деформационного упрочнения можно установить по выражению (5.8), а коэффициента долговечности Y_N – по зависимости

$$Y_N = \sqrt[q_F]{N_{Flim}/N_{FE}}, \quad (5.14)$$

где N_{Flim} – базовое число циклов напряжений, рекомендуемое в ГОСТ

$21354-87 N_{F_{lim}} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} – эквивалентное число циклов напряжений при расчете изгибной выносливости. Изменение показателя q_F в зависимости от эффекта упрочнения K_V можно учесть зависимостью (4.36).

Оценка влияния характеристик сопротивления усталости и упрочненного поверхностного слоя зубьев рассматривалась на основе зависимости (5.13) для цилиндрических зубчатых колес прямозубой передачи: модулем $m = 5$ мм, числом зубьев $z = 21$, шириной зубчатого венца $b_w = 10$ мм, коэффициентом смещения $x = -0,2; 0; +0,8$, относительной толщиной поверхности-упрочненного слоя $0 \leq \Delta \leq 0,1$. В расчетах рассматривались зубчатые колеса из нормализованной стали 45 ($\bar{\sigma}_{-1} = 290$ МПа) и улучшенной стали 40Х ($\bar{\sigma}_{-1} = 450$ МПа).

Результаты вычислений при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{F_{lim}} = 4 \cdot 10^6$ и показателе степени $q'_F = 6$ (значение q'_F рекомендуется ГОСТ 21354-87, СТ СЭВ 5744-86 для зубчатых колес с твердостью НВ < 350 независимо от термообработки, способа поверхностного упрочнения и параметров упрочнения зубьев) представлены в табл. 5.4. Из анализа полученных данных следует, что выбранным маркам сталей соответствуют разные значения соотношений σ_{FP}/σ'_{FP} , а следовательно, и значения допускаемых напряжений при неизменных конструктивных и технологических параметрах зубчатой передачи, что в настоящее время практически не учитывается рассмотренными выше и другими нормами расчета. При отсутствии поверхностного упрочнения переходной поверхности зуба допускаемое напряжение зависит от материала и коэффициента смещения x . Это влияние более существенно при малых числах циклов нагрузений, приближающихся к области малоцикловой усталости. При увеличении коэффициента x напряжения для нормализованной стали 45 близки к значениям, рекомендуемых ГОСТ 21354-87, а в некоторых случаях совпадают. В то же время для колес из улучшенной стали 40Х по мере возрастания величины x отмеченное выше различие в допускаемых напряжениях по сравнению с ГОСТ 21354-87 сохраняется. При применении поверхностного упрочнения переходной поверхности указанное выше различие в допускаемых напряжениях возрастает.

Таблица 5.4

Изменение допускаемых напряжений с учётом характеристик кривых усталости и упрочненного слоя

X	Δ	K_V	q_F	Значения $K_F Y_N / (K'_V Y_N)$ при $N_{\text{цик}} = \text{циклов}$							
				$K'_V = 1,1$				$K'_V = 1,3$			
				$1 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^7$	$5 \cdot 10^7$	$1 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^8$
-0,2	0	1,00	7,33	0,894	0,936	0,959	0,980	0,894	0,938	0,959	0,980
			10,36	0,772	0,864	0,907	0,953	0,772	0,834	0,907	0,953
	0,025	1,06	8,18	0,818	0,878	0,906	0,934	0,692	0,743	0,767	0,790
			11,57	0,717	0,816	0,862	0,912	0,607	0,690	0,729	0,772
	0,050	1,14	9,25	0,835	0,918	0,956	0,996	0,706	0,777	0,809	0,843
			13,08	0,743	0,859	0,915	0,974	0,629	0,727	0,774	0,824
	0,100	1,29	11,06	0,885	1,001	1,060	1,112	0,749	0,847	0,897	0,941
			15,64	0,803	0,947	1,021	1,092	0,679	0,801	0,863	0,924
0	0	1,00	6,72	0,936	0,963	0,975	0,988	0,936	0,963	0,975	0,988
			9,46	0,799	0,881	0,919	0,959	0,799	0,881	0,919	0,959
	0,025	1,08	7,76	0,854	0,908	0,932	0,956	0,723	0,768	0,789	0,809
			10,92	0,744	0,840	0,884	0,933	0,630	0,711	0,748	0,789
	0,050	1,16	8,72	0,870	0,946	0,930	1,018	0,736	0,800	0,787	0,861
			12,27	0,771	0,884	0,937	0,944	0,652	0,748	0,793	0,799
	0,100	1,35	10,76	0,935	1,053	1,107	1,166	0,791	0,891	0,937	0,987
			15,14	0,847	0,996	1,068	1,145	0,717	0,843	0,904	0,969
0	0	1,00	6,72	0,936	0,963	0,975	0,988	0,936	0,963	0,975	0,988
			9,46	0,799	0,881	0,919	0,959	0,799	0,881	0,919	0,959
	0,025	1,08	7,76	0,854	0,908	0,932	0,956	0,723	0,768	0,789	0,809
			10,92	0,744	0,840	0,884	0,933	0,630	0,711	0,748	0,789
	0,050	1,16	8,72	0,870	0,946	0,930	1,018	0,736	0,800	0,787	0,861
			12,27	0,771	0,884	0,937	0,944	0,652	0,748	0,793	0,799
	0,100	1,35	10,76	0,935	1,053	1,107	1,166	0,791	0,891	0,937	0,987
			15,14	0,847	0,996	1,068	1,145	0,717	0,843	0,904	0,969

На основе рассмотренного примера видим, что использование ориентировочных значений коэффициента K_V и показателя степени кривой усталости q_F без учета глубины упрочненного слоя и размера опасного сечения зуба может привести к завышению допускаемых напряжений и снижению долговечности, особенно в условиях, близких к малоцикловой усталости. Поэтому значение допускаемых напряжений σ_{fp} для зубчатых колес с поверхностным упрочнением переходной поверхности должно определяться дифференцированно в комплексе со значениями коэффициента смещения x , механическими характеристиками конструкционной стали, способом химико-термического или деформационного упрочнения, с учетом относительной глубины упрочненного слоя Δ , а также их влияния на показатель степени кривой усталости q_F .

Из табл. 5.4 видно, что поверхностное упрочнение существенно влияет

на величину показателя степени кривой усталости q_F . Так, для зубчатой передачи, изготовленной из улучшенной стали 40Х, при изменении относительной толщины поверхности-упрочненных слоев у основания зуба от 0 до 0,1 показатель степени q_F повышается с 8,06 до 14,8, т.е. на 85 %. Для конкретных передач и условий нагружения значения показателя степени q_F , рассчитанные по формуле (4.36), отличаются от значений q_F , установленных для рассматриваемых случаев упрочнения зубьев, от 5 до 200 % (ГОСТ 21354–87, СТ СЭВ 5744–86) [87].

Из выражения (5.1) видно, что точность оценки выбора допускаемых напряжений зависит и от точности определения коэффициента долговечности Y_N , который существенно зависит от величин N_{Flim} и Y_F (см. зависимость (5.14)). Показатель кривой усталости Y_F можно уточнить, если воспользоваться зависимостью (4.36). Однако уточнить величину Y_N на основе зависимости (4.36) трудно, потому что степенное уравнение

$$\sigma_{\text{Flim}}^{q_F} N_{FE} = \sigma_{\text{Flimb}}^{q_F} N_{\text{Flim}} = 10^C = \text{const} \quad (5.15)$$

не обеспечивает соответствия расчетных и опытных долговечностей вблизи предела выносливости $\sigma_{\text{Flimb}}^{q_F}$. Для уточнения коэффициента Y_N целесообразно использовать трехпараметрическое уравнение Вейбулла [10, 89]

$$(\sigma_{\text{Flim}} - \sigma_{\text{Flimb}})^q w N_{FE} = 10^C w = \text{const}, \quad (5.16)$$

где σ_{Flim} и N_{FE} – текущее напряжение и соответствующее ему эквивалентное число циклов до усталостного разрушения зубьев; σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе на базе N_{Flim} циклов; q_w и C_w – параметры, аналогичные параметрам уравнения (5.15), отличаются лишь тем, что параметр C_w как начальная абсцисса в координатах $\lg N - \lg(\sigma_{\text{Flim}} - \sigma_{\text{Flimb}})$ определяет долговечность при напряжении σ_{Flim} , которое на единицу напряжения превышает предел выносливости.

Уравнения регрессии для определения средневероятных параметров q_w и C_w могут быть представлены в виде [89]

$$q_w = 0,4C_w - 1,92; C_w = 5 \cdot 10^{-3} \sigma_{\text{Flimb}} + 6,8. \quad (5.17)$$

Для зубчатых колес для конкретного вида нагружения можно принять (далее индексом “С” обозначен симметричный цикл) соответственно $\sigma_{\text{Flim}} = \bar{\sigma}_{\text{Flim}}$ и $\sigma_{\text{Flimb}} = \bar{\sigma}_{\text{Flimb}}^C$. Исходя из трехпараметрического уравнения (5.16) установлено, что при разности напряжений $\bar{\sigma}_{\text{Flim}} - \bar{\sigma}_{\text{Flimb}}^C = 1$ МПа

$$(\bar{\sigma}_{\text{Flim}} - \bar{\sigma}_{\text{Flimb}}^C)^q w N_{FE} = N_{\text{Flim}}. \quad (5.18)$$

Разделив левую и правую части выражения (5.18) на $\bar{\sigma}_{\text{flimb}}^c$, получим зависимость для определения коэффициента долговечности

$$Y_N^{(W)} = (1/\bar{\sigma}_{E_{limb}}^C) \sqrt{N_F \text{lim}/N_{FE}} + 1. \quad (5.19)$$

Зависимость (5.19) учитывает предел выносливости рассматриваемого зуба колеса $\bar{\sigma}_{\text{flimb}}^c$ при базовом числе циклов N_{flimb} , которое можно найти на основе выражений (5.16) и (5.18), если известно $\bar{\sigma}_{\text{flimb}}^c$

$$N_{E\text{limb}} = 10^c w. \quad (5.20)$$

Долговечность N_{FE} , соответствующая эквивалентному числу циклов перемены напряжений $\bar{\sigma}_{Flim}$, может быть определена из выражения (5.16) с учетом результатов экспериментов

$$N_{FE} = 10^C w / (\bar{\sigma}_{Flimyi} - \bar{\sigma}_{Flimb yi}^C)^q w,$$

где i – номер выборки; индекс “у” относится к поверхностно-упрочненным зубьям колеса.

В табл. 5.5 приведены результаты определения значений коэффициента долговечности Y_N для четырех случаев: по зависимости (5.19) – $Y_N^{(W)}$; по зависимости (5.14) с учетом оценки показателя степени q_F по выражению (4.36) – $Y_N^{(4)}$; по зависимости (5.14) для значений q_F , рекомендованного в ГОСТ 21354–87 – $Y_N^{(r)}$, по соотношению

$$Y_N = \bar{\sigma}_{F\text{lim}yi} / \bar{\sigma}_{F\text{lim}byi}^C. \quad (5.21)$$

При этом во всех случаях значения $\bar{\sigma}_{\text{Flim}_i}$ принимались равными $\bar{\sigma}_{\text{Flim}_i} = \bar{\sigma}_{\text{c}}^{\text{Flim}_i} + 50$, т.е. на 50 МПа больше медианного предела выносливости зубьев при изгибе для i -ой выборки, вычисленного по формуле (5.4). Относительная толщина поверхностно-упрочненных слоев зубьев на переходной поверхности в расчетах принималась соответственно $\Delta = 0; 0,025; 0,075$ и $0,125$. Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} вычислялось по зависимости для значений $\bar{\sigma}_{\text{Flim}_i}$, а базовое число циклов N_{Flim} для определения коэффициентов $Y^{(w)}, Y^{(r)}, Y^{(4)}$ – по выражению (5.20). Толщина зуба S в

Таблица 5.5

Результаты определения значений коэффициента долговечности Y_N для четырёх случаев

x	α_σ	$\bar{\sigma}_{F\lim by}$, МПа	K_V	$\bar{\sigma}_{F\lim by}$, МПа	q_F по фор- муле (4.36)	q_F по фор- муле (5.17)	C_F	N_{FE} шаг	$Y_N^{(w)}$	$Y_N^{(4)}$	$Y_N^{(r)}$	Y_N по фор- муле (5.21)
						по форму- лам (5.17)						
-0,2	1,47	177	1,00	177,0	6,18	1,15	7,68	538499	1,28	1,38	1,40	1,28
			1,06	187,6	6,90	1,17	7,74	562608	1,27	1,33	1,39	1,27
			1,21	214,2	8,53	1,23	7,87	604321	1,23	1,25	1,37	1,23
			1,38	244,3	10,15	1,29	8,02	676595	1,20	1,21	1,38	1,20
0	1,62	164	1,00	164,0	5,83	1,13	7,62	501377	1,30	1,43	1,41	1,30
			1,08	177,1	6,72	1,15	7,69	539741	1,28	1,35	1,40	1,28
			1,25	205,0	8,43	1,21	7,82	587823	1,24	1,26	1,38	1,24
			1,46	239,4	8,70	1,28	8,00	664231	1,21	1,23	1,35	1,21
0,8	2,00	138	1,00	138,0	5,13	1,08	7,49	451973	1,36	1,53	1,44	1,36
			1,11	153,2	6,26	1,11	7,57	478788	1,32	1,40	1,42	1,32
			1,36	187,7	8,28	1,17	7,74	562608	1,27	1,27	1,39	1,27
			1,70	234,6	10,56	1,27	7,93	653595	1,21	1,19	1,35	1,21

опасном сечении, теоретический коэффициент концентрации напряжений α_σ , коэффициент чувствительности материала к влиянию размеров опасного сечения и концентрации напряжений v_{σ_3} определялись по ранее приведенным зависимостям для зубчатых цилиндрических колес внешнего зацепления, изготовленных из нормализованной стали 45 (медианное значение предела выносливости $\bar{\sigma}_F$ гладкого образца диаметром $d_0 = 7,5$ мм принималось равным 300 МПа); геометрические размеры колес те же, что и в предыдущем примере.

Сравнение значений коэффициента долговечности Y_N для четырех рассмотренных вариантов (табл. 5.5) показало, что во всех случаях $Y_N^{(w)}$ меньше $Y_N^{(r)}$ и $Y_N^{(4)}$ и совпадает $Y_N = \bar{\sigma}_{F\limby} / \bar{\sigma}_{F\limby}^C$.

Зависимость (5.19) позволяет также уточненно оценить влияние характеристик кривых усталости на долговечность передачи.

Таким образом, при определении допускаемых напряжений изгиба зубьев колес целесообразно использовать зависимость (5.8) для вычисления коэффициента упрочнения K_V и уравнение Вейбулла для определения коэффициента долговечности Y_N по зависимости (5.19).

В инженерных расчетах большое значение имеет сокращение времени для оценки влияния упрочнения на выбор допускаемых изгибных напряжений зубьев (при выборе материалов, способов упрочнения и параметров упрочненного слоя, оценочных расчетах и т.д.).

Ускоренный (графический) метод определения параметров K_V , q_F и Y_N , характеризующих влияние поверхностного упрочнения на изгибную вы-

носливость зубьев, может быть осуществлен на основе создания по зависимостям (4.36), (5.8) и (5.19) обобщенной номограммы.

На рис. 5.3 представлена номограмма характеристик усталости, рассчитанных для колес прямозубой цилиндрической передачи с внешним зацеплением модулем $m = 5$ мм, числом зубьев $z = 21$, шириной зубчатого венца $b_w = 10$ мм и коэффициентом смещения $x = -0,2; 0; +0,8$, изготовленных из сталей 45 и 40Х с различными видами термообработки (нормализация, улучшение) и параметрами упрочнения поверхностным пластическим деформированием. При этом относительная толщина Δ упрочненных поверхностных слоев принималась равной 0; 0,025; 0,100 и 0,125, а толщина зуба S в опасном сечении – $2,04m$. На номограмме показана последовательность определения (стрелками) искомых параметров. С помощью номограммы

у д о б н о

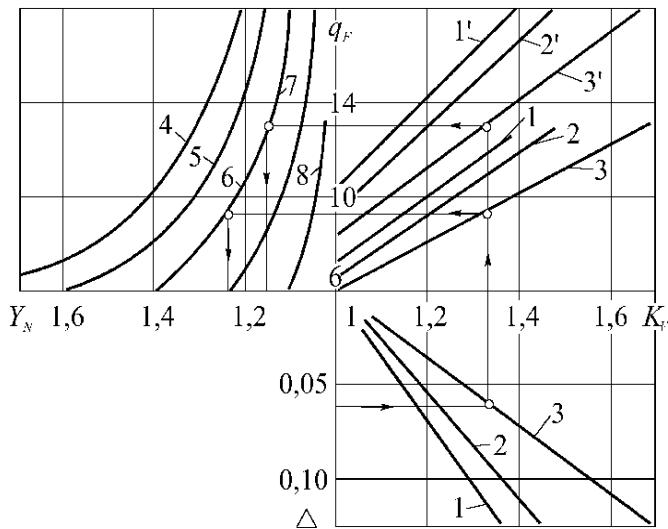


Рис. 5.3. Номограмма для определения зависимости параметров K_F , q_F и Y_N от относительной толщины упрочненного слоя Δ на зубьях из нормализованной стали 45 (1, 2, 3) и улучшенной стали 40Х (1', 2', 3') при следующих значениях N_{FE} и N_{Flim} : 4 – $1 \cdot 10^5, 4 \cdot 10^5$; 5 – $1 \cdot 10^5, 2 \cdot 10^6$; 6 – $5 \cdot 10^5, 4 \cdot 10^6$; 7 – $5 \cdot 10^5, 2 \cdot 10^6$; 8 – $1 \cdot 10^6, 2 \cdot 10^6$ циклов

проследить (по изменению показателя степени q_F) влияние поверхностного упрочнения на наклон кривых усталости зубьев при изгибе. При относи-

тельной глубине $\Delta = 0,0625$ и $x = 0,8$ наклон кривых усталости для нормализованной стали 45 (кривая 3) и улучшенной стали 40Х (кривая 3') различен и составляет соответственно 9,2 и 13,0. Ускоренный метод определения характеристик усталости упрочненных зубьев позволяет на стадии проектирования передачи решить задачи оптимизации конструкции (параметры z , x , α_c , материал) и технологических процессов (способов и параметров упрочнения переходной поверхности зубьев).

5.4. Влияние поверхностного упрочнения на изгибную циклостойкость зубьев

Требования к надежности зубчатых передач устанавливаются требованиями к качеству машин и механизмов. При их создании и модернизации следует учитывать, что уменьшение удельной материалоемкости может вызвать повышение теплонапряженности зубьев за счет увеличения нагруженности зацеплений и ухудшения теплопередачи через корпус меньших размеров. Одним из путей повышения нагрузочной способности приводов является поверхностное упрочнение зубьев, которое необходимо назначать с учетом требуемого ресурса передачи. При этом упрочнение целесообразно оценивать по максимальной изгибной циклостойкости R_{Flim} (для конкретных металлов и режимов нагружения), характеризующей сопротивление усталости зубьев колес (определяется обычно по параметрам кривых усталости).

В настоящее время оценка циклостойкости R_{Flim} с заданной вероятностью разрушения P (%) или неразрушения Ω (%) осуществляется на основе стендовых испытаний передач. Это ведет к увеличению продолжительности проектных работ, затрат на их выполнение и не всегда выполнимо (при отсутствии стендового оборудования или объекта для испытания).

Согласно ГОСТ 27.301–83 циклостойкость R_{Flim} можно установить по зависимости

$$R_{Flim} = \sigma_{FPO}^{q_F} N_{Flim}, \quad (5.22)$$

где $\sigma_{FPO} = \sigma_{Flim}^C Y_A$ – расчетное предельное напряжение при изгибе; σ_{Flim}^C – предел выносливости при симметричном изгибе, соответствующий принятой вероятности неразрушения и базовым числам циклов N_{Flim} ; Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки); q_F – показатель степени кривой усталости в логарифмических координатах.

На стадии проектирования или оценки циклостойкости зубчатой пере-

дачии определение предела выносливости при симметричном изгибе $\sigma_{F\lim}^C$ с заданной вероятностью неразрушения можно установить на основе статистической теории подобия усталостного разрушения, используя опытные данные круглых образцов, изготовленных из материала заготовки рассчитываемого колеса, по зависимости (4.8) или по уравнению

$$\sigma_{F\lim}^C = \sigma_{-1}/K, \quad (5.23)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном изгибе для заданной вероятности разрушения неупрочненных гладких образцов диаметром $d_0 = 7,5$ мм, изготовленных из заготовок металла рассчитываемого зубчатого колеса; $K = [(K_\sigma/K_{d\sigma}) + (1/K_F) - 1]/K_V$ – коэффициент снижения предела выносливости ($K_\sigma, K_{d\sigma}, K_F$ – коэффициенты эффективной концентрации напряжений на переходной поверхности зуба, влияния размеров сечения зуба в зоне повышенной напряженности, шероховатости переходной поверхности; K_V – коэффициент поверхностного упрочнения).

Зависимость (5.23) получена на основе статистической теории подобия усталостного разрушения и рекомендована в ГОСТ 25.504–82.

Значения коэффициентов $K_\sigma/K_{d\sigma}, K_F$ можно рассчитать соответственно по зависимостям (1.12) и (1.15).

Определение показателя степени кривой усталости q_F может быть осуществлено по уравнению (4.36). Однако в ГОСТ 27.301–83 ($N_{F\lim} = 2 \cdot 10^6$ циклов), ГОСТ 21354–87 ($N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов) не предусмотрены возможные отклонения базы $N_{F\lim}$ перемен напряжений, что оказывается на точность определения циклостойкости $R_{F\lim}$ по зависимости (5.22).

Выражение (5.22) с учетом зависимости (5.15) можно представить в виде

$$R_{F\lim} = 10^C,$$

где C – параметр уравнения $\lg N = C - q_F \lg \sigma_{F\lim}$ наклонной ветви кривой усталости. Средневероятное значение параметра C левой ветви кривой усталости поверхностно-упрочненных зубьев можно определить по зависимости (4.37), произведя замену σ_R на σ_{FPOH} и $K_V \sigma_R$ на σ_{FPO} (σ_{FPOH} и σ_{FPO} – расчетные предельные напряжения при изгибе соответственно неупрочненного ($K_V = 1$) и поверхностно-упрочненного колеса ($K_V > 1$)).

В качестве примера выполнена оценка циклостойкости $R_{F\lim}$ неупрочненных и упрочненных поверхностным пластическим деформированием зубьев прямозубого цилиндрического колеса, изготовленного из улучшенной стали 40Х (механические характеристики материала и геометрические размеры колеса те же, что и в предыдущих примерах), при симметричном цикле напряжений для двустороннего приложения нагрузки ($Y_A =$

1); $S = 10,22$ мм; $\alpha_\sigma = 1,47; 1,99$. Значения коэффициента $K_F = 0,83$ и $0,98$ выбирались по рис. 1.15. Коэффициент снижения предела выносливости K для неупрочненных зубьев ($K_v = 1$) изменялся от 1,43 до 2,06. Результаты расчетов, приведенные в табл. 5.6 (индекс “у” относится к колесу с поверхностно-упрочненными зубьями), показали, что поверхностное пластическое деформирование позволяет уменьшить или устраниć влияние конструктивных параметров и шероховатости поверхности (при $K_v > [(K_\sigma / K_{de}) + (1/K_F - 1)]$) на предел выносливости $\sigma_{F_{lim}}^C$, а также значительно повысить циклостойкость $R_{F_{lim}}$.

Предложенный подход к оценке изгибной циклостойкости зубьев позволяет оптимизировать конструкцию зацепления и технологический процесс упрочнения зубьев по критерию требуемой циклостойкости на стадии проектирования передач, а также производить уточненную оценку ресурса L зубчатых колес.

Прогнозируемый ресурс зубчатого колеса L в циклах или километрах пробега мобильных машин (грузовых автомобилей, тракторов, комбайнов и др.) в соответствии с ГОСТ 27.301–83 можно установить по зависимости [91]

$$L = R_{F_{lim}} / R_{1F},$$

где R_{1F} – повреждающее действие нагрузок за 1 цикл или 1 км пробега (единичная циклонапряженность), определяемое по параметрам нагрузочного режима

$$R_{1F} = \sum_{i=1}^l \sigma_{F_i}^{q_F} N_{FEi},$$

где σ_{F_i} – напряжение при изгибе в опасном сечении на переходной поверхности зуба на i -ом режиме; q_F – показатель степени кривой усталости в логарифмических координатах; $N_{FEi} = \gamma_i N_{Fi} K_{\Pi F_i}$ – эквивалентное количество циклов нагружения на i -ом режиме.

Таблица 5.6

Влияние поверхностного пластического деформирования на циклостойкость колес зубчатых передач

Параметры	K_{σ}/K_F	$\frac{K_z}{K_{\text{deg}}} + \frac{1}{K_F} - 1$	$\sigma_{F\text{lim}}^C, \text{МГц}$	A	K_p	C	C_s	$R_{F\text{lim}}$	$R_{F\text{limy}}$	$\frac{R_{F\text{limy}}}{R_{F\text{lim}}}$
$x = -0,2$				0	1,00	28,204	28,204	$10^{28,304}$	$10^{28,304}$	1
$\alpha_v = 1,47$	1,40910,83	1,61	278,82	0,05 0,10 0,15	1,13 1,29 1,48	34,172 40,889 44,151	34,172 40,889 44,151	$10^{28,34}$	$10^{28,34}$	103,956
$R_e = 20$				0	1,00	31,147	31,147	$10^{28,34}$	$10^{28,34}$	102,685
$x = -0,2$				0	1,00	31,147	31,147	$10^{28,34}$	$10^{28,34}$	1015,947
$\alpha_v = 1,47$	1,40910,98	1,43	314,82	0,05 0,10 0,15	1,13 1,29 1,48	37,883 45,465 53,640	37,883 45,465 53,640	$10^{28,34}$	$10^{28,34}$	1
$R_e = 2,5$				0	1,00	23,387	23,387	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	104,318
$x = 0,8$				0	1,00	23,387	23,387	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	102,495
$\alpha_v = 1,99$	1,85110,83	2,06	218,84	0,05 0,10 0,15	1,22 1,52 1,91	31,132 40,281 50,972	31,132 40,281 50,972	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	103,736
$R_e = 20$				0	1,00	25,112	25,112	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	103,736
$x = 0,8$				0	1,00	25,112	25,112	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	1
$\alpha_v = 1,99$	1,85110,98	1,87	240,48	0,05 0,10 0,15	1,22 1,52 1,91	33,559 43,612 54,713	33,559 43,612 54,713	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	103,599
$R_e = 2,5$				0	1,00	25,112	25,112	$10^{28,37}$	$10^{28,37}$	103,612
								$10^{28,713}$	$10^{28,713}$	103,601

валентное число циклов напряжений за 1 км пробега, км^{-1} (γ_i – относительный пробег автомобиля на i -м режиме в долях общего пробега; N_{F_i} – число циклов напряжений за 1 км пробега в условиях i -го режима нагружения, км^{-1} ; $K_{\Pi F_i}$ – коэффициент пробега на i -м режиме); l – число режимов нагружения (число передач, на которых работает зубчатое колесо).

Коэффициент пробега можно установить с учетом графика нагрузочного режима

$$K_{\Pi F_i} = \left(1/\sigma_{F_i}^{q_F}\right) \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{F_i}} f_{F_i}(\sigma) \sigma^{q_F} d\sigma,$$

где $\sigma_{\min} = 0,6 \sigma_{FPO}$ – минимальное напряжение нагрузочного режима; $f_{F_i}(\sigma)$ – плотность распределения напряжений изгиба, соответствующая распределению удельных тяговых усилий $f_l(P)$.

Глава VI

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТЬНО- УПРОЧНЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

6.1. Ускоренный метод определения коэффициента поверхностного упрочнения K_V и параметра m_F уравнения наклонного участка кривой многоцикловой усталости

Для проектируемых деталей, испытывающих воздействие циклических нагрузок и предназначенных для ограниченных сроков службы, долговечность оценивается по наклонному участку кривой усталости. Уравнение наклонного участка кривой усталости в многоцикловой области (число циклов нагружения $N > 10^4$) для поверхностно – упрочненных деталей можно представить в виде [33]

$$\sigma^{m_F} N = \sigma_{RY}^{m_F} N_G = 10^C \quad \text{при } N \leq N_G, \quad (6.1)$$

где σ_{RY} – предел выносливости поверхностно – упрочненной детали; N_G – долговечность (число циклов), определяющая переход наклонного участка в горизонтальный с уравнением $\sigma = \sigma_{RY}$.

Средневероятную долговечность упрочненных деталей можно установить по выражению

$$N = \frac{10^{0,997(m_F + 1)\lg K_V \sigma_R + 4}}{\sigma^{m_F}}, \quad (6.2)$$

где σ_R , МПа – предел выносливости неупрочненной детали при соответствующем цикле изменений напряжений.

Значение коэффициента K_V при зарождении усталостной трещины

под поверхностно-упрочненным слоем рекомендуется рассчитывать по зависимости (5.8).

Медианный предел выносливости неупрочненной детали при симметричном цикле нагружений $\bar{\sigma}_r = \bar{\sigma}_{-1D}$, выраженный в номинальных напряжениях, с заданным качеством обработки поверхности можно определить на основе статистической теории подобия усталостного разрушения по зависимости [23]

$$\bar{\sigma}_{-1D} = \bar{\sigma}_{-1}/K, \quad (6.3)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ – медианное значение предела выносливости гладких стандартных образцов диаметром 7,5 мм, изготовленных из металла одной плавки при симметричном изгибе с вращением; отношение $K_\sigma/K_{d\sigma} = 2\alpha_\sigma/(1 + \Theta^{-v_\sigma})$, где $\Theta = (L/G)_D/(L/G)_0$ – относительный критерий подобия усталостного разрушения (индексы “д” и “о” при критериях подобия относятся соответственно к рассчитываемой детали и стандартному образцу); v_σ – постоянная для данного металла величина, определяющая его чувствительность к концентрации напряжений и влиянию абсолютных размеров поперечного сечения. Значения Θ и v_σ для расчетов деталей можно определить по зависимостям, приведенных в ГОСТ 25.504–82 или по табл. 1.4 и формулам (1.14), (4.12).

Средневероятное значение показателя степени кривой усталости m_F для поверхностно-упрочненных деталей рекомендуется определять по зависимости (4.36).

Зависимость (4.36) можно использовать для сравнительной оценки влияния размеров поперечного сечения деталей, выбранного конструкционного металла, способа и режимов поверхностного упрочнения (через коэффициент поверхностного упрочнения K_v) на величину m_F .

Зависимости (4.36), (5.4), (6.2), (6.3) учитывают механические свойства материала, режим нагружения, форму и размеры поперечного сечения детали в опасном сечении, чувствительность материала к концентрации напряжений, качество обработки поверхности, свойства и параметры поверхностно-упрочненного слоя. Такой подход имеет практическое значение для конкретного случая. В инженерных расчётах при проведении проектировочных расчётов большое значение имеет решение задачи оптимизации конструкции (выбор конструкционного материала, размеров поперечного сечения, конфигурации детали в опасном сечении) и технологических процессов (выбор способа и режимов поверхностного упрочнения применительно к конкретным задачам проектирования). Решение этой задачи путём непосредственного применения зависимостей

(4.36), (5.4), (6.2), (6.3) требует проведения трудоёмких расчётов. Поэтому большое значение имеет сокращение времени для решения такого рода задач. Эта процедура значительно упрощается путём использования номограммы (рис. 6.1), построенной по результатам вычислений с помощью ЭВМ по выражениям (5.8) и (4.36) [32]. При построении верхней части номограммы задавались значениями параметров α_σ и Δ и по формуле (5.11) определяли соответствующий им коэффициент упрочнения K_v . Значения теоретического коэффициента концентрации напряжений изменяли от $\alpha_\sigma = 1$ (гладкая деталь) до $\alpha_\sigma = 2,2$ (шаг изменения 0,2), относительная толщина упрочняемого слоя Δ варьировалась от нуля до 0,175 с шагом 0,025. Для построения нижней части номограммы задавались значениями пределов выносливости неупрочненных деталей σ_{-1D} и коэффициента поверхностного упрочнения K_v . С помощью ЭВМ было получено более 500 значений параметра m_F , вычисленных по зависимости

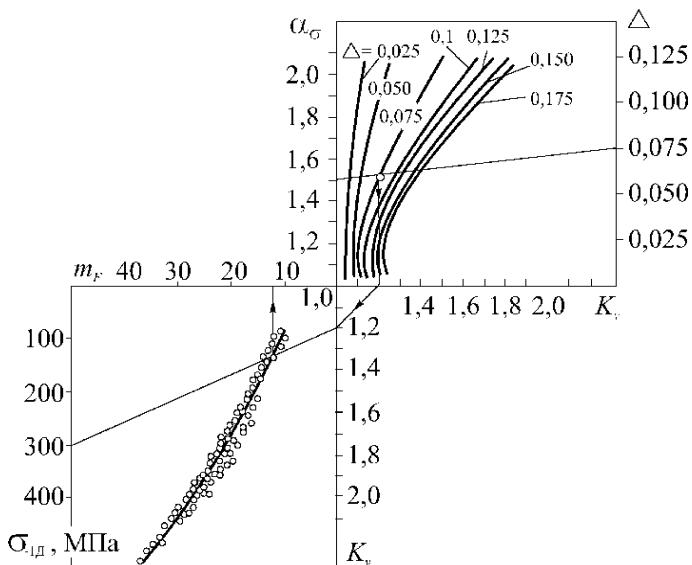


Рис. 6.1. Номограмма определения коэффициента K_v и параметра m_F

(4.36). Графический анализ показал высокую плотность расположения значений m_F на координатной сетке (см. рис. 6.1), вследствие чего массив значений m_F аппроксимировали плавной кривой. Отклонения

$\delta_{m_F} = (m_F^P - m_F)/m_F^P$ расчетных значений параметра m_F^P от значений m_F , выбранных по кривой, незначительны (отклоняются в ту и другую сторону не более, чем на 8 %), причём положительные значения чередуются с отрицательными, что указывает на малость систематической ошибки определения m_F по кривой.

Рассмотрим область применения полученной номограммы. По имеющимся сведениям о теоретическом коэффициенте концентрации напряжений и рекомендациям по выбору глубины упрочнения, соответствующей конкретным условиям, можно оценить, не прибегая к эксперименту, повышение предела выносливости поверхностно-упрочненной детали через коэффициент поверхностного упрочнения K_V . Для чего заданные исходные значения параметров α_σ и Δ наносим на соответствующие шкалы и проводим через точки прямую линию, получаем значение K_V для точки пересечения прямой с кривой линией, соответствующей принятому значению относительной толщины поверхностно-упрочненного слоя Δ . При этом возможно решение обратной задачи: в зависимости от имеющегося на производстве метода упрочнения и необходимого эффекта упрочнения, оцениваемого через коэффициент K_V , и исходного концентратора напряжений детали α_σ можно обоснованно выбрать относительную толщину поверхностно-упрочненного слоя Δ , по которой назначается режим упрочнения.

Располагая сведениями о значении коэффициента K_V (см. рис. 6.1) и предела выносливости неупрочненной детали σ_{-1D} , можно определить величину параметра m_F . Процедура определения аналогична получению коэффициента K_V (пример последовательности определения K_V и m_F показан на рис. 6.1).

Практическая пригодность разработанной программы безусловно зависит от точности определения коэффициента поверхностного упрочнения K_V и параметра m_F по приведенным формулам. Многочисленные исследования показали хорошее соответствие зависимости (6.3) опыту [2, 15, 25, 58, 71-72]. Уравнение (6.3) вошло в ГОСТ 25.504-82 и получило признание специалистов.

Зависимость (4.36) получена на основе анализа многочисленных опытных данных и рекомендована для практического использования.

Функциональная связь (5.8) для определения значений коэффициента K_V позволяет дифференцированно учитывать особенности рассчитывающейся детали по величине теоретического коэффициента концентрации напряжений α_σ и относительной толщине упрочняемого слоя Δ . Анализ вы-

ражения (5.8) показывает, что при увеличении толщины упрочняемых слоёв, не превышающей, однако, значений, при которых деталь разрушается с поверхности, повышается эффект упрочнения. Эта тенденция сохраняется при увеличении теоретического коэффициента концентрации напряжений α_c . Такой подход представляется более строгим, чем, например, с помощью осреднённых значений коэффициента K_ν , полученных в результате экспериментальных испытаний образцов или использования сведений о испытаниях прототипа. В последнем случае перечисленные значения коэффициента K_ν имеют очень большой разброс. Повышение точности оценки K_ν на стадии проектирования приобретает особое значение. В этом отношении зависимость (5.8) заслуживает внимания, однако из-за отсутствия ее опытной проверки приемлемость затруднена.

6.2. Экспериментальное обоснование расчётной зависимости для коэффициента поверхностного упрочнения K_ν

С целью проверки правомочности применения зависимости (5.8) соопставим результаты расчетов K_ν^P с данными испытаний K_ν^{ϑ} образцов и деталей различных размеров, опубликованных в литературе. В табл. 6.1 приведены данные [34], охватывающие случаи упрочнения поверхностью пластическим деформированием (ППД). Усталостным испытаниям чистым изгибом подвергались образцы и детали диаметром $d = (7,5-180)$ мм с теоретическим коэффициентом концентрации напряжений $\alpha_c = 1,00-2,24$, относительной толщиной поверхностно-упрочненного слоя $\Delta = 0-0,183$.

Абсолютная толщина упрочненного слоя h определялась по зависимости [7, 40]

$$h = (1/m_{PP}) \sqrt{P/2\sigma_T}, \quad (6.4)$$

где $m_{PP} = 1 + 0,07R_{pp}$ (R_{pp} – приведенный радиус кривизны соприкасающихся поверхностей при упрочнении);

P – усилие обкатывания;

σ_T – предел текучести материала неупрочненной детали.

Таблица 6.1

Расчетные K_ν^P и опытные K_ν^{ϑ} значения коэффициента поверхностного упрочнения

Материал, механические характеристики в МПа	$d,$ мм	α_σ	Λ	Значение коэффициента расчётное K^p	опытное K^e	Отклонение $\delta, \%$
Сталь 40Х, $\sigma_T = 750,$ $\sigma_B = 940$	7,5	1,80	0,100	1,43	1,31	9,2
	7,5	1,80	0,150	1,74	1,68	5,0
	7,5	1,47	0,100	1,29	1,21	0,8
Сталь 40Х, $\sigma_T = 558,$ $\sigma_B = 776$	7,5	1,47	0,100	1,29	1,30	0,8
	7,5	1,47	0,150	1,48	1,45	2,1
	10,0	1,69	0,100	1,38	1,28	7,8
Сталь 40Х, $\sigma_T = 750,$ $\sigma_B = 940$	10,0	1,69	0,100	1,38	1,25	10,4
	10,0	1,69	0,150	1,65	1,48	11,5
	10,0	1,33	0,100	1,23	1,23	0
Сталь 40Х, $\sigma_T = 558,$ $\sigma_B = 776$	10,0	1,33	0,150	1,38	1,35	2,2
	10,0	1,00	0,100	1,11	1,11	0
	10	1,54	0,129	1,43	1,37	4,4
Сталь 45, $\sigma_T = 360,$ $\sigma_B = 620$	10	2,24	0,129	1,92	1,78	7,9
	12	1,00	0,176	1,21	1,22	-0,8
	15	1,00	1,11	0,100	1,11	0,9
Сталь 40Х, $\sigma_T = 750,$ $\sigma_B = 940$	15	1,00	1,17	0,150	1,17	0
	18	1,00	0,069	1,07	1,06	0,9
	20	1,54	0,056	1,16	1,13	2,7
Сталь 45, $\sigma_T = 360,$ $\sigma_B = 620$	20	1,76	0,056	1,21	1,38	2,5
	20	2,24	0,056	1,31	1,27	3,1
	20	2,24	0,079	1,47	1,40	5,0
	20	1,54	0,079	1,24	1,19	4,2
	20	1,76	0,079	1,31	1,24	5,6
	20	1,54	0,112	1,36	1,32	3,0
	20	1,76	0,112	1,48	1,37	8,0
	20	2,24	0,112	1,75	1,66	5,4
	20	2,24	0,056	1,31	1,25	4,8
Сталь 40Х, $\sigma_T = 548,$ $\sigma_B = 805$	20	2,24	0,079	1,47	1,38	6,5
	20	2,20	0,150	2,11	1,64	28,7

Продолжение таблицы 6.1

Материал, механические характеристики в МПа	$d,$ мм	α_σ	Λ	Значение коэффициента	Отклонение $\delta, \%$	
Сталь 40ХН, $\sigma_T = 610,$ $\sigma_B = 821$	20	2,20	0,150	2,11	1,72	22,7
Углеродистая осевая сталь	25	1,00	0,183	1,22	1,19	2,5
Сталь 45, $\sigma_T = 360,$ $\sigma_B = 620$	30	1,54	0,048	1,14	1,09	4,6
	30	1,76	0,048	1,17	1,11	5,4
	30	2,24	0,048	1,26	1,19	5,9
	30	1,54	0,068	1,20	1,15	4,3
	30	1,76	0,068	1,26	1,20	5,0
	30	2,24	0,068	1,39	1,28	8,6
Сталь 45, $\sigma_T = 360,$ $\sigma_B = 620$	30	1,54	0,107	1,34	1,21	10,7
	30	1,76	0,107	1,45	1,36	6,6
	30	1,54	0,152	1,54	1,41	9,2
	30	1,76	0,152	1,72	1,53	12,4
Сталь 45, $\sigma_T = 360,$ $\sigma_B = 620$	30	1,54	0,132	1,45	1,34	8,2
	30	2,24	0,083	1,51	1,42	6,3
Сталь 40, $\sigma_T = 232,$ $\sigma_B = 584,$	45	2,22	0,124	1,85	1,75	5,7
Углеродистая осевая сталь	50	1,00	0,078	1,08	1,07	0,9
Сталь 45, $\sigma_T = 263,$ $\sigma_B = 580$	75	1,92	0,079	1,36	1,29	5,4
Сталь 40Х, $\sigma_T = 548,$ $\sigma_B = 805,$	160	2,20	0,150	2,11	1,66	27,1
Сталь 40ХН, $\sigma_T = 610,$ $\sigma_B = 821$	160	2,20	0,150	2,11	1,94	8,8
Сталь 40ХН, $\sigma_T = 282,$ $\sigma_B = 584$	180	2,22	0,124	1,85	1,42	30,0

Из табл. 6.1 видно, что в подавляющем большинстве случаев отклонение $\delta = (K_v^p - K_v^o)/K_v^o$ расчётных значений коэффициента K_v^p от опытных K_v^o в широком диапазоне размеров поперечных сечений, концентрации напряжений и толщины поверхностно-упрочненных слоёв не превышает

(8-10) %, в отдельных случаях оно увеличилось до (22-30) %. В целом такой результат следует считать удовлетворительным, особенно если иметь ввиду, что многие из рассмотренных экспериментов проводились в нестатистической постановке, определение абсолютной толщины поверхностно-упрочненных слоёв h осуществлялось приближённо.

Следует отметить, что согласно данным табл. 6.1 наблюдается общая закономерность отклонения расчётных значений коэффициента K_v^P от опытных значений K_v^O . Причём, с увеличением диаметра поперечного сечения это отклонение более существенно. Это можно объяснить тем, что изменение остаточных напряжений при ППД зависит от объёма деформированного металла. Это положение подтверждается экспериментальными данными: величина остаточных напряжений не всегда согласуется с изменением поверхностной твёрдости и глубины наклётанного слоя, величина сжатого поверхностного слоя отличается от глубины наклётанного слоя, определяемой по формуле (6.4). Поэтому при выборе и контроле режима поверхностного упрочнения следует ограничиться определением эффективной толщины h_3 упрочненного слоя, лимитированной глубиной зоны распространения напряжений сжатия по поперечно-му сечению. На этой глубине эпюра остаточных напряжений меняет свой знак. Введение в расчётную практику эффективной толщины h_3 должно отразиться на точности самой методики расчёта.

Таким образом, проверка по экспериментальным данным подтвердила целесообразность расчётной зависимости (5.8) для оценки влияния поверхностного упрочнения на несущую способность деталей на стадии их проектирования.

6.3. Ускоренный метод определения циклической долговечности поверхностно-упрочнённых деталей машин

В системе координат $\lg N \sim \lg \sigma$ наклонный участок кривой усталости в многоцикловой области, согласно уравнению (6.1), спрямляется и величина $\lg N_G$ служит абсциссой точки излома кривой усталости, а параметр m_F характеризует угол наклона этого участка к оси $\lg N$. Следовательно, задача о построении наклонного участка кривой усталости в многоцикловой области сводится к отысканию параметров C и m_F для проектируемой поверхностно-упрочненной детали.

Средневероятное значение параметра m_F можно определить по зависимости (4.36), а параметра C – по уравнению [33]

$$C = 0,997(m_F + 1)\lg K_Y \sigma_R + 4. \quad (6.5)$$

Такой подход требует построения индивидуальной кривой усталости для конкретного режима упрочнения детали. Более того, при оптимизации режимов упрочнения по циклической долговечности количество кривых может быть значительным. Обычно таким количеством кривых усталости конструктор не располагает. К тому же получение индивидуальных характеристик долговечности поверхностно-упрочненных деталей по уравнениям (6.1), (6.2) громоздко. В связи с этим приходится ограничиваться приближённой оценкой N , результатом этого является неполное использование нагрузочной способности поверхностно-упрочненной детали, что, в свою очередь, приводит к перерасходу материала. В связи с этим приобретает значение разработка ускоренных методов определения циклической долговечности N поверхностно-упрочненных деталей. Для решения этой задачи представим степенную зависимость (6.1) в виде

$$\lg N = C - m_F \lg \sigma; \quad (6.6)$$

$$\lg N_G = C - m_F \lg \sigma_{RY}. \quad (6.7)$$

Из выражения (6.6) получим

$$\lg \sigma = (C - \lg N)/m_F. \quad (6.8)$$

В области многоцикловой усталости напряжение σ в выражении (6.8) всегда больше предела выносливости σ_{RY} . Из выражения (6.8) вычитаем $\lg \sigma_{RY}$, получаем

$$\lg \sigma - \lg \sigma_{RY} = (C - \lg N)/m_F - \lg \sigma_{RY}. \quad (6.9)$$

Разность $\lg \sigma - \lg \sigma_{RY} = \lg(\sigma/\sigma_{RY})$ выражает логарифм относительного увеличения переменных напряжений (относительного уровня нагруженности $n_p = \sigma_{max}/\sigma_{RY}$) поверхностно-упрочненной детали.

При значении циклической долговечности $N = 10^4$ циклов выражение (6.9) можно представить

$$\lg \frac{\sigma}{\sigma_{RY}} = \frac{C - 4}{m_F} - \lg \sigma_{RY}. \quad (6.10)$$

Для удобства выполнения последующих операций введём следующие обозначения:

$$A = C - m_F \lg \sigma_{RY}; \quad (6.11)$$

$$B = \frac{C-4}{m_F} - \lg \sigma_{RY}. \quad (6.12)$$

Выражение (6.12) с учётом (6.11) примет вид

$$B = (A - 4)/m_F. \quad (6.13)$$

Если совместить начало координат $\lg \frac{\sigma}{\sigma_{RY}} \sim \lg N$ с $\lg \frac{\sigma}{\sigma_{RY}} = 0$ ($\sigma = \sigma_{RY} = K_F \sigma_R$) и $\lg N = 4$, то параметры A и B служат соответственно начальной абсциссой (точка излома) и начальной ординатой кривой усталости. Следовательно, параметры A и B однозначно определяют положение наклонного участка кривой многоцикловой усталости в принятой системе координат.

Зависимости (5.8), (6.11) и (6.13) использованы для построения с помощью ЭВМ обобщенной номограммы (см. рис. 6.2) [33], позволяющей определить циклическую долговечность N поверхностно-упрочненных деталей.

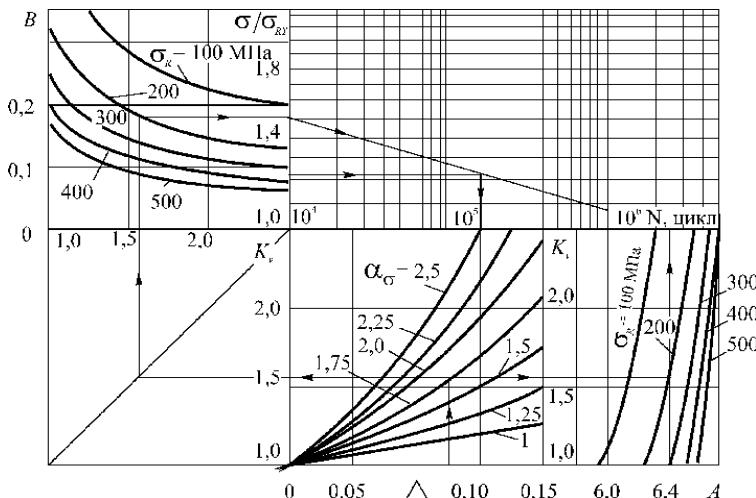


Рис. 6.2. Номограмма для определения циклической долговечности поверхностно-упрочненных деталей

Номограммой пользуются в такой последовательности. При наличии сведений о теоретическом коэффициенте напряжений α_σ выбирают относительную толщину поверхностно-упрочненного слоя Δ . Выбранное зна-

чение Δ наносят на ось абсцисс в координатах $\Delta \sim K_\nu$, проводят вертикальную линию. Получают значение K_ν для точки пересечения прямой с кривой линией, соответствующей исходному значению теоретического коэффициента концентрации напряжений α_c . Далее по номограмме, используя связи между величинами A и K_ν , B и K_ν , находят соответственно начальную абсциссу N_G и начальную ординату σ/σ_{ry} . Полученные таким образом на координатных осях точки соединяют отрезком. Получают наклонный участок кривой многоцикловой усталости поверхности-упрочненной детали для выбранного режима упрочнения. По заданному значению предела выносливости σ_R неупрочненной детали и найденному с помощью номограммы значению коэффициента K_ν вычисляют предел выносливости поверхности-упрочненной детали $\sigma_{ry} = K_\nu \sigma_R$.

Назначив величину амплитудного напряжения σ , определяют соотношение σ/σ_{ry} . Значение σ/σ_{ry} откладывают на оси ординат в координатах $\lg N \sim \lg(\sigma/\sigma_{ry})$. Через полученную точку проводят горизонтальную прямую до пересечения с наклонной прямой. Точка пересечения этих двух прямых линий определяет значение циклической долговечности поверхности-упрочненной детали. Последовательность определения (стрелками) величин K_ν и N показана на номограмме.

Наличие номограммы позволяет провести сравнительную оценку влияния размеров поперечного сечения, выбранного конструкционного материала (через предел выносливости деталей σ_{-1D}), способа и режима поверхностного упрочнения (через коэффициент K_ν) на величину циклической долговечности, сэкономить время для инженерных расчётов долговечности. Кроме того, номограмму можно использовать также для учёта возможных отклонений базовых чисел циклов N_{Flim} , соответствующих точке излома на диаграмме усталости, от рекомендованного в ГОСТ 21354–87 значения $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ циклов.

Номограмму можно использовать для ускоренной оценки изгибной циклонапряжённости R_{Flim} и ресурса L поверхности-упрочненных зубьев передач. Согласно ГОСТ 27.301–83 изгибную напряженность можно вычислить по зависимости $R_{Flim} = \sigma_{FPO}^m N_{Flim}$ (σ_{FPO} – расчётное предельное напряжение зуба зубчатого колеса). Значения параметра m_F и базовое число циклов N_{Flim} находятся с помощью номограммы (рис. 6.2).

6.4. Ускоренная оценка ресурса поверхности-упрочненных зубьев передач

В действующих стандартах расчёта цилиндрических зубчатых передач на прочность (ГОСТ 21 354–87, СТ СЭВ 5744–86 и др.) основные параметры передач (межосевое расстояние, модуль и т.п.) определяются с учётом одной из характеристик кривых контактной или изгибной усталости – пределов выносливости – $\sigma_{H\lim}$, $\sigma_{F\lim}$, осреднённые значения которых для различных материалов и способов упрочнений рекомендуется определять через твёрдость рабочей (для $\sigma_{H\lim}$) или переходной (для $\sigma_{F\lim}$) поверхности зубьев. При этом недостаточно полно учитываются такие важные параметры и факторы, как показатели кривых усталости (m_H , m_F) и глубина упрочненного слоя переходной поверхности. Это затрудняет прогнозирование ресурса L передачи и оценку вероятности неразрушения зубьев Ω (в процентах) на стадии проектирования. Отмеченные замечания следует учитывать при разработке новых и переработке действующих стандартов и методических указаний, особенно, что касается расчёта зубьев по предупреждению поломок усталостного характера. Этот вид отказа наиболее распространен (16-24) %. Этим во многом объясняется и пониженный ресурс трансмиссий мобильных машин (100-70) % новых и (60-20) % после капитального ремонта.

Для установления действительной нагрузочной способности и долговечности зубчатых передач необходимо проведение широкомасштабных ресурсных испытаний передач как новых, так и после капитального ремонта, в условиях, близких к эксплуатационным. Это требует больших затрат времени и следует делать при создании высоконадёжных ($\Omega = (99-99,9) \%$) передач (самолётных, высоко-скоростных и пр.). Однако и в этом случае целесообразно на стадии предварительного проектирования учитывать значения $\sigma_{F\lim}$, m_F , а также абсциссы точки излома кривой усталости $N_{F\lim}$, установленные на основе разработанных номограмм (см. рис. 6.1 для m_F и рис. 6.2 для $N_{F\lim}$).

На стадии проектирования или оценки ресурса зубчатой передачи определение пределов изгибной выносливости, соответствующих базовому числу циклов нагружений $N_{F\lim}$, для отнулевого цикла напряжений, можно установить, используя опытные данные для образцов, по зависимости [91]

$$\sigma_{F\lim}^0 = 1,58\sigma_{F\lim}^C = 1,58\sigma_{-1}/K, \quad (6.14)$$

где $\sigma_{F\lim}^C$, σ_{-1} – пределы выносливости при симметричном изгибе для заданной вероятности разрушения P поверхностью-упрочненного зубчатого колеса и неупрочненных гладких стандартных образцов диаметром d

= 7,5 мм, изготовленных из заготовок материала рассчитываемого зубчатого колеса;

$K = ((K_{\sigma}/K_{d\sigma}) + (1/K_{F\sigma}) - 1)/K_V$ – коэффициент снижения предела выносливости с учётом поверхностного упрочнения переходной поверхности зуба, учитываемого через коэффициент K_V .

Значения коэффициентов $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ и $K_{F\sigma}$ в соответствии с ГОСТ 25.504–82 “Расчёты и испытания на прочность. Методы расчёта характеристик усталости” можно рассчитать по зависимостям

$$K_{\sigma}/K_{d\sigma} = 2\alpha_{\sigma}/(1 + \theta^{-v_{\sigma}});$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22\lg R_Z(\lg(\sigma_{\sigma}/20) - 1),$$

где $\theta = (1/88,3)b_w S(3\alpha_{\sigma} - 2)$ – относительный критерий подобия усталостного разрушения зубчатого колеса и цилиндрического образца (b_w – рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм; $S = 1,3\pi m/2$ – толщина зуба в опасном сечении (m – нормальный модуль, мм);

$v_{\sigma} = -0,128 + 0,091\lg(\sigma_{-1}/(1 - \Delta)^{3\alpha_{\sigma}-2})$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений и масштабному фактору (σ_{-1} в МПа);

R_Z – высота неровностей профиля переходной поверхности зуба, мкм;
 σ_{σ} – предел прочности материала зубчатого колес, МПа).

Квантиль нормального распределения Z_p , соответствующий вероятности разрушения P (%), можно определить по зависимости [24]

$$Z_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{n^2 v_{Flimb}^C + v_{\epsilon}^2}}, \quad (6.15)$$

где $c = n_p/n$ – относительный коэффициент запаса ($n_p = \sigma_{amax}/\sigma_{Flimb}^C$ – коэффициент относительного уровня нагруженности; σ_{amax} – максимальная амплитуда программного блока нагружения, к которому приводятся результаты эксплуатационной нагруженности по методам, изложенных в ГОСТ 25.101–83 “Расчёты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов”, $n = \bar{\sigma}_{amax}/\bar{\sigma}_{Flimb}^C$ – отношение среднего значения максимальной амплитуды блока к среднему значению предела выносливости);

v_{Flimb}^C – коэффициент вариации предела выносливости при изгибе;

v_{ϵ} – коэффициент вариации максимальной амплитуды блока нагружения.

Формула (6.17) получена на основе скорректированной линейной ги-

потезы суммирования усталостных повреждений при нерегулярном, в том числе случайном нагружении, с использованием коэффициента относительного уровня нагруженности детали n_p . При этом зависимость долговечности $N_{\text{сум}}$ от относительного уровня амплитуд напряжений n_p имеет вид при $(\sigma_{ai}/\sigma_{a\max}) \geq 1/n_p$ [25]

$$\frac{N_{\text{сум}}}{N_{F\lim}} = \frac{\lambda v_\sigma}{N_{F\lim}} = \frac{a_p}{n_p^{m_F} \sum \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \right)^{m_F} \cdot t_i}, \quad (6.16)$$

где $N_{\text{сум}} = \lambda v_\sigma$ – суммарное число циклов за срок службы зубчатого колеса (λ – число блоков нагружения до появления усталостной трещины; $v_\sigma = \sum_{i=1}^r v_{i\delta}$ – общее число в блоке нагружения; $v_{i\delta}$ – число циклов повторения амплитуды σ_{ai} в блоке);

a_p – сумма относительных долговечностей;

$t_i = v_{i\delta}/v_{\delta}^*$ относительное число циклов напряжений в блоке ($v_\sigma^* = \sum_{i=1}^r v_{i\delta}$ – общее число циклов в укороченном блоке без учёта амплитуд напряжений $\sigma_{ai} \leq 0,5\sigma_{F\lim}^C$; r_1 – число ступеней напряжений в укороченном блоке).

Сумма относительных долговечностей a_p вычисляется по формуле [24]

$$a_p = \frac{\sigma_{a\max} \xi - 0,5\sigma_{F\lim}^C}{\sigma_{a\max} - 0,5\sigma_{F\lim}^C},$$

где $\xi = \sum_{i=1}^{r_1} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} t_i$ при $\sigma_{ai} \geq 0,5\sigma_{F\lim}^C$.

При выполнении расчётов по формулам (6.15)–(6.18) при регулярном нагружении должны быть заданы параметры кривой усталости $\sigma_{F\lim}^C$ и m_F (точность их задания влияет на вероятность безотказной работы зубчатых колёс $\Omega = 1 - P$).

Показатель степени кривой усталости m_F , в отличие от ГОСТ 21354–87, где он принимается равным 6 и 9 для колёс с однородной структурой и поверхностно-упрочненных, следует выбирать по номограмме (рис. 6.1).

На основе зависимости (6.14) и номограмм (см. рис. 6.1 и рис. 6.2) можно установить влияние поверхностного упрочнения зубьев на величину предела выносливости $\sigma_{F\lim}^C$, показателя степени кривой усталости

m_F коэффициентов относительного уровня нагруженности n_p и запаса c . В качестве примера эти параметры оценены для зубчатого колеса из нормализованной стали 45 с различными относительными толщинами поверхности упрочнения Δ (см. табл. 6.2) при следующих значениях влияющих величин: $\sigma_e = 660$ МПа при коэффициенте его вариации для множества плавок $v_e = 0,66$; $\alpha_e = 1,85$; $K_g/K_{de} = 0,88$; $\sigma_{F_{lim}}^C = 142$ МПа для неупрочненных зубьев при коэффициенте вариации предела выносливости при изгибе $v_{\sigma_{F_{lim}}^C} = 0,083$; $v_{\Sigma} = 0,08$; $\bar{\sigma}_a = 60$ МПа при коэффициенте вариации $v_{\bar{\sigma}_a} = 0,4$. В табл. 6.2 приведены также значения коэффициента K_V и параметра m_F , выбранных по номограмме (рис. 6.1)

Таблица 6.2

Влияние поверхностного упрочнения на характеристики сопротивления усталости и ресурс зубьев передач

Δ	K_V	$\sigma_{F_{lim}}^C$, МПа	m_F	n	$N_{\text{сум}}$	n_p	\tilde{n}	L , Час	Zp	$P, \%$
					$N_{F_{lim}}$					
0,00	1,00	142	5,2	1,35	10 ²	1,45	1,074	1,33×10 ⁴	-0,239	40,5
0,05	1,20	170	7,1	1,13		1,43	1,265		-2,008	2,3
0,00	1,00	142	5,2	1,35		1,29	0,955	1,33×10 ⁵	0,400	65,5
0,05	1,20	170	7,1	1,13		1,29	1,140		-1,130	13,4
0,00	1,00	142	5,2	1,35	10 ⁴	1,18	0,878	1,33×10 ⁶	1,128	86,5
0,05	1,20	170	7,1	1,13		1,18	1,046		-0,390	34,9

При этом коэффициент нагруженности n определяли по зависимости [25]

$$n = \frac{\bar{\sigma}_a (1 + Z_{P_{\max}} v_{\bar{\sigma}_a})}{\sigma_{F_{lim}}^C},$$

где $Z_{P_{\max}} = 5,5$ – квантиль нормального распределения, соответствующий максимальной амплитуде $\bar{\sigma}_{a_{\max}}$, учитываемый при расчёте диаграмм коэффициента относительного уровня нагруженности n_p . Значения коэффициента n_p , соответствующие относительной долговечности $N_{\text{сум}}/N_{F_{lim}}$ и $v_{\bar{\sigma}_a} = 0,4$, выбирались по диаграмме (рис. 5.13 [24]). Ресурс работы зубчатого колеса L в часах вычислялся по формуле

$$L = \left(\frac{N_{\text{сум}}}{N_{F_{lim}}} \right) \frac{N_{F_{lim}}}{v_{\delta\sigma}} l_\delta,$$

где принято: $N_{F_{lim}} = 2 \cdot 10^6$ циклов;

$v_{\delta\sigma} = 1,5 \cdot 10^6$ – общее число циклов амплитуд нормальных напряжений в блоке;

$l_{\delta} = 100$ часов – блок нагружения.

По квантилям по табл. 1.1 [76] нормированного нормального распределения находилась вероятность разрушения P (%), соответствующая данному n_p , а следовательно, и относительной долговечности $N_{\text{сум}}/N_{F\lim}$. По этим данным построена функция распределения долговечности зубчатого колеса (рис. 6.3). По оси ординат отложе-

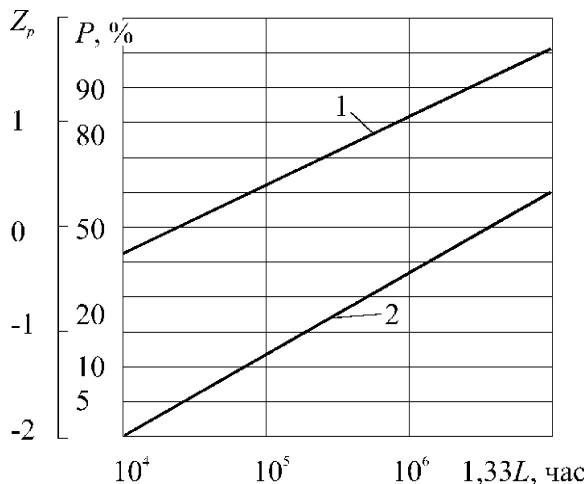


Рис. 6.3. Функция распределения долговечности зубчатого колеса:
1 – неупрочненного, 2 – поверхностью-упрочненного

на вероятность P в вероятностном масштабе, соответствующая нормальному закону распределения, а по оси абсцисс в равномерном масштабе отложены величины ресурса работы зубчатого колеса L в часах. Расчётная функция распределения долговечности (см. рис. 6.3, линия 2) поверхностью-упрочненного колеса построена при $\Delta = 0,05$; $N_{\text{сум}}/N_{F\lim} = 10^2, 10^3$ и 10^4 и неизменных остальных исходных данных.

Медианный ресурс (по линии 1) неупрочненного колеса составляет $L = 3,7 \cdot 10^4$ часов, а поверхностью-упрочненного – $L = 5,3 \cdot 10^6$ часов, т.е. увеличивается в 143,2 раза при повышении предела выносливости в 1,2 раза.

Располагая функциями распределения циклической долговечности для элементов машины, можно методами теории надёжности найти функции распределения долговечности всей машины. Такого рода функции распределения долговечности являются важнейшими объективными ха-

рактеристиками безотказности и долговечности машин. С помощью функции распределения долговечности (см. рис. 6.3) можно решать вопрос о разработке мероприятий по повышению безотказности и долговечности деталей, найти оптимальные варианты и оценить надёжность деталей на данной стадии.

Список литературы

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справ. /Под ред. Э.Б. Вулгакова – М: Машиностроение, 1981.
2. Авчинников Б.Е. Усталостная прочность поверхности упрочненных деталей /Тр. ВВИА им. Н.Е. Жуковского, вып.1988.– М: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1967.
3. Александров Б.И., Руденко С.П., Сусин А.А. Сопротивление усталости при изгибе зубьев цементованных зубчатых колес //Весці АН БССР. Сер. фіз.-техн. науки. – 1986. – №4.– С.14–19.
4. Андрияшин В.А., Кравчук В.С. Оценка сопротивления усталости поверхности-упрочненных деталей. –Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1987.
5. Балтер М.А. Упрочнение деталей машин. – М.: Машиностроение, 1978.
6. Браславский В.М. Технология обработки крупных деталей роликами. – М.: Машиностроение, 1975.
7. Браславский В.М. Расчёт глубины наклёпа с учётом формы пластиически деформированной поверхности // Вестн. машиностроения. – 1977. – №4. – С.62–66.
8. Бутенко В.И., Чистяков А.В. Выбор оптимальных режимов ППД при обеспечении износстойкости деталей // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – №9. – С.35–37.
9. Вайнштейн В.Г. Разработка методики выбора режима ППД при упрочнении деталей динамическими способами // Вестн. машиностроения. – 1977. – №4. – С.58–59.
10. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов: Пер. с англ. / Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1964.
11. Вишняков Н.А., Грингауз Г.Д., Рудзей Г.В. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов при программном нагружении // Пробл. прочности. – 1981. – №6. – С.34–37.
12. Воробьев А.А. Новый метод поверхностного упрочнения деталей машин // Вестн. машиностроения. – 1956. – №12. – С.69–70.
13. Гальперин М.Я. Распределение пределов выносливости в связи с влиянием конструктивных размеров //Машиноведение. – 1968. – №2. – С.69–80.
14. Герасимова Н.Г., Рыжов Н.М. Влияние наклёпа дробью на контактную выносливость цементованных сталей // Вестн. машиностроения. – 1978.– №6. – С.33–38.
15. Горюхов В.А. Обработка деталей пластическим деформированием. – Киев: Техніка, 1978.
16. Дрозд М.С., Федоров А.В., Сидякин Ю.И. Расчёт глубины распространения пластической деформации в зоне контакта тел произвольной кривизны // Вестн. машиностроения. – 1972. – №1. – С. 54–57.

17. Жук Е.Н. Повышение долговечности крупногабаритных коленчатых валов из высокопрочного чугуна // Вестн. машиностроения. – 1970. – №1.–С. 25–28.
18. Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность // Пробл. прочности. – 1976. – №5. – С.25–27.
19. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975.
20. Карпенко Г.В. Влияние активных жидкых сред на выносливость стали. – Киев: Из-во АН УССР, 1955.
21. Когаев В.П. Статистическая оценка влияния конструктивных факторов на сопротивление усталости деталей машин // Машиноведение. – 1965. – №6. – С.69–78.
22. Когаев В.П., Бойцов Б.В. Рассеяние пределов выносливости деталей машин в связи с конструктивными и технологическими факторами // Надёжность и контроль качества. – 1969. – №10.– С.53–65.
23. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчёты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справ. – М.: Машиностроение, 1985.
24. Когаев В.П. Расчёты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977.
25. Когаев В.П. Расчёт функции распределения долговечности деталей машин по критерию сопротивления // Проблемы машиностроения и автоматизации. – Москва; Будапешт. – 1988. – Вып.22.– С.80–82.
26. Кравчук В.С. Применение критерия подобия усталостного разрушения к расчёту поверхностно-упрочненных зубьев зубчатых колёс // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1978.– Вып.26. – С.25–28.
27. Кравчук В.С. Исследование и расчётная оценка выносливости деталей с поверхностным упрочнением: Дис. ... канд. техн. наук. – Одесса, 1979.
28. Кравчук В.С. Повышение выносливости деталей с поверхностными покрытиями // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1975. – Вып.21. – С.19–21.
29. Кравчук А.В., Дащенко А.Ф., Косс Е.В. Влияние поверхностного упрочнения на кинетику усталостного разрушения деталей машин // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1996. – Вып 1. – С.21–24.
30. Кравчук А.В., Дащенко А.Ф., Косс Е.В. Технологические методы торможения трещин в деталях машин // Труды Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1998. – Вып.1(5). – С.28–30.
31. Кравчук А.В., Дащенко А.Ф. Особенности развития усталостных трещин в поверхностно-упрочненных деталях машин // Труды Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1997. – Вып.1. – С.33–34.
32. Кравчук А.В., Дащенко А.Ф. Методы определения характеристик сопротивления усталости поверхностно-упрочненных деталей машин // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1997. – Вып 1. – С.35–37.

33. Кравчук А.В., Дащенко А.Ф. Ускоренный метод определения циклической долговечности поверхностно-упрочненных деталей машин // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1998. – Вып. 1(5). – С.30–33.
34. Кравчук А.В. Об оценке коэффициента влияния поверхностного упрочнения при периодическом нагружении деталей машин // Одес. гос. политехн. ун-т. – Одесса, 1994. – 10с. – Рус. – Деп. в ГНТБ Украины 20.07.97, № 1310 – Ук.94.
35. Кудрявцев И.В., Розенман Л.М. О снятии остаточных напряжений при осевых нагрузлениях поверхностно-наклённых стержней // Металловедение и обраб. металлов. – 1957. – №7. – С.7–17.
36. Кудрявцев И.В. Внутренние напряжения как резерв прочности в машиностроении. – М.: Машгиз, 1951.
37. Кудрявцев И.В. Современное состояние и практическое применение ППД // Вестн. машиностроения. – 1972. – №1. – С.35–38.
38. Кудрявцев И.В., Белкин М.Я. Повышение несущей способности крупных стальных валов // Вестн. машиностроения. – 1962. – №4. – С.3–7.
39. Кудрявцев И.В. Балабанов Н.А. Упрочнение ступенчатых валов методом чеканки галтелей // Повышение прочности деталей машин. ЦНИИТМАШ, кн.91. – М.: Машгиз, 1959. – С.113–127.
40. Кудрявцев И.В., Петушкив Г.Е. Влияние кривизны поверхности на глубину пластической деформации при упрочнении деталей поверхностным наклёном // Вестн. машиностроения. – 1966. – №7. – С.41–43.
41. Кудрявцев И.В., Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. Повышение несущей способности резьбовых соединений ППД // Вестн. машиностроения. – 1972. – №1. – С.44–46.
42. Кудрявцев И.В., Шоков Н.А. Влияние поверхностного пластического деформирования на зарождение трещин усталости в роторной стали // Пробл. прочности. – 1988. – №4. – С.15–19.
43. Куликов О.О. Исследование связи между увеличением предела выносливости и характеристиками наклённого слоя гладких валов при обкатке их роликами // Повышение усталостной прочности стальных и чугунных деталей поверхностным наклёном. ЦНИИТМАШ, кн.74. – М.: Машгиз, 1955. – С.145–162.
44. Куликов О.О. Об эффективности упрочняющей поверхностной обработки при кручении // Некоторые вопросы усталостной прочности стали. – М.: – Л.: Машгиз, 1953. – С.156–186.
45. Куликов О.О., Неманов М.С. Влияние режима обкатки самоустановливающимся роликом на выносливость ступенчатых валов // Повышение прочности деталей машин поверхностным деформированием. – Пермь: ППИ, 1967. – С.17–31.
46. Куликов О.О., Неманов М.С. Выносливость ступенчатых валов из катанной стали, упрочненных путём обкатки галтелей фиксированными роликами // Повышение прочности деталей машин поверхностным деформированием. – Пермь: ППИ, 1967. – С.129–159.

47. Куликов О.О., Неманов М.С. Пути снижения усилий обкатки роликами, необходимых для достижения высокой прочности ступенчатых валов // Повышение прочности деталей машин поверхностным деформированием. – Пермь: ППИ, 1967. – С.154–162.
48. Куликов О.О., Браславский В.М. Исследование эффективности упрочняющей обкатки роликами и шариками крупных деталей // Исследование усталостной прочности машиностроительных материалов. ЦНИИТМАШ. – М.: ОНТИ. – 1961. – №8. – С.30–41.
49. Лейкин А.С. Напряжённость и выносливость деталей сложной конфигурации. – М.: Машиностроение, 1968.
50. Маталин А.А. Технологические методы повышения долговечности деталей машин. – К.: Техника, 1971.
51. Медведев С.Ф. Циклическая прочность металлов. – М.: Машгиз, 1961.
52. Морозов В.И., Шубина Н.Б. Наклёт дробью тяжелонагруженных зубчатых колёс. – М.: Машиностроение, 1972.
53. Нейбер Г. Концентрация напряжений. – М.: Гостехиздат, 1947.
54. Одигн И.А. Теория дислокации в металлах и ее применение. – М.: Изд-во АН СССР, 1959.
55. Олейник Н.В., Кычин В.П., Луговской А.Л. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин. – К.: Техника, 1984.
56. Олейник В.Н. Расчётная оценка прочности и долговечности деталей станков / / Металлорежущие станки: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1977. – Вып.5. – С.41–46.
57. Олейник В.Н. Построение кривых усталости деталей машин расчёты путём // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Вып.24 – С.75–78.
58. Олейник Н.В. Выносливость деталей машин. – Киев.: Техника, 1979.
59. Олейник Н.В., Кравчук В.С. Расчёт поверхностно-упрочненных деталей по критерию подобия усталостного разрушения // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Вып.25. – С.91–98.
60. Олейник Н.В., Кравчук В.С. Расчётная оценка рассеяния пределов выносливости упрочненных наклётом деталей // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1979. – Вып.29. – С.67–73.
61. Олейник Н.В., Кравчук В.С. Снижение материоаемкости деталей, упрочненных поверхностным пластическим деформированием // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1982. – Вып.35. – С. 104–109.
62. Олейник Н.В., Кравчук В.С. Об оценке циклической долговечности поверхностно-упрочненных деталей // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1983. – Вып.37. – С.67–71.
63. Патиев Д.Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием. – М.: Машиностроение, 1978.
64. Патиев Д.Д. К вопросу о механизме формирования остаточных напряжений

- при обкатывании и выглаживании // Поверхностное упрочнение деталей машин и инструментов. – Куйбышев: КПтИ, 1976. – С.20–24.
65. Папиев Д.Д., Голубев Ю.Г., Азизбекян Л.А. Исследование тонкой кристаллической структуры при упрочнении обкаткой титановых сплавов // Поверхностное упрочнение деталей машин и инструментов. – Куйбышев: КПтИ, 1975. – С.11–13.
66. Повышение прочности и долговечности крупных деталей машин поверхностным наклёпом. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1970.
67. Редукторы энергетических машин: Справ./ Б.А.Балашов, Р.Р.Гальпер, Л.М.Горкави и др.; Под общ. ред. Ю.А.Державца. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1985.
68. Рудницкий В.И., Куров А.И., Гриденёва И.А. Об усталостной прочности при изгибе зубчатых колёс, подвергнутых упрочнению // Детали и узлы машин. – Киев: Техніка, 1975. – С.23–26.
69. Рябченков А.В. Коррозионно-усталостная прочность стали. – М.: Машиностроение, 1953.
70. Семак И.Т. Обкатка роликами деталей самолетов для повышения износостойкости // Упрочнение деталей механическим наклёпом. – М: Наука, 1965. – С.170–173.
71. Семин А.И., Петрова И.М. Оценка сопротивления усталости деталей сложной формы на основании теории подобия усталостного разрушения // Вестн. машиностроения. – 1984. – №5. – С.32–33.
72. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975.
73. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятности и математической статистики для технических приложений. – М.: Наука, 1969.
74. Сосновский Л.А., Кудрявцев И.В. Расчётно–экспериментальная оценка сопротивления усталости коленчатых валов оппозитных компрессоров // Химическое машиностроение. – 1976. – № 5. – С. 6–9.
75. Степнов М.Н. Распределение предела выносливости легких сплавов в связи с масштабным фактором и концентрацией напряжений // Машиноведение. – 1966. – №5. – С.52–58.
76. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. Справ. – М.: Машиностроение, 1985.
77. Сулима А.М., Шумов В.А., Ягодин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988.
78. Трощенко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. – Киев: Наук. думка, 1981.
79. Труфяков В.И., Гуща О.И., Троценко В.П. Изменение остаточных напряжений в зонах концентрации при циклическом нагружении // Пробл. прочности. – 1976. – №2. – С.14–17.

80. Упрочнение крупногабаритных валов поверхностным наклётом взамен термического улучшения / И.В. Кудрявцев, М.Я. Белкин, А.С. Венжега, Н.М. Саввина, В.Н. Слюсаренко // Вестн. машиностроения. – 1968. – №8. – С.7–9.
81. Упрочнение пластическим деформированием крупномодульных зубчатых колёс / Д.Л. Юдин, Н.П. Зобнин, М.Н. Найш, М.А. Порхачёв, Б.А. Гончаров // Вестн. машиностроения. – 1970. – №1. – С.19–22.
82. Устиненко В.Л. Напряженное состояние и прочность зубчатых колёс: Ч.1. Напряжённое состояние зубьев цилиндрических прямозубых колёс. – Харьков: Харьк. высш. командно-инж. уч.-ще, 1976.
83. Филипович С.И., Кравчук В.С. Определение пределов изгибной выносивости упрочненных зубьев // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1984. – Вып.39. – С.47–50.
84. Филипович С.И., Кравчук В.С. Влияние поверхностного упрочнения на долговечность зубчатых передач // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1985. – Вып.40. – С.43–46.
85. Филипович С.И., Кравчук В.С. Эффективность упрочнения зубьев пластическим деформированием // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1986. – Вып.43. – С.56–61.
86. Филипович С.И., Кравчук В.С. Влияние поверхностного упрочнения на выбор допускаемых изгибных напряжений зубьев // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1987. – Вып.44. – С.50–56.
87. Филипович С.И., Кравчук В.С., Бельцов М.Н. Ускоренный метод определения характеристик усталости упрочнённых зубьев // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1988. – Вып.46. – С.8–11.
88. Филипович С.И., Кравчук В.С., Литвинов А.Н. Оценка циклостойкости поверхности упрочненных зубьев // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1989. – Вып.48. – С.30–34.
89. Филипович С.И., Кравчук В.С. Уточнённая оценка несущей способности поверхности упрочненных зубьев колес // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1989. – Вып.49. – С.55–59.
90. Филипович С.И., Кравчук В.С., Руденко С.П. Определение эффективной толщины упрочненных зубьев колёс // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1990. – Вып.50. – С.26–32.
91. Филипович С.И., Кравчук В.С. Повышение надежности трансмиссий мобильных машин // Совершенствование надежности и повышение эффективности использования средств механизации в сельскохозяйственном производстве юга Украины / Сб. науч. трудов. Одес. с.-х. ин-т. – Одесса. – 1990. – С.76–82.
92. Чепа П.А., Андрияшин В.А. Эксплуатационные свойства упрочненных деталей / Под ред. О.В. Берестнева. – Минск: Наука и техника, 1988.
93. Школьник Л.М., Шахов В.И. Технология и приспособления для упрочнения и отделки деталей накатыванием. – М.: Машиностроение, 1964.

94. Шнейдер Ю.Г. Отделка и упрочнение металлических поверхностей виброобкаткой // Вестн. машиностроения. – 1963. – №4. – С.50–52.
95. Эффективность обкатки роликами крупных валов прессовых соединений с дополнительным шпоночным креплением / Г.Н.Филимонов, Т.Г.Цветаева, Г.С.Никонова, В.И.Похмурский, И.И.Кадар // Вестн. машиностроения. – 1977. – №3. – С.64–66.
96. Яценко В.К., Кореневский Е.Я., Иващенко Л.И. Влияние способов обработки на чувствительность стали ЭИ–961 к концентрации напряжений при переменных нагрузках // Пробл. прочности. – 1972. – №2. – С.107–110.

Содержание

<i>Предисловие</i>	3
Г л а в а I	
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ВО ВРЕМЕНИ НАПРЯЖЕНИЯХ	5
1.1. Физические основы усталостной прочности	6
1.2. Основные понятия	8
1.3. Виды циклов	9
1.4. Экспериментальное определение предела выносливости	12
1.5. Диаграмма предельных амплитуд цикла	17
1.6. Основные факторы, влияющие на предел выносливости деталей машин	20
1.7. Способы повышения прочности деталей – снижение эффекта концентрации напряжений	28
Г л а в а II	
ПОВЕРХНОСТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ – СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	29
2.1. Технологические методы повышения эксплуатационных свойств деталей машин	29
2.2. Поверхностное пластическое деформирование. Разновидности процесса для упрочнения деталей	35
2.3. Физические основы упрочнения при ППД	39
2.4. Особенности влияния наклёпа и остаточных напряжений на сопротивление усталости деталей	46

Г л а в а III	
ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА КИНЕТИКУ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	53
3.1. Особенности зарождения и развития усталостных трещин при циклическом нагружении деталей машин	53
3.2. Экспериментальное исследование поверхностного диффузионного легирования бором и хромом образцов из стали 45 на процессы зарождения, развития и торможения усталостных трещин	58
Г л а в а IV	
ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ С УПРОЧНЕННЫМ ПОВЕРХНОСТНЫМ СЛОЕМ	68
4.1. Традиционные методы расчетной оценки упрочнённых деталей	68
4.2. Расчет пределов выносливости деталей при изгибе по уравнению подобия усталостного разрушения	69
4.2. Расчет пределов выносливости деталей при растяжении-сжатии по уравнению подобия усталостного разрушения	86
4.4. Расчетная оценка рассеяния пределов выносливости упрочненных наклепом деталей	88
4.5. Снижение массы деталей, упрочненных поверхностным пластическим деформированием	93
4.6. Расчет долговечности поверхностьно-упрочненных деталей	98
Г л а в а V	
РАСЧЕТ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОВЕРХНОСТНО-УПРОЧНЕННЫХ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПРИ ИЗГИБЕ	105
5.1. Определение пределов изгибной выносливости упрочненных зубьев	105

5.2. Эффективность упрочнения зубьев колес пластическим деформированием	112
5.3. Влияние поверхностного упрочнения на выбор допускаемых изгибных напряжений зубьев	118
5.4. Влияние поверхностного упрочнения на изгибную циклическую прочность зубьев	126
 Г л а в а VI	
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТЬНО- УПРОЧНЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	131
6.1. Ускоренный метод определения коэффициента поверхностного упрочнения K_v и параметра m_F уравнения наклонного участка кривой многоцикловой усталости	131
6.2. Экспериментальное обоснование расчётной зависимости для коэффициента поверхности упрочнения K_v	135
6.3. Ускоренный метод определения циклической долговечности поверхности-упрочненных деталей машин	138
6.4. Ускоренная оценка ресурса поверхности- упрочненных зубьев передач	142
<i>С п и с о к л и т е р а т у р ы</i>	148

Наукове видання

КРАВЧУК Василь Степанович,
канд. техн. наук, приват-професор
АБУ АЙАШ ЮСЕФ,
КРАВЧУК Андрій Васильович

**ОПІР ДЕФОРМУВАННЮ
ТА РУЙНУВАННЮ
ПОВЕРХНЕВО-ЗМІЦНЕНИХ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН
І ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ**

Монографія

Російською мовою

Зав. редакцією *Т. М. Забанова*
Редактор *Ж. Б. Мельниченко*
Технічні редактори *Р. М. Кучинська, М. М. Бушин*

Здано до набору 27.10.2000. Підписано до друку 20.11.2000. Формат 60x84/16.

Папір офсетний. Гарнітура “Таймс”. Друк офсетний. Ум. друк. арк. 9,30.

Обл.-вид. арк. 8,51. Тираж 300 прим. Зам. № 757.

Видавництво і друкарня “Астропрінт”.

(Свідоцтво ДК № 132 від 28.07.2000 р.)

65026, м. Одеса, вул. Преображенська, 24.

Тел.: (0482) 26-98-82, 26-96-82.

www.astropprint.odessa.ua

Кравчук В.С., Абу Айаш Юсеф, Кравчук А. В.

K 772 Опір деформуванню та руйнуванню поверхнево-зміцнених деталей машин і елементів конструкцій: Монографія. — Одеса: Аст-ропринт, 2000. — 160 с.

Рос. мовою.

ISBN 966-549-515-1.

Розглянуто питання несучої здатності деталей машин і елементів конструкцій із зміцненим поверхневим шаром. Наведено особливості процесів зароджування, розвитку і гальмування тріщин втомленості в деталях із зміцненим поверхневим шаром. Розглянуто особливості застосування критерій подібності руйнування від втомленості для визначення меж втомленості деталей із зміцненим поверхневим шаром. Наведено розрахунки їх довговічності. Запропоновано графічні методи визначення характеристик втомленості деталей, наведено рекомендації щодо практичного використання розроблених методів.

Для фахівців з проблем конструкційної міцності, студентів вищих технічних училищ закладів.

2004030000 —156
К 549—2000 Без оголош.

ББК 30.121
УДК
539.4:621.787