

А.Н. Гоц

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ДВС ПРИ НАПРЯЖЕНИЯХ, ПЕРЕМЕННЫХ ВО ВРЕМЕНИ

*Допущено УМО по образованию в области энергетики
и электротехники в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания»
и направления подготовки 140500 «Энергетическое машиностроение»*

УДК 629.33
ББК 39.35
Г57

Рецензенты:

Н.А. Иващенко — доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, заведующий кафедрой «Поршневые двигатели» Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана;
В.М. Фомин — доктор технических наук, профессор, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского государственного технического университета «МАМИ»

Гоц А.Н.

Г57 Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени : учебное пособие / А.Н. Гоц. — 3-е изд., испр. и доп. — М. : ФОРУМ; ИНФРА-М, 2013. — 208 с. — (Высшее образование. Бакалавриат).

ISBN 978-5-91134-720-8 (ФОРУМ)
ISBN 978-5-16-006475-8 (ИНФРА-М)

Изложены закономерности усталостного разрушения и методика усталостных испытаний. Показано влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на выносливость. Приведены методы расчета деталей поршневых двигателей на прочность при напряжениях, переменных во времени.

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 140501 — двигатели внутреннего сгорания, направлений 141100 — энергетическое машиностроение, 140100 — теплоэнергетика и теплотехника; специальностей 190601 — автомобили и автомобильное хозяйство, 190603 — сервис транспортных и технологических машин и оборудования в автомобильном транспорте.

Соответствует требованиям государственных образовательных стандартов указанных специальностей и направлений.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС третьего поколения.

УДК 629.33
ББК 39.35

ISBN 978-5-91134-720-8 (ФОРУМ)
ISBN 978-5-16-006475-8 (ИНФРА-М)

© Гоц А.Н., 2013
© Издательство «ФОРУМ», 2013

Предисловие

Будь мягче к людям! Хочешь быть мудрей? —
Не делай больно мудростью своей.
С обидчицей-Судьбой воюй, будь дерзок,
Но сам клянись не обижать людей!

*Омар Хайям*¹

Детали поршневых двигателей, а также многие детали машин в эксплуатационных условиях подвергаются действию переменных напряжений, многократно изменяющихся во времени. Такие напряжения испытывают, например, коленчатые валы, шатуны, шатунные болты, головки цилиндров двигателей внутреннего сгорания, поршневые штоки паровых машин, валики коробок скоростей, рессоры, клапанные пружины и другие детали. По результатам экспериментальных исследований и анализам многочисленных поломок деталей машин показано, что при переменных нагрузках все материалы, из которых изготавливаются детали, разрушаются при напряжениях значительно меньших, чем при постоянных нагрузках. В большинстве случаев разрушающее напряжение может быть ниже не только предела прочности, но и предела текучести или даже упругости материала.

Предел прочности σ_b и предел текучести σ_T , полученные из статических испытаний, не могут являться характеристиками прочности материала при переменных напряжениях. При расчетах на прочность в машиностроении все большее значение приобретает другая характеристика прочности материала, а именно, **предел усталости**, или **выносливости**, определяемый на основе испытаний материала при переменных напряжениях. Можно отметить, что общепринятый термин **усталость**, введенный более полувека назад, с точки зрения терминологии, по-видимому, не самый удачный, поскольку явление разрушения при переменных напряжениях значи-

¹ Омар Хайям и персидские поэты X—XVI веков / под ред. В.П. Бугромеева [и др.]. М.: Белый город, 2007.

тельно отличается от биологической усталости. До сих пор не обнаружено появление каких-либо прогрессирующих изменений в свойствах материала в процессе переменного нагружения, а разрушение зачастую может происходить внезапно без заметных признаков его приближения. Кроме того, во время «отдыха», когда на деталь не действует никакая нагрузка, не происходит «залечивание» или исчезновение эффектов предварительного циклического нагружения, т. е. повреждения в процессе усталости **накапливаются** и, как правило, являются необратимыми. Другими словами, появившиеся при циклическом нагружении трещины не только не исчезают, а могут развиваться дальше даже при меньших напряжениях.

Как показывают многочисленные исследования, разрушение при переменных напряжениях начинается с образования в наиболее напряженном сечении детали микротрещин, которые, постепенно развиваясь при нагружении, проникают вглубь поперечного сечения, объединяясь в макротрещины, тем самым все более ослабляя его. Это, в конце концов, приводит к разрушению детали по наиболее ослабленному сечению.

Свойство понижения прочности материала при переменных напряжениях за счет прогрессивно развивающихся микротрещин называется **усталостью материала**. Свойство материала сопротивляться разрушению от усталости называют **выносливостью**.

Усталость охватывает две значительно отличающиеся друг от друга области циклического нагружения и деформирования, в каждой из которых разрушение является, по-видимому, следствием действия различных физических механизмов. Одна из этих областей — циклическое нагружение, при котором во время каждого цикла возникают значительные пластические деформации. Эта область характеризуется большими по величине нагрузками и малыми долговечностями, т. е. небольшим числом циклов до усталостного разрушения. Обычно эта область называется **малоцикловой, или деформационной, усталостью**.

Другая область — циклическое нагружение, при котором деформация во время каждого цикла в значительной степени упруга. Для этой области характерны малые нагрузки и большие долговечности, т. е. большое число циклов до разрушения. Эта область обычно называется **многоцикловой усталостью**. Малоцикловая усталость обычно ассоциируется с областью, для которой число циклов

до разрушения не превышает $10^4 \dots 10^5$, а многоцикловая усталость с областью, которая характеризуется долговечностью $10^6 \dots 10^8$ циклов. Под долговечностью понимается число циклов до разрушения образца (или до появления трещины заданных размеров).

В учебном пособии приводятся основные понятия о характеристиках сопротивления при многоцикловой усталости и методах их определения, факторах, влияющих на сопротивление усталости, схематизированных диаграммах (в том числе новым, предложенным автором), а также о традиционных детерминистических методах расчета деталей поршневых двигателей на усталость по коэффициентам запаса прочности. Приведены примеры расчетов деталей поршневых двигателей, поясняющие использование изложенных методов расчета. Также в пособии содержатся результаты расчетно-экспериментальных исследований, которые проведены автором в НИКТИДе.

В пособии ведется последовательная нумерация формул, которые используются в дальнейших расчетах. Однако в каждом пункте часть формул, которые поясняют вывод основных зависимостей только в этом конкретном параграфе, и они нигде, кроме указанного, не используются, нумеруются буквами русского алфавита. Это позволило уменьшить общее количество зависимостей, которые при изучении курса студенты должны использовать.

Изложенный в пособии материал будет способствовать формированию у студентов профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС третьего поколения, поскольку при изучении целого ряда дисциплин необходимо будет использовать базовые знания в области естественнонаучных дисциплин, а также применять их в своей профессиональной деятельности.

В третьем издании сделаны уточнения и дополнения, дополнительно приведены примеры расчетов деталей поршневых двигателей. Даны рекомендации по расчету деталей при действии переменных напряжений с использованием детерминированных моделей усталостной долговечности при стационарном нагружении. Для удобства использования справочных данных разработаны математические модели для расчета необходимых коэффициентов, что позволяет использовать их в программах ПЭВМ.

Автор приносит глубокую благодарность за многочисленные полезные советы и замечания рецензентам, а также коллегам.

Глава 1

ОБРАЗОВАНИЕ И РАЗВИТИЕ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ МЕТАЛЛА

Теория усталостной прочности обладает несомненными особенностями, отличающими ее от других разделов инженерной механики. Эти особенности вытекают из приближенности и недостаточной достоверности существующих представлений о процессах усталостного разрушения.¹

*В.И. Феодосьев*¹

1.1. Основные понятия

Напряжения во времени могут изменяться периодически или непериодически. В дальнейшем будем рассматривать только периодически изменяющиеся напряжения от некоторого максимального до минимального значения, которые чаще всего встречаются в машиностроении.

Так, например, при равномерном вращении вала (рис. 1), находящегося под действием постоянной изгибающей нагрузки P , нормальное напряжение в точке C , лежащей на поверхности рассматриваемого сечения вала, определяется по формуле

$$\sigma_C = \frac{M_z y}{I_z} = \frac{M_z r}{I_z} \cos \omega t, \quad (1)$$

где $M_z = R_A x = 0,5Px$ — изгибающий момент в рассматриваемом сечении x от реакции на левой опоре; y — расстояние от исследу-

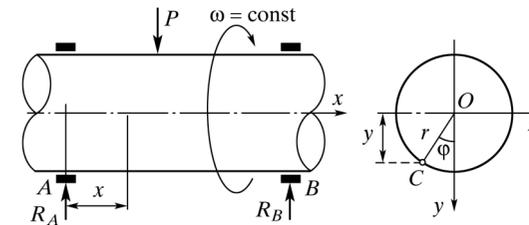


Рис. 1. Вал, нагруженный по симметричному циклу

емой точки до нейтральной оси ($y = r \cos \omega t$); I_z — момент инерции поперечного сечения вала относительно нейтральной оси; ω — угловая скорость вращения вала; t — текущее время.

Из формулы (1) следует, что график напряжений в зависимости от времени представляет косинусоиду, показанную на рис. 2.

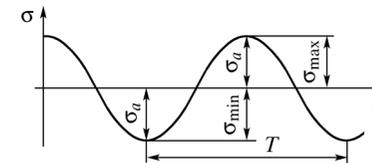


Рис. 2. Симметричный цикл изменения напряжений

Если на вал будет дополнительно действовать центральная растягивающая сила P_1 , не зависящая от времени, то напряжение в точке C

$$\sigma_C = \frac{P_1}{F} + \frac{M_z y}{I_z} = \frac{M_z r}{I_z} \cos \omega t, \quad (2)$$

где $F = (\pi d^2)/4$ — площадь поперечного сечения вала.

График изменения напряжений в этом случае показан на рис. 3.

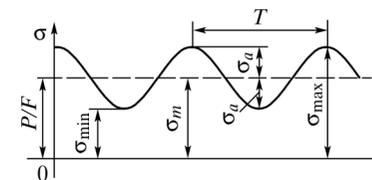


Рис. 3. Несимметричный цикл изменения напряжений

¹ Феодосьев В.И. Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов. М.: Наука, 1969.

Циклом напряжений называется замкнутая однократная смена напряжений, получающих непрерывный ряд значений.

Время T , в течение которого протекает один цикл, называется периодом, а число циклов в одну секунду $n = 1/T$ дает частоту цикла.

Циклы могут быть симметричными в том случае, когда наибольшее и наименьшее напряжения одинаковы по величине и противоположны по знаку (см. рис. 2), и несимметричными при неодинаковых по величине наибольшем и наименьшем напряжениях (см. рис. 3).

Основными характеристиками цикла нормальных напряжений являются σ_{\max} и σ_{\min} или алгебраическая полуразность наибольшего и наименьшего напряжений цикла

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2, \quad (3)$$

которая носит название **амплитудного, или переменного, напряжения** цикла.

Алгебраическая полусумма наибольшего и наименьшего напряжений цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2, \quad (4)$$

которая называется **средним, или постоянным, напряжением** цикла.

Среднее напряжение σ_m цикла может быть положительным, отрицательным и равным нулю, а амплитудное напряжение σ_a цикла — всегда величина существенно положительная.

Из соотношений (3) и (4) и рис. 3 следует, что

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a; \quad (5)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a. \quad (6)$$

Степень несимметрии цикла характеризует взятое с алгебраическим знаком отношение наименьшего напряжения σ_{\min} цикла к наибольшему σ_{\max} :

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}. \quad (7)$$

Это отношение r называется **коэффициентом несимметрии** цикла.

Циклы с одинаковыми коэффициентами несимметрии r называются **подобными**. При этом на основании (3)—(6)

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{\max} - 2\sigma_a}{\sigma_{\max}} = 1 - 2 \frac{\sigma_a}{\sigma_{\max}}.$$

Любой несимметричный цикл напряжений (см. рис. 3) может быть получен наложением на постоянное напряжение σ_m симметричного цикла с амплитудой σ_a .

Несимметричные циклы, у которых максимальное или минимальное напряжение равно нулю, называются **пульсирующими** (рис. 4). Первый из них (рис. 4, а) — отрицательный пульсирующий цикл, а второй (рис. 4, б) — положительный.

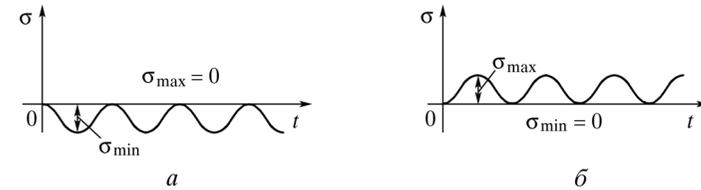


Рис. 4. Пульсирующие циклы: а — отрицательный; б — положительный

Величины σ_{\max} , σ_{\min} , σ_m , σ_a и r связаны между собой тремя уравнениями (3), (4) и (7), отсюда следует, что для полной характеристики цикла напряжений из этих пяти величин необходимо знать любые две.

Так, например, если известно, что $\sigma_{\max} = 95$ МПа и $r = -0,2$, то

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\max} r = 95 \cdot (-0,2) = -19 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = [95 - (-19)]/2 = 57 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = [95 + (-19)]/2 = 38 \text{ МПа}.$$

Все сказанное для циклов нормальных напряжений справедливо и для циклов касательных напряжений. В этом случае в приведенных соотношениях следует σ заменить на τ . На рис. 5 графически представлены различные случаи изменения напряжений во времени в зависимости от вида функции $\sigma = f(t)$.

Влияние закона изменения напряжения во времени на прочность материала еще мало изучено, и поэтому предполагается, что прочность материала в основном зависит от величины и знака максимального σ_{\max} и минимального σ_{\min} напряжений. Если σ_{\max} и σ_{\min} в случаях а, б и в (рис. 5) одинаковы, то можно практически считать, что все приведенные случаи изменения напряжений равноопасны.

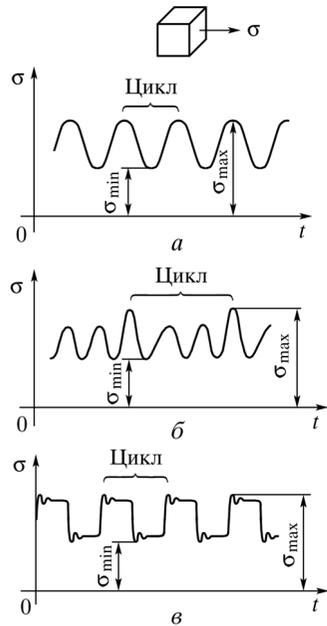


Рис. 5. Различные случаи циклического изменения напряжений во времени

В табл. 1 приведены различные частные случаи изменения напряжений характерных циклов [1—4].

При расчетах на переменные напряжения используют также коэффициент постоянства нагружения χ [4]:

$$\chi = \sigma_m / \sigma_a.$$

Причем из (3), (4) и (7) следует:

$$\chi = \frac{1+r}{1-r} \text{ и } r = \frac{\chi-1}{\chi+1}.$$

Подобие циклов можно определять также и по коэффициенту χ , так как у подобных циклов коэффициенты постоянства напряжений равны.

Используя приведенные понятия и обозначения, можно написать обобщенное уравнение для циклических напряжений в зависимости от времени t :

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a F(t),$$

Таблица 1. Различные циклы усталостных напряжений

График зависимости $\sigma = f(t)$	Название цикла	Напряжения			Коэффициент r
		σ_{\max} и σ_{\min}	σ_m	σ_a	
	Постоянный положительный	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} > 0$	$\sigma_m = \sigma_{\max} = \sigma_{\min} > 0$	0	+1
	Несимметричный положительный	$\sigma_{\max} > 0;$ $\sigma_{\min} > 0$	$0,5\sigma_{\max}$	$\neq 0$	$0 < r < 1$
	Пульсирующий положительный	$\sigma_{\max} > 0;$ $\sigma_{\min} = 0$	> 0	$0,5\sigma_{\max}$	0
	Несимметричный	$\sigma_{\max} > 0;$ $\sigma_{\min} < 0;$ $\sigma_{\max} > \sigma_{\min} $	0	$\neq 0$	$-1 < r < 0$
	Симметричный	$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min};$ $\sigma_{\min} < 0$	0	σ_{\max}	-1
	Несимметричный	$\sigma_{\max} > 0;$ $\sigma_{\min} < 0;$ $\sigma_{\max} < \sigma_{\min} $	< 0	$\neq 0$	$-\infty < r < -1$
	Пульсирующий отрицательный	$\sigma_{\max} = 0;$ $\sigma_{\min} < 0$	$0,5\sigma_{\min}$	$0,5 \sigma_{\min} $	$\pm\infty$
	Несимметричный отрицательный	$\sigma_{\max} < 0;$ $\sigma_{\min} < 0$	< 0	$\neq 0$	$+1 < r < \infty$
	Постоянный отрицательный	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} < 0$	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$	0	+1

причем $F(t)$ определяет зависимость изменения амплитуды напряжения от времени. В случае симметричных циклов, когда напряжение изменяется синусоидально (или косинусоидально)

$$F(t) = \sin(\omega t + \varphi) \quad \text{или} \quad F(t) = \cos(\omega t + \varphi),$$

где ω — круговая частота напряжений; φ — угол начальной фазы;

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a \sin(\omega t + \varphi).$$

Вопросы для самопроверки

1. Что называется циклом переменных напряжений?
2. Как определяются среднее и амплитудное напряжения цикла?
3. Почему среднее напряжение цикла часто называют постоянным напряжением?
4. Почему амплитудное напряжение называют переменным напряжением цикла?
5. Что определяет степень несимметрии цикла?
6. Какой цикл называется симметричным и как он обозначается при испытаниях чистым изгибом и растяжением?
7. Какой цикл называется пульсирующим? Каким он может быть по знаку: положительным или отрицательным?
8. Можно ли нарисовать схематически цикл с коэффициентом несимметрии 0,2?
9. Что называется выносливостью материала?
10. Как влияет закон изменения напряжений во времени на прочность материала?
11. Что называется коэффициентом постоянства нагружения?

1.2. Основные законы прочности при переменных напряжениях. Предел выносливости и опытное его определение

Принято считать, что первое сообщение об исследованиях усталости принадлежит немецкому горному инженеру Альберту (W.A.S. Albert), который в 1829 г. испытывал при повторных нагру-

жениях железные цепи. Однако одним из первых примеров усталостного разрушения можно назвать разрушение осей вагонов.

Немецкий железнодорожный инженер Август Велер (August Wohler) в период между 1852 и 1870 гг. организовал и осуществил первые систематические исследования усталости¹. На основании многочисленных экспериментальных исследований по прочности материала при различных случаях периодического изменения напряжений им сделаны следующие выводы:

1. Переменные во времени напряжения могут вызвать разрушение материала при максимальных напряжениях значительно меньших предела прочности или даже пределов текучести или упругости.

2. Число циклов нагружения N до разрушения зависит от наибольшего по абсолютной величине σ_{\max} и амплитудного напряжений σ_a . При одном и том же σ_{\max} величина N уменьшается с увеличением σ_a . Так, например, из двух циклов с равными максимальными напряжениями (рис. 6) цикл, изображенный линией 2, как имеющий большую амплитуду, при анализе прочности будет более опасным, чем цикл 1.

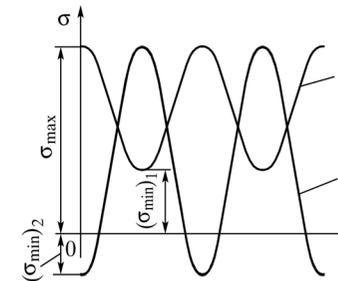


Рис. 6. Графики переменных напряжений с различными амплитудами

3. Если наибольшее по абсолютной величине напряжение σ_{\max} меньше некоторого определенного значения, то при постоянном коэффициенте несимметрии циклов r образец из черного металла может выдержать без разрушения от усталости неограниченное

¹ С. Коцаньда [4] считает, что термин «усталость металлов» впервые был применен в 1839 г. Дж. Пончелотом при чтении лекций в Политехнической школе Пармиды.

число циклов нагрузки. Это напряжение называется **пределом выносливости** или **пределом усталости** и обозначается σ_r или τ_r , где индекс r — коэффициент несимметрии.

Например, σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле изменения нормальных напряжений ($r = -1$); σ_0 и τ_0 — пределы выносливости при пульсирующем цикле изменения нормальных и касательных напряжений, соответственно ($r = 0$).

Если условно рассматривать временное сопротивление или предел прочности σ_B как «предел выносливости», то при статическом нагружении будем иметь $\sigma_B = \sigma_{+1}$.

Предел выносливости является основной характеристикой усталостной прочности материалов, и его определение так же важно как определение предела прочности σ_B и предела текучести σ_T (или $\sigma_{0,2}$), ибо при переменных напряжениях допускаемое напряжение должно быть меньше предела выносливости.

Как показали опыты по изучению выносливости материалов, симметричный знакопеременный цикл является наиболее опасным для их прочности, причем симметричный цикл при изгибе вращающегося образца нетрудно осуществить в лабораторных условиях при опытном определении предела выносливости. Поэтому подавляющее большинство опытных данных по оценке усталостной прочности материалов получено для изгиба при симметричном цикле.

Схемы двух простейших нагружений вращающихся круглых образцов для определения предела выносливости при изгибе показаны на рис. 7.

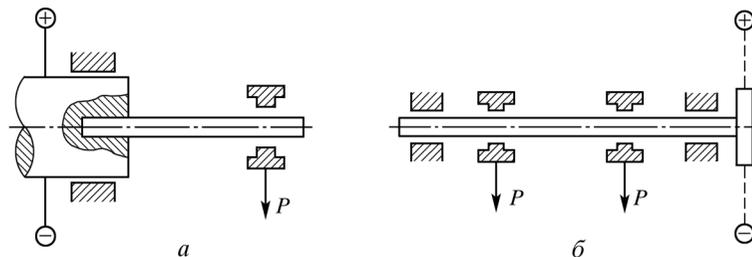


Рис. 7. Схемы нагружения образца при испытании на выносливость: а — консольное; б — чистым изгибом

Образец в этом случае работает или как консольная балка (рис. 7, а), или как простая балка, нагруженная двумя симметрично расположенными силами (рис. 7, б). При вращении образца его волокна будут испытывать попеременно растяжение и сжатие по симметричному циклу. Образец вращается со скоростью 1500... 30 000 мин⁻¹. Число циклов (оборотов) N определяется с помощью специального счетчика, который автоматически выключается при поломке образца.

Для определения предела выносливости из испытуемого материала берут серию образцов, одинаковых по размерам, форме и обработке, в количестве 6...10 штук. Первый образец нагружают так, что в нем возникает максимальное рабочее напряжение σ_1 , заведомо большее, чем предел выносливости. Образец испытывают на машине до разрушения, которое происходит при некотором числе циклов N_1 . Второй испытуемый образец нагружают меньшей нагрузкой того же цикла, и возникающее в нем максимальное рабочее напряжение σ_2 будет меньше σ_1 , а число циклов до разрушения N_2 , очевидно, будет больше N_1 . При дальнейших испытаниях напряжение от образца к образцу продолжают снижать до тех пор, пока очередной образец выдержит, не разрушаясь, N_6 циклов, где N_6 — данное техническими условиями для каждого материала число циклов, называемое базой для определения предела выносливости. При определении предела выносливости (усталости) разность между напряжениями для последних двух образцов (разрушившегося и неразрушившегося) не должна превышать 0,2 МПа.

По полученным опытным данным строится кривая выносливости (рис. 8), дающая графическую зависимость между величиной максимального напряжения σ_{max} и количеством циклов нагружения, необходимых для разрушения образца. На рис. 8 кружочком со стрелкой помечен опыт, при котором образец выдержал заранее обусловленное количество перемен напряжений и не разрушился.

На рис. 8 и 9 показаны два типа характерных кривых выносливости. Для машиностроительных сталей и многих материалов (см. рис. 8) кривая на начальном участке резко монотонно убывающая, а затем на среднем участке переходит в слабонаклонную часть.

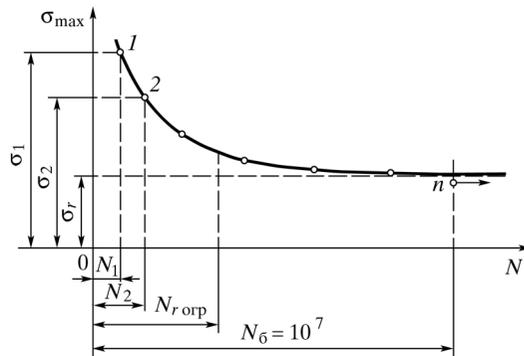


Рис. 8. Кривая выносливости (кривая Велера) в координатах N — σ_{\max} для черных металлов

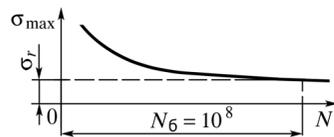


Рис. 9. Кривая выносливости для цветных металлов

Для цветных сплавов и некоторых легированных сталей особенно, а также для очень крупных образцов и моделей, испытываемых при одновременном влиянии переменных нагрузок и коррозий, кривая выносливости (см. рис. 9) имеет значительный наклон своей правой части.

База для определения предела выносливости устанавливается в зависимости от материала образца.

Обычно предел выносливости образцов из черного металла определяют на базе $(5...10)10^6$ циклов, а образцов из цветного металла — на базе 10^8 циклов.

Если обозначить наибольшее напряжение несломавшегося образца, выдержавшего базовое число циклов N_6 , через σ_r , а ближайшее напряжение сломавшегося образца — σ_n , то напряжение σ_r может быть принято за предел выносливости при условии, если отношение $(\sigma_n - \sigma_r)/\sigma_r$ не превышает определенной величины. В настоящее время эта величина не нормализована [3]. Иногда при испытаниях ее принимают равной 10 % при условии, что разность $(\sigma_n - \sigma_r) \leq 10$ МПа.

Часто величина предела выносливости определяется приближенно по кривой выносливости как численное значение ординаты точки пересечения кривой выносливости с вертикалью, проведенной на расстоянии, равном принятой базе N_6 (см. рис. 8 и 9).

Часто кривые выносливости строят в полулогарифмических $\sigma - \lg N$ (рис. 10) или логарифмических координатах $\lg \sigma - \lg N$ (рис. 11).

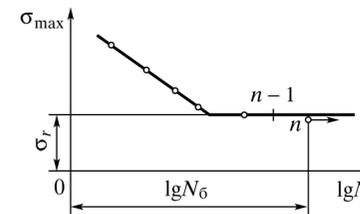


Рис. 10. Кривая выносливости в полулогарифмических координатах для черных металлов

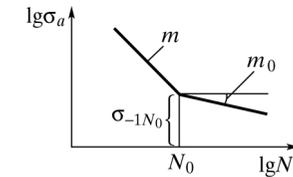


Рис. 11. Кривая выносливости в логарифмических координатах для черных металлов

Пользование логарифмической шкалой для значений числа циклов N удобно тем, что возможно на небольшой длине диаграммы расположить как малые, так и большие значения количества циклов N с той же относительной точностью. Кроме того, в этом случае кривая выносливости часто получает очень простой вид: она состоит из двух прямых линий — наклонной и горизонтальной.

Существует еще понятие предела ограниченной выносливости, под которым понимают наибольшее (по абсолютной величине) напряжение цикла, которое материал может выдержать заданное ограниченное число циклов $N_{\text{орг}}$, где $N_{\text{орг}} < N_6$.

Иногда из условия эксплуатации машины заранее известно, что деталь за время своей работы воспринимает значительно меньшее число циклов, чем принятое при определении предела выносливости. В этом случае более экономично расчет детали вести на долговечность, а не исходить из предела выносливости. **Долговечностью** называют свойство объекта (изделия, элемента конструкции) сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

Долговечность измеряется в единицах времени наработки, календарного времени, в циклах, моточасах и т. п. Под предельным состоянием понимается состояние, при котором дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований безопасности или снижения эффективности эксплуатации.

Расчетное и экспериментальное определение долговечности необходимо для установления **назначенного ресурса** ответственных элементов конструкции (например, двигателя автомобиля или самолета) — допустимого общего времени нахождения их в эксплуатации при соблюдении требований безопасности.

Кривая выносливости (см. рис. 8) позволяет решить вопрос о долговечности образца, так как абсциссы точек этой кривой (N_1, N_2, \dots) определяют долговечность образца при соответствующих значениях максимального напряжения цикла. При решении практических задач расчета деталей машин на долговечность часто пользуются аналитическими зависимостями, полученными на основе принятого некоторого «канонического» закона усталости металлов [5—6].

Так, например, хорошо согласуется с многочисленными результатами испытаний на выносливость подшипников качения и зубчатых передач следующая формула [6—8]

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} (N_6 / N)^{1/m}, \quad (8)$$

где σ_{-1N} — частный предел выносливости при любом заданном числе N знакопеременных симметричных циклов; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном знакопеременном цикле и при базовом числе циклов; N — число циклов частного предела выносливости; N_6 — базовое число циклов предела выносливости (σ_{-1}).

При симметричном знакопеременном кручении в формулу (8) необходимо подставить вместо σ_{-1N} и σ_{-1} значения τ_{-1N} и τ_{-1} .

Величина показателя степени $1/m$ формулы (8) зависит от свойств металла, конструкции детали машины и ряда технологических факторов. Для сталей при практических расчетах деталей машин на долговечность показатель степени $1/m$ колеблется в диапазоне $1/6 \dots 1/10$.

В этом случае усталостная долговечность измеряется числом циклов нагружений до появления трещины определенного разме-

ра или полного разрушения. Обычно у корня трещины, протяженностью $0,1 \dots 0,5$ мм, возникает местное увеличение напряжений, называемое концентрацией напряжений, которое облегчает ее дальнейшее развитие. Трещина, постепенно развиваясь и ослабляя сечение, вызывает в некоторый момент времени внезапное разрушение детали, которое нередко бывает связано с авариями и весьма тяжелыми последствиями. При испытаниях в качестве критерия разрушения часто используется понижение частоты собственных колебаний при появлении усталостной трещины [8—10].

В качестве детерминированной модели усталостной долговечности для простейших элементов конструкции (образцов) при одноосном напряженном состоянии принимается зависимость [11] (см. рис. 11):

$$\sigma_a^{m(\sigma_a, T)} \bar{N} = C(\sigma_a, T),$$

где σ_a — амплитуда (стационарных) переменных напряжений; T — температура испытания; \bar{N} — среднее число циклов до разрушения; C и m — параметры элемента конструкции, зависящие от материала, технологии изготовления и ряда других факторов.

Заметим, что в **детерминированных моделях** (основной вид разрушения при практическом использовании) действующие напряжения и характеристики материала имеют вполне определенные (детерминированные) значения. В приближенных расчетах принимается

$$m(\sigma_a, T) = \begin{cases} m(T)\sigma_a \geq \sigma_{-1N_0}(T); \\ m(T)\sigma_a < \sigma_{-1N_0}(T); \end{cases}$$

$$C(\sigma_a, T) = \begin{cases} m(T)\sigma_a \geq \sigma_{-1N_0}(T); \\ m(T)\sigma_a < \sigma_{-1N_0}(T), \end{cases}$$

где $\sigma_{-1N_0}(T)$ — значение предела выносливости в точке перелома усталостной кривой (см. рис. 11).

Наличие точки перелома связано с изменением механизма преимущественного развития усталости. При высоком уровне напряжений усталостное разрушение происходит в результате нако-

пления пластических деформаций по плоскостям сдвигов, при малом уровне напряжений развиваются диффузионные процессы перемещения дислокаций.

Отметим, что точка перелома при изображении кривой выносливости в логарифмических координатах принадлежит обоим участкам, и потому

$$\sigma_{-1N_0}^{m(T)} N_0 = C(T); \quad \sigma_{-1N_0}^{m_0(T)} N_0 = C_0(T).$$

Последние соотношения приводят к простой зависимости между параметрами $C_0(T) = C(T) \sigma_{-1N_0}^{m_0(T)-m(T)}$.

Обычные значения параметров m и m_0 при не очень высоких температурах $m(T) = 6..14$, $m_0(T) = 10..80$. Так как $m \gg 1$ и $m_0 \gg 1$, то влияние уровня переменных напряжений на долговечность весьма существенно. В реальных конструкциях запас по долговечности значительно больше запаса по напряжениям.

Запас долговечности показывает, во сколько раз должна быть увеличена продолжительность нагружения, чтобы при заданном уровне нагрузок произошло разрушение.

Запас прочности устанавливает, во сколько раз следует увеличить нагрузки, чтобы при данной продолжительности нагружения возникло разрушение.

В настоящее время изменилось представление о пределе усталости как о напряжении, при котором деталь может выдержать бесконечно большое число циклов нагружений, т. е. является «вечной». Такая трактовка предела усталости не подтверждается результатами массовых опытов по изучению усталостной прочности деталей машин. Другими словами, современный расчет деталей машин на долговечность требует решительного отказа от трактовки предела усталости в качестве напряжения, которое деталь может выдержать бесконечно большое число раз [9, 10]. Поэтому в ранних работах по усталостной прочности второй участок (см. рис. 8) принимался горизонтальным. Однако исследования на большой базе $N > 5 \cdot 10^7$ показали, что у большинства конструкционных материалов происходит постепенное снижение предела выносливости. Однако не следует считать, что усталостные поломки конструкции неизбежны. Даже при непрерывной работе с часто-

той колебаний 10^3 Гц в течение 50 лет (при расчетах примем 360 дней в году) накапливается

$$N = 10^3 \cdot 3,6 \cdot 10^3 \cdot 8,64 \cdot 10^3 \cdot 50 = 1,555 \cdot 10^{12} \text{ циклов.}$$

Принимая с запасом $N = 10^{14}$, а для точки перелома $N_0 = 10^7$, находим амплитуду разрушающих напряжений при $m_0 = 20$:

$$\sigma_{-1N}^{20} \cdot 10^{14} = \sigma_{-1N_0} \cdot 10^7.$$

Откуда

$$(\sigma_{-1})_{10^{14}} \approx \sigma_{-1} \cdot 10^{-7/20} \approx 0,22\sigma_{-1},$$

где σ_{-1} — обычный предел выносливости (на базе 10^7 циклов).

Амплитуда переменных напряжений порядка $\frac{1}{3}\sigma_{-1}$ практически не может привести к усталостному разрушению за неопределенно долгий срок [11].

Действительно, если в полной мере учитывать действительную роль интерференции механических колебаний в отдельных микрообъемах металла при усталостных испытаниях, то кривая Велера теоретически не может идти параллельно оси абсцисс, а должна где-то иметь с ней пересечение. Дело в том, что даже при малых напряжениях, но при наличии вибраций образца в нем фактически появляются пики напряжений.

Безусловно, это обстоятельство при малых напряжениях не будет представлять опасности (с точки зрения преждевременного разрушения металла), но так как интерференция колебаний проявляется статистически, все же всегда будет существовать вероятность весьма удачных совпадений отдельных колебаний и как результат этого — возникновения больших пиков напряжений в том или ином месте образца.

Таким образом, в слабонагруженном, но вибрирующем образце не исключается возможность появления сильных (хотя и редких) перенапряжений, поэтому рассмотрение всего процесса во времени может привести к заключению об условном начертании кривой Велера в своей правой части [3]. Как уже указывалось, особенно для цветных металлов кривая Велера идет достаточно быстро на сближение с осью абсцисс.

Разницу в форме кривых выносливости можно объяснить тем, что температурные явления, возникающие в образцах при проведении их испытаний на выносливость для легкоплавких цветных металлов, имеют относительно более сильное влияние, чем для тугоплавких черных металлов.

Придерживаясь изложенного, следует ожидать, что с увеличением температуры кривые выносливости для черных металлов быстрее пойдут на сближение с осью абсцисс, что имеет место в действительности для железоуглеродистых сплавов при температурах испытаний в 400 °С и выше.

На рис. 12 приведена схема взаимного расположения кривых выносливости металла при различных температурах испытаний ($t_1 < t_2 < t_3$ и т. д.).

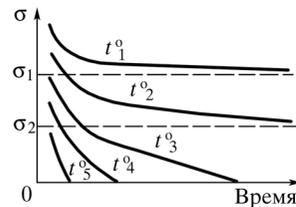


Рис. 12. Схема взаимного расположения кривых выносливости (кривых Велера) для металла, испытанного при разных температурах

При повышении температуры от t_1 до t_2 предел выносливости падает от величины σ_1 до σ_2 , но при напряжениях ниже этого предела образец может работать длительное время, так как кривая выносливости приобретает достаточно пологий характер.

При значительном повышении температуры разрушение образца при испытаниях может происходить в сравнительно короткие промежутки времени и при очень малых напряжениях, и понятие предела выносливости в этом случае теряет свой смысл.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется пределом выносливости или усталости?
2. Какие напряжения, характеризующие цикл переменных напряжений, являются определяющими с точки зрения прочности детали?

3. Как проводятся испытания на выносливость?
4. Как строится кривая выносливости материала после циклических испытаний?
5. Что такое базовое число циклов испытания на выносливость и чему оно равно для черных и цветных металлов?
6. Почему кривые выносливости строят в полулогарифмических $\sigma - \lg N$ или логарифмических координатах $\lg \sigma - \lg N$?
7. Что такое предел ограниченной выносливости и как он определяется?
8. Как определяется долговечность деталей машин при действии переменных напряжений?
9. Как влияет повышение температуры при испытаниях на выносливость?
10. Как изменяется кривая усталостной прочности на начальном участке?

1.3. Понятие о физической природе процесса усталостного разрушения

Усталость можно охарактеризовать как процесс постепенного разрушения, складывающийся из **зарождения** трещины и ее роста до размера, при котором начинается неустойчивое распространение трещины.

Внешне процесс усталостного разрушения детали протекает следующим образом. Когда переменные напряжения больше определенной величины для данной детали, после некоторого значительного количества циклов напряжений разрушение начинается с появления в наиболее слабом месте (в местах наибольших напряжений или там, где имеются пороки материала) микротрещины. Появившаяся микротрещина сначала очень маленькая, не различима невооруженным глазом, с течением времени прогрессивно развивается, проникает вглубь детали, и в конце концов сечение детали настолько ослабляется, что происходит внезапный излом.

На рис. 13 приведена кривая роста трещины усталости на вале из конструкционной стали [5]. При наличии концентрации напряжений трещина в начале ее образования развивается медленнее благодаря тому, что она быстро выходит из области высокой напряженности, которая сосредоточена в небольшом объеме око-

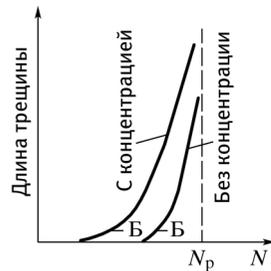


Рис. 13. Характер прогрессивного роста трещины усталости

ло источника концентрации (отверстие, галтель, нарезка резьбы и т. д.).

Как видно из рис. 13, трещина возникает незадолго до окончательного разрушения детали. На протяжении примерно 70...90 % общего числа циклов, необходимых для разрушения, деталь работает без трещины, и после образования ее количество циклов, выдерживаемых деталью, составляет 30...10 % общего числа. Если условия работы детали таковы, что только в отдельные периоды переменные напряжения достигают величин, достаточных для развития трещин усталости, рост трещины происходит только в эти периоды, и процесс усталостного разрушения может длиться очень долго. Так, например, у осей подвижного состава железных дорог, у которых рост трещин усталости большей частью происходит в периоды их перегрузки, окончательное разрушение может произойти после нескольких лет работы [6].

На поверхности усталостного излома можно наблюдать две, иногда три типичных зоны, показанные на рис. 14 [5] для случаев разрушения вала или оси с вращением и при плоском изгибе. Зона *A* соответствует начальной стадии развития трещины, которая, зародившись в некотором микроскопическом объеме на контуре, сначала медленно развивается в макротрещину, излом в ряде случаев напоминает форму глазка. Этот период развития соответствует точке *B* части кривой, приведенной на рис. 13. Увеличение напряженности в месте расположения микротрещины (в связи с ослаблением сечения в этом месте) вызывает ускоренный (выше точки *B*) рост трещины по части сечения излома *B* (рис. 14, *a*). После того как трещина заняла определенную часть сечения, происходит мгновенное хрупкое разрушение по части сечения *B*. По-

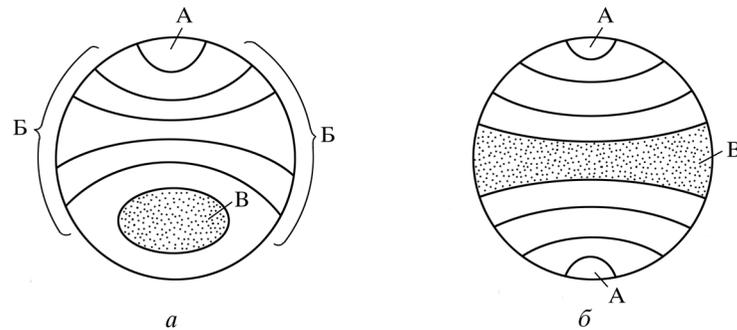


Рис. 14. Характер излома:
a — при изгибе с вращением; *б* — при плоском изгибе

верхность излома в сечении *B* бывает плоской и гладкой, она образуется постепенно в результате развития трещины усталости. Поверхность ее получается гладкой в результате притирания поверхностей трещины, которая при переменных напряжениях раскрывается и закрывается при каждом цикле. Зона крупнозернистого хрупкого излома *B* объясняется тем, что у конечного края трещины, постепенно проникающей вглубь детали, имеет место сложное напряженное состояние, которое приводит к хрупкому разрушению.

Размеры и формы части сечения *B*, соответствующие окончательному разрушению, зависят от конфигурации детали, условий нагружения и величины напряжений, вызвавших разрушение. Для круглых валов при изгибе с вращением контур излома окончательного разрушения тем ближе по форме к окружности и тем ближе расположен к центру сечения, чем выше напряжения, вызвавшие разрушения.

При изгибе оси круглого сечения в одной плоскости (по симметричному циклу) наблюдаются образование и рост трещины с двух сторон сечения навстречу друг другу, как показано на рис. 14, *б*. Окончательный излом имеет форму полосы (тем ближе расположенной к центру сечения, чем выше напряжения).

На рис. 15 показан внешний вид усталостного излома задней полуоси автомобиля, на которой легко различимы две зоны: одна гладкая с притертой поверхностью, а другая с крупнозернистой поверхностью, характерной для разрушения хрупких материалов [4].

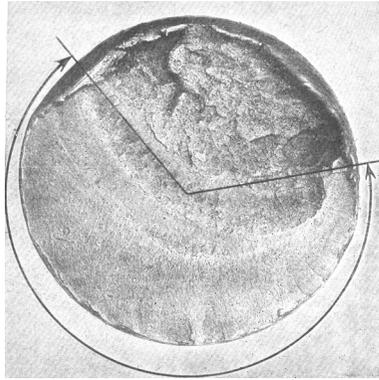


Рис. 15. Характерный внешний вид усталостного излома металла

При исследовании твердости по поверхности изломов установлено, что наклеп на гладкой поверхности оказывается наиболее высоким в тех частях, где началось образование трещины; он постепенно падает по мере приближения к месту окончательного разрушения.

Изучение формы и свойств поверхности усталостных изломов позволяет судить о характере усилий, вызвавших разрушение, о степени перегруженности сломавшейся детали, а также о наличии существенных изменений величины нагрузки, действовавшей в процессе развития трещины.

В связи с последним следует заметить, что рост трещины прекращается при напряжениях в 2...2,5 раза меньше, чем те, которые вызвали ее образование и первоначальное развитие.

Несмотря на то, что явление усталости привлекает внимание исследователей с середины прошлого века, механизм появления трещин усталости очень сложен, и до сих пор физическая сторона явления усталости еще не может считаться вполне изученной. В настоящее время имеется несколько теорий усталостного разрушения. Перечислим некоторые из этих гипотез:

- гипотеза возникновения трещин в результате исчерпывающей способности к сдвигу кристаллических зерен;
- гипотеза внутренних трещин (пороков в материале);
- гипотеза поверхностных неровностей и трещин.

Заметим, что все перечисленные гипотезы не противоречат, а скорее дополняют друг друга. В одних случаях зона возникнове-

ния трещин расположена у поверхности, в других — в толще материала детали. До сих пор остается неясным, возникают ли усталостные трещины как результат сложения остаточных напряжений в материале и напряжений от внешних нагрузок, или усталостные трещины являются результатом увеличения и развития микротрещин, существовавших в материале до нагружения.

В некоторых случаях возникшие от тех или иных причин трещины увеличиваются и множатся вплоть до разрушения, иногда наступает состояние равновесия — рост трещин прекращается.

Замечено, что развитие трещин становится особенно интенсивным, если напряжения меняются не только по величине, но и по знаку (например, растяжение сменяется сжатием).

Согласно [1] усталостное разрушение объясняется неоднородностью кристаллических тел (к ним относятся и технические металлы), которые представляют собой конгломерат мелких (в пределах 0,01...0,001 мм), неправильных и случайно ориентированных, связанных между собой зерен-кристаллитов. Между кристаллитами имеются поры и неметаллические включения.

На рис. 16 показана фотография травленной поверхности металла [5, 11], на которой ясно видна сетка тонких линий, соответствующих сечению границ зерен плоскостью шлифа. Произвольность очертания сетки свидетельствует о произвольности очертаний кристаллитов.

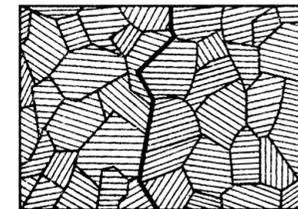


Рис. 16. Кристаллическое строение металла (видна трещина усталости)

Кристаллиты, как и всякое кристаллическое тело, обладают резкой анизотропией, т. е. имеют различные механические свойства по произвольным направлениям. Благодаря этому отдельные зерна имеют совершенно разные пределы текучести в направлении действия силы и по-разному напряжены вследствие неоднородно-



Рис. 17. Вычисленные и действительные напряжения в металле по линии А—В

сти структуры. Это приводит к неодновременному достижению предела текучести в кристаллитах. Напряжения, вычисленные по обычным формулам сопротивления материалов, дают лишь их средние значения.

На рис. 17 дана схематичная иллюстрация этого положения [6]. Средние вычисленные напряжения (сплошная линия) могут быть значительно ниже действительных напряжений, возникающих в металле в неблагоприятно расположенных зернах, на многих элементарных площадках, где имеются микротрещины, неметаллические включения и микроскопические пустоты. Это приводит к тому, что по сечению в отдельных наиболее напряженных зернах металла возникают пластические деформации при номинальных напряжениях, меньших предела упругости. Эти деформации дают искажения кристаллической решетки такого же характера, как и при статической нагрузке.

Под действием переменных напряжений в этих зернах вследствие пластической деформации разных знаков и снижения предела упругости (явление Баушингера) происходит наклеп (упрочнение) металла, в результате которого напряжения в этих зернах будут повышаться при падении напряжений в других зернах, так как среднее напряжение по сечению металла остается неизменным.

В итоге, в отдельных «дефектных» местах зерна возможно образование скольжения с надрывом по направлению наибольших касательных напряжений, что приводит к разупрочнению (разрыхлению) в зерне по плоскостям скольжения. При достаточном числе циклов напряжений количество мест разрыхления (надрывов) увеличивается. Наконец, одна из линий сдвигов, а затем и другие путем разрыхления превращаются в трещину.

Однако возникновение трещины в одном зерне или в нескольких изолированных зернах может еще не вызвать разрушения, так

как они представляют собой неоднородности одного порядка с неоднородностями, присущими микроструктуре металла.

При напряжениях, превышающих предел выносливости, с увеличением количества циклов число микротрещин, возникающих в разное время в отдельных зернах, увеличивается, и они постепенно разрастаются. Оказавшиеся рядом несколько кристаллитов с такими зародышами постепенно разрастающихся навстречу друг другу микротрещин могут образовать в наиболее напряженном участке материала опасную трещину.

Наличие достаточно развитой трещины с высокой концентрацией напряжений у ее дна предопределяет возникновение новых трещин, что обуславливает прогрессивный рост основной трещины, приводящей в конце концов к разрушению.

Возможность разрушения детали от усталости определяется вероятностью нахождения рядом нескольких кристаллитов с трещиной усталости. Такая возможность растет с увеличением абсолютных размеров детали. Это положение подтверждается опытами, которые показывают, что с увеличением абсолютных размеров детали ее усталостная прочность снижается.

Начальная стадия усталостного процесса связана с преобладающим значением касательных напряжений, так как усталость определяется прежде всего пластическими деформациями, и трещины возникают из линий сдвигов в отдельных зернах. После появления трещины нормальные растягивающие напряжения раскрывают ее и способствуют ее развитию, поэтому последующая стадия усталостного процесса большей частью связана с преобладающим влиянием нормальных напряжений.

На рис. 18 показан пример развития трещины усталости при переменном кручении. Трещина вначале развивается на небольшом участке в направлении действия касательных напряжений, а затем отклоняется в направлении по спирали под углом 45° , т. е. развивается по поверхностям действия наибольших нормальных растягивающих напряжений [6].

Увеличение зародышей усталостных трещин при переменном по направлению скольжении происходит,

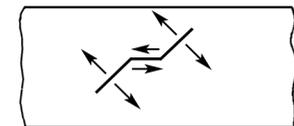


Рис. 18. Схема развития трещины усталости на поверхности вала при кручении

как правило, в плоскостях, где действуют максимальные касательные напряжения. Пока трещина распространяется вдоль плоскости скольжения, никаких изменений в процессе ее роста не обнаруживается. Этот процесс обычно называют первой стадией роста трещины, которая может составлять иногда незначительную, а иногда существенную часть всей долговечности. Это характерно, по-видимому, для малых напряжений. Трещина при этом растет медленно. При действии высоких циклических напряжений, при наличии вырезов или в условиях, когда отношение растягивающего напряжения к касательной составляющей велико, первая стадия роста трещины может перейти во вторую.

Вторая стадия роста трещины проходит под влиянием максимального главного нормального напряжения в окрестности вершины трещины, а не локального касательного напряжения. При этом вершина трещины может отклониться от плоскости скольжения, и трещина будет распространяться в направлении, примерно перпендикулярном направлению главного нормального напряжения. Поверхность разрушения, образуемая во второй стадии роста трещины, характеризуется наличием борозд и полос, ширина и плотность которых зависят от величины действующего напряжения. Эта поверхность разрушения относительно гладкая. Наконец, трещина достигает критического размера, и на следующем очередном цикле разрушение завершается. Это третья стадия усталостного разрушения. Анализ поверхности конечной стадии разрушения свидетельствует о возникновении непосредственно перед разрушением пластической деформации. У пластичных материалов поверхность конечной стадии разрушения имеет вид среза по плоскостям максимального сдвига.

Развитие усталости определяется борьбой двух взаимосвязанных процессов упрочнения и разупрочнения.

Вопросы для самопроверки

1. Как зарождаются трещины усталости?
2. Как распространяются трещины усталости?
3. Каковы характерные признаки усталостного разрушения?
4. Что называют первой стадией роста трещины усталости?

5. Какова вторая стадия роста усталостной трещины?
6. Какие существуют главные гипотезы возникновения трещин усталости?
7. Что влияет на продолжительность каждой стадии усталостного разрушения?
8. Что влияет на развитие трещины усталости?
9. Чем отличаются поверхности усталостного излома пластических и хрупких материалов?
10. Каковы типичные зоны усталостного разрушения?
11. Можно ли по состоянию поверхности разрушения определить, где появилась усталостная трещина?

1.4. Обнаружение усталостных трещин

Всегда есть опасность усталостного разрушения деталей при действии циклических напряжений; поэтому, чтобы избежать разрушений, необходимо, если это возможно, наблюдать за образованием трещины. Ясно, что наблюдение будет эффективным, если повреждение обнаружится на ранней стадии усталостного процесса, и это обнаружение будет иметь большое значение, если метод позволит установить усталостное повреждение, прежде чем произойдет разрушение. К сожалению, хотя изменения определенных физических свойств могут быть обнаружены в лаборатории перед образованием трещин, надежных методов, предсказывающих возможное наступление разрушения в рабочих условиях (или в условиях эксплуатации) пока не разработано.

Существует много различных методов обнаружения трещин, каждый может иметь преимущество для отдельных конкретных случаев. Наиболее пригодными являются следующие методы: магнитный, проникающих веществ, электрический и ультразвуковой.

Детальные обзоры методов обнаружения усталостных трещин представлены в работе [4], обзоры в обобщенном виде даны в работах [10—15].

Метод магнитной дефектоскопии основан на искривлении линий магнитного поля около трещины или дефекта из-за местного изменения проницаемости. Прибором осуществляется намагничивание и определяется искривление поля. Искривление оказыва-

ется наибольшим, если поле пересекает трещину под прямым углом. Для обнаружения поперечных трещин исследуемую деталь помещают между полюсами электромагнита так, чтобы получить продольное намагничивание.

Для обнаружения продольных трещин исследуемую деталь намагничивают в окружном направлении путем пропускания через нее сильного тока (обычно переменного).

Чтобы обнаружить отклонение линий поля, вызванное трещиной, тонко размельченный магнитный порошок, взвешенный в парафине, наносится каким-либо способом на деталь.

Магнитные частицы показывают линии, характеризующие положение трещин. Этот метод можно использовать при исследовании больших конструкций, которые нельзя демонтировать; преимущества метода состоят в чувствительности и простоте применения.

Недостатки метода заключаются в том, что его можно применять только для намагничиваемых деталей, причем трещины обнаруживаются на поверхности или близко к ней; последнее не является серьезным недостатком, так как почти все усталостные трещины образуются на поверхности.

Большинство методов обнаружения трещины с помощью проникающей жидкости основано на двух простых принципах: на вытекании жидкости из трещины и на осаждении в трещине флуоресцирующего материала, который делает ее видимой невооруженным глазом.

Наиболее простым методом является погружение исследуемой детали в горячее масло, после чего поверхность очищают и покрывают мелом. По мере выделения масла из трещины на белой поверхности образуется пятно. Лучшие результаты можно получить с красками, которые специально готовят для этой цели. Одним из недостатков применения красок является засорение трещины, что делает более трудным использование впоследствии других методов.

Флуоресцирующие материалы более чувствительны, чем краски, но они требуют осмотра при ультрафиолетовом свете, что не всегда возможно. Главное преимущество методов проникания — их простота. Однако для магнитных материалов лучшие результаты получаются при магнитных методах. Методом проникания

можно не обнаружить закрывшиеся трещины, а также не имеющие выхода на поверхность.

Применение электрических методов имеет два преимущества по сравнению с магнитным методом и методом проникания. Во-первых, удается обнаружить дефекты под поверхностью, во-вторых, испытание можно проводить более быстро (особенно длинных валов, труб или рельсов).

В США [14] разработан оригинальный электромагнитный метод обнаружения трещин в рельсах в рабочих условиях. Сильный постоянный ток пропускается через рельсы, наводя магнитное поле, которое пересекается катушкой-искателем, помещенной между рельсами. Наличие трещины изменяет поток, и соответствующий ток наводится в катушке. Аппаратура дает возможность быстро и эффективно обнаруживать трещины как на поверхности, так и под поверхностью [15]. Обнаружение трещин возможно также с помощью переменного тока, когда образец служит сердечником трансформатора, проводимость которого ослабляется трещиной или другим нарушением сплошности. Может быть также использовано измерение электрического сопротивления; переменный ток более эффективен для обнаружения поверхностных трещин, а постоянный ток — для трещин, расположенных на некотором расстоянии от поверхности.

Обнаружение трещин ультразвуком связано с изменением передачи или отражения упругих волн в металле, возбужденных пьезокварцевым датчиком или магнитостриктером. При испытаниях путем передачи колебаний ультразвуковой луч излучается датчиком, присоединенным к одной стороне исследуемой детали, и принимается вторым датчиком с другой стороны детали. Если луч пересечет трещину или пустоту, некоторая часть его энергии потеряется при отражении и рассеивании, что и будет зафиксировано приемником. При испытании отражением датчик посылает короткие высокочастотные импульсы, которые отражаются от противоположной поверхности исследуемой детали, а также от любой трещины или пустоты в материале. Отраженный импульс принимается либо тем же датчиком, либо специальным датчиком-приемником и направляется на катодно-лучевой осциллограф. Расшифровка принятых сигналов вызывает известные трудности, но при некотором опыте работы и повторении испытаний

при различных положениях датчика можно обнаружить небольшие усталостные трещины и определить их расположение. Кроме того, аппаратура может быть портативной, а толщина испытуемой детали не ограничивается [15].

В другом методе используются ультразвуковые поверхностные волны; этот метод применяется для обнаружения усталостных трещин в деталях сложной формы. С его помощью усталостные трещины можно обнаружить, например, в турбинных лопатках без их демонтажа [3].

Рентгеновские лучи широко используются для обнаружения дефектов, но недостаточно чувствительны для надежного обнаружения усталостных трещин. Трещины можно обнаружить травлением поверхности кислотой, а затем исследованием под микроскопом с небольшим увеличением; кислота разъедает края трещины, в результате чего она становится видимой. Метод может быть эффективным и используется для немагнитных металлов, но его нельзя рассматривать как метод обнаружения трещин полностью без разрушения.

Метод обнаружения усталостных трещин с помощью прикреплённых проволок успешно использовался в натурных исследованиях крыла самолета [3, 11]. Изолированные отожженные медные проволоки диаметром 0,05 мм приклеивали к конструкции в тех местах, где ожидалось усталостное разрушение. Усталостная трещина, проходя под проволокой, вызывает разрушение последней, и сигнал с помощью электрической цепи подается в систему предупреждения.

Таким способом можно обнаружить трещины, невидимые невооруженным глазом, а иногда невидимые даже под микроскопом с двадцатикратным увеличением.

В двигателях внутреннего сгорания от действия переменных термических напряжений возникают трещины на кромке камеры сгорания (КС) (особенно это относится к полукрытым КС — типа ЦНИДИ). Основными причинами образования трещин на кромке КС относятся:

- переменные напряжения, вызываемые воздействием переменного давления газов в цилиндре в течение рабочего цикла;
- низкочастотные колебания температуры поршня, связанные со сменой режимов работы двигателя;

- высокочастотные циклические термические колебания, обусловленные изменением температуры материала в поверхностном слое камеры сгорания в течение каждого рабочего цикла.

Заметим, что величина напряжений в кромке КС, вызванная температурными градиентами, превосходит напряжения вызванные силами давления газов в цилиндре [12, 13]. На рис. 19 показано возникновение трещин на кромке полукрытой КС дизеля Д-240 (ЧН 11/12,5). Появление трещин приводит к нарушению рабочего процесса. Для устранения появления трещин обычно кромки КС делают с закруглением.



Рис. 19. Развитие трещин в кромке камеры сгорания тракторного дизеля

Периоды, в которые следует осматривать детали для обнаружения трещин, зависят от скорости, с которой усталостные трещины могут распространяться в рабочих условиях. Если усталостная трещина обнаружена в детали, то обычно эта деталь удаляется. Иногда требуется отремонтировать деталь или препятствовать распространению усталостной трещины.

Наиболее простым методом является просверливание небольшого отверстия в конце трещины. Это может предотвратить дальнейшее распространение трещины и смягчить до некоторой степени концентрацию напряжений. Отверстие следует сверлить на некотором расстоянии впереди распространяющейся трещины, оставляя перемычку между концом трещины и отверстием, так как материал впереди трещины может быть поврежден. Другим способом предотвращения распространения трещины является ремонт детали, например, путем заварки трещины. Ремонт с помощью сварки может быть удовлетворительным, если деталь зава-

ривается в продольном направлении, однако возникающие от сварки остаточные напряжения в поперечном направлении в процессе охлаждения могут вызывать образование трещины в основном металле, примыкающем к шву. Кроме того, навариваемый металл может иметь источники концентрации напряжений в виде включений и непроваров, от которых могут распространяться усталостные трещины [14, 15].

Однако существуют обстоятельства, когда наличие небольших усталостных трещин не является опасным. В случае острого надреза циклическая нагрузка, необходимая для образования трещины на дне надреза, может быть значительно ниже, чем нагрузка, потребная для ее распространения вне непосредственной близости к надрезу. В результате, в процессе эксплуатации детали трещины не распространяются. Это имеет место, например, в шпильке кривошипа паровоза у прессовой посадки колеса. Этот эффект вызывается сочетанием высокой концентрации напряжений в месте посадки и коррозии трения. Хорджер и Кентлей [14] показали, что такие нераспространяющиеся трещины появлялись, когда кривошип испытывался в лаборатории при постоянном размахе напряжения. Глубина роста трещин зависит от действующего напряжения, причем максимальная глубина нераспространяющейся трещины составляет около 2,5 мм [13].

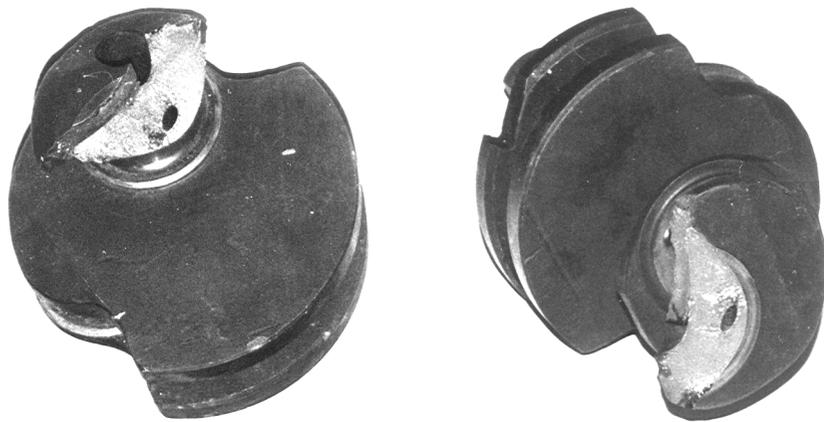


Рис. 20. Разрушение коленчатого вала дизеля 2Ч 7,6/8,0 (конструкции НИКТИД) по шее от действия напряжений изгиба

На рис. 20 показано усталостное разрушение коленчатого вала; трещина распространялась от источника концентрации напряжений в месте сопряжения шеек и шек.

Зарождение трещины происходило в указанных сечениях из-за высокой концентрации напряжений, которая, как будет показано далее, возникает в виду уменьшения радиуса галтели. Видны характерные притертые поверхности, которые образуются при раскрытии трещины.

Хотя на коленчатые валы в рабочих условиях действует сочетание изгибающих и крутящих нагрузок, приведенное разрушение является характерным в основном для изгибающих нагрузок, потому что трещина распространялась примерно по поверхности к шейке вала. Если крутящие нагрузки преобладают, то трещины имеют тенденцию распространяться под углом 45° к оси вала. Реже усталостные трещины распространяются от масляного отверстия в шейке вала, если при обработке шейки не были заполированы поверхности выхода отверстия.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные методы обнаружения усталостных трещин в деталях.
2. В чем суть метода магнитной дефектоскопии обнаружения усталостных трещин?
3. Преимущества и недостатки метода магнитной дефектоскопии обнаружения усталостных трещин.
4. В чем суть метода проникания обнаружения усталостных трещин?
5. Преимущества и недостатки метода проникания.
6. В чем суть электромагнитного метода обнаружения усталостных трещин?
7. На чем основан метод магнитной дефектоскопии обнаружения усталостных трещин?
8. На чем основано обнаружение трещины усталости ультразвуком?

Глава 2

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ

Не хвастайся, мудрец, что день грядущий — твой
И не теряй минут на много размышлений!..

*Омар Хайям*¹

2.1. Влияние типа деформации

Наибольшее количество опытных данных имеется по определению предела выносливости при изгибе вращающегося образца $\sigma_{-1}^{\text{изг}}$.

Результаты многочисленных опытов по установлению связи между пределом выносливости при изгибе $\sigma_{-1}^{\text{изг}}$ и пределом прочности при растяжении $\sigma_{\text{в}}$ различных сталей приведены на рис. 21. Кривые I и II ограничивают область разброса точек, полученных экспериментально. В среднем для сталей с пределом прочности от 300 до 1200 МПа можно принять [7, 8]

$$\sigma_{-1}^{\text{изг}} \approx 0,5 \sigma_{\text{в}}$$

Эта зависимость соответствует прямой *AB* (см. рис. 21). Для высокопрочных сталей с пределом прочности от 1200 до 1800 МПа ориентировочно можно принять

$$\sigma_{-1}^{\text{изг}} = -99,2857 + 0,8054\sigma_{\text{в}} - 0,0002\sigma_{\text{в}}^2.$$

Эта зависимость соответствует линии *ABC* на рис. 21.

¹ Омар Хайям и персидские поэты X—XVI веков / под ред. В.П. Бугромеева [и др.]. М.: Белый город, 2007.

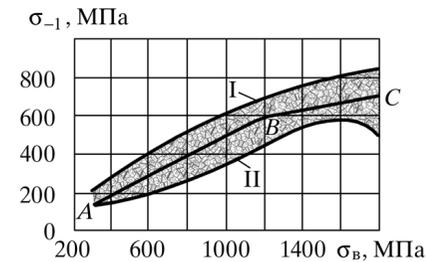


Рис. 21. Опытные данные по установлению зависимости между $\sigma_{-1}^{\text{изг}}$ и $\sigma_{\text{в}}$ для сталей

Соотношение между $\sigma_{-1}^{\text{изг}}$ и $\sigma_{\text{в}}$ для цветных металлов изменяется в более широких пределах, чем для сталей, и составляет:

для латуни:

$$\sigma_{-1}^{\text{изг}} \approx (0,3...0,4) \sigma_{\text{в}};$$

для бронзы:

$$\sigma_{-1}^{\text{изг}} \approx (0,3...0,5) \sigma_{\text{в}};$$

для алюминиевых сплавов:

$$\sigma_{-1}^{\text{изг}} \approx (0,25...0,40) \sigma_{\text{в}}.$$

Приближенная зависимость между пределом выносливости для осевой деформации (растяжение — сжатие) $\sigma_{-1}^{\text{ос}}$ и пределом выносливости при изгибе $\sigma_{-1}^{\text{изг}}$ для сталей при симметричных циклах равна

$$\sigma_{-1}^{\text{ос}} \approx (0,7...0,8) \sigma_{-1}^{\text{изг}}.$$

Пониженное значение предела выносливости при осевой деформации по сравнению с изгибом объясняется тем, что при осевой деформации трудно достигнуть точно центрального осевого нагружения, и практически имеет место внецентренное приложение продольной нагрузки. Кроме того, при растяжении — сжатии напряжения по всему сечению распределяются равномерно, а при изгибе наибольшие напряжения испытывают только крайние волокна (рис. 22), остальная часть материала испытывает меньшие напряжения; это обстоятельство затрудняет появление и развитие трещин усталости во всем объеме металла.

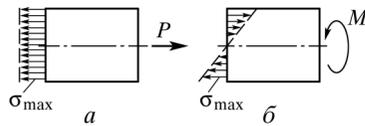


Рис. 22. Эпюры напряжений в поперечных сечениях стержней:
а — при растяжении; б — при изгибе

Предел выносливости при кручении τ_{-1}^k для сталей [8—10]:

$$\tau_{-1}^k \approx (0,40 \dots 0,70) \sigma_{-1}^u.$$

В большинстве случаев $\tau_{-1}^k \approx 0,58 \sigma_{-1}^u$.

Соотношения между пределами выносливости и пределами текучести при кручении и изгибе примерно равны между собой, т. е.

$$(\tau_{-1}^k) / (\sigma_{-1}^u) = (\tau_T^k) / (\sigma_T^u).$$

Приблизительно значения τ_{-1}^k и τ_T^k можно также определить по формулам [3]:

$$\tau_{-1}^k = \sigma_{-1}^u / \sqrt{3}; \quad \tau_T^k = \sigma_T^u / \sqrt{3}.$$

Все приведенные эмпирические формулы носят приближенный характер; пользоваться ими следует с осторожностью и тогда, когда такие данные отсутствуют в справочниках или невозможно определить величину предела выносливости опытным путем.

Значения пределов выносливости для разных материалов и различных типов деформаций, найденные при испытаниях нормальных образцов, приведены в прил. 1.

2.2. Влияние степени несимметрии цикла

Детали поршневых двигателей (коленчатые валы, шатуны, корпусные детали и т. д.), как и большинство деталей машин в действительных условиях эксплуатации, как правило, работают при несимметричных циклах, отсюда возникает необходимость знать пределы выносливости при таких переменных напряжениях. Как показывают опыты, величина предела выносливости существенно зависит от степени несимметрии цикла. Зависимость предела выносливости от степени несимметрии цикла изображают диа-

граммами предельных напряжений, которые строятся на основании опытных данных для каждого материала.

Напряжения, соответствующие работе материала на пределе выносливости (при таких напряжениях происходит разрушение образца), будем называть **предельными** и обозначать с индексом r (коэффициент несимметрии цикла) внизу ($\sigma_{r \max}$, $\sigma_{r \min}$, σ_{rm} , σ_{ra}). Понятно, что в этом случае наибольшее по абсолютной величине значение $\sigma_{r \max}$ или $\sigma_{r \min}$ совпадает с пределом выносливости σ_r .

Диаграмму зависимости амплитуды переменного напряжения цикла от среднего напряжения цикла называют [12] диаграммой предельных амплитуд Хейга (Haigh В.Р.) Она строится в координатах $\sigma_m - \sigma_a$, или для предельных значений получают зависимость $\sigma_{ra} = f(\sigma_{rm})$.

Диаграмму предельных напряжений при переменных напряжениях в виде зависимости $\sigma_{r \max}(\sigma_{r \min}) = f(\sigma_{rm})$ — максимального $\sigma_{r \max}$ и минимального $\sigma_{r \min}$ напряжений цикла от среднего напряжения σ_{rm} — называют диаграммой Смита (Smith J.H.). Эти диаграммы дают наглядное представление о работе материала при переменных напряжениях. Предельные напряжения, или $\sigma_{r \max}$ и $\sigma_{r \min}$ (по их значениям вычисляются σ_{rm} и σ_{ra}), определяются на специальных испытательных машинах, дающих возможность получить несимметричные циклы с различными коэффициентами несимметрии.

Для этого берут серию образцов и нагружают их переменной нагрузкой таким образом, чтобы сохранялись определенные соотношения между σ_m и σ_a (коэффициенты постоянства нагружения χ или несимметрии цикла r). Сохраняя это соотношение постоянным, и при проведении ряда испытаний увеличивают постепенно значения напряжений σ_{\max} и σ_{\min} до $\sigma_{r \max}$ и $\sigma_{r \min}$, а по полученным опытным данным строят кривую выносливости в координатах (N, σ_r) , асимптота которой отсекает на оси ординат величину предельного напряжения σ_r . Таким образом, определяется при назначенном значении $\chi = \text{const}$ или $r = \text{const}$ предельные величины σ_{rm} и σ_{ra} для некоторого цикла с известным коэффициентом несимметрии. Повторяя такие же испытания для циклов с разными значениями $r = \text{const}$, определяем для них ряд предельных значений σ_{rm} и σ_{ra} . Результаты опытов можно представить в виде графика.

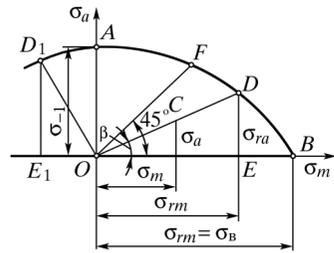


Рис. 23. Диаграмма предельных напряжений в координатах $\sigma_m - \sigma_a$

По оси абсцисс будем откладывать предельные для каждого коэффициента несимметрии r значения σ_m , а по оси ординат — σ_a . Каждая пара величин σ_{rm} и σ_{ra} , определяющих предельный цикл, будет изображаться на этом графике точкой (рис. 23, т. D). Для предельных циклов с различными коэффициентами несимметрии получим ряд точек. Плавная кривая AB , проведенная через эти экспериментальные точки, даст диаграмму предельных напряжений Хейга (Haigh В.Р.) [7, 10].

Точка B пересечения кривой AB с осью σ_m (амплитудное напряжение $\sigma_a = 0$) соответствует постоянной нагрузке, и, следовательно, ее абсцисса представляет в масштабе диаграммы предел прочности или временное сопротивление σ_b . Точка A кривой, для которой $\sigma_m = 0$, соответствует симметричному циклу, и ее ордината дает предел выносливости σ_{-1} .

Чтобы найти предел выносливости при заданном коэффициенте несимметрии r , на диаграмме предельных напряжений (см. рис. 21) необходимо через начало координат провести луч OD под углом β , тангенс которого

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1-r}{1+r} = \frac{1}{\chi}. \quad (9)$$

Сумма абсциссы σ_{rm} и ординаты σ_{ra} точки D (см. рис. 21) пересечения этого луча с кривой AB в соответствии с зависимостью (5) дает искомую величину предела выносливости σ_r :

$$\sigma_{r \max} = OE + ED = \sigma_{rm} + \sigma_{ra} = \sigma_r. \quad (10)$$

Предельное напряжение при пульсирующем цикле (коэффициент несимметрии $r = 0$) характеризуется точкой F пересечения кривой AB с лучом, проведенным из начала координат под углом 45° к оси абсцисс. Так как в этом случае $\sigma_m = \sigma_a$, из зависимости (9) $\operatorname{tg} \beta = 1$, т. е. при $r = 0$ $\beta = 45^\circ$.

В случае отрицательного среднего напряжения предельного цикла ($\sigma_{rm} < 0$) для определения предела выносливости нужно абсциссу брать по модулю

$$\sigma_r = |\sigma_{\min}| = OE_1 + E_1D = |\sigma_{rm}| + \sigma_{ra}.$$

Точки, лежащие на луче OD , представляют подобные циклы (поскольку отношение $\sigma_a/\sigma_m = \operatorname{const}$), и только точка D характеризует предельный цикл, а остальные точки, расположенные внутри области $OADB$ (например, точка C с координатами σ_m и σ_a , см. рис. 21), представляют безопасные циклы напряжений в смысле появления трещин усталости, так как в этом случае

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a < \sigma_{rm} + \sigma_{ra} < \sigma_r.$$

Для деталей из пластичных материалов опасным является не только усталостное разрушение, но и переход за предел текучести, что приводит к возникновению остаточных деформаций, искажающих форму и размеры детали. Поэтому максимальные напряжения циклов должны быть меньше не только предела выносливости, но и предела текучести

$$\sigma_{r \max} = \sigma_{rm} + \sigma_{ra} < \sigma_T.$$

Для того чтобы исключить из диаграммы ($\sigma_m - \sigma_a$) ту область, где $\sigma_{r \max} = \sigma_{rm} + \sigma_{ra} > \sigma_T$, проведем прямую KL , отсекающую на осях координат $\sigma_m - \sigma_a$ отрезки, равные σ_T (см. рис. 22). Уравнение прямой KL будет

$$\sigma_a + \sigma_m = \sigma_T. \quad (11)$$

Для точки N (см. рис. 22) $\sigma_r = \sigma_T$; для точек прямой NL в соответствии с зависимостью (11) $\sigma_{\max} = \sigma_T < \sigma_r$, а для точек участка кривой AN $\sigma_{\max} = \sigma_r < \sigma_T$.

Таким образом, линия предельных напряжений ANL состоит из участка кривой AN (линия предельных циклов по усталостной

прочности) и отрезка прямой NL (линия предельных циклов по статической прочности).

Все точки, лежащие в области $OANL$, представляют собой циклы безопасных напряжений, при которых исключаются усталостное разрушение и появление остаточных деформаций, так как в этом случае

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} < \sigma_r; \\ \sigma_{\max} < \sigma_T. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

При циклах, изображаемых точками, находящимися в области AKN (рис. 24), отсутствуют пластические деформации, так как имеет место усталостное разрушение (линия AN). Для точек этой области

$$\sigma_T > \sigma_{\max} > \sigma_r.$$

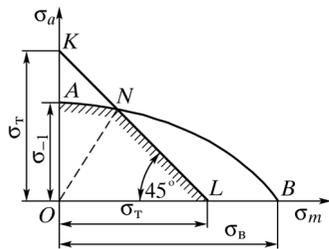


Рис. 24. Диаграмма предельных напряжений для пластичных материалов

Если точка, изображающая цикл, лежит в области LNB , то при таком цикле усталостное разрушение не происходит, но уже в первом цикле появляются пластические деформации, так как

$$\sigma_r > \sigma_{\max} > \sigma_T.$$

Диаграмма Смита выражает зависимость предельных значений максимального $\sigma_{r \max}$ и минимального $\sigma_{r \min}$ напряжений цикла от предельного среднего напряжения σ_{rm} (рис. 25). Кривые AC $\sigma_{r \max} = f(\sigma_{rm})$ и BC $\sigma_{r \min} = f(\sigma_{rm})$ строятся по точкам, полученным из опытных данных. Любой цикл на этой диаграмме изображается двумя точками.

Так, например, предельный симметричный цикл (среднее напряжение $\sigma_{rm} = 0$) изображается на диаграмме точками A и B .

Точка C ($\sigma_{r \max} = \sigma_{r \min} = \sigma_B$, а $\sigma_a = 0$) соответствует постоянной нагрузке, и ее координаты дают величину предела прочности при растяжении σ_B .

Точки F и H изображают предельный пульсирующий положительный цикл ($\sigma_{\min} = 0$), а ордината HF точки H — величину предела усталости при пульсирующем цикле σ_0 . Таким образом, в полученной диаграмме кривая AC ограничивает максимальные напряжения, BC — минимальные.

Для того чтобы по диаграмме (см. рис. 25) определить предел выносливости для любого цикла с коэффициентом несимметрии r при $\sigma_m > 0$, необходимо из начала координат провести луч OM под углом β к оси σ_m . Значение $\text{tg } \beta$ в данном случае определяется по формуле

$$\text{tg } \beta = \frac{\sigma_{r \max}}{\sigma_{rm}} = \frac{\sigma_{r \max}}{\left(\frac{\sigma_{r \max} + \sigma_{r \min}}{2} \right)} = \frac{2}{1+r} = \frac{\chi+1}{\chi}. \quad (13)$$

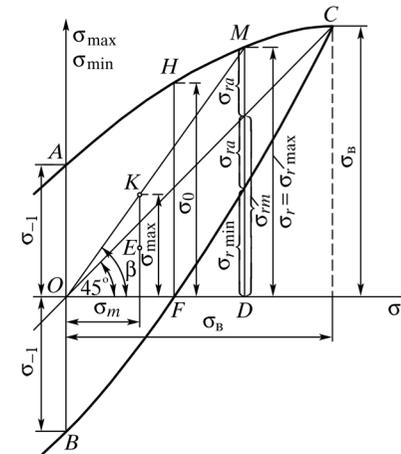


Рис. 25. Диаграмма предельных напряжений в координатах σ_{\max} , $\sigma_{\min} - \sigma_m$

Ордината точки M пересечения этого луча с линией $\sigma_{r \max}$ дает величину предела выносливости для данного цикла т. е.

$$\sigma_{r \max} = MD = \sigma_{rm} + \sigma_{ra}.$$

Если $\sigma_m \geq 0$, то $\sigma_r = \sigma_{r \max}$; при $\sigma_m < 0$, $\sigma_r = |\sigma_{r \min}|$.

Циклы, которые изображаются точками, лежащими внутри диаграммы (например, точки K, E , см. рис. 25), будут безопасными в отношении усталостного разрушения, ибо для таких циклов $\sigma_{\max} < \sigma_r$.

Так как для пластичных материалов предельным напряжением является предел текучести σ_T , для того, чтобы исключить из диаграммы ту область, где $\sigma_{\max} > \sigma_T$, достаточно на диаграмме провести две прямые $\sigma_{r \max} = \sigma_B$ и $\sigma_{rm} = \sigma_B$ (рис. 26) до пересечения в точке T . Тем самым часть кривых AC и BC заменяется прямыми ST и TS_1 (см. рис. 26).

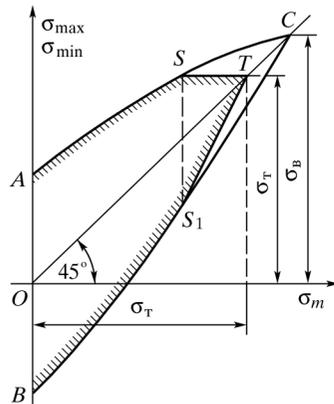


Рис. 26. Диаграмма предельных напряжений Смита для пластичных материалов

Прямая ST параллельна оси σ_m и находится от нее на расстоянии, равном σ_T . Следовательно, для пластичных материалов диаграмма предельных напряжений представляет собой кривые линии AS и BS_1 , а также ломаную STS_1 .

Опытных данных о величинах пределов выносливости при отрицательных значениях σ_m очень мало, и вид диаграмм Хейга и Смита в области положительных и отрицательных σ_m может быть различен.

В качестве примера на рис. 27 приведена диаграмма предельных напряжений $\sigma_a = f(\sigma_m)$ для чугуна. Из диаграммы видно, что с ростом среднего сжимающего напряжения σ_{rm} на некотором уча-

стке имеет место увеличение предельной амплитуды σ_{ra} , а следовательно, и предела выносливости σ_r .

Это позволяет сделать вывод, что чугун при переменных напряжениях, как и при постоянных, лучше работает на сжатие, чем на растяжение. В дальнейших расчетах будем пользоваться диаграммой Хейга как более простой и наглядной.

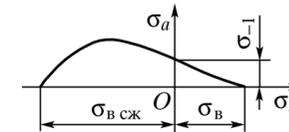


Рис. 27. Диаграмма предельных напряжений Хейга для чугуна

Для описания экспериментальных данных $\sigma_{ra} = f(\sigma_{rm})$ используется зависимость типа [12]

$$(\sigma_{ra}/\sigma_{-1})^n + (\sigma_{rm}/\sigma_B)^m = 1. \quad (14)$$

Было предпринято много попыток эмпирической аппроксимации графика зависимости амплитуды напряжений цикла σ_{ra} от среднего напряжения цикла σ_{rm} . Наиболее успешными можно считать те, которые привели к получению следующих пяти различных зависимостей [7, 12, 13]:

- $n = 1, m = 1$ — линейная зависимость Гудмана (Goodman);
- $n = 1, m = 2$ — параболическая зависимость Гербера (Gerber);
- $n = 2, m = 2$ — эллиптическая зависимость;
- $n = 2, m = 1$ [1], а также при $n = 1, m = 3/2$ [2].

И.А. Одинг [2] для описания $\sigma_{ra} = f(\sigma_{rm})$ предложил следующую гиперболическую зависимость:

$$(\sigma_{ra}/\sigma_{-1})^2 + (\sigma_{ra}\sigma_{rm})/\sigma_{-1}^2 = 1. \quad (15)$$

Графики зависимостей (14) при различных значениях n и m с учетом пластических деформаций (прямая KL , построенная по уравнению (11)) для стали 12ХН3А с характеристиками механической прочности МПа: $\sigma_B = 1400$; $\sigma_{0,2} = 1100$ (предел текучести); $\sigma_{-1} = 640$ приведены на рис. 26.

Линейная зависимость Гудмана (прямая l) дает результаты, близкие к экспериментальным только на начальных участках для

высокопрочных сталей (при всех видах деформации, кроме кручения), для серых и ковких чугунов.

Хорошее совпадение с опытной кривой для высокопрочных сталей дает кривая при $n = 1, m = 3/2$ (кривая 2).

Параболическая зависимость Гербера (см. рис. 28, кривая 3) и кривая 4 дают довольно хорошее совпадение с опытными данными для углеродистых сталей при всех видах деформации, а для легированных сталей — только при кручении.

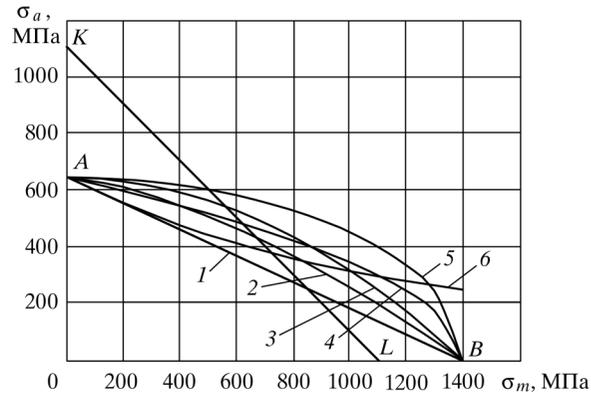


Рис. 28. Диаграммы предельных амплитуд для стали 12ХН3А:

1 — $n = 1, m = 1$ (линейная зависимость Гудмана); 2 — $n = 1, m = 3/2$ [2]; 3 — $n = 1, m = 2$ (параболическая зависимость Гербера); 4 — $n = 2, m = 1$ [1]; 5 — $n = 2, m = 2$ (эллиптическая зависимость); 6 — гиперболоа Одингга

Эллиптическая зависимость (кривая 5) дает довольно хорошее совпадение с опытными данными для углеродистых сталей при кручении.

Зависимость И.А. Одингга [2] (см. рис. 26, кривая б) построена исходя из двух гипотез:

- независимости предельной величины работы, поглощаемой металлом без разрушения вследствие явления гистерезиса от коэффициента несимметрии цикла;
- пропорциональности ширины петли гистерезиса максимальному напряжению цикла при предельных напряжениях.

На участке кривой до предела текучести эта зависимость дает удовлетворительные результаты для чугунов с шаровидным графитом.

Если проанализировать построенные диаграммы предельных циклов для стали 12ХН3А, то можно заметить следующее. При среднем предельном напряжении $\sigma_{rm} = 450$ МПа предельные амплитудные напряжения равны: по зависимости Гудмана — 400, а эллиптической — 600 МПа, т. е. отличается на 50 %.

Как показали последние исследования, зависимость $\sigma_{ra} = f(s_{rm})$ для различных материалов нельзя отобразить одной формулой, и расчеты, основанные непосредственно на опытных диаграммах, более надежны.

2.3. Схематизированные диаграммы предельных циклов

До настоящего времени в России и за рубежом имеется сравнительно небольшое число полных диаграмм предельных напряжений, полученных экспериментально. Это объясняется тем, что нахождение точек кривой диаграммы предельных напряжений сопряжено с большими экспериментальными трудностями (длительность испытаний, сложность испытательных машин, способных создать любой цикл от $r = -\infty$ до $r = +\infty$). Поэтому в случае отсутствия необходимых опытных данных в практических расчетах пользуются схематизированными (спрямленными) диаграммами.

Хорошую схематизацию дает диаграмма Серенсена — Кинасошвили (рис. 29), которая строится по трем опытными данным σ_T ,

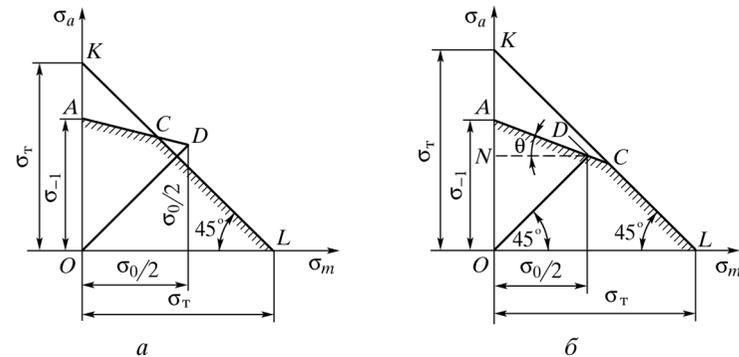


Рис. 29. Схематизированные диаграммы Серенсена — Кинасошвили

σ_{-1} и σ_0 для лабораторного образца [5, 6]. Сначала на диаграмму $\sigma_m - \sigma_a$ наносятся точки с координатами $A(0, \sigma_{-1})$, $K(0, \sigma_T)$, $L(\sigma_T, 0)$ и $D(\sigma_0/2; \sigma_0/2)$, а положение точки C определяется пересечением прямых AD и KL . Координаты точек ломаной ACL дают предельные значения σ_{rm} и σ_{ra} .

Прямая AD по схематизированной диаграмме (см. рис. 29) проводится под углом θ , тангенс которого определяется из соотношения:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0/2}{\sigma_0/2} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (a)$$

Диаграмма Серенсена — Кинашошвили обладает высокой точностью и имеет у нас широкое распространение как в расчетной практике, так и в учебной литературе. Недостатком его считается то обстоятельство, что для построения диаграммы необходимо знать предел выносливости при пульсирующем цикле σ_0 , значение которого, как правило, не приводится в справочной литературе. Иногда точка D , изображающая предельный цикл (см. рис. 29, a), может оказаться вне кривой действительной диаграммы, в этом случае она дает несколько завышенное значение предела выносливости.

Приближенное значение предела выносливости при пульсирующем цикле σ_0 можно получить из следующих соотношений [3, 7].

Для сталей при изгибе и растяжении — сжатии:

$$\sigma_0 = (1,5 \dots 1,8) \sigma_{-1};$$

при кручении:

$$\tau_0 = (1,7 \dots 2,0) \tau_{-1}.$$

Верхние пределы относятся к углеродистым сталям.

Для чугуна:

$$\tau_0 = (1,2 \dots 1,4) \tau_{-1};$$

для цветных металлов:

$$\tau_0 = (1,4 \dots 2,0) \tau_{-1}.$$

Нетрудно заметить, что при таком приближенном вычислении значений σ_0 или τ_0 величина $\operatorname{tg} \theta$ в соответствии с соотношением (а) зависит только от предела выносливости σ_{-1} и τ_{-1} , а от других механических характеристик материала не зависит.

При этом расчет по (а) показывает, что для всех сталей значение $\operatorname{tg} \theta$ меняется в пределах 0,111...0,333 при изгибе и 0...0,176 — при кручении.

Ввиду недостаточного количества опытных данных о величине предела выносливости при пульсирующем цикле σ_0 большое распространение получила схематизированная диаграмма предельных напряжений Гудмана, которая строится по опытным данным для величин σ_B , σ_T и σ_{-1} (рис. 30). За схематизированную диаграмму предельных напряжений принимается ломаная линия ACL .

Схематизированную диаграмму, довольно близкую к экспериментальной, предложил С.В. Рабинович [6]. Для ее построения (рис. 31) должны быть известны $\sigma_T = OL = OK$, а также $\sigma_{-1} = OA$.

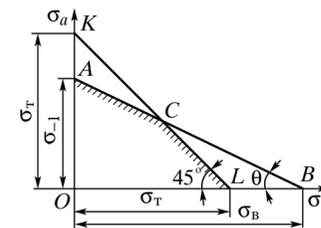


Рис. 30. Схематизированная диаграмма предельных напряжений Гудмана

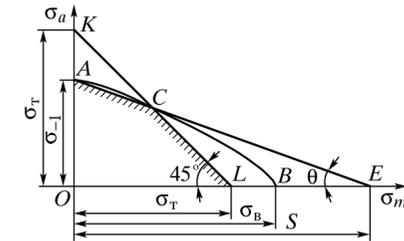


Рис. 31. Схематизированная диаграмма предельных напряжений Рабиновича

Угол наклона прямой AE к отрицательному направлению оси σ_m определяется из соотношения (см. рис. 31):

$$\operatorname{tg} \theta = \sigma_{-1} / S_{\sigma}. \quad (b)$$

Значение S_{σ} получено на основании обработки приведенных в литературе экспериментальных диаграмм предельных напряжений для нормальных и специальных образцов из различных сортов конструкционной стали.

Аналогично строятся схематизированные диаграммы для касательных напряжений, только в этом случае вместо нормальных

напряжений σ подставляется значение касательных напряжений τ , а в зависимости (b) схематизированной диаграммы С.В. Рабиновича вместо $S_\sigma - S_\tau$. Величины S_σ и S_τ принимаются в соответствии с табл. 2.

Таблица 2. Значение S_σ и S_τ для различных материалов

Материалы	S_σ , МПа		S_τ , МПа
	при $\sigma_m > 0$	при $\sigma_m < 0$ и $ \sigma_m < \sigma_a$	
Углеродистые и низколегированные стали	1400	∞	1400
Легированные стали	2000	2000	2000
Цветные металлы и легкие сплавы	σ_B	∞	τ_B
Чугуны	σ_B	$0,5 \sigma_B$	τ_B

Диаграмма (см. рис. 31) с точки зрения экономного использования материала при $\sigma_B < S_\sigma$ является более рациональной по сравнению с диаграммой Гудмана, приведенной на рис. 30, и ее можно рекомендовать для применения в практике конструирования.

2.4. Новые схематизированные диаграммы предельных циклов

Как было уже сказано, недостатком схематизированной диаграммы Серенсена — Кинасошвили является необходимость определять или вычислять предел выносливости при пульсирующем цикле σ_0 или τ_0 . Приближенное вычисление этих величин, как было показано выше, приводит к тому, что значение величины $\text{tg } \theta$ (см. рис. 29, б) становится одинаковым для всех сталей. Покажем, что схематизированную диаграмму можно построить, зная значения трех механических характеристик материала σ_B , σ_T и σ_{-1} , которые всегда приводятся в справочниках [13].

Как известно [11, 14, 15], 90 % всех экспериментальных результатов по определению влияния среднего напряжения на предел выносливости (при произвольном значении r) для пластичных металлов лежат выше линии Гудмана (прямая AB , рис. 32 или

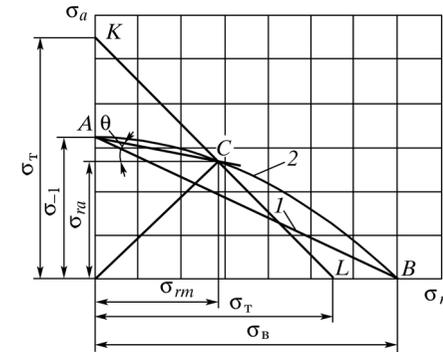


Рис. 32. Новая схематизированная диаграмма

см. рис. 28), а свыше 70 % — между линией Гудмана и параболой Гербера (кривая 2, рис. 32), при этом опытные точки в поле разброса находятся ближе к параболе Гербера для сталей при действии нормальных напряжений (при изгибе и растяжении — сжатии). С учетом этих экспериментальных результатов для построения новой схематизированной диаграммы построим прямую Гудмана (прямая 1 на рис. 32) и параболу Гербера (кривая 2). Кроме того, как и ранее, проведем под углом 45° к координатным осям прямую KL , отсекающую на осях ординат и абсцисс системы отрезки $OK = \sigma_T$ и $OL = \sigma_T$ (см. рис. 32). Найдем на диаграмме координаты точки $C(\sigma_{rm}; \sigma_{ra})$ пересечения прямой KL с параболой 2 путем совместного решения уравнений (14) (в котором принято $n = 1, m = 2$ — парабола Гербера) и уравнения прямой KL (11). В результате получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ra}/\sigma_{-1} + \sigma_{rm}^2/\sigma_B^2 &= 1; \\ \sigma_{ra} + \sigma_{rm} &= \sigma_T. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Решив систему (16), получим координаты точки C :

$$\sigma_{ra} = \frac{2\sigma_T\sigma_{-1} - \sigma_B^2 + \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{2\sigma_{-1}}; \quad (17)$$

$$\sigma_{rm} = \frac{\sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{2\sigma_{-1}}. \quad (18)$$

Прямая AC по схематизированной диаграмме (см. рис. 32) проводится под углом θ к оси абсцисс, тангенс которого определяется из соотношения:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm}} = \frac{2\sigma_{-1}^2 - 2\sigma_T\sigma_{-1} + \sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{\sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}. \quad (c)$$

Напомним, что отрезок $OA = \sigma_{-1}$. Соединив прямой точки A и C , получим ломаную линию ACL , которую и примем за **новую схематизированную диаграмму** предельных амплитуд [16–18], разработанную нами на основе приведенных в литературе [14, 15] опытных данных. Действительно, прямая AC проходит ближе к параболе Гербера, где располагается большинство экспериментальных точек при испытании стальных образцов на изгиб и растяжение — сжатие [14]. Можно показать, что предлагаемая схематизированная диаграмма достаточно адекватно отображает результаты экспериментальных исследований, приведенных в литературе [14, 15].

На рис. 33 для стали 40ХН (с характеристиками механической прочности в МПа по нижним пределам: предел прочности $\sigma_B = 1000$; предел текучести $\sigma_{0,2} = 800$; предел выносливости при сим-

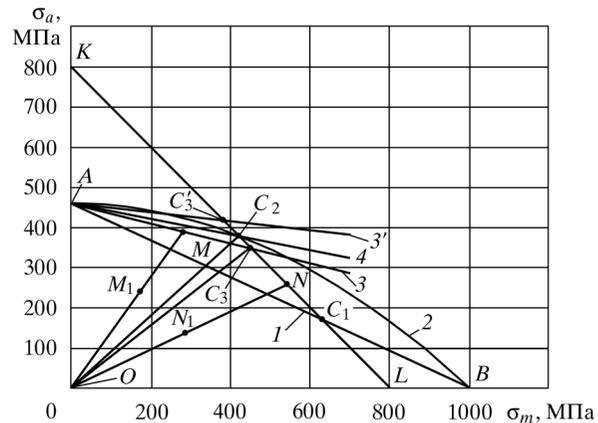


Рис. 33. Диаграмма предельных амплитуд для стали 40ХН: 1 — прямая Гудмана; 2 — парабола Гербера; 3 — предельная прямая Серенсена — Кинасошвили ($\sigma_0 = 1,6\sigma_{-1}$); 3' — то же при $\sigma_0 = 1,8\sigma_{-1}$; 4 — предлагаемая прямая схематизированной диаграммы

метричном цикле $\sigma_{-1} = 460$; точка A на оси ординат определяет значение σ_{-1} , а точка B на оси абсцисс — σ_B) построена диаграмма предельных амплитуд с использованием зависимостей: линейной Гудмана $\sigma_{ra}/\sigma_{-1} + \sigma_{rm}/\sigma_B = 1$ и параболической Гербера $\sigma_{ra}/\sigma_{-1} + (\sigma_{rm}/\sigma_B)^2 = 1$; прямая KL — по уравнению $\sigma_a + \sigma_m = \sigma_T$; предельные прямые Серенсена — Кинасошвили 3 ($\sigma_0 = 1,6\sigma_{-1}$) и 3' ($\sigma_0 = 1,8\sigma_{-1}$) до пересечения их с прямой KL в точках C_3 и C_3' , соответственно, построены под углом $\operatorname{tg}\theta = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$.

Заметим, что предельная прямая AC_3' по Серенсену — Кинасошвили (если принять $\sigma_0 = 1,8\sigma_{-1}$) располагается выше параболы Гербера, что противоречит данным экспериментальных исследований [14, 15]. Прямая 4 ограничивает верхний предел предлагаемой нами **новой схематизированной диаграммы**. Она проходит под углом θ к оси абсцисс, абсолютное значение тангенса которого определяется по формуле (a).

Предлагаемая **новая схематизированная диаграмма** OAC_2L , во-первых, как раз располагается между прямой Гудмана и параболой Гербера (по данным [14] здесь находится 2/3 всех экспериментальных результатов); во-вторых, она практически располагается посередине между предельными прямыми по Серенсену — Кинасошвили. Наконец, при определении влияния среднего напряжения на предел выносливости (что учитывается как раз $\operatorname{tg}\theta$) учитывались все характеристики механической прочности материалов.

При этом при оценке влияния среднего касательного напряжения на сопротивление усталости в [14, 15] отмечается, что для пластичных металлов при кручении большинство экспериментальных результатов с максимальными касательными напряжениями, не превышающими предел текучести τ_T , располагается выше параболы Гербера. Если по результатам экспериментальных данных аппроксимировать предельное амплитудное касательное напряжение τ_a в зависимости от среднего τ_m выражением [13]:

$$(\tau_{ra}/\tau_{-1})^2 + (\tau_{rm}/\tau_B)^2 = 1, \quad (19)$$

то кривая, описанная уравнением (19), будет располагаться выше параболы Гербера.

На рис. 34 для стали 40ХН (с характеристиками механической прочности для касательных напряжений, МПа: предел прочности $\tau_B = 580$; предел текучести $\tau_{0,2} = 460$; предел выносливости при симметричном цикле $\tau_{-1} = 270$) построены диаграммы предельных амплитуд для касательных напряжений с использованием зависимостей: параболической Гербера $\tau_{ra}/\tau_{-1} + (\tau_{rm}/\tau_B)^2 = 1$ и эллиптической (19) (кривые 1 и 2, соответственно).

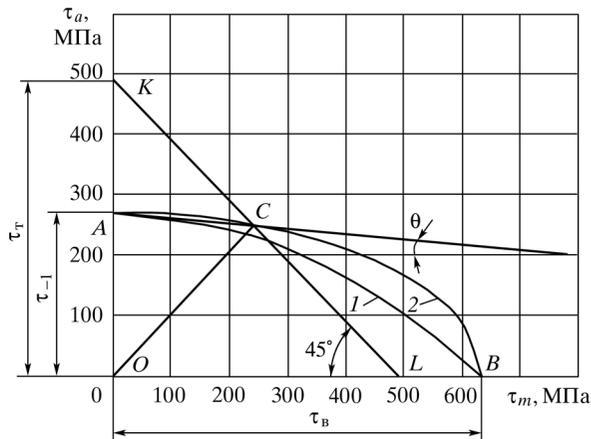


Рис. 34. Диаграмма предельных амплитуд $\tau_{ra} = f(\tau_{rm})$ для стали 40ХН: 1 — парабола Гербера; 2 — эллиптическая кривая

Точка A на оси ординат определяет значение τ_{-1} , а точка B на оси абсцисс — τ_B . Исключим из диаграммы $\tau_{ra} = f(\tau_{rm})$ ту область, где предельные максимальные касательные напряжения $\tau_{r \max} = \tau_{ra} + \tau_{rm} > \tau_T$. Для этого проведем прямую KL , отсекающую на осях координат отрезки OL и OK , равные пределу текучести τ_T . Уравнение прямой KL имеет вид:

$$\tau_a + \tau_m = \tau_T. \tag{20}$$

Используя уравнения (19) и (20), решим их как систему:

$$\left. \begin{aligned} &\tau_{ra}^2/\tau_{-1}^2 + \tau_{rm}^2/\tau_B^2; \\ &\tau_{ra} + \tau_{rm} = \tau_T. \end{aligned} \right\} \tag{21}$$

В результате получим координаты точки $C(\tau_{rm}, \tau_{ra})$ пересечения прямой KL , ограничивающей пластические деформации, и эллиптической кривой $\tau_{ra} = f(\tau_{rm})$:

$$\tau_{ra} = \frac{\tau_{-1}(\tau_{-1}\tau_T + \tau_B\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T^2})}{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2}; \tag{22}$$

$$\tau_{rm} = \frac{\tau_B(\tau_B\tau_T - \tau_{-1}\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T^2})}{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2}. \tag{23}$$

Если в диаграмме $\tau_{ra} = f(\tau_{rm})$ провести прямую AC (см. рис. 34), соединяющую точки $A(\tau_{-1}, 0)$ и $C(\tau_{ra}, \tau_{rm})$, то получим ломаную линию ACL . Это и будет **новая схематизированная диаграмма для пластических материалов при действии касательных напряжений**.

Прямая AC по схематизированной диаграмме (см. рис. 34) проводится под углом θ к оси абсцисс, тангенс которого определяется из соотношения:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\tau_{-1} - \tau_{ra}}{\tau_{rm}} = \frac{\tau_{-1}(\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T\tau_{-1} - \tau_B\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T^2})}{\tau_B(\tau_T\tau_B - \tau_{-1}\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T^2})}.$$

Экспериментальные данные [14, 15] по определению предела выносливости при асимметричных циклах для ковкого и высокопрочного (с шаровидным графитом) чугунов показывают, что кривая $\sigma_a = f(\sigma_m)$ лежит выше линии Гудмана, но значительно ниже параболы Гербера. Среди известных графиков экспериментальной аппроксимации зависимости $\sigma_a = f(\sigma_m)$ удовлетворяет этому условию только гипербола (15) $(\sigma_{ra}/\sigma_{-1})^2 + (\sigma_{ra}\sigma_{rm})/\sigma_{-1}^2 = 1$ И.А. Одингга [2]. Она описывает кривую предельных напряжений при одноосном напряженном состоянии и действии переменных нагрузок для деталей, изготовленных из высокопрочного чугуна.

На рис. 35 для чугуна с шаровидным графитом марки ВЧ 50-1,5 с механическими характеристиками, МПа: $\sigma_B = 500$; $\sigma_T = 400$; $\sigma_{-1} = 200$ построена диаграмма предельных амплитуд с использованием зависимостей Гудмана (прямая 1), Гербера (парабола 2) и Одингга (гипербола 3).

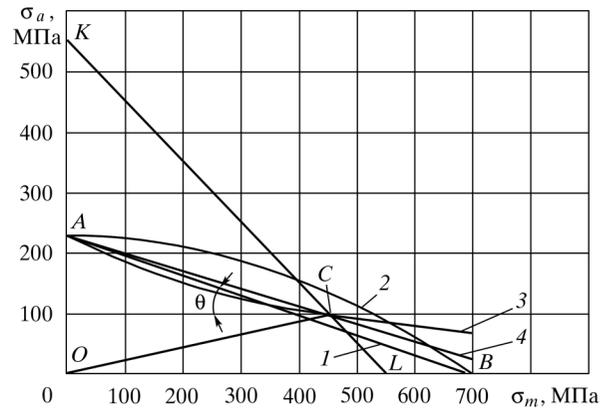


Рис. 35. Диаграмма предельных амплитуд $\sigma_{ra} = f(\sigma_{rm})$ для высокопрочного чугуна ВЧ 50-1,5:
 1 — прямая Гудмана; 2 — парабола Гербера; 3 — гипербола Одингга; 4 — предлагаемая прямая схематизированной диаграммы

На рис. 35 введено обозначение $OA = \sigma_{-1}$; $OB = \sigma_B$; $OK = OL = \sigma_T$.

Исключим из диаграммы $\sigma_{ra} = f(\sigma_{rm})$ (см. рис. 35) область, где предельные максимальные напряжения σ_{rmax} превышают предел текучести $\sigma_{rmax} = \sigma_{ra} + \sigma_{rm} > \sigma_T$.

Для этого проведем прямую KL , отсекающую на осях координат отрезки OL и OK , равные пределу текучести σ_T . Заметим, что гиперболу И.А. Одингга можно использовать только в пределах упругих деформаций, так как кривая 3 (см. рис. 35) даже не пересекает ось абсцисс.

Решив совместно уравнения (11) и (15)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a + \sigma_m &= \sigma_T; \\ (\sigma_{ra}/\sigma_{-1})^2 + (\sigma_{ra}\sigma_{rm})/\sigma_{-1}^2 &= 1, \end{aligned} \right\}$$

найдем координаты точки $C(\tau_{ra}, \tau_{rm})$ — пересечения прямой KL и гиперболы 3 (см. рис. 35):

$$\sigma_{ra} = \frac{\sigma_{-1}^2}{\sigma_T}; \tag{24}$$

$$\sigma_{rm} = \frac{\sigma_T^2 - \sigma_{-1}^2}{\sigma_T}. \tag{25}$$

Соединив точки $A(0, \sigma_{-1})$ и $C(\sigma_{rm}; \sigma_{ra})$ (координаты ее получены из уравнений (24) и (25)) прямой, построим **новую схематизированную диаграмму касательных напряжений** [13, 16–18] для ковких и высокопрочных (с шаровидным графитом) чугунов.

Прямая AC по схематизированной диаграмме (см. рис. 35) проводится под углом θ к оси абсцисс, тангенс которого определяется из соотношения:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm}} = \frac{\sigma_T \sigma_{-1} - \sigma_{-1}^2}{\sigma_T^2 - \sigma_{-1}^2}.$$

Для касательных напряжений схематизированная диаграмма строится аналогично, если заменить нормальные напряжения σ на касательные τ . Прямая AC в этой схематизированной диаграмме проводится под углом θ к оси абсцисс, тангенс которого определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\tau_{-1} - \tau_{ra}}{\tau_{rm}} = \frac{\tau_T \tau_{-1} - \tau_{-1}^2}{\tau_T^2 - \tau_{-1}^2}.$$

Предлагаемые схематизированные диаграммы учитывают σ_B , σ_T и σ_{-1} и практически не отличаются от диаграмм Серенсена — Кинасошвили, но в отличие от последней для их построения не требуется определение предела выносливости при пульсирующем цикле σ_0 [16–20].

Рассмотрим влияние среднего напряжения на сопротивление усталости серого чугуна. Среднее растягивающее напряжение обычно уменьшает сопротивление усталости серого чугуна в большей степени, чем это следует из линейной зависимости Гудмана. На рис. 36 приведены результаты экспериментальных исследований [13–15] в безразмерной диаграмме $\sigma_a/\sigma_{-1} - \sigma_m/\sigma_B$, из которой следует, что экспериментальные точки для серого чугуна на участке для оси абсцисс $\sigma_{rm}/\sigma_B \approx 0,5$ лежат между линией Гудмана и зависимостью Смита

$$\sigma_{ra} = \sigma_{-1} \frac{1 - \sigma_{rm}/\sigma_B}{1 + \sigma_{rm}/\sigma_B}. \tag{d}$$

При этом на участке оси абсцисс $\sigma_{rm}/\sigma_B > 0,5$ экспериментальные точки лежат на линейной зависимости Гудмана. Значит, еди-

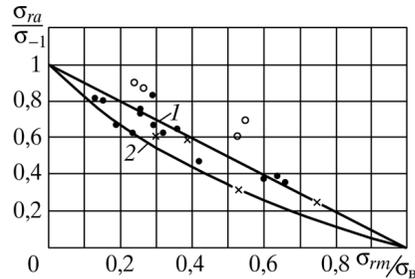


Рис. 36. Безразмерная диаграмма $\sigma_a/\sigma_{-1}-\sigma_{rm}/\sigma_B$ для серого чугуна: 1 — модифицированная линия Гудмана; 2 — линия Смита; x — серый чугун при осевом напряжении; • — серый чугун при кручении; o — ковкий чугун при осевом напряжении

ной математической моделью описать экспериментальные точки не удастся.

Результаты для ковкого чугуна лежат выше линии Гудмана, что также следует из рис. 35.

На рис. 37 построены диаграммы предельных амплитуд Хейга в действительных координатах $\sigma_{rm}-\sigma_{ra}$ для серого чугуна СЧ 28: 1 — линия Гудмана; 2 — зависимость Смита (d); 3 — построена по экспериментальным данным [13].

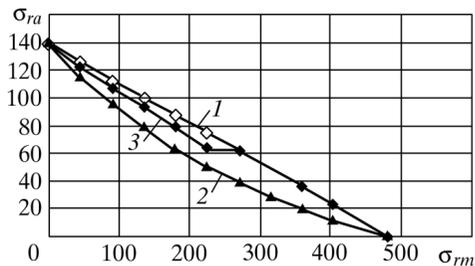


Рис. 37. Диаграмма предельных амплитуд для чугуна СЧ 28: 1 — прямая Гудмана; 2 — зависимость Смита; 3 — кривая, построенная по экспериментальным данным [13]

На первом участке кривая 3 может быть аппроксимирована прямой (с коэффициентом парной корреляции $r = 0,998$):

$$\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}} = 0,9795 - 1,1114 \frac{\sigma_{rm}}{\sigma_B}. \quad (e)$$

Откуда предельное амплитудное напряжения при $\sigma_{rm}/\sigma_B < 0,5$ равно:

$$\sigma_{ra} = 0,9795\sigma_{-1} - 1,1114 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \right) \sigma_{rm}. \quad (f)$$

На участке кривой при $\sigma_{rm}/\sigma_B > 0,5$ эквивалентное амплитудное напряжения определяется в соответствии с линейной зависимостью Гудмана:

$$\sigma_{ra} = \sigma_{-1} - \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \right) \sigma_{rm} = \sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \sigma_{rm}, \quad (g)$$

где $\psi_{\sigma} = \sigma_{-1}/\sigma_B$.

Таким образом, угловой коэффициент прямой на участке $\sigma_{rm}/\sigma_B < 0,5$ отличается примерно на 11 %.

2.5. Влияние концентрации напряжений и абсолютных размеров детали

Одной из причин возникновения и развития трещин усталости, приводящих к усталостному разрушению материала, являются местные напряжения, возникающие в местах резкого изменения формы и размеров поперечного сечения детали и в местах приложения сосредоточенных нагрузок.

Явление возникновения местных напряжений называется **концентрацией напряжений**. Конструктивные элементы в деталях (отверстия, надрезы, выточки и т. п.), вызывающие концентрацию напряжений, называются **концентраторами** напряжений. На рис. 38 приведены некоторые часто встречающиеся в конструкциях деталей машин виды концентраторов напряжений.

Номинальным напряжением называется напряжение в опасном сечении, вычисленное по формулам сопротивления материалов без учета концентрации.

На рис. 39 показан типичный пример концентрации напряжений у кромки поперечного отверстия в пластинке при ее растяжении в пределах упругости. Линии $m'-m''$ дают эпюру распределе-

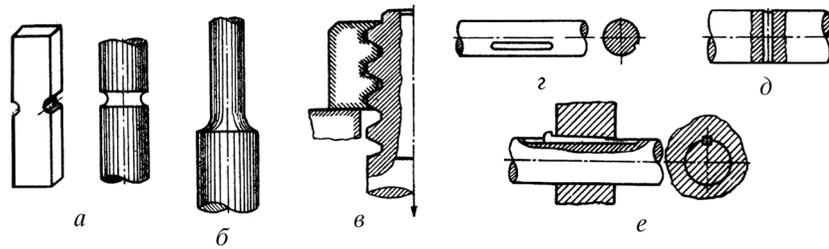


Рис. 38. Концентраторы напряжений:

a — выточки в круглых и призматических стержнях; *б* — галтель в местах перехода от одного сечения к другому; *в* — винтовая резьба в болтовом соединении; *г* — отверстие для шпонки; *д* — поперечное сверление вала; *е* — шпоночное соединение

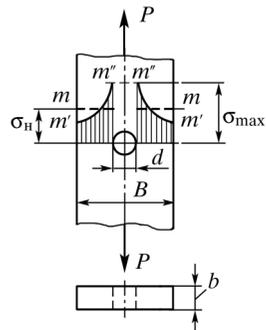


Рис. 39. Эпюра распределения нормальных напряжений в растягиваемой полосе, ослабленной круглым отверстием

ния действительных нормальных напряжений по ширине пластинки в поперечном сечении ее, проходящем через отверстие.

Линия *m—m* соответствует номинальным напряжениям в том же поперечном сечении, которые вычисляются по формуле

$$\sigma_n = \frac{P}{F_{\text{нетто}}} = \frac{P}{(B-d)b},$$

где *P* — растягивающая нагрузка; *F*_{нетто} — площадь нетто сечения полосы с учетом ослабления его отверстием; *B* и *b* — ширина и толщина пластинки.

Местные напряжения значительно превышают номинальные и поэтому, как правило, трещины усталости возникают в местах концентрации напряжений, и концентраторы напряжений вызывают существенное снижение предела выносливости.

Отношение величины наибольшего местного напряжения, не превосходящего предела упругости, к величине номинального напряжения называется теоретическим **коэффициентом концентрации напряжений**:

$$\alpha_\sigma = \sigma_{\text{max}}/\sigma_n; \quad \alpha_\tau = \tau_{\text{max}}/\tau_n. \quad (26)$$

Численные значения теоретического коэффициента концентрации напряжений α для различных видов концентраторов даны

в обширной справочной и учебной литературе [3, 6, 7, 8]. Напряжения σ_{max} и τ_{max} большей частью определяются экспериментально поляризационно-оптическим методом или вычисляются методами теории упругости в предположении абсолютной упругости и изотропности материала. Поэтому теоретический коэффициент концентрации напряжений отражает лишь влияние формы концентратора на величину местных напряжений. Как показывают опыты, коэффициент концентрации зависит не только от формы, но и от материала образца, его абсолютных размеров, коэффициента несимметрии цикла и других факторов. Он тем ниже, чем пластичнее материал, так как пластические свойства материала, способствующие перераспределению напряжений в зоне концентрации, смягчают концентрацию напряжений.

Поэтому наряду с теоретическим коэффициентом концентрации вводится понятие эффективного коэффициента концентрации K_σ или K_τ , который представляет собой отношение предела выносливости при симметричном цикле гладкого образца к пределу выносливости при симметричном цикле образца того же диаметра с концентрацией напряжений

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1к}}; \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1к}}. \quad (27)$$

Надежное значение эффективного коэффициента концентрации напряжений можно получить только из опыта. Если для данного вида концентратора напряжений отсутствуют экспериментально установленные величины эффективных коэффициентов концентрации K_σ и K_τ , то их приближенные значения можно определить по формулам

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1); \quad K_\tau = 1 + q(\alpha_\tau - 1), \quad (28)$$

где *q* — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений при симметричном цикле.

Если *q* = 1, то *K* = α , и материал обладает полной чувствительностью к концентрации напряжений (пики максимальных напряжений не сглаживаются). Для высокопрочных легированных сталей величина *q* близка к единице. Для конструкционных сталей в среднем *q* = 0,6...0,8, причем более прочным сталям соответствуют

большие значения q , для малоуглеродистых сталей q снижается до 0,5. Для чугуна $q = 0$, т. е. чугун крайне малочувствителен к концентрации напряжений. Это объясняется тем, что наличие большого количества микроскопических включений графита в чугуне является источником весьма сильной внутренней концентрации напряжений, по сравнению с которой концентрация, вызванная формой детали, незначительна. Коэффициент чувствительности q зависит от материала, геометрической конфигурации детали, ее абсолютных размеров и теоретического коэффициента концентрации.

Приближенные значения q для сталей в зависимости от отношения σ_T/σ_B и радиуса кривизны r поверхности детали в месте концентрации напряжений даны на графике рис. 40 [7].

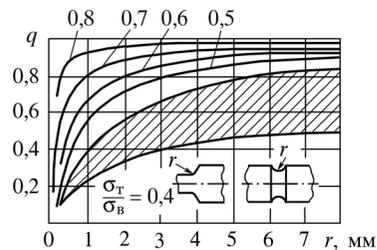


Рис. 40. Графики коэффициента чувствительности q для стали

При отношении $\sigma_T/\sigma_B = 0,4...0,5$ опыты дают большой разброс. Область разброса на рис. 40 заштрихована.

Предел выносливости гладкого образца зависит от его абсолютных размеров. Как показывают опыты, с увеличением абсолютных сечений образца предел выносливости его понижается. Некоторые авторы это снижение предела выносливости относят за счет следующих обстоятельств:

- в образцах больших размеров более вероятно наличие дефектов материала;
- при изготовлении образцов происходит наклеп (упрочнение) поверхностного слоя, толщина которого, как правило, будет относительно меньше для больших образцов, чем для малых, а как показывают опыты, наклеп большей частью повышает предел выносливости;

- при изгибе и при кручении с увеличением абсолютных размеров детали уменьшается градиент напряжений¹ (рис. 41), и увеличивается объем материала, где напряжения максимальные, что создает более благоприятные условия для образования трещин усталости.

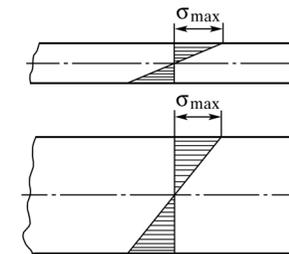


Рис. 41. Градиент напряжений для образцов малого и большого диаметров

Следует отметить, что до настоящего времени еще нет исчерпывающего объяснения масштабного эффекта. Особенно сильно сказывается влияние масштабного фактора на образцы с концентрацией напряжений. Отсюда следует, что абсолютные размеры образца влияют также на величину эффективного коэффициента концентрации напряжений. Снижение предела выносливости с увеличением размеров детали может достигать больших значений. Так, например, были испытаны оси в натуральную величину диаметром 170 мм и образцы диаметром 7,5 мм, которые вырезались из этих же самых испытанных осей. Предел выносливости для осей оказался равным 120 МПа, а для образцов — 230 МПа.

Отсюда следует, что расчеты на прочность для деталей нельзя строить исходя из лабораторных данных для малых образцов.

Уменьшение предела выносливости деталей с увеличением их абсолютных размеров учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров (масштабным коэффициентом), равным отношению предела выносливости детали данного размера (например, диаметром d) к пределу выносливости лабораторного образца по-

¹ Градиент напряжений равен тангенсу, который образует эпюра напряжений с осью эпюры. В нашем примере градиент напряжений равен отношению σ_{\max} к радиусу вала r .

добной конфигурации сечением, эквивалентным диаметру $d_0 = 7 \dots 10$ мм.

Масштабный коэффициент без концентрации напряжений:

$$(\epsilon_\sigma)_d = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}}. \quad (29)$$

Масштабный коэффициент с концентрацией напряжений:

$$(\epsilon_{\sigma_k})_d = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}}. \quad (30)$$

В формулах (29) и (30) $(\sigma_{-1})_d$ и $(\sigma_{-1})_{d_0}$ — пределы выносливости детали диаметром d и лабораторного образца диаметром d_0 , геометрически подобной данной детали без концентрации напряжений; $(\sigma_{-1k})_d$ и $(\sigma_{-1k})_{d_0}$ — предел выносливости детали диаметром d и предел выносливости лабораторного образца диаметром d_0 , геометрически подобной данной детали с одинаковым источником концентрации напряжений.

Значения масштабных коэффициентов при изгибе и кручении для сталей приведены на рис. 42 и 43 [7, 8]. Как видно из графиков, масштабный фактор оказывает более сильное влияние на детали из высокопрочных сталей и особенно при наличии концентрации напряжений. Для расчета на ПЭВМ значения коэффициентов влияния абсолютных размеров при изгибе ϵ_σ и ϵ_{σ_k} , приведенных на рис. 42, можно определить по математическим моделям, поскольку некоторые кривые заканчиваются при диаметрах моделей $d = 30 \dots 50$ мм (d подставляется в миллиметрах):

1 — $\epsilon_\sigma = 1,012e^{-0,003d}$; 2 — $\epsilon_\sigma = 1,0119e^{-0,0042d}$; 3 — $\epsilon_\sigma = \epsilon_{\sigma_k} = e^{-0,0052d}$; 4 — $\epsilon_\sigma = \epsilon_{\sigma_k} = -0,1471 \ln d + 1,2721$; 5 — $\epsilon_{\sigma_k} = -0,1846 \ln d + 1,338$; 6 — $\epsilon_{\sigma_k} = -0,2134 \ln d + 1,3692$.

Для кривой, приведенной на рис. 43, можно воспользоваться зависимостью [15]: $\epsilon_{\tau_k} = 0,6389d^{2,1697/d}$.

Коэффициенты влияния абсолютных размеров при изгибе для чугуновых валов (рис. 44) [20]:

- без концентрации напряжений (кривая 1) — $\epsilon_\sigma = 1,620d^{-0,205}$;
- с небольшой концентрацией ($K_\sigma \leq 1,2$) (кривая 2) $\epsilon_{\sigma_k} = 1,772d^{-0,244}$;
- с резкой концентрацией ($K_\sigma > 1,2$) (кривая 3) $\epsilon_{\sigma_k} = 2,049d^{-0,309}$.

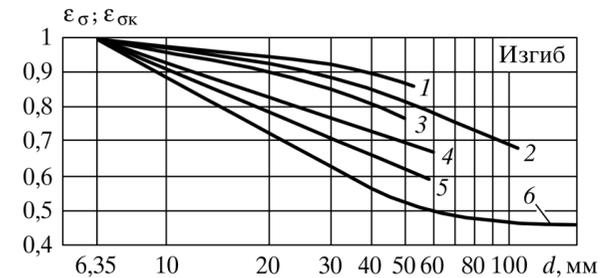


Рис. 42. Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров при изгибе: 1 — углеродистая сталь, гладкий полированный вал; 2 — углеродистая сталь, гладкий шлифованный вал; 3 — легированная сталь, гладкий полированный вал; 4 — легированная сталь, гладкий шлифованный вал; углеродистая сталь, деталь с концентрацией напряжений; 5 — легированная сталь, деталь с умеренной концентрацией напряжений ($K_\sigma < 2$); 6 — конструкционная сталь ($\sigma_b < 650$ МПа), вал с напрессованной деталью; для $d \leq 60$ мм; легированная сталь с резкой концентрацией напряжений

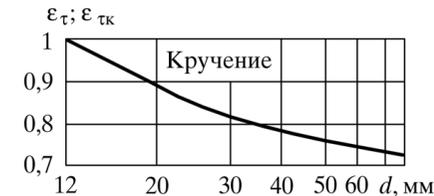


Рис. 43. Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров при кручении стальных валов

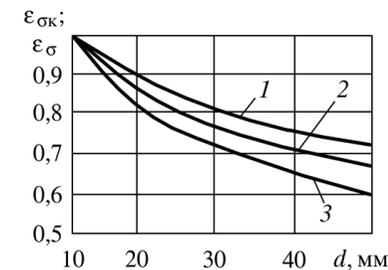


Рис. 44. Значение коэффициентов влияния абсолютных размеров сечения ϵ_σ и ϵ_{σ_k} для чугуновых валов при изгибе:

1 — вал без концентрации напряжений; 2 — вал с небольшой концентрацией ($K_\sigma \leq 1,2$); 3 — вал с резкой концентрацией ($K_\sigma > 1,2$)

Коэффициенты влияния абсолютных размеров при кручении для чугунных валов (рис. 45) [15, 16]:

- вал без концентрации напряжений (кривая 1) $\epsilon_\tau = 1,226d^{-0,089}$;
- вал с концентрацией напряжений (кривая 2) $\epsilon_{\tau_k} = 1,936d^{-0,282}$.

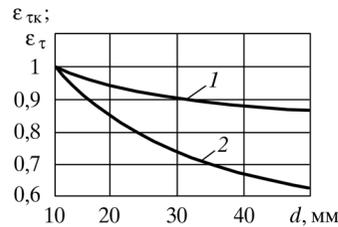


Рис. 45. Значение коэффициентов влияния абсолютных размеров сечения ϵ_τ и ϵ_{τ_k} для чугунных валов при кручении:

1 — вал без концентрации напряжений; 2 — вал с концентрацией напряжений

Приведенные на рис. 42—45 графики дают лишь приближенную оценку влияния масштабного фактора на усталостную прочность, так как величина масштабного коэффициента зависит также от геометрического очертания детали, ее макроструктуры, технологии изготовления, которые не отражены в этих графиках.

Следует отметить, что данные о величинах масштабных коэффициентов, приведенные различными авторами, не совпадают. Обширный справочный материал по величинам эффективных коэффициентов концентрации напряжений для различных видов концентраторов содержится в работах [3, 7, 8].

Часть этого материала дана в приложениях, где имеются графики значений эффективных коэффициентов концентрации напряжений для некоторых видов концентраторов, полученные при испытании лабораторных образцов диаметром $d_0 = 6...16$ мм, специальных образцов-моделей размером $d_1 = 40...50$ мм и некоторых деталей в натуральную величину. Там же приведены графики поправочных коэффициентов, учитывающих влияние предела прочности σ_b и некоторых геометрических соотношений.

Если размеры детали отличаются от размеров испытанных образцов и моделей, приведенных в графиках приложения, то эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали находят путем пересчета, зная величину эффективного коэффи-

циента концентрации для образца с учетом влияния абсолютных размеров. На рис. 46 схематически показаны графики зависимости пределов выносливости при симметричном цикле без концентрации σ_{-1} и с концентрацией σ_{-1k} от абсолютных размеров сечения:

- кривая 1 — для образцов без концентрации напряжений;
- кривая 2 — для образцов с концентрацией напряжений.

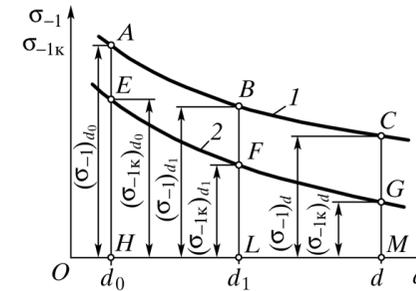


Рис. 46. Графики влияния масштабного коэффициента на величины пределов выносливости при симметричном цикле σ_{-1} (кривая 1) и σ_{-1k} (кривая 2)

Здесь введено обозначение:

$d_0 = 6...16$ мм — диаметр обычных лабораторных образцов, на которых определяется предел выносливости металла;

$d_1 = 30...50$ мм — диаметр моделей, на которых в ряде случаев определяются эффективные коэффициенты концентрации; d — произвольный диаметр детали.

В дальнейшем все рассуждения будут вестись для нормальных напряжений σ ; для касательных напряжений формулы остаются теми же с заменой σ на τ .

По формулам (29) и (30) согласно рис. 46 масштабные коэффициенты:

для гладких образцов и деталей:

$$(\epsilon_\sigma)_{d_1} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_1}}{(\sigma_{-1})_{d_0}} = \frac{BL}{AH}; \quad (a)$$

$$(\epsilon_\sigma)_d = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} = \frac{CM}{AH}; \quad (б)$$

для образцов и деталей с концентрацией напряжений:

$$(\varepsilon_{\sigma\kappa})_{d_1} = \frac{(\sigma_{-1\kappa})_{d_1}}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_0}} = \frac{FL}{EH}; \quad (б)$$

$$(\varepsilon_{\sigma\kappa})_d = \frac{(\sigma_{-1\kappa})_d}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_0}} = \frac{GM}{EH}. \quad (г)$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений:
для образца диаметром d_0 :

$$(K_{\sigma})_{d_0} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_0}} = \frac{AH}{EH}; \quad (д)$$

для образца-модели диаметром d_1 :

$$(K_{\sigma})_{d_1} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_1}}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_1}} = \frac{BL}{FL}; \quad (е)$$

для образца-модели диаметром d :

$$(K_{\sigma})_d = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1\kappa})_d} = \frac{CM}{GM}. \quad (ж)$$

Введем понятие эффективного коэффициента концентрации напряжений для детали $(K_{\sigma})_Д$, учитывающего суммарное влияние коэффициента концентрации напряжений и абсолютных размеров детали. Он равен отношению предела выносливости гладкого образца диаметром d_0 к пределу выносливости детали произвольного диаметра d

$$(K_{\sigma})_Д = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(\sigma_{-1\kappa})_d} = \frac{AH}{GM}. \quad (31)$$

Из этой формулы следует, что предел выносливости детали:

$$(\sigma_{-1\kappa})_d = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(K_{\sigma})_Д}. \quad (32)$$

Зная величину $(K_{\sigma})_{d_1}$, можно определить величину $(K_{\sigma})_Д$. Из равенств (31) и (е) имеем:

$$\frac{(K_{\sigma})_Д}{(K_{\sigma})_{d_1}} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0} (\sigma_{-1\kappa})_{d_1}}{(\sigma_{-1\kappa})_d (\sigma_{-1})_{d_1}} = \frac{\frac{(\sigma_{-1\kappa})_{d_1}}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_0}}}{\frac{(\sigma_{-1\kappa})_d}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_0}} \frac{(\sigma_{-1})_{d_1}}{(\sigma_{-1})_{d_0}}}.$$

Учитывая равенства (а), (б) и (с), получим:

$$(K_{\sigma})_Д = (K_{\sigma})_{d_1} \frac{(\varepsilon_{\sigma\kappa})_{d_1}}{(\varepsilon_{\sigma\kappa})_d (\varepsilon_{\sigma})_{d_1}}. \quad (33)$$

В ряде случаев формула (33) примет более простой вид.

Если коэффициент $(K_{\sigma})_{d_1}$ определяется на образце диаметром d_0 (в данном случае принимаем, что $d_0 = d_1$), то подставляя в формулу (33):

$$(\varepsilon_{\sigma\kappa})_{d_1} = \frac{(\sigma_{-1\kappa})_{d_1}}{(\sigma_{-1\kappa})_{d_0}} = 1; \quad (\varepsilon_{\sigma})_{d_1} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_1}}{(\sigma_{-1})_{d_0}} = 1,$$

получим

$$(K_{\sigma})_Д = \frac{(K_{\sigma})_{d_0}}{(\varepsilon_{\sigma\kappa})_d}. \quad (34)$$

Если диаметр образца равен диаметру детали ($d_1 = d$), то

$$(\varepsilon_{\sigma\kappa})_{d_1} = (\varepsilon_{\sigma\kappa})_d,$$

и формула (34) приобретает вид:

$$(K_{\sigma})_Д = \frac{(K_{\sigma})_d}{(\varepsilon_{\sigma})_d}. \quad (35)$$

Как показывают опыты, коэффициент $(K_{\sigma})_{d_1}$ мало изменяется при увеличении диаметра свыше 30...40 мм (исключение представляют валы с напрессованными деталями). Поэтому если коэффициент $(K_{\sigma})_{d_1}$ определялся на образцах достаточно большого диаметра d_1 , после которого дальнейшее увеличение диаметра слабо

влияет на его величину, то коэффициент $(K_\sigma)_D$ можно определять по приближенной формуле

$$(K_\sigma)_D = \frac{(K_\sigma)_{d_1}}{(\varepsilon_\sigma)_d}. \quad (36)$$

Зависимость (36) получается из формулы (35), если принять $(K_\sigma)_d \approx (K_\sigma)_{d_1}$.

2.6. Влияние качества обработки поверхности на предел выносливости металлов

На предел выносливости детали значительное влияние оказывает качество обработки ее поверхности. Объясняется это тем, что поверхностный слой при основных видах деформации (изгибе и кручении) является наиболее напряженным, и усталостная трещина обычно зарождается на поверхности.

После грубой механической обработки детали на ее поверхности остаются риски, царапины и микроскопические трещины, около которых концентрируется напряжение, что ведет к снижению предела выносливости.

Влияние качества обработки поверхности на предел выносливости учитывается коэффициентом поверхностной чувствительности β , равным отношению предела выносливости образца с заданным состоянием поверхности к пределу выносливости такого же гладкого образца с полированной поверхностью:

$$\beta = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_п}. \quad (37)$$

На рис. 47 приведены ориентировочные численные значения коэффициентов поверхностной чувствительности для сталей в зависимости от ее обработки и временного сопротивления [7, 8].

Как показывают приведенные на рис. 47 графики, чувствительность стали к состоянию поверхности возрастает с увеличением ее прочности. Поэтому детали из легированных сталей требуют особо тщательной обработки.

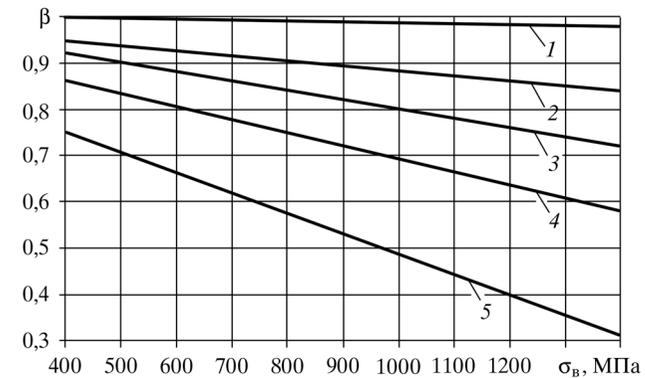


Рис. 47. Коэффициенты, учитывающие состояние поверхности: 1 — для зеркального полирования; 2 — для тонкого шлифования; 3 — для тонкой обточки; 4 — для грубой обточки; 5 — при наличии окалины

Особенно сильно снижается предел выносливости от коррозии, которая способствует образованию трещин усталости, так как от наличия коррозии на поверхности образца образуется мелкая сетка трещин, которые повреждают наружный слой металла и являются источниками большой концентрации напряжений.

Ориентировочно можно принять [6], что при кручении $\beta_\tau = \beta_\sigma$. Цветные металлы и серые чугуны малочувствительны к обработке поверхности. После математической обработки графиков [6, 8] получим:

для зеркального полирования (линия 1)

$$\beta = 1;$$

для тонкого шлифования (линия 2)

$$\beta = 1 - 0,0001 \sigma_B;$$

для тонкой обточки (линия 3)

$$\beta = 1 - 0,0002 \sigma_B;$$

для грубого шлифования (грубой обточки) (линия 4)

$$\beta = 0,972 - 0,0003 \sigma_B;$$

при наличии окалины (линия 5)

$$\beta = 0,926 - 0,0004 \sigma_B.$$

Аналогичное влияние качества обработки поверхности на предел выносливости свойственно и другим металлам и сплавам, в частности легким сплавам. При отсутствии данных коэффициент β , учитывающий шероховатость поверхности, обычно принимают в соответствии с табл. 3 [8].

Таблица 3. Значение коэффициентов β для металлов

Окончательная обработка	Черные металлы	Деформируемые алюминиевые сплавы
Полирование	1	1,0
Шлифование	0,85...0,95	0,96...0,98
Чистовое точение	0,74...0,85	0,87...0,94
Точение	0,64...0,75	0,84...0,88
Грубое точение	0,55...0,64	0,78...0,83
Очень грубое точение	0,5...0,6	0,70...0,75

Как следует из рис. 47, чем прочнее является материал, тем большие требования предъявляются к качеству обработки поверхности для реализации потенциальных возможностей материала.

По экспериментальным данным, упрочнение поверхности детали может дать значительное повышение предела выносливости. Это упрочнение может быть получено как за счет холодной обработки металла — наклепа (обработка поверхности галтели коленчатого вала накаткой роликами или обработка поверхности шатуна дробеструйным аппаратом), так и за счет термической обработки (цементация, азотирование, закалка поверхностного слоя токами высокой частоты).

Минимальные значения коэффициента β при поверхностном упрочнении деталей приведены в табл. 4 [6].

Предел выносливости детали при симметричном цикле изменения напряжений с учетом концентрации напряжений и качества поверхности, учитывая формулу (37), будет равен

$$(\sigma_{-1k})_d = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0} \beta}{(K_\sigma)_d}. \quad (38)$$

Таблица 4. Минимальные значения коэффициента β при поверхностном упрочнении деталей

Материал, способ поверхностного упрочнения и тип детали	β
Углеродистая и легированная стали; поверхностная закалка токами высокой частоты; деталь без концентрации напряжений	1,2
То же с концентраторами напряжений	1,5
Сталь, азотирование; деталь без концентрации напряжений	1,1
То же с концентраторами напряжений	1,3
Сталь малоуглеродистая; цементация; деталь без концентрации напряжений	1,1
То же с концентраторами напряжений	1,2
Углеродистая и легированная стали; обкатка роликами; деталь без концентрации напряжений	1,1
То же с концентраторами напряжений	1,3
Углеродистая и легированная стали; обдувка дробью (независимо от наличия концентраторов напряжений)	1,1

Если испытуемый образец имел обработку поверхности, подобную обработке детали, то в этом случае коэффициент поверхностной чувствительности β принимают равным единице, и его можно не учитывать.

2.7. Влияние температуры и частоты изменений напряжений

Экспериментальными исследованиями установлено, что при повышении температуры до 300...400 °С не наблюдается значительного влияния температуры на величину предела выносливости. При дальнейшем повышении температуры предел выносливости несколько снижается.

Понижение температуры вплоть до -196°, по экспериментальным данным [7, 8], как правило, повышает предел выносливости. При весьма большом снижении температуры возможно уменьшение предела выносливости, в условиях значительных перегрузок — только в местах концентрации напряжений. Для некоторых метал-

лов имеет место увеличение эффективного коэффициента концентрации напряжений при понижении температуры. Это показывает, что для этих металлов с понижением температуры коэффициент чувствительности к местным напряжениям повышается.

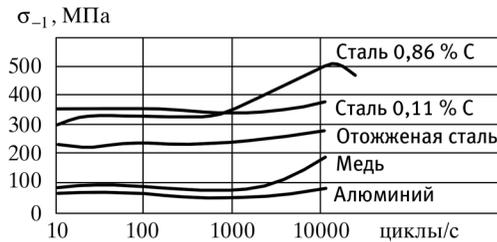


Рис. 48. Зависимость предела выносливости от частоты изменения напряжений

При частотах, обычно имеющих место в практике, скорость изменения напряжений не оказывает заметного влияния на величину предела выносливости. Только при частотах, превышающих 1000 циклов в секунду, предел выносливости с увеличением частоты несколько увеличивается. На рис. 48, где по оси абсцисс отложены логарифмы частот, представлены кривые зависимости пределов выносливости от частоты изменения напряжений для различных материалов. При сильной концентрации напряжений или воздействии коррозии с увеличением частоты предел выносливости снижается.

Вопросы для самопроверки

1. Как влияет тип деформации на предел выносливости?
2. Как влияет степень несимметрии цикла на предел выносливости?
3. Какие имеются диаграммы предельных напряжений и в каких координатах они строятся?
4. Как строится диаграмма предельных напряжений Хейга?
5. В каких координатах строится диаграмма Смита?
6. Как строятся схематизированные диаграммы предельных циклов?
7. Как строится схематизированная диаграмма Серенсена — Кинасошвили?
8. Как строится схематизированная диаграмма Рабиновича?

9. В чем состоят достоинства и недостатки схематизированных диаграмм?
10. Как строятся новые схематизированные диаграммы для сталей при действии нормальных и касательных напряжений?
11. Как строится новая схематизированная диаграмма для высокопрочных чугунов?
12. Каковы достоинства и недостатки предлагаемых новых схематизированных диаграмм?
13. Как влияют на напряжения при переменных нагрузках концентрация напряжений и абсолютные размеры детали?
14. Какие напряжения называются номинальными?
15. Что называют концентраторами напряжений?
16. Что называется эффективным коэффициентом концентрации напряжений?
17. Что называется теоретическим коэффициентом концентрации напряжений?
18. Что называется коэффициентом чувствительности q ?

2.8. Примеры расчетов

Пример 1. Какова будет величина предела усталости для стали, имеющей в предельном цикле с наибольшим напряжением, отвечающим пределу усталости, наименьшее напряжение $\sigma_{r\min} = 50$ МПа и среднее напряжение в цикле $\sigma_{rm} = 125$ МПа?

Решение. Так как среднее напряжение цикла определяется по формуле (4), $\sigma_{r\max} = 2\sigma_{rm} - \sigma_{r\min}$. Откуда предел усталости

$$\sigma_r = \sigma_{r\max} = 2\sigma_{rm} - \sigma_{r\min}.$$

Подставляя данные задачи, получим:

$$\sigma_r = 2 \cdot 125 - (-50) = 300 \text{ МПа.}$$

Пример 2. При статических испытаниях образца из стали 45 были определены предел прочности (временное сопротивление) $\sigma_b = 600$ МПа и предел текучести $\sigma_T = 340$ МПа. По этим данным ориентировочно найти пределы выносливости при симметричных

циклах: при изгибе σ_{-1}^H , осевом растяжении σ_{-1}^o , при симметричном цикле кручения τ_{-1}^k , и предел текучести при кручении τ_T^k .

Решение. Из приближенных соотношений, приведенных в п. 2.1, находим ориентировочные значения величин

$$\sigma_{-1}^H \approx 0,5\sigma_B = 0,5 \cdot 600 = 300 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1}^o \approx 0,7 \cdot \sigma_{-1}^H = 0,7 \cdot 300 = 210 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1}^k \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1}^H = 0,58 \cdot 300 = 174 \text{ МПа};$$

$$\tau_T^k = \frac{\tau_{-1}^k \cdot \sigma_T^H}{\sigma_{-1}^H} = \frac{174 \cdot 340}{300} = 197,2 \text{ МПа}.$$

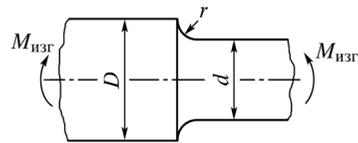


Рис. 49. К примеру 3

Пример 3. Определить предел выносливости при изгибе по симметричному циклу для шлифованного ступенчатого вала в месте изменения его диаметра с $d = 80$ до $D = 100$ мм. Радиус галтели $r = 6$ мм (рис. 49). Материал вала — сталь 45. Ее механические характеристики равны: $\sigma_B = 600$ МПа; $\sigma_{-1}^H = 260$ МПа.

Решение. Из рис. П2.1 прил. 2 для $\frac{r}{d} = \frac{6}{80} = 0,075$ и $\frac{D}{d} = 2$ по кривой 3 (углеродистая сталь $\sigma_B = 500$ МПа, диаметр модели $d_1 = 30 \dots 50$ мм) находим $(K_\sigma)_{d_1} = 1,70$ (за диаметр d_1 принимаем среднюю величину интервала $30 \dots 50$ мм, т. е. $d_1 = 40$ мм).

Поправку, учитывающую влияние предела прочности ξ_σ , определяем из рис. П2.2 прил. 2. Для $\sigma_B = 600$ МПа и $\frac{r}{d} = 0,075$ поправочный коэффициент $\xi_\sigma = 1,02$ и при $\frac{D}{d} = 2$ коэффициент концентрации

$$(K_\sigma)'_{d_1} = \xi_\sigma (K_\sigma)_{d_1} = 1,02 \cdot 1,7 = 1,73.$$

Поправку, учитывающую влияние отношения диаметров D/d , находим из рис. П3.3 прил. 3. Для $\frac{D}{d} = \frac{100}{80} = 1,25$ по кривой 1 поправочный коэффициент $\xi_d = 0,84$, и коэффициент концентрации с учетом поправки для D/d будет равен:

$$(K_\sigma)''_{d_1} = 1 + \xi_d [(K_\sigma)'_{d_1} - 1] =$$

$$= 1 + 0,84 (1,73 - 1) = 1,61.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали ($d = 80$ мм) определяем по формуле (33) (с заменой $(K_\sigma)_{d_1}$ на $(K_\sigma)''_{d_1}$):

$$(K_\sigma)_D = (K_\sigma)''_{d_1} \frac{(\epsilon_{\sigma_k})_{d_1}}{(\epsilon_{\sigma_k})_d (\epsilon_\sigma)_{d_1}}.$$

Из рис. 42 находим по кривой 4 при $d_1 = 40$ мм, $(\epsilon_{\sigma_k})_{d_1} = 0,73$; при $d = 80$ мм, $(\epsilon_{\sigma_k})_d \approx 0,63$. По кривой 2 при $d_1 = 40$ мм, $(\epsilon_\sigma)_{d_1} = 0,85$.

Подставляя найденные величины, получим:

$$(K_\sigma)_D = (K_\sigma)''_{d_1} \frac{(\epsilon_{\sigma_k})_{d_1}}{(\epsilon_{\sigma_k})_d \cdot (\epsilon_\sigma)_{d_1}} = 1,61 \frac{0,73}{0,63 \cdot 0,85} = 2,20.$$

Так как коэффициент $(K_\sigma)_{d_1}$ определялся на образцах достаточно большого диаметра ($d_1 = 40$ мм), для определения эффективного коэффициента концентрации $(K_\sigma)_D$ можно воспользоваться приближенной формулой (35)

$$(K_\sigma)_D = \frac{(K_\sigma)''_{d_1}}{(\epsilon_\sigma)_d}.$$

Для диаметра $d = 80$ мм по кривой 2 рис. 42 находим $(\epsilon_\sigma)_d = 0,73$; $(K_\sigma)''_{d_1} = 1,61$ нами уже найдено ранее, следовательно

$$(K_\sigma)_D = \frac{1,61}{0,73} = 2,21.$$

Коэффициент поверхностной чувствительности β для шлифованной поверхности при $\sigma_B = 600$ МПа находим по кривой 2 рис. 47 $\beta = 0,93$ или по формуле $\beta = 1 - 0,0001 \sigma_B = 1 - 0,0001 \cdot 600 = 0,94$.

Предел выносливости вала при симметричном цикле вычисляем по формуле (38)

$$(\sigma_{-1k})_d = \frac{(\sigma_{-1}^H)_{d_0} \cdot \beta}{(K_\sigma)_D} = \frac{260 \cdot 0,93}{2,21} = 109 \text{ МПа.}$$

Пример 4. Найти предел выносливости при изгибе по симметричному циклу для шлифованного вала $d = 60$ мм с поперечным отверстием $a = 10$ мм (рис. 50).

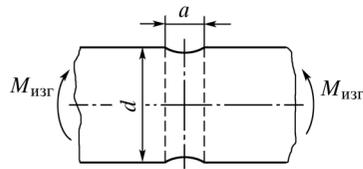


Рис. 50. К примеру 4

Материал детали: углеродистая сталь с характеристиками $\sigma_B = 600$ МПа, $\sigma_{-1}^H = 270$ МПа.

Решение. Из рис. П4.1 прил. 4 при $a/d = 10/60 = 0,17$ по кривой 3 находим $(K_\sigma)_{d_1} = 1,79$.

Эффективный коэффициент концентрации вала $(K_\sigma)_D$ определяем по приближенной формуле (36), так как $d_1 = 45$ мм (за d_1 принимаем среднюю величину интервала 40...50 мм)

$$(K_\sigma)_D = \frac{(K_\sigma)_{d_1}}{(\epsilon_\sigma)_d}.$$

По кривой 2 рис. 42 для диаметра $d = 60$ мм находим $(\epsilon_\sigma)_d = 0,78$.

$$(K_\sigma)_D = \frac{1,79}{0,78} = 2,3.$$

Коэффициент поверхностной чувствительности $\beta = 0,92$ (пример 3).

По формуле (38) находим предел выносливости вала:

$$(\sigma_{-1k})_d = \frac{(\sigma_{-1}^H)_{d_0} \cdot \beta}{(K_\sigma)_D} = \frac{270 \cdot 0,92}{2,3} = 109 \text{ МПа.}$$

Пример 5. Определить эффективный коэффициент концентрации напряжений для вала диаметром $D = 40$ мм с кольцевой выточкой глубиной $t = 4$ мм, диаметром $d = 32$ мм (рис. 51) при кручении. Цикл изменения напряжений — симметричный. Вал изготовлен из легированной стали 40ХН с пределом прочности $\sigma_B = 1000$ МПа.

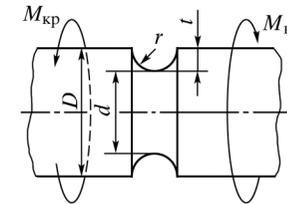


Рис. 51. К примеру 5

Решение. Из рис. П6.1 прил. 6 при $t/D = 4/40 = 0,1$ по кривой 1 находим $(K_\tau)_{d_1} = 1,38$.

При кручении $\epsilon_\tau = \epsilon_{\tau k}$, а эффективный коэффициент концентрации напряжений детали определяется по формуле (38) (заменой σ на τ):

$$(K_\tau)_D = \frac{(K_\tau)_{d_1}}{(\epsilon_\tau)_d}.$$

При $d = 32$ мм из рис. 41 находим, что $(\epsilon_{\tau k})_d = 0,82$ и $(K_\tau)_D = 1,38/0,82 = 1,7$.

Пример 6. Стальной стержень прямоугольного сечения, имеющий переходное сечение, подвергается знакопеременной растягивающей и сжимающей нагрузке по симметричному циклу (рис. 52).

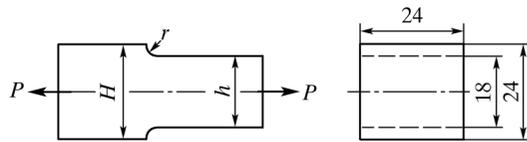


Рис. 52. К примеру 6

Механические характеристики материала стержня: $\sigma_B = 600$ МПа; $\sigma_T = 340$ МПа, $\sigma_{-1}^0 = 220$ МПа. Наибольшее напряжение в стержне не должно превышать $1/4$ предела выносливости. Наибольшая нагрузка, действующая на стержень, равна 15 кН. Найти наименьший допустимый радиус закругления r в переходе.

Решение. Наименьшее поперечное сечение стержня:

$$F = 0,018 \cdot 0,024 = 4,32 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Наибольшее номинальное напряжение в тонкой части стержня:

$$\sigma_{\max}^0 = P/F = 15\,000 / (4,32 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6) = 34,7 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение:

$$[\sigma_{-1K}^0] = \sigma_{-1}^0 / n = 220/4 = 55 \text{ МПа}.$$

Допускаемый эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$[K_\sigma] = \frac{[\sigma_{-1K}^0]}{\sigma_{\max}^0} = \frac{55}{34,7} = 1,44.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений через теоретический определяется по формуле (28):

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1).$$

Задачу решаем методом последовательного приближения. Поскольку $H/h = 24/18 = 1,33$ и $\sigma_T/\sigma_B = 340/600 = 0,57$.

Задаемся значением $r = 5$ мм; тогда $r/\eta = 5/18 = 0,28$.

Из рис. П7.1 прил. 7 находим $\alpha_\sigma = 1,6$, а из рис. 35 текста — $q = 0,91$. Подставляя найденные значения величин q и α_σ в форму-

лу (28), определим эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$K_\sigma = 1 + 0,91(1,6 - 1) = 1,55.$$

Полученный коэффициент $K_\sigma = 1,55$ оказался больше допустимого, отсюда следует, что r необходимо увеличить.

Примем $r = 7$ мм, тогда $r/h = 7/18 = 0,39$; $\alpha_\sigma = 1,45$ и $q = 0,94$.

Подставляя новые значения величин q и α_σ в формулу (28), найдем:

$$K_\sigma = 1 + 0,94(1,45 - 1) = 1,42.$$

Расхождение между полученным эффективным коэффициентом концентрации и допускаемым очень незначительное, наименьший допустимый радиус закругления $r = 7$ мм.

Пример 7. Определить предел выносливости (σ_{-1K}) полированного вала с напрессованной деталью. Размеры вала $d = 80$ мм, а схема нагружения дана на рис. 48. Давление посадки $p = 15$ МПа. Материал сталь 45, $\sigma_B = 600$ МПа, $\sigma_{-1}^n = 250$ МПа.

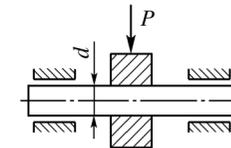


Рис. 53. К примеру 7

Решение. Рассматриваемый случай приведен в прил. 8, рис. П8.1, тип б.

Из рис. П8.1 для $\sigma_B = 600$ МПа и $d_1 = 50$ мм по кривой 1 находим

$$(K_\sigma)_{d_1} = 2,6 \quad (p \geq 3 \text{ МПа}).$$

Поправочный коэффициент ξ_p на удельное давление посадки p определяем из рис. П8.2 прил. 8 — $\xi_p = 0,89$.

Учитывая поправку, находим коэффициент концентрации модели:

$$(K_\sigma)'_{d_1} = \xi_p (K_\sigma)_{d_1} = 0,89 \cdot 2,6 = 2,31.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для вала диаметром $d = 80$ мм определяем по формуле (33):

$$(K_{\sigma})_D = (K_{\sigma})'_{d_1} \frac{(\epsilon_{\sigma_k})_{d_1}}{(\epsilon_{\sigma_k})_d (\epsilon_{\sigma})_{d_1}}.$$

Из рис. 42 находим по кривой b для конструкционной стали при $d_1 = 50$ мм $(\epsilon_{\sigma_k})_{d_1} = 0,5$; при $d = 80$ мм — $(\epsilon_{\sigma_k})_d = 0,48$. По кривой 2 при $d_1 = 50$ мм — $(\epsilon_{\sigma})_{d_1} = 0,81$.

Подставив найденные значения величин в формулу (33), найдем:

$$(K_{\sigma})_D = 2,31 \frac{0,25}{0,81 \cdot 0,48} = 3,1.$$

Величина предела выносливости вала определяется по формуле (32):

$$\sigma_{-1k} = \frac{\sigma_{-1}^H}{(K_{\sigma})_D} = \frac{250}{3,1} = 81 \text{ МПа}.$$

Глава 3 МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ НАГРУЗКАХ, ПЕРЕМЕННЫХ ВО ВРЕМЕНИ

...лучше найти удовлетворительное решение задачи, но в срок, чем получить полное решение задачи к тому времени, когда оно станет бесполезным.

Н.С. Бахвалов¹

3.1. Расчеты на прочность при одноосном напряженном состоянии и чистом сдвиге (кручении)

Одноосное напряженное состояние имеет место при растяжении, сжатии и чистом изгибе. При поперечном изгибе бруса сплошного сечения касательными напряжениями, возникающими в поперечном сечении, обычно пренебрегают и расчет ведут так же, как и для случая одноосного напряженного состояния [9].

Рассмотрим наиболее часто встречающийся в практике случай расчета на прочность при неограниченном числе циклов нагружения, когда характеристикой усталостной прочности является предел выносливости. Если для рассчитываемой детали имеется достаточно данных испытаний, чтобы построить полную диаграмму предельных напряжений, то, определив по ней предел выносливости детали $(\sigma_r)_d$ при заданном коэффициенте несимметрии r , коэффициент запаса прочности находим из отношения:

$$n = \frac{(\sigma_r)_d}{\sigma_{\max}}. \quad (39)$$

¹ Бахвалов Н.С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения). М.: Наука, 1973.

Экспериментальных данных для построения полной опытной диаграммы предельных напряжений для детали обычно нет, и в этих случаях коэффициент запаса определяют по формулам, полученным при рассмотрении схематизированных диаграмм для образца. К детали, изготовленной из пластичного материала, предъявляют требование, чтобы она обладала достаточной прочностью при переменных напряжениях и в ней не возникали остаточные деформации. Этому требованию удовлетворяет условие, чтобы точка, изображающая цикл, лежала внутри области $OACL$ схематизированных диаграмм, представленных на рис. 29—35, и имелся бы соответствующий коэффициент запаса по отношению к пределу выносливости и пределу текучести.

Рассмотрим определение коэффициента запаса для лабораторного образца диаметром $d_0 = 6 \dots 16$ мм на основании указанных схематизированных диаграмм для случая, когда с изменением величины нагрузки характер напряженного состояния в исследуемой точке не изменяется и циклы изменения напряжений остаются подобными.

На рис. 54 представлена схематизированная диаграмма предельных напряжений, в которой прямая AC проведена под некоторым углом θ к оси σ_m (среднее напряжение), а прямая KL отсекает по осям абсцисс и ординат отрезки, равные σ_T (см. рис. 54). Пусть точка, изображающая рабочий цикл, находится в области OAC (точка M_1 с координатами $ON_1 = \sigma_m : N_1M_1 = \sigma_a$), тогда при увеличении нагрузки предельный цикл будет изображаться точкой M с координатами $ON = \sigma_{rm} ; NM = \sigma_{ra}$ и возможное разрушение образца произойдет от усталостной трещины.

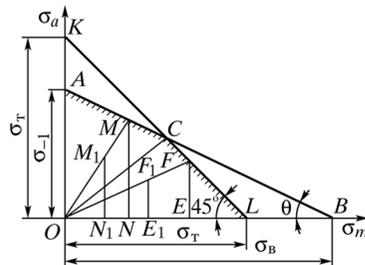


Рис. 54. К определению коэффициента запаса для лабораторного образца по схематизированной диаграмме

Если же рабочий цикл характеризуется точкой F_1 (с координатами $OE_1 = \sigma_m ; E_1F_1 = \sigma_a$), лежащей в области OCL , а предельный цикл при увеличении нагрузки — точкой F ($OE = \sigma_m ; EF = \sigma_{ra}$), то образцу угрожает разрушение от появления пластических деформаций.

Коэффициент запаса по усталостному разрушению для цикла, изображенного точкой M_1 (см. рис. 54), равен в соответствии с подобием треугольников OMN и OM_1N_1 :

$$n = \frac{ON + NM}{ON_1 + N_1M_1} = \frac{ON}{ON_1} = \frac{NM}{N_1M_1} = \frac{OM}{OM_1}. \quad (a)$$

Проведем через точку M_1 (рис. 55) прямую A_1M_1 параллельно прямой AC и горизонтальную прямую M_1O_1 . Из подобия треугольников OAM и OA_1M_1 следует, что

$$n = \frac{OM}{OM_1} = \frac{OA}{OA_1}. \quad (b)$$

Как видно из рис. 55, $OA = \sigma_{-1}$, а $OA_1 = OO_1 + O_1A_1 = \sigma_a + \sigma_m \operatorname{tg} \theta = \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m$, где $\psi_{\sigma} = \operatorname{tg} \theta$.

Подставляя полученные значения величин OA и O_1A_1 в равенство (b), получим:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}. \quad (40)$$

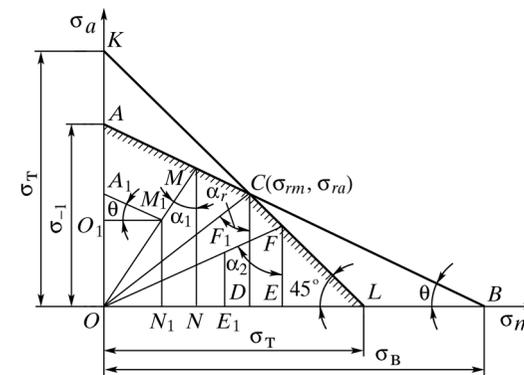


Рис. 55. К выводу формулы для определения коэффициента запаса по усталостному разрушению по схематизированным диаграммам предельных напряжений

Запас прочности при действии касательных напряжений вычисляется аналогично зависимости (40) с заменой σ на τ .

Значение ψ_σ зависит от принятой для расчета схематизированной диаграммы предельных напряжений.

Так, для диаграммы Серенсена — Кинасошвили (см. рис. 29):

$$\psi_\sigma = \operatorname{tg} \theta = \frac{NA}{ND} = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0/2} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (41)$$

Аналогично для касательных напряжений (с заменой σ на τ):

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

Значения σ_{-1} , τ_{-1} приведены в прил. 1. Приближенные значения ψ_σ и ψ_τ для различных видов деформации могут быть вычислены в зависимости от принятой схематизированной диаграммы.

По схематизированной диаграмме Гудмана, представленной на рис. 30:

$$\psi_\sigma = \operatorname{tg} \theta = \sigma_{-1}/\sigma_B. \quad (42)$$

По диаграмме Рабиновича (см. рис. 31):

$$\psi_\sigma = \operatorname{tg} \theta = \sigma_{-1}/S. \quad (43)$$

В работе [10] определения ψ_σ предложена зависимость: для сталей:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B, \quad (c)$$

где σ_B — предел прочности, МПа;
для легких деформируемых сплавов:

$$\psi_\sigma = 0,48 - 0,00055 \sigma_B. \quad (d)$$

При кручении принимают [10] $\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma$.

Для предлагаемых автором **новых схематизированных диаграмм** значение $\psi_\sigma = \operatorname{tg} \theta$ может быть вычислено по формуле:

для сталей под действием нормальных напряжений σ (рис. 32):

$$\psi_\sigma = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm}} = \frac{2\sigma_{-1}^2 - 2\sigma_T\sigma_{-1} + \sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{\sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}; \quad (44)$$

для сталей под действием касательных напряжений τ (рис. 33):

$$\psi_\tau = \frac{\tau_{-1} - \tau_{ra}}{\tau_{rm}} = \frac{\tau_{-1}(\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T\tau_{-1} - \tau_B\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T^2})}{\tau_B(\tau_T\tau_B - \tau_{-1}\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_B^2 - \tau_T^2})}; \quad (45)$$

для чугунов с шаровидным графитом под действием нормальных напряжений σ (см. рис. 34):

$$\psi_\sigma = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm}} = \frac{\sigma_T\sigma_{-1} - \sigma_{-1}^2}{\sigma_T^2 - \sigma_{-1}^2}; \quad (46)$$

для чугунов с шаровидным графитом под действием касательных напряжений τ (см. п. 2.4):

$$\psi_\tau = \frac{\tau_{-1} - \tau_{ra}}{\tau_{rm}} = \frac{\tau_T\tau_{-1} - \tau_{-1}^2}{\tau_T^2 - \tau_{-1}^2}. \quad (47)$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ , рассчитанные нами по формулам (44)—(47) для наиболее применяемых в машиностроении легированных сталей и высокопрочных чугунов, приведены в прил. 1 (табл. П1.4, П1.5).

Для цикла, изображаемого точкой F_1 (см. рис. 54 и 55), коэффициент запаса по текучести определяется по формуле

$$n_\tau = \frac{OE + EF}{OE_1 + E_1F_1} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}}. \quad (48)$$

При расчете деталей, выполненных из хрупкого материала, на диаграмме в координатах $\sigma_m - \sigma_a$ не имеет смысла проводить линию KL (см. рис. 54 и 55), так как весьма хрупкие материалы не имеют условного предела текучести. В этом случае коэффициент запаса вычисляются по формуле (40) (для касательных напряжений с заменой σ на τ).

Для расчета на прочность деталей при действии переменных напряжений с использованием схематизированных диаграмм Серенсена — Кинасошвили (см. рис. 29), Гудмана (см. рис. 30), Рабиновича (см. рис. 31) или по формулам (c) и (d) необходимо определять запасы прочности по формулам (40) и (48) и выбирать наименьшее значение, поскольку мы не знаем, в какой области схематизированной диаграммы находится рабочий цикл.

Предлагаемые автором **новые схематизированные диаграммы** позволяют также определить, какой вид разрушения является опасным при известных рабочих средних σ_m и амплитудных σ_a напряжениях: усталостное разрушение или детали угрожает разрушение от появления пластических деформаций.

Напомним, что для всех схематизированных диаграмм координаты точки C имеют значения предельных σ_{rm} и σ_{ra} на границе между областью, где может произойти усталостное разрушение или детали угрожает разрушение от появления пластических деформаций (см. рис. 55). Если вычислить для напряженного состояния, которое характеризуется точкой $C(\sigma_{rm}, \sigma_{ra})$, коэффициент постоянства нагружения, то он будет численно равен тангенсу угла α_r между линией OC (характеризует циклы с постоянным коэффициентом несимметрии r) и прямой CD , равной предельному амплитудному напряжению σ_{ra} ,

$$\chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra} = \operatorname{tg}(\angle OCD) = \operatorname{tg} \alpha_r.$$

Для какого-нибудь цикла, изображенного точкой M_1 , предельный цикл характеризуется точкой M (произойдет усталостное разрушение, см. рис. 55), а коэффициент постоянства нагружения равен:

$$\chi_{\sigma 1} = \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{ON_1}{N_1 M_1} = \frac{ON}{NM} = \frac{\sigma_m}{\sigma_a}. \quad (e)$$

Нетрудно заметить, что $\chi_{\sigma 1} = \operatorname{tg} \alpha_1 < \operatorname{tg} \alpha_r$. Таким образом, для данного цикла $\chi_{\sigma 1} = \sigma_m / \sigma_a < \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$. Другими словами, для рабочих циклов напряжений, расположенных в области OAC (см. рис. 55), в соответствии с (e) всегда $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a < \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$. Тогда расчет запаса прочности следует вести по зависимости (40). Для касательных напряжений расчет ведется аналогично зависимости (40) с заменой σ на τ .

Если же рабочий цикл характеризуется точкой F_1 (в области OCL), а предельный — точкой F , то $\operatorname{tg} \alpha_2 = \chi_\sigma = OE_1 / E_1 F_1 > \operatorname{tg} \alpha_r$. Таким образом, для всех циклов в области OCL $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a > \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$. Поскольку для них предельным является разрушение от появления пластических деформаций (предельные циклы характеризуются точками на прямой CL), то расчет следует вести по зависимости (48).

Для касательных напряжений τ область положения рабочих циклов определяется аналогично. Значение предельных значений коэффициента постоянства циклов χ_σ и χ_τ для легированных сталей и высокопрочных чугунов приведены в прил. 1 (табл. П1.4, П1.5). Заметим, что χ_σ и χ_τ для всех материалов имеют определенный разбег значений. В случае если отношение σ_m / σ_a попадает между минимальными и максимальными значениями χ_σ и χ_τ , расчет запасов прочности следует произвести по зависимостям (40) и (48) и принять минимальное его значение.

Все сказанное выше еще раз проиллюстрировано на рис. 56 с разделением прямой OC на области расчета:

первая область $\sigma_m / \sigma_a < \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ — разрушение может произойти от усталостной трещины;

вторая область — $\sigma_m / \sigma_a > \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ детали угрожает разрушение от появления пластических деформаций.

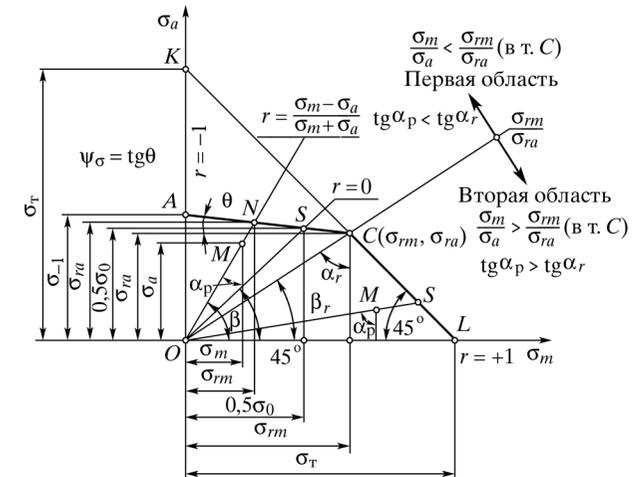


Рис. 56. Применимость схематизированной диаграммы усталостной прочности

Коэффициент запаса для детали отличается от коэффициента запаса лабораторного образца, так как необходимо учесть влияние на усталостную прочность детали концентрации напряжений, абсолютных размеров детали и качества ее поверхности введением соответствующих поправочных коэффициентов.

Эти поправочные коэффициенты обычно определяют при симметричном цикле, а для постоянных нагрузок они близки к единице. На практике при несимметричном цикле поправочные коэффициенты относят только к переменной части цикла напряжений, т. е. к амплитуде цикла σ_a или τ_a , а расчетные формулы для определения коэффициента запаса для детали имеют следующий вид:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta_\sigma \varepsilon_{\sigma k}} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_\sigma)_D}{\beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (49)$$

$$n_\tau = \frac{\sigma_\tau}{\frac{K_\sigma}{\beta_\sigma \varepsilon_{\sigma k}} \sigma_a + \sigma_m} = \frac{\sigma_\tau}{\sigma_{\max}}. \quad (50)$$

При расчете обычно рекомендуют [3, 6] определять оба коэффициента запаса — по усталости n_σ и текучести n_τ , а руководствуются меньшим из них. При расчете же по **новым схематизированным диаграммам** расчет ведется по усталостному разрушению (49), если для рабочих напряжений $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a < \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$. В противном случае — по формуле (50). Только в случае, когда для рабочих напряжений $\sigma_m / \sigma_a = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$, рекомендуется проводить расчет по n_σ и n_τ .

Для осевого растяжения — сжатия в формуле (48) σ_{-1} нужно заменить на σ_{-1}^0 — предел выносливости при симметричном цикле для осевой деформации.

При расчете деталей, находящихся в условиях чистого сдвига, в формулах (49) и (50) достаточно лишь заменить σ на τ . В результате получим:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau k} \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (51)$$

где $\psi_\tau = \operatorname{tg} \theta$ (см. п. 2.4 и прил. 1, табл. П1.4);

$$n_\tau = \frac{\tau_\tau}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau k} \beta_\tau} \tau_a + \tau_m} = \frac{\tau_\tau}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta_\tau} \tau_a + \tau_m} = \frac{\tau_\tau}{\tau_{\max}}. \quad (52)$$

Величина коэффициента запаса прочности зависит от многих причин. Если условия эксплуатации машины, характер внешних нагрузок и механические характеристики материала хорошо известны, а напряжения определены достаточно точными методами, запасы прочности по усталостному разрушению и по текучести могут быть взяты небольшими — в пределах 1,2...1,5; в противном случае их следует увеличить. В среднем величины запасов прочности колеблются в диапазоне $n = n_\tau = 1,5...2,0$.

При расчете деталей, выполненных из хрупкого материала, на диаграмме в координатах $\sigma_m - \sigma_a$ не имеет смысла проводить линию KL (см. рис. 24), так как весьма хрупкие материалы не имеют условного предела текучести. В этом случае коэффициенты запаса вычисляют для нормальных напряжений по формуле (49), а для касательных — (51).

Усталостная прочность деталей зависит от условий эксплуатации, конструктивных, технологических и других факторов. Поэтому при конструировании деталей машин расчет на прочность при переменных напряжениях большей частью носит поверочный характер и заключается в определении коэффициента запаса. Но в некоторых простейших случаях возможно непосредственное определение конструктивных размеров деталей по допускаемым напряжениям для данного коэффициента запаса и заданного отношения амплитуды напряжения к среднему напряжению:

$$\rho_\sigma = \frac{1}{\chi_\sigma} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1-r}{1+r}.$$

Если известна величина ρ_σ при принятом коэффициенте запаса n , то допускаемое максимальное напряжение по усталостному разрушению $[\sigma_r]$, исходя из рассмотренных схематизированных диаграмм (см. рис. 28—33), может быть определено из формулы (49):

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_\sigma)_D}{\beta} [\sigma_a] + \psi_\sigma [\sigma_m]} = \frac{\sigma_{-1}}{[\sigma_a] \left\{ \frac{(K_\sigma)_D}{\beta} + \psi_\sigma \frac{[\sigma_m]}{[\sigma_a]} \right\}} = \frac{\sigma_{-1}}{[\sigma_m] \left\{ \frac{(K_\sigma)_D}{\beta} \cdot \frac{[\sigma_a]}{[\sigma_m]} + \psi_\sigma \right\}}.$$

Из полученных соотношений находим, что

$$[\sigma_a] = \frac{\sigma_{-1}}{n} \frac{1}{\frac{(K_\sigma)_D}{\beta} + \psi_\sigma} \cdot \frac{1}{\rho_\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{n} \frac{\rho_\sigma}{(K_\sigma)_D \cdot \rho_\sigma + \psi_\sigma};$$

$$[\sigma_r] = [\sigma_a] + [\sigma_m] = \frac{\sigma_{-1}}{n} \cdot \frac{\rho_\sigma + 1}{\frac{(K_\sigma)_D}{\beta} \cdot \rho_\sigma + \psi_\sigma}. \quad (53)$$

При кручении:

$$[\tau_r] = [\tau_a] + [\tau_m] = \frac{\tau_{-1}}{n} \cdot \frac{\rho_\tau + 1}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta} \cdot \rho_\tau + \psi_\tau}, \quad (54)$$

где $\rho_\tau = \tau_a / \tau_m$.

Допускаемое максимальное напряжение, исходя из расчета на текучесть, равно

$$[\sigma_r] = \frac{\sigma_T}{n};$$

$$[\tau_r] = \frac{\tau_T}{n}.$$

Из двух полученных величин для допускаемого напряжения берется меньшее значение.

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется запас прочности детали при переменных напряжениях при одноосном напряженном состоянии — изгибе и растяжении — сжатии?
2. Как определяется запас прочности детали при переменных напряжениях при чистом сдвиге или кручении?
3. Как учитывается влияние концентрации напряжений при определении запасов прочности при переменных напряжениях?
4. Как учитывается влияние абсолютных размеров детали при определении запасов прочности при одноосном напряженном состоянии?
5. Почему расчет на прочность при переменных напряжениях называется поверочным?

3.2. Примеры расчетов

Пример 8. Определить коэффициент запаса вращающегося вала в месте изменения его диаметра с 80 на 100 мм. Радиус галтели $r = 6$ мм (см. рис. 44). Изгибающий момент M в опасном сечении изменяется по симметричному циклу и равен $M = 3000$ Н·м. Материал вала — сталь 45. Ее механические характеристики: $\sigma_B = 600$ МПа; $\sigma_T = 340$ МПа; $\sigma_{-1} = 260$ МПа. Поверхность вала шлифованная.

Решение. Эффективный коэффициент концентрации напряжений $(K_\sigma)_D$ и коэффициент поверхностной чувствительности β найдены в примере 3 п. 5 и равны:

$$(K_\sigma)_D = 2,21; \quad \beta = 0,94.$$

Амплитуда напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{M}{0,1d^3} = \frac{3000}{0,1(8 \cdot 10^{-2})^3} = 58,5 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$.

Коэффициент запаса по усталостной прочности определяем по формуле (49):

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_\sigma)_D}{\beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{260}{\frac{2,21}{0,94} 58,5} = 1,89.$$

Определять запас прочности по текучести не следует, так как среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$ (цикл изображается точкой, расположенной на прямой OA (см. рис. 55)).

Пример 9. Механические характеристики стали 45 при изгибе следующие: $\sigma_B = 610$ МПа; $\sigma_T = 360$ МПа; $\sigma_{-1} = 250$ МПа; $\sigma_0 = 420$ МПа. Пользуясь схематизированными диаграммами предельных напряжений, определить запас прочности для детали, работающей на изгиб с напряжениями $\sigma_{\max} = 120$ МПа; $\sigma_{\min} = -40$ МПа.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали $(K_\sigma)_д = 1,95$. Коэффициент поверхностной чувствительности $\beta = 0,89$.

Решение. Запас прочности детали определяем по формуле (49). Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{120 - (-40)}{2} = 80 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{120 + (-40)}{2} = 40 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент ψ_σ :

а) по диаграмме Серенсена — Кинашвили:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \cdot 250 - 420}{420} = 0,19;$$

б) по диаграмме (см. рис. 30):

$$\psi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} = \frac{250}{610} = 0,409;$$

в) по диаграмме Рабиновича:

$$\psi_\sigma = \sigma_{-1}/1400 = 250/1400 = 0,178;$$

г) по новой схематизированной диаграмме:

$$\begin{aligned} \psi_\sigma &= \frac{2\sigma_{-1}^2 - 2\sigma_T\sigma_{-1} + \sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{\sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}} = \\ &= \frac{2 \cdot 250^2 - 2 \cdot 360 \cdot 250 + 610^2 - 610\sqrt{610^2 + 4 \cdot 250^2 - 4 \cdot 360 \cdot 250}}{610^2 - 610\sqrt{610^2 + 4 \cdot 250^2 - 4 \cdot 360 \cdot 250}} = \\ &= 0,118. \end{aligned}$$

При этом

$$\chi_\sigma = \sigma_m/\sigma_a = 40/80 = 0,5; \quad \chi_{r\sigma} = \sigma_{rm}/\sigma_{ra} = 0,51.$$

Подставляя полученные значения величин в формулу (49), определим коэффициент запаса n по всем приведенным диаграммам:

$$\text{а) } n_\sigma = \frac{250}{\frac{1,95}{0,89}80 + 0,19 \cdot 40} = 1,1;$$

$$\text{б) } n_\sigma = \frac{250}{\frac{1,95}{0,89}80 + 0,409 \cdot 40} = 1,02;$$

$$\text{в) } n_\sigma = \frac{250}{\frac{1,95}{0,89}80 + 0,178 \cdot 40} = 1,105;$$

$$\text{г) } n_\sigma = \frac{250}{\frac{1,95}{0,89}80 + 0,118 \cdot 40} = 1,12.$$

Пример 10. Решить предыдущий пример в предположении, что напряжения $\sigma_{\max} = 80$ МПа; $\sigma_{\min} = 40$ МПа.

Ответ. а) $n_\sigma = 4,52$; $n_T = 4$.

Пример 11. При использовании схематизированных диаграмм предельных напряжений запас прочности для любого несимметричного цикла изменений напряжений определяем по формуле (49) или (51). Исходя из этой формулы вывести зависимость для определения допустимого напряжения при пульсирующем цикле ($r = 0$).

Решение. Подставляя в формулу (49) при пульсирующем цикле $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_0/2$, получим:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_\sigma)_д}{\beta} \cdot \frac{\sigma_0}{2} + \psi_\sigma \cdot \frac{\sigma_0}{2}} = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0 \left[\frac{(K_\sigma)_д}{\beta} + \psi_\sigma \right]}.$$

Тогда при принятом коэффициенте запаса n допускаемое напряжение для детали при пульсирующем цикле определяем по формуле

$$[\sigma_{0к}]_d = \frac{2\sigma_{-1}}{n \left[\frac{(K_\sigma)_д}{\beta} + \psi_\sigma \right]}.$$

Пример 12. По данным предыдущего примера установить зависимость между допускаемыми напряжениями для детали при симметричном $[\sigma_{-1к}]_d$ и пульсирующем $[\sigma_{0к}]_d$ циклах.

Решение. Из предыдущего примера имеем:

$$[\sigma_{0к}]_d = \frac{\sigma_{-1}}{n \frac{(K_\sigma)_д}{\beta}} \cdot \frac{2}{\left[1 + \frac{\psi_\sigma \cdot \beta}{(K_\sigma)_д} \right]}.$$

Подставляя в это равенство значение $\frac{\sigma_{-1}}{n \frac{(K_\sigma)_д}{\beta}} = [\sigma_{-1к}]_d$, окончательно получим:

$$[\sigma_{0к}]_d = \frac{2[\sigma_{-1к}]_d}{1 + \frac{\psi_\sigma \cdot \beta}{(K_\sigma)_д}}.$$

Пример 13. Определить допускаемое напряжение для болта с метрической резьбой М 16×30 при растяжении — сжатии для пульсирующего и симметричного циклов изменения напряжений. Материал болта — легированная сталь марки 40ХН, ее характеристики: $\sigma_b = 1000$ МПа; $\sigma_{-1}^o = 650$ МПа; $\psi_\sigma = 0,194$. Запас прочности $n_\sigma = 2$.

Решение. Из прил. 9 по кривой 3, рис. П9.1 находим $(K_\sigma)_{d_0} = 3,0$.

Поправка, учитывающая влияние предела прочности по рис. П9.2, прил. 9, для $\sigma_b = 900$ МПа $\xi_\sigma = 1,69$, а коэффициент концентрации напряжений для образца с учетом поправки на прочность равен

$$(K_\sigma)'_{d_0} = \xi_\sigma (K_\sigma)_{d_0} = 1,69 \cdot 3,0 = 5,07.$$

По рис. П11.1 прил. 11 при $d = 16$ мм поправка, учитывающая влияние абсолютных размеров болта, $\epsilon_\sigma = 0,63$.

Тогда эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали

$$(K_\sigma)_д = (K_\sigma)'_{d_0=12} / \epsilon = 5,07 / 0,63 = 8,0.$$

Коэффициент поверхностной чувствительности $\beta = 1$. Допускаемое напряжение определяем по формуле (52):

$$[\sigma_r^o] = \frac{\sigma_{-1}^o}{n} \cdot \frac{\rho_\sigma + 1}{\frac{(K_\sigma)_д}{\beta} \rho_\sigma + \psi_\sigma}.$$

При пульсирующем цикле:

$$r = 0; \quad \rho_\sigma = \frac{1-r}{1+r} = 1.$$

Тогда

$$[\sigma_r^o] = \frac{30}{2} \cdot \frac{1+1}{8+0,12} = 37 \text{ МПа};$$

для симметричного цикла:

$$r = -1 \text{ и } \rho_\sigma = \frac{1-r}{1+r} = \infty.$$

В этом случае формула (52) принимает вид:

$$[\sigma_{-1}^o] = \frac{\sigma_{-1}^o}{n} \cdot \frac{1}{\frac{(K_\sigma)_д}{\beta}}.$$

Подставляя данные примера, получим:

$$[\sigma_{-1}^o] = \frac{30}{2} \cdot \frac{1}{8} = 18,7 \text{ МПа}.$$

3.3. Определение коэффициента запаса при сложном напряженном состоянии

Многие детали машин: трансмиссионные и коленчатые валы, клапанные пружины поршневых двигателей и др. испытывают переменные во времени напряжения в условиях сложного напря-

женного состояния. Для расчета таких деталей необходимо, как и в случае статической нагрузки, создать теорию прочности при переменных напряжениях, которая позволила бы судить о прочности материала, находящегося в сложном напряженном состоянии, на основании опытных данных о его прочности при центральном растяжении — сжатии. Напряжения являются переменными величинами, которые могут меняться во времени по различным законам (различные коэффициенты несимметрии, форма кривой, частота), поэтому в случае сложного напряженного состояния большей частью в течение цикла положение главных площадок в одной и той же точке напряженного тела меняется. Это значительно усложняет расчет, и до сих пор вопрос о расчете на прочность при переменной нагрузке в случае сложного напряженного состояния еще нельзя считать окончательно решенным, так как экспериментов, подтверждающих правильность той или иной теории, еще очень мало. Рассмотрим наиболее важный и часто встречающийся случай плоского напряженного состояния — совместное действие изгиба и кручения. В результате многочисленных опытов с малоуглеродистыми и различными легированными сталями и специальными чугунами были установлены следующие зависимости между предельными значениями нормальных и касательных напряжений:

для сталей:

$$\left(\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ra}}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1; \quad (55)$$

для чугунов:

$$\left(\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) + \frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}} \left(2 - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right) + \left(\frac{\tau_{ra}}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1, \quad (56)$$

где σ_{ra} и τ_{ra} — предельные значения амплитуд нормальных и касательных напряжений; σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости при симметричном цикле, соответственно, при изгибе и кручении.

Формулы (55) и (56) были получены при совместном изгибе и кручении из опытов с образцами, нормальные и (касательные) напряжения у которых изменялись синфазно (касательные и нор-

мальные напряжения одновременно достигали экстремальных значений) по симметричным циклам (рис. 57).

Сдвиг фаз, как показали исследования С.В. Серенсена [5], не оказывает существенного влияния на прочность деталей, работающих одновременно на изгиб и кручение. Поэтому этими формулами можно пользоваться и тогда, когда напряжения σ и τ изменяются не в одной фазе (несинфазно).

В таком случае расчет по этим формулам приводит к увеличению запаса прочности. Если $\sigma_{-1}/\tau_{-1} = 2$, что характерно для пластичных материалов (малоуглеродистая сталь), то формулы (55) и (56) в этом частном случае совпадают.

Обозначив через σ_a и τ_a значения амплитуд нормального и касательного напряжений для заданного рабочего цикла напряжений и учитывая, что циклы подобны, имеем:

$$\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_a} = \frac{\tau_{ra}}{\tau_a} = n \text{ — коэффициент запаса по усталостному разрушению (общий коэффициент запаса);}$$

$$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = n_\sigma \text{ — частный коэффициент запаса только по изгибу,}$$

определяемый в предположении отсутствия кручения;

$$\frac{\tau_{-1}}{\tau_a} = n_\tau \text{ — частный коэффициент запаса только по кручению.}$$

Используя принятые обозначения, зависимости (55) и (56) можно написать в следующем виде:

$$\left(\frac{n}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{n}{n_\tau}\right)^2 = 1; \quad (57)$$

$$\left(\frac{n}{n_\sigma}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) + \frac{n}{n_\sigma} \left(2 - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right) + \left(\frac{n}{n_\tau}\right)^2 = 1. \quad (58)$$

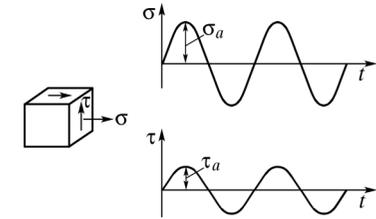


Рис. 57. Синфазное изменение нормальных и касательных напряжений по симметричным циклам

Из формулы (57) получаем окончательное выражение для общего коэффициента запаса по усталостному разрушению (формула Гафа и Полларда):

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (59)$$

Формулы (58) и (59) применяют и в случае несимметричных циклов (рис. 58).

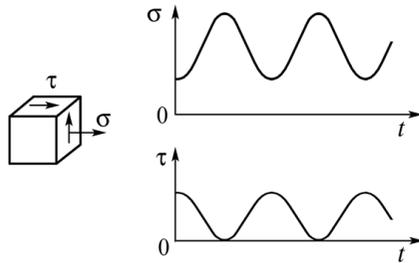


Рис. 58. Несинфазное изменение нормальных и касательных напряжений по несимметричным циклам

В этом случае частные коэффициенты запаса по разрушению для нормальных напряжений (n_{σ}) и касательных напряжений (n_{τ}) определяются по формулам (49) и (51).

Коэффициент запаса по текучести определяется по формуле

$$n_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\text{эkv}}}, \quad (60)$$

где σ_{τ} — предел текучести; $\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ — расчетное эквивалентное напряжение.

При расчете частных коэффициентов прочности по схематизированным диаграммам Серенсена — Кинасошвили или Рабиновича из двух полученных коэффициентов запаса по усталости и текучести прочность оценивается меньшим по величине коэффициентом.

При расчете по **новым схематизированным диаграммам** определяем значение коэффициента постоянства нагружения $\chi_{\sigma} = \sigma_m / \sigma_a$

для рабочих напряжений и сравниваем их с предельными, приведенными в табл. П1.4—П1.5 прил. 1. Если $\chi_{\sigma} = \sigma_m / \sigma_a < \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ (аналогично для касательных напряжений), то расчет запаса прочности следует вести по зависимости (59) (по усталости). Если же $\chi_{\sigma} = \sigma_m / \sigma_a > \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ (аналогично для касательных напряжений), то расчет ведется по зависимости (60) — по текучести.

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется запас прочности детали при действии переменных напряжений по усталостному разрушению?
2. Как определяется запас прочности детали при действии переменных напряжений по текучести?
3. Почему при расчете на переменные напряжения при действии переменных напряжений определяются частные запасы прочности?
4. По какой теории прочности определяется эквивалентное напряжение при расчете из условия разрушения из-за пластических деформаций?
5. Учитывается ли при расчете общего запаса прочности при переменных напряжениях несинфазность изменения нормальных и касательных напряжений?
6. Как определяется, по какой зависимости вести расчет на прочность при действии переменных напряжений?
7. Влияет ли коэффициент постоянства нагружения на выбор зависимости для определения коэффициента запаса прочности при действии переменных напряжений?

3.4. Расчет деталей поршневых двигателей

3.4.1. Расчет коленчатого вала четырехтактного двигателя

Коленчатые валы разрушаются в местах наибольшей концентрации напряжений, обычно у выхода отверстия для смазочного масла на коренных и шатунных шейках вала, а также у галтелей в сопряжении шеек со щеками.

Нагрузки. Основными нагрузками являются усилия от давления газа в цилиндре двигателя, передающиеся через поршень и шатун на вал, инерционные силы масс (поршень, поршневые кольца, поршневой палец, а также часть массы шатуна, отнесенной к оси поршневого пальца), движущихся возвратно-поступательно, а также центробежные силы инерции неуравновешенных вращающихся масс (щеки, шатунная шейка, часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки). На рис. 59 приведена схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме поршневого двигателя, из которой следует, что через шатун на шатунную шейку передаются перпендикулярно плоскости кривошипа *тангенциальная сила T* (положительное направление ее выбирается по направлению вращения коленчатого вала) и в плоскости кривошипа *нормальная сила K* (положительное направление ее выбирается по направлению к оси коленчатого вала).

На рис. 59 приведены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме: газовые P_g , инерции P_j масс, совершающих возвратно-поступательное движение, а также суммарная сила $P_s = P_g + P_j$ четырехтактного поршневого двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ). Суммарная сила P_s , действующая вдоль оси цилиндра (см. рис. 59), может быть разложена на две составляющие: по направлению, перпендикулярному оси цилиндра, — боковая сила N , и вдоль оси стержня шатуна — сила S . Силу S перенесем вдоль линии действия в центр шатунной шейки кривошипа, обозначим ее S' и разложим на две составляющие: нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу T , действующую перпендикулярно радиусу кривошипа и создающую на валу двигателя крутящий момент. На рис. 61 приведены графики удельных сил, отнесенных к площади поршня, $K_{уд} = K/F_p$; $T_{уд} = T/F_p$. Из графиков следует, что максимальное и минимальное значение сил T и K будет при положении поршня вблизи ВМТ (на тактах расширения и впуска). Как будет показано ниже, это важно для выбора сечения для расчета шатунной шейки при действии переменных напряжений.

Расчетная схема кривошипа коленчатого вала однорядного поршневого двигателя приведена на рис. 62, а на рис. 63 — боковая проекция его по щеке. В данном случае рассматривается раз-

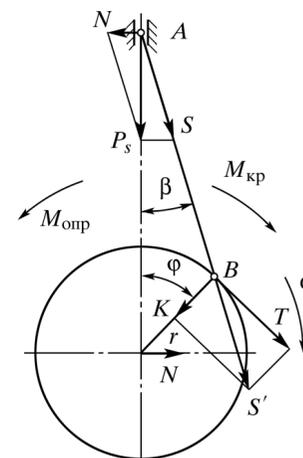


Рис. 59. Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

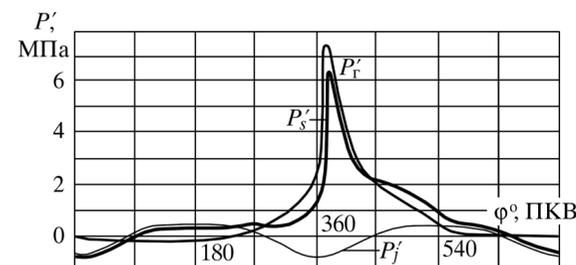


Рис. 60. Графики удельных сил поршневого двигателя p'_g , p'_j и p'_s по углу поворота коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента

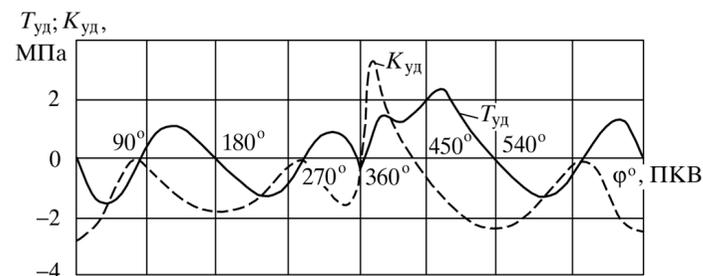


Рис. 61. Графики сил $K_{уд}$ и $T_{уд}$ (K и T , деленные на площадь поршня F_p) в зависимости от угла поворота коленчатого вала

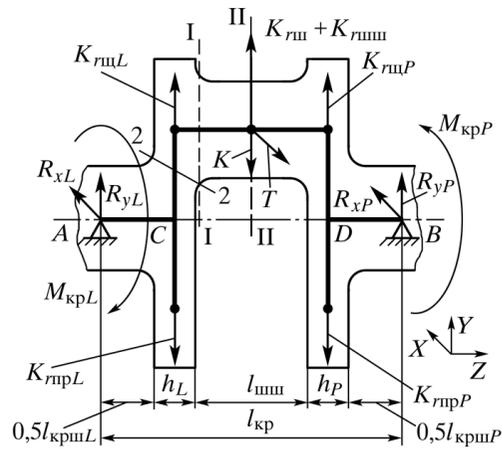


Рис. 62. Расчетная схема кривошипа

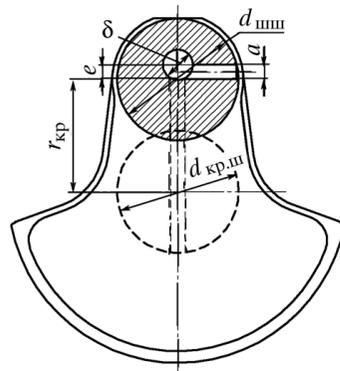


Рис. 63. Расположение облегчающего отверстия в шатунной шейке

резная схема, когда каждый кривошип представлен отдельно. Коренные шейки коленчатого вала обычно выполнены короткими: левая — $l_{кршL}$; правая — $l_{кршP}$; диаметр коренной шейки — $d_{крш}$; толщина щек левой и правой — h_L и h_P ; ширина щек в районе перекрытия — b ; длина шатунной шейки — $l_{кршш}$; диаметр ее — $d_{кршш}$, радиус галтели в сопряжении щек со щекой — r .

В шатунной шейке может быть выполнено облегчающее отверстие диаметром δ , смещенное от оси шатунной шейки в плос-

кости кривошипа вверх на величину e (рис. 63). Как правило, в литых коленчатых валах автомобильных двигателей в шатунной шейке облегчающее отверстие не выполняется. В коренных и шатунной шейке имеются отверстия диаметром a для подачи масла к вкладышам подшипников.

Расчет нагрузок, действующих на кривошип, проводится по известной методике в результате динамического расчета [27, 28].

Центробежные силы инерции неуравновешенных масс шек равны: левой $K_{кршL} = (m_{кршL})_r \omega^2$; правой $K_{кршP} = (m_{кршP})_r \omega^2$. Центробежные силы инерции неуравновешенных масс противовесов левого $K_{крпрL} = (m_{крпрL})_r \omega^2$; правого $K_{крпрP} = (m_{крпрP})_r \omega^2$. Центробежная сила инерции части массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки, $K_{крш} = m_2 \omega^2$, а центробежная сила инерции массы шатунной шейки равна $K_{кршш} = m_{кршш} \omega^2$. Таким образом, в центре шатунной шейки действует центробежная сила $K_{крш} + K_{кршш}$. Здесь введены обозначения: $(m_{кршL})_r$, $(m_{кршP})_r$, $(m_{крпрL})_r$, $(m_{крпрP})_r$ — приведенные массы¹ левой и правой щек, а также приведенные массы левого и правого противовесов, соответственно; m_2 — часть массы шатуна, отнесенная к шатунной шейке; $m_{кршш}$ — масса шатунной шейки; r — радиус кривошипа; ω — угловая частота вращения коленчатого вала на расчетном режиме [28].

Наибольший и наименьший индикаторный крутящий момент (наибольший размах крутящего момента по результатам динамического расчета) определяется также по результатам динамического расчета (по максимальному и минимальному значению тангенциальной силы T).

Для расчета на изгиб элементов коленчатого вала выбираем по результатам динамического расчета наибольшие и наименьшие значения сил K и T (см. рис. 59). Как следует из рис. 61, при угле $\varphi \approx 360^\circ$ ПКВ — T_{\max} и K_{\max} , а при $\varphi \approx 0^\circ$ ПКВ — T_{\min} и K_{\min} . Более точно значение сил K и T выбирается для угла поворота коленчатого вала, где число $\sqrt{T^2 + K^2}$ принимает максимальное или минимальное значение.

¹ Напомним, что приведенные массы определяются из условия равенства сил инерции действительной массы и массы, приведенной к оси шатунной шейки [28].

Сначала определим реакции на левой и правой опорах коленчатого вала:

от сил, действующих в плоскости кривошипа, при максимальном значении K_{\max} :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= (K_{rшL} - K_{rпрL}) \cdot 0,5(l_{к.шL} + h_L) + \\ &+ (K_{rшш} + K_{rш})(0,5l_{к.шL} + h_L + 0,5l_{шш}) - \\ &- K_{\max}(0,5l_{к.шL} + h_L + 0,5l_{шш}) + \\ &+ (K_{rшP} - K_{rпрP})(0,5l_{к.шL} + h_L + l_{шш} + 0,5h_P) + R_{yP}l_{кр} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_B &= (K_{rпрL} - K_{rшL}) \cdot (0,5l_{к.шP} + 0,5h_L + l_{шш} + h_P) - \\ &- (K_{rшш} + K_{rш})(0,5l_{к.шP} + h_P + 0,5l_{шш}) + K_{\max}(0,5l_{к.шP} + h_P + 0,5l_{шш}) - \\ &- (K_{rшP} - K_{rпрP})(0,5l_{к.шP} + 0,5h_P) + R_{yL}l_{кр} = 0; \end{aligned}$$

от сил, действующих в плоскости кривошипа, при минимальном значении K_{\min} :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= (K_{rшL} - K_{rпрL}) \cdot 0,5(l_{к.шL} + h_L) + \\ &+ (K_{rшш} + K_{rш})(0,5l_{к.шL} + h_L + 0,5l_{шш}) + K_{\min}(0,5l_{к.шL} + h_L + 0,5l_{шш}) + \\ &+ (K_{rшP} - K_{rпрP})(0,5l_{к.шL} + h_L + l_{шш} + 0,5h_P) + R_{yP}l_{кр} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_B &= (K_{rпрL} - K_{rшL}) \cdot (0,5l_{к.шP} + 0,5h_L + l_{шш} + h_P) - \\ &- (K_{rшш} + K_{rш})(0,5l_{к.шP} + h_P + 0,5l_{шш}) - K_{\min}(0,5l_{к.шP} + h_P + 0,5l_{шш}) - \\ &- (K_{rшP} - K_{rпрP})(0,5l_{к.шP} + 0,5h_P) + R_{yL}l_{кр} = 0; \end{aligned}$$

от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, при максимальном значении T_{\max} :

$$\sum M_A = R_{xP}l_{кр} - T_{\max}(0,5l_{к.шL} + 0,5l_{шш} + h_L) = 0;$$

$$\sum M_B = -R_{xL}l_{кр} + T_{\max}(0,5l_{к.шP} + 0,5l_{шш} + h_P) = 0;$$

от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, при минимальном значении T_{\min} :

$$\sum M_A = R_{xP}l_{кр} - T_{\min}(0,5l_{к.шL} + 0,5l_{шш} + h_L) = 0;$$

$$\sum M_B = -R_{xL}l_{кр} + T_{\min}(0,5l_{к.шP} + 0,5l_{шш} + h_P) = 0.$$

Здесь R_{yL} и R_{yP} — реакции от сил, действующих в плоскости кривошипа на левой и правой опоре отдельно выделенного кривошипа; R_{xL} и R_{xP} — реакции от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа на левой и правой опоре отдельно выделенного кривошипа.

Если центробежные силы масс щек и противовесов $K_{rшL}$, $K_{rшP}$, $K_{rпрL}$, $K_{rпрP}$ располагаются не в плоскости кривошипа (несимметричные щеки или противовесы расположены под углом к плоскости кривошипа, как в однорядных трех- или шестицилиндровых однорядных двигателях), то они раскладываются на две составляющие — в плоскости кривошипа и перпендикулярно ему. Соответственно, в приведенных выше уравнениях появляются моменты от этих составляющих. Аналогично для V-образного поршневого двигателя необходимо учесть силы K и T двух рядом расположенных шатунов (см. подробнее в [27]).

После подстановки величин в уравнения равновесия получим значение реакций на опорах от действия сил в плоскости кривошипа:

при значении K_{\max} $R_{yL} > 0$; $R_{yP} > 0$; а также при значении K_{\min} $R_{yL} < 0$, $R_{yP} < 0$;

от действия сил в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа:

при значении T_{\max} $R_{xL} > 0$; $R_{xP} > 0$;

при значении T_{\min} $R_{xL} < 0$, $R_{xP} < 0$.

Расчет коренной шейки. Расчет коренной шейки проводим в двух сечениях: сопряжения ее со щекой и по сечению, где имеется отверстие для подачи масла к вкладышам подшипника (на рис. 62 и 64 оно совпадает с опорой A). Штампованный (кованный) коленчатый вал обычно изготавливается из легированной стали (механические характеристики их приведены в прил. 1, табл. П1.1).

При расчете по разрезной схеме коренные шейки рассчитывают только на кручение без учета напряжений изгиба, мало влияющих на запас прочности (по некоторым данным, в пределах 3...4 % [13]). Максимальное значение $M_{кр. max}$ и минимальное $M_{кр. min}$ определяем по таблицам или графикам набегающих моментов на коренные шейки коленчатого вала [???]. При действии крутящего момента в поперечном сечении коренной шейки возникают касательные напряжения:

от максимального $M_{кр. max}$ и минимального $M_{кр. min}$ (<0):

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр. max}}{W_{р к. ш}} (>0); \quad \tau_{min} = \frac{M_{кр. min}}{W_{р к. ш}} (<0), \quad (a)$$

где $W_{р к. ш} = J_p \frac{2}{d_{к. ш}} \xi_{кр} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{к. ш}^4 - \delta_{к. ш}^4}{d_{к. ш}} \xi_{кр}$ — момент сопротивления коренной шейки при кручении; J_p — полярный момент инерции коренной шейки $J_p = \frac{\pi(d_{к. ш}^4 - \delta_{к. ш}^4)}{32}$; $d_{к. ш}$ — диаметр коренной шейки; δ — диаметр внутреннего облегчающего отверстия (если оно имеется); $\xi_{кр}$ — поправочный коэффициент, учитывающий наличие отверстия для подачи масла (прил. 14). Если в конструкции коленчатого вала в коренной шейке нет облегчающего отверстия, то $\delta = 0$.

Для поперечного сечения коренной шейки в сопряжении со щекой $\xi_{кр} = 1$ (отверстие расположено в центре коренной шейки, рис. 64), однако имеется выточка глубиной (на радиус r_1). Поэтому

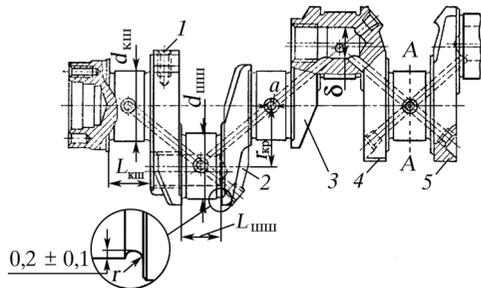


Рис. 64. Чертеж коленчатого вала четырехтактного дизеля: 1, 4, 5 — площадки для установки противовесов; 2, 3 — щеки

в расчетах учитываем диаметр коренных и шатунных шеек за вычетом $2r_1$ (см. рис. 64).

Таким образом, полярный момент сопротивления коренной шейки равен

$$W_{р к. ш} = \frac{\pi(d_{к. ш} - 2r_1)^3}{16}.$$

После определения τ_{max} и τ_{min} находим амплитудное и среднее напряжения цикла:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}. \quad (b)$$

Запас прочности n_τ коренной шейки от действия переменного крутящего момента находим по формуле (49)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_д}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Из прил. 13, рис. П13.2 при $r/d_{шш}$ определим $(K_\tau)_д$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; из рис. 47 — β_τ — коэффициент, учитывающий обработку поверхности; из прил. 1, табл. П1.4 — ψ_τ — коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения в соответствии с предлагаемой автором **новой схематизированной диаграммой**.

Учет влияния крутильных колебаний производится приближенно: в запас прочности вводится коэффициент динамического усиления $\lambda_д$. Значения коэффициента динамического усиления приведены в табл. 5.

Таблица 5. Значение коэффициента динамического усиления

Число шеек	3	4	5	6	7	8	9	10
$\lambda_д$	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35	1,42	1,49	1,56

Запас прочности с учетом коэффициента динамического усиления

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_{\text{д}}.$$

Момент сопротивления при кручении в сечении коренной шейки $A-A$, где имеется отверстие диаметром a для подачи масла (см. рис. 64), равен

$$W_{\text{рк.ш}} = \frac{\pi d_{\text{к.ш}}^3}{16} \xi_{\text{кр}}.$$

Из прил. 14 при a/d определяем $\xi_{\text{кр}}$.

Величина максимального и минимального напряжений определяем в соответствии с (а), а амплитудное и среднее напряжения по формуле (б). Запас прочности n_τ при переменных касательных напряжениях в поперечном сечении коренной шейки $A-A$ (см. рис. 64) находим по формуле (51):

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_{\text{д}}}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Здесь при a/d (прил. 4, рис. П4.3, прямая 1) находим $(K_\tau)_{\text{д}}$, из прил. 1, табл. П1.1: τ_{-1} ; табл. П1.4 ψ_τ ; β_τ (см. табл. 4 — поверхностная закалка токами высокой частоты).

Подставив найденные значения коэффициентов, получим n_τ .

Действительный запас прочности равен

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_{\text{д}}. \quad (c)$$

Коэффициенты запаса прочности коренных шеек коленчатых валов поршневых двигателей рекомендуется принимать не менее 3,0.

Шатунная шейка. Запасы прочности шатунной шейки определим в двух сечениях — в сопряжении со щекой (сечение I—I, см. рис. 62) и в сечении, где расположено смазочное отверстие (сечение II—II, см. рис. 62). По результатам динамического расчета определим на расчетном режиме [28] наибольший $M_{\text{шш. max}}$ и минимальный $M_{\text{шш. min}}$ крутящие моменты при соответствующих углах поворота коленчатого вала (ПКВ).

Момент сопротивления при кручении шатунной шейки в сечении I—I равен $W_{\text{р.шш}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}}$; $d_{\text{шш}}$ — диаметр шатунной шейки в сопряжении со щекой (см. рис. 62); δ — облегчающее отверстие (см. рис. 63); λ — поправочный коэффициент, учитывающий эксцентриситет облегчающего отверстия (прил. 15). В расчетах принимается действительный диаметр шатунной шейки из-за уменьшения его из-за выточки (см. рис. 64).

Максимальное и минимальное касательные напряжения равны:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{шш. max}}}{W_{\text{р.шш}}} (>0); \quad \tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{шш. min}}}{W_{\text{р.шш}}} (<0). \quad (d)$$

Амплитудное и среднее напряжения определим по формуле (б).

Из прил. 13, рис. П13.2 при отношении радиуса галтели к диаметру шатунной шейки при переходе к щеке r/d определим $(K_\tau)_{\text{д}}$; из рис. 47 — β ; из прил. 1, табл. П1.4 — ψ_τ . Таким образом, частный запас прочности шатунной шейки в сечении I—I (по галтели при переходе от шейки к щеке) при кручении определяем по формуле (51).

Действительный запас прочности определим по формуле (с).

Для определения коэффициента запаса прочности в сечении II—II, где имеется отверстие диаметром a для подачи масла (см. рис. 64), определим полярный момент сопротивления шатунной шейки в сечении II—II (см. рис. 64):

$$W_{\text{р.шш}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}} \cdot \lambda \cdot \xi_{\text{кр}}. \quad (e)$$

Из прил. 14 при a/d находим $\xi_{\text{кр}}$; из прил. 15 — λ .

Максимальные и минимальные касательные напряжения в сечении определяется по формуле (с), а амплитудное и среднее напряжения — по (б).

Запас прочности n_τ шатунной шейки в сечении II—II от действия переменных крутящих моментов находим по формуле (51). Из прил. 4, рис. П4.3 при a/d и значении $\sigma_{\text{в}}$ находим $(K_\tau)_{\text{д}}$;

из табл. 4 — поверхностную закалку токами высокой частоты β_t ; из табл. П1.4 — ψ_t .

Действительный запас прочности определим по формуле (d).

Определим напряжения в сечениях I—I и II—II шатунной шейки от действия изгибающих моментов.

Изгибающий момент в сечении сопряжения шатунной шейки со щекой (сечение I—I, см. рис. 62) от сил, действующих в плоскости кривошипа (момент относительно оси x), равен (положительный знак момента принимается, как в курсе сопротивления материалов, когда верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси y , находятся в сжатой зоне, рис. 62):

от максимальных сил:

$$M_x = R_{yL \max} \cdot (0,5 \cdot l_{\text{кш}L} + h_L) - (K_{\text{гп}L} - K_{\text{гш}L}) \cdot 0,5h_L;$$

от минимальных сил:

$$M_x = R_{yL \min} \cdot (0,5 \cdot l_{\text{кш}L} + h_L) - (K_{\text{гп}L} - K_{\text{гш}L}) \cdot 0,5h_L.$$

В плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа (положительный знак момента принимается, если верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (см. рис. 60), находятся в сжатой зоне):

от максимальных сил:

$$M_y = R_{xL \max} \cdot (0,5l_{\text{кш}L} + h_L);$$

от минимальных сил:

$$M_y = R_{xL \min} \cdot (0,5l_{\text{кш}L} + h_L).$$

В общем случае максимальное и минимальное напряжение должно быть вычислено с учетом изгиба шатунной шейки в двух плоскостях по зависимости (рис. 65):

$$\sigma = \pm \frac{M_x}{I_x} y + - \frac{M_y}{I_y} x.$$

Здесь x и y — координаты точки поперечного сечения, в которой напряжения достигают максимума или минимума.

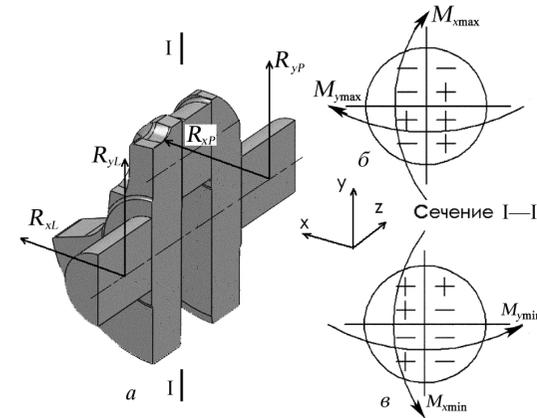


Рис. 65. Схема деформации шатунной шейки:
а — направление реакций на левой и правой опорах; б — при действии максимальных изгибающих моментов в плоскости кривошипа и перпендикулярно ей; в — то же при действии минимальных моментов

Осевой момент инерции шатунной шейки в сечении I—I

$$I_x = I_y = \frac{\pi(d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4)}{64}.$$

Приведенная зависимость не учитывает эксцентричное смещение облегчающего отверстия. В действительности момент инерции относительно оси x равен

$$I_x = \frac{\pi d_{\text{шш}}^4}{64} \left[1 - (\delta/d_{\text{шш}})^4 - 16 \frac{(\delta/d_{\text{шш}})^2 (e/d_{\text{шш}})^2}{1 - (\delta/d_{\text{шш}})^2} \right]. \quad (f)$$

Поскольку, как правило, в коленчатых валах поршневых двигателей смещение $e \ll d_{\text{шш}}$, то осевой момент инерции в приведенном примере при расчете с учетом эксцентричного смещения облегчающего меняется только на 0,5 %. Поэтому расчет будем вести без учета этой поправки.

Так как шатунная шейка имеет круглое поперечное сечение, определить напряжения от изгиба можно от суммарного изгибающего момента (косой изгиб не возникает). Поэтому напряжение может быть найдено по формуле

$$\sigma = \pm \frac{M_{\Sigma}}{W},$$

где M_{Σ} — суммарный изгибающий момент; $W = 2I_x/d_{\text{шш}}$ — момент сопротивления поперечного сечения при изгибе.

На рис. 66 приведена схема нагружения шатунной шейки моментами относительно осей x и y моментами M_x и M_y при действии максимальных и минимальных сил.

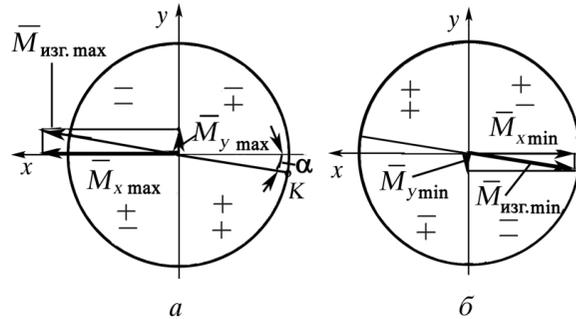


Рис. 66. Схема нагружения шатунной шейки изгибающими моментами: a — максимальным значением $M_{\text{изг. max}}$; b — минимальным $M_{\text{изг. min}}$

Поскольку от максимальных сил максимальный изгибающий момент

$$M_{\text{изг. max}} = \sqrt{M_{x \text{ max}}^2 + M_{y \text{ max}}^2},$$

максимальное нормальное напряжение возникает в точке поперечного сечения, с угловой координатой от вертикальной оси, определяемой $\alpha_{\text{max}} = \arccos \alpha = \arccos(M_{x \text{ max}}/M_{\text{изг. max}})$ (см. рис. 66).

От минимальных сил $M_{\text{изг. min}} = \sqrt{M_{x \text{ min}}^2 + M_{y \text{ min}}^2}$, а минимальное напряжение расположено в точке с угловой координатой (отсчет ведется от вертикальной оси) $\alpha_{\text{min}} = \arccos \alpha = \arccos(M_{x \text{ min}}/M_{\text{изг. min}})$.

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{x \text{ max}}}{I_x} \cdot \frac{d_{\text{шш}}}{2} \cos \alpha_{\text{max}} + \frac{M_{y \text{ max}}}{I_y} \cdot \frac{d_{\text{шш}}}{2} \sin \alpha_{\text{max}};$$

или

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{изг. max}}}{W}.$$

Минимальное напряжение в той же точке равно:

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{M_{x \text{ min}}}{I_x} \cdot \frac{d_{\text{шш}}}{2} \cos \alpha_{\text{min}} + \frac{M_{y \text{ min}}}{I_y} \cdot \frac{d_{\text{шш}}}{2} \sin \alpha_{\text{min}};$$

или

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{M_{\text{изг. min}}}{W}.$$

Заметим, что углы α_{min} и α_{max} мало отличаются друг от друга (в пределах 1%), так как нагрузки определяются, как было показано выше, когда поршень располагается вблизи ВМТ.

Вычислим амплитудное и среднее напряжения при изгибе в сечении I—I (сопряжение шатунной шейки со щекой, см. рис. 62):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}. \quad (g)$$

Из прил. 13, рис. П13.1 при r/h находим эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора (K_{σ})_д, $\beta = 1,3$ (см. табл. 4). Запас прочности при изгибе в сечении I—I определяется по формуле (49).

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении I—I определим по формуле (59).

Для рассматриваемой конструкции коленчатого вала ось отверстия для подачи масла к шатунным подшипникам перпендикулярна плоскости кривошипа (см. рис. 64). В этом случае учитываются только изгибающие моменты как раз в этой плоскости, так как при изгибе шатунной шейки от сил, действующих в плоскости кривошипа в сечении, где расположено отверстие для подачи масла (см. рис. 65), напряжение равно нулю.

Если, как и раньше, примем знак изгибающего момента положительным, и если при деформации изгиба верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (см. рис. 65), будут располагаться в сжатой зоне, тогда изгибающие моменты равны:

от максимальных сил:

$$M_y = R_{xL \text{ max}} \cdot (0,5l_{\text{кшL}} + h_L + 0,5l_{\text{шш}});$$

от минимальных сил:

$$M_y = R_{xL \min} \cdot (0,5l_{\text{кш}L} + h_L + 0,5l_{\text{шш}}).$$

Момент сопротивления при изгибе шатунной шейки в сечении II—II (см. рис. 62):

$$W_{\text{изг.шш}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}} \xi_{\text{изг}}.$$

В расчете принять значение $\xi_{\text{изг}}$ из прил. 14 при некотором значении a/d .

В окрестности точки, где расположено смазочное отверстие, максимальное и минимальное нормальные напряжения равны:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{y \max}}{W_{\text{изг.шш}}}; \quad \sigma_{\min} = \frac{M_{y \min}}{W_{\text{изг.шш}}}.$$

Вычислим по формуле (k) амплитудное и среднее напряжения при изгибе шатунной шейки в сечении II—II.

Из прил. 4, рис. П4.1 при a/d находим эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора ($K_{\sigma \text{Д}}$), β (см. табл. 4, закалка ТВЧ); ψ_{σ} .

Запас прочности при изгибе в сечении II—II определяется по формуле (49).

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении II—II определим по формуле (59).

Коэффициент запаса прочности шатунных шеек коленчатых валов поршневых двигателей рекомендуется принимать не менее 1,7...1,9.

Расчет щеки коленчатого вала. В работах [24—26] был предложен расчет щеки коленчатого вала поршневого двигателя с положительным перекрытием, где было показано, что разрушение по щеке от действия переменных напряжений происходит по сечению, проходящему от точки A сопряжения шатунной шейки со щекой в плоскости кривошипа до такой же точки сопряжения коренной шейки со щекой — по линии 2—2 (рис. 62). В точке A возникает максимальное нормальное напряжение от изгиба под действием сил, действующих в плоскости кривошипа, а также максимальное касательное напряжение под действием крутящих моментов. Как показали результаты исследований характера разрушения коленча-

тых валов в эксплуатации [13], именно в точке A появляется трещина, которая под действием переменного изгибающего момента развивается вглубь щеки и приводит к разрушению по линии 2—2. Развитию трещины способствуют максимальные касательные напряжения на внешней поверхности шатунной шейки.

Для определения изгибающего момента, деформирующего щеку, необходимо взять сумму моментов всех сил, действующих в плоскости кривошипа, относительно точки C — середины толщины щеки (см. рис. 62 и 64). Так, если проводить расчет левой щеки (см. рис. 62), то в этом случае изгибающий момент в плоскости кривошипа равен: $M_{\text{изг}} = 0,5(l_{\text{кш}} + h_L)R_{yL}$.

От действия максимальной нагрузки изгибающий момент $M_{\text{изг.макс}}$:

$$M_{\text{изг.макс}} = 0,5R_{yL \max} (l_{\text{кш}} + h_L);$$

от действия минимальной нагрузки изгибающий момент $M_{\text{изг.мин}}$:

$$M_{\text{изг.мин}} = 0,5R_{yL \min} (l_{\text{кш}} + h_L).$$

Определим перекрытие шатунной шейки (рис. 67):

$$\Delta = \frac{d_{\text{кш}} + d_{\text{шш}}}{2} - r_{\text{кр}}.$$

Определим h_1 (см. рис. 67):

$$h_1 = \sqrt{h_L^2 + \Delta^2}.$$

Зная ширину щеки в области перекрытия b , определим момент сопротивления щеки при изгибе

$$W_{\text{изг}} = \frac{bh_1^2}{6}.$$

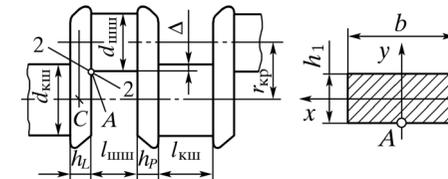


Рис. 67. Расчетная схема щеки коленчатого вала

Максимальное и минимальное нормальные напряжения равны:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{изг. max}}}{W_{\text{изг.}}}; \quad \sigma_{\min} = \frac{M_{\text{изг. min}}}{W_{\text{изг.}}}.$$

По формуле (g) находим амплитудное σ_a и среднее σ_m напряжения цикла, а запас прочности при изгибе — по (49),

От кручения запас прочности в окрестности точки *A* вычисляется ранее при расчете шатунной шейки на кручение.

Общий запас прочности щеки определяется по формуле (59). Коэффициенты запаса прочности щеки коленчатого вала рекомендуются принимать не менее 1,6...1,9.

3.4.2. Расчет поршневого пальца

Поршневой палец плавающего типа (не имеет закрепления ни в поршневой головке шатуна, ни в бобышках поршня) двигателя испытывает сложную деформацию от переменных нагрузок, которую условно можно расчленить на изгиб, срез и овализацию (рис. 68, где показано действие газовой силы и сил инерции). В закрепленных пальцах последняя деформация отсутствует.

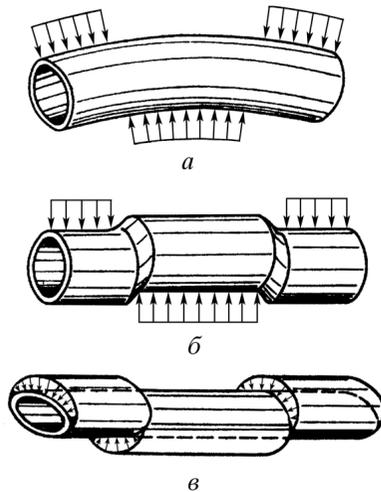


Рис. 68. Виды деформаций поршневого пальца: *a* — изгиб в продольном направлении; *b* — срез; *v* — овализация

На поршневой палец действует максимальная нагрузка на такте впуска от сил инерции массы поршневой группы при работе на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

$$P_{\text{пг}} = m_{\text{пг}} \omega_{\text{xx. max}}^2 r(1 + \lambda), \quad (a)$$

где $m_{\text{пг}}$ — масса поршневой группы (без массы поршневого пальца); $\omega_{\text{xx. max}} = (\pi n_{\text{xx. max}})/30$ — угловая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при максимально допустимой $n_{\text{xx. max}}$; r — радиус кривошипа; $\lambda = r/l_{\text{ш}}$; $l_{\text{ш}}$ — длина шатуна.

Кроме того, на расчетном режиме (максимального крутящего момента или номинальном) на поршневой палец на такте расширения действует нагрузка:

$$P_s = P_r - P_{\text{пг}} = (p_z - p_0)F_{\text{п}} - m_{\text{пг}} \omega^2 r(1 + \lambda), \quad (b)$$

где p_z — максимальное давление сгорания на расчетном режиме; p_0 — атмосферное давление; ω — угловая частота вращения коленчатого вала на этом же режиме.

Деформация поршневого пальца от инерционной нагрузки P_j (на такте впуска) будет аналогичной приведенной на рис. 68, только нагрузка меняет направление на 180° .

Максимальной расчетной нагрузкой для пальца является усилие, с которым палец прижимается к бобышкам поршня (или на такте впуска по формуле (a), или на такте расширения — по (b)). На рис. 69 приведена расчетная схема поршневого пальца при действии на него суммарной силы P_s . Для данной схемы нагрузки напряжения изгиба (в центре поршневого пальца)

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_{\text{п}}^3(1 - \alpha^4)}, \quad (c)$$

где $\alpha = \delta_{\text{п}}/d_{\text{п}}$ — отношение внутреннего диаметра $\delta_{\text{п}}$ пальца к внешнему $d_{\text{п}}$; P — сила на расчетном режиме (по зависимостям (a) или (b)); остальные размеры — в соответствии с рис. 69.

Для того чтобы был понятен характер деформации поршневого пальца, уточним его расчетную схему, показав действие суммарной и инерционной нагрузок (рис. 70 и 71).

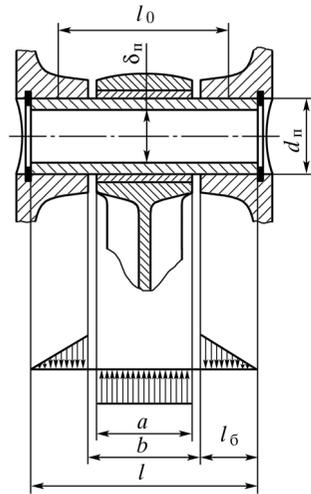
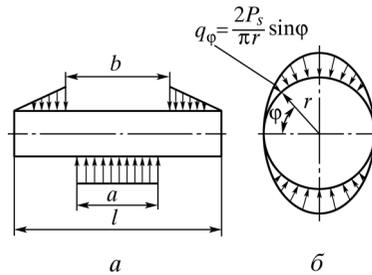
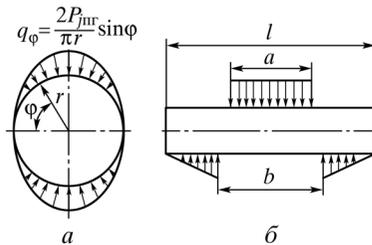


Рис. 69. Расчетная схема поршневого пальца

Рис. 70. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от суммарных сил P_s :
а — при расчете на изгиб и срез; б — при расчете на оваллизациюРис. 71. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от сил инерции $P_{ин}$:
а — при расчете на оваллизацию; б — при расчете на изгиб и срез

При определении напряжений изгиба возможны затруднения в выборе схемы нагружения пальца. В работе [3] рекомендуют определять максимальные напряжения изгиба пальца, как балки с нагрузкой, изображенной на рис. 70 и 71.

По формуле (с) определяются напряжения σ_{max} и σ_{min} от сил P_s и $P_{ин}$ (формулы (b) и (a)), далее — амплитудные и средние напряжения по формулам (3) и (4), а также запас прочности при переменных напряжениях по зависимости (49). На расчетной схеме на рис. 70 верхние волокна поршневого пальца растянуты, на схеме на рис. 71 — наоборот, сжаты.

Максимальная срезающая сила действует на палец в сечениях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и втулки шатуна. Максимальное касательное напряжение для этих сечений в нейтральной плоскости балки

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_n^2(1 - \alpha^2)}. \quad (d)$$

Здесь обозначения те же, что и в формуле (с). По формуле (d) определяются напряжения τ_{max} и τ_{min} от сил P_s и $P_{ин}$ (формулы (b) и (a)), далее — амплитудные τ_a и средние напряжения τ_m по формулам (3) и (4) (с заменой σ на τ), а также запас прочности при переменных напряжениях по зависимости (51).

В результате оваллизации поперечных сечений в пальце возникают напряжения изгиба. Для характерных точек сечения пальца 1, 2, 3 и 4 (рис. 72) их определяют по следующим формулам.

На внешней поверхности пальца в точке 1:

$$\sigma_{a\varphi=0} = \frac{P}{ld_n} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] k = \frac{P}{ld_n} \eta_1. \quad (e)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 2:

$$\sigma_{i\varphi=0} = -\frac{P}{ld_n} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_n} \eta_2. \quad (f)$$

На внешней поверхности пальца в точке 3:

$$\sigma_{a\varphi=90^\circ} = -\frac{P}{ld_n} \left[0,174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_n} \eta_3. \quad (g)$$

На внутренней поверхности пальца точке 4:

$$\sigma_{i\varphi=90^\circ} = \frac{P}{ld_n} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] k = \frac{P}{ld_n} \eta_4 \cdot (h)$$

На рис. 72 приведены эпюры напряжений σ_a и σ_i , возникающих вследствие овализации, а на рис. 73 — значения функций η и коэффициента k в зависимости от α . Из рис. 73 видно, что для всех значений α величина η_2 является максимальной. Однако она определяет напряжения сжатия, которые менее опасны, чем напряжения растяжения. Необходимо отметить, что нецементованная внутренняя поверхность пальца испытывает напряжения растяжения, вызванные термохимической обработкой его наружной поверхности. В точке 2 они частично уравновешиваются напряжением от газовой нагрузки, а в точке 4 напряжения суммируются. Поэтому напряжения от овализации оцениваются, главным образом, по уравнению (h).

Приведенные эпюры напряжений построены по следующим зависимостям:

для внешней поверхности:

$$\sigma_a = \frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r+h}{h(2r+h)} f_2 - \frac{f_1}{r} \right] k; \quad (i)$$

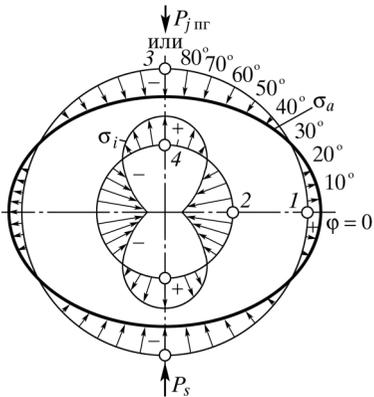


Рис. 72. Эпюры напряжений от овализации пальца

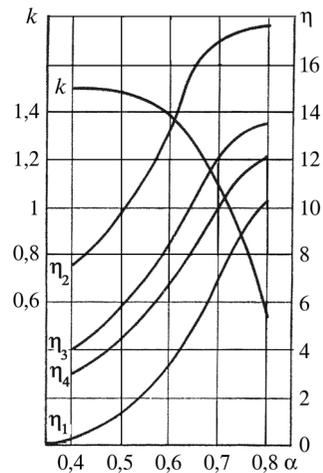


Рис. 73. Графики для определения величин k , η_1 , η_2 , η_3 , η_4

для внутренней поверхности:

$$\sigma_a = -\frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r-h}{h(2r-h)} f_2 + \frac{f_1}{r} \right] k, \quad (j)$$

где h — толщина стенки пальца; $h = \frac{d_n - \delta_n}{2} = d_n \frac{1-\alpha}{2}$; $r = d_n/2$; f_1 и f_2 — безразмерные функции, зависящие от угла φ (в радианах);

$$f_1 = 0,5 \cos \varphi + 0,3185 \sin \varphi - 0,3185 \varphi \cos \varphi; \quad (k)$$

$$f_2 = f_1 - 0,406. \quad (l)$$

На рис. 72 показана эпюра напряжений от овализации при действии нагрузки P_s , а при действии силы $P_{j пр}$ характер эпюры будет аналогичным, только сила будет действовать сверху (на рис. 72 отмечено P_s или $P_{j пр}$). Однако в точке 4 напряжение σ_i также будет положительным.

По формуле (h) определяются напряжения σ_{max} и σ_{min} от сил P_s и $P_{j пр}$, далее — амплитудные и средние напряжения по формулам (3) и (4), а также запас прочности при переменных напряжениях по зависимости (49). Рекомендуемые запасы выносливости $n \geq 2$.

3.5. Примеры расчетов

Пример 14. Определить коэффициент запаса в опасном сечении элемента вала с кольцевой выточкой (рис. 74).

Дано: $D = 110$ мм, $d = 90$ мм, радиус кольцевой выточки $r = 10$ мм; поверхность вала тонкого шлифования. Материал вала — легированная сталь марки 45X с характеристиками: $\sigma_B = 850 \dots 1050$ МПа;

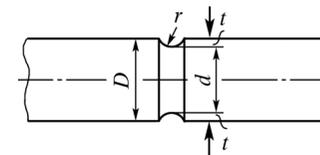


Рис. 74. К примеру 14

$\sigma_T = 700 \dots 950$ МПа; $\sigma_{-1} = 400 \dots 500$ МПа, $\tau_B = 490 \dots 608$ МПа; $\tau_T = 405 \dots 550$ МПа; $\tau_{-1} = 230 \dots 290$ МПа. Действующие переменные во времени моменты равны: изгибающие $M_{и\max} = 5000$ Н·м; $M_{и\min} = -1000$ Н·м; крутящие $M_{кр.\max} = 2000$ Н·м; $M_{кр.\min} = -500$ Н·м.

Решение. Полярный и осевой моменты сопротивления сечения:

$$W_p = 0,2d^3 = 0,2 \cdot (0,09)^3 = 146 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{и} = 0,5W_p = 73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Определяем максимальные и минимальные номинальные напряжения в опасном сечении:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{и\max}}{W_{и}} = \frac{5000}{73 \cdot 10^{-6}} = 68,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{и\min}}{W_{и}} = \frac{-1000}{73 \cdot 10^{-6}} = -13,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр.\max}}{W_p} = \frac{2000}{146 \cdot 10^{-6}} = 13,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{кр.\min}}{W_p} = \frac{-500}{146 \cdot 10^{-6}} = -3,4 \text{ МПа}.$$

Определяем средние напряжения и амплитуды циклов:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{68,5 - 13,7}{2} = 27,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{68,5 + 13,7}{2} = 41,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{13,7 - 3,4}{2} = 5,15 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{13,7 + 3,4}{2} = 8,55 \text{ МПа}.$$

Для рабочих напряжений:

$$\chi_{\sigma} = 27,4/41,1 = 0,667; \quad \chi_{\tau} = 5,15/8,55 = 0,602.$$

В соответствии с табл. П1.4 прил. 1 предельные значения $\chi_{\sigma} = 1,969 \dots 1,187$; $\chi_{\tau} = 0,901 \dots 1,179$. Таким образом, коэффициент запаса лимитируется усталостной прочностью, и расчет необходимо вести по формулам (49) и (51).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе для детали с $\sigma_B = 500$ МПа равен (прил. 5):

$$(K_{\sigma})_{\sigma_B=500} = -0,4734(-2,6155 - e^{-6,4619(r/d)}) = \\ = -0,4734(-2,6155 - e^{-6,4619 \cdot 0,22}) = 1,35.$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние предела прочности при $r/d = 0,22$ и $\sigma_B = 700$ МПа, равен $\xi_{\sigma} = 1,04$.

Тогда $(K_{\sigma})_{\sigma_B} = \xi_{\sigma}(K_{\sigma})_{\sigma_B=500} = 1,04 \cdot 1,35 = 1,404$.

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние отношения $t/r = 10/10 = 1$, равен $\xi_t = 1$ (прил. 5, рис. П5.3). Тогда окончательно $K_{\sigma} = 1,404$.

При кручении (прил. 6, рис. П6.3) $K_{\tau} = 1,1$.

Коэффициент состояния поверхности β находим по кривой 2 (см. рис. 42) или по уравнению

$$\beta = 1 - 0,0001 \sigma_B = 0,93.$$

Примем, что $\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0,93$.

Определим масштабные коэффициенты ϵ_{σ_k} и ϵ_{τ_k} . При действии нормальных напряжений по кривой 3 на рис. 35 или по моделям (поскольку кривая заканчивается при $d = 50$ мм):

$$\epsilon_{\sigma_k} = e^{-0,0052d} = 0,626.$$

При действии касательных напряжений (см. рис. 38) или по модели (поскольку кривая заканчивается при $d = 80$ мм):

$$\epsilon_{\tau_k} = 0,6389d^{2,169/d} = 0,712.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ определим по табл. П1.4 прил. 1: $\psi_\sigma = 0,210...0,286$; $\psi_\tau = 0,096...0,125$.

Вычисляем частные коэффициенты запаса:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma_k} \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{400}{\frac{1,404}{0,626 \cdot 0,93} \cdot 41,1 + 0,21 \cdot 27,4} = 2,72;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau_k} \beta} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230}{\frac{1,1}{0,712 \cdot 0,93} \cdot 8,55 + 0,096 \cdot 5,15} = 15,6.$$

Общий коэффициент запаса прочности по усталостному разрушению определим по формуле Гафа и Полларда (58):

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,72 \cdot 15,6}{\sqrt{2,72^2 + 15,6^2}} = 2,68.$$

Расчет запаса прочности по пределу текучести не производим, так как прочность лимитируется усталостным разрушением (рабочие напряжения располагаются в областях ОАС, см. рис. 51).

Пример 15. Расчет коленчатого вала четырехцилиндрового быстроходного дизеля. Расчетная схема кривошипа коленчатого вала дизеля приведены на рис. 62, а на рис. 63 — боковая проекция его. Коренные шейки коленчатого вала дизеля выполнены короткими: левая $l_{кш.L} = 65$ мм; правая — $l_{кш.P} = 42$ мм; диаметр коренной шейки $d_{кш} = 50$ мм; толщина шек левой и правой $h_L = h_P = 28$ мм; ширина шек в районе перекрытия $b = 60,39$ мм; длина шатунной шейки $l_{шш} = 27,2$ мм; диаметр ее $d_{шш} = 50$ мм, радиус галтели в сопряжении шеек со щекой $r = 3,5$ мм.

В шатунной шейке выполнено облегчающее отверстие диаметром $\delta = 12,5$ мм, смещенное от оси шатунной шейки в плоскости кривошипа вверх на величину $e = 6$ мм (см. рис. 63). В коренных и шатунной шейке имеются отверстия диаметром $a = 6$ мм для подачи масла к вкладышам подшипников.

Расчет нагрузок, действующих на кривошип, производился по известной методике, поэтому приводим только результаты расчета [3, 28].

Центробежные силы инерции неуравновешенных масс шек равны: левой $K_{ршL} = 1095$ Н; правой $K_{ршP} = 1186,6$ Н. Центробежные силы инерции неуравновешенных масс противовесов левого $K_{пр.L} = 3120$ Н; правого $K_{пр.P} = 3039$ Н. Центробежная сила инерции части массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки, $K_{рш} = 2112$ Н, а центробежная сила инерции массы шатунной шейки равна $K_{ршш} = 1112$ Н. Таким образом, в центре шатунной шейки действует центробежная сила $K_{рш} + K_{ршш} = 3224$ Н.

Наибольший и наименьший крутящий момент (наибольший размах крутящего момента по результатам динамического расчета [28]): при угле поворота кривошипа $\varphi = 378^\circ$ ПКВ $M_{max} = +1018$ Н × м; при угле поворота $\varphi = 345^\circ$ ПКВ $M_{min} = -305$ Н × м (результаты расчета не приводятся).

Для расчета на изгиб элементов коленчатого вала выбираем по результатам динамического расчета наибольшие и наименьшие значения сил K и T (см. рис. 62): при угле поворота кривошипа $\varphi = 366^\circ$ ПКВ $T_{max} = 8268$ Н; $K_{max} = 58713$ Н, а при $\varphi = 6^\circ$ ПКВ — $T_{min} = -836$ Н; $K_{min} = -5923$ Н.

Определим реакции на левой и правой опорах коленчатого вала в соответствии с зависимостями, приведенными в п. 3.4.1:

при значении $K_{max} = 58713,4$ Н $R_{yL} = 27152,7$ Н; $R_{yP} = 32046,8$ Н;

при значении $K_{min} = -5923$ Н $R_{yL} = -2372,2$ Н; $R_{yP} = -2897,6$ Н;

от действия сил в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа:

при значении $T_{max} = 8268$ Н $R_{xL} = 3776,7$ Н; $R_{xP} = 4491,4$ Н;

при значении $T_{min} = -836$ Н $R_{xL} = -381,9$ Н; $R_{xP} = -454,1$ Н.

Расчет коренной шейки. Расчет коренной шейки производим в двух сечениях: сопряжения ее со щекой и там, где имеется отверстие для подачи масла к вкладышам подшипника (на рис. 62 оно совпадает с опорой А). Коленчатый вал изготовлен из легированной стали 20ХН3А с механическими характеристиками (прил. 1, табл. П1.1): предел прочности $\sigma_b = 950...1450$ МПа; предел текучести $\sigma_{0,2} = 850...1100$; предел выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 430...650$ МПа; то же при кручении $\tau_{-1} = 240...310$ МПа.

При расчете по разрезной схеме коренные шейки рассчитывают только на кручение без учета напряжений изгиба, мало влияющих на запас прочности (по некоторым данным [3], в пределах 3...4 %).

При действии крутящего момента в поперечном сечении коренной шейки возникают касательные напряжения:

от максимального $M_{кр.макс} = 1018 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и минимального $M_{кр.мин} = -305 \text{ Н} \cdot \text{м}$:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр.макс}}{W_{р к.ш}}; \quad \tau_{\min} = \frac{M_{кр.мин}}{W_{р к.ш}},$$

где $W_{р к.ш} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{к.ш}} \xi_{кр}$ — момент сопротивления коренной шейки при кручении; I_p — полярный момент инерции коренной шейки $J_p = \frac{\pi(d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4)}{32}$; $d_{к.ш}$ — диаметр коренной шейки; δ — диаметр внутреннего облегчающего отверстия (для данной конструкции коленчатого вала в коренной шейке нет облегчающего отверстия $\delta = 0$); $\xi_{кр}$ — поправочный коэффициент, учитывающий наличие отверстия для подачи масла (прил. 14).

Для поперечного сечения коренной шейки в сопряжении со щекой $\xi_{кр} = 1$ (отверстие расположено в центре коренной шейки, рис. 64), однако имеется выточка глубиной (на радиус) 0,2 мм. Поэтому в расчетах учитываем диаметр $50 - 0,4 = 49,6 \text{ мм}$.

Таким образом:

$$W_{р к.ш} = \frac{\pi d_{к.ш}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,0496^3}{16} = 23,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тогда

$$\tau_{\max} = \frac{1018}{23,95} 10^6 = 42,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = -\frac{305}{23,95} 10^6 = -12,73 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 27,62 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 14,88 \text{ МПа}.$$

Запас прочности n_τ коренной шейки от действия переменного крутящего момента находим по формуле (49):

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Из прил. 13, рис. П13.2 при $r/d_{шш} = 3,5/49,6 = 0,071$ $(K_\tau)_D = 2,79$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; из рис. 47 — $\beta_\tau = 0,89$ — коэффициент, учитывающий обработку поверхности; из прил. 1, табл. П1.4 $\psi_\tau = 0,089$ — коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения.

Таким образом

$$n_\tau = \frac{240}{\frac{3,1}{0,89} 27,62 + 0,089 \cdot 14,88} = 2,46.$$

Учет влияния крутильных колебаний производится с учетом коэффициента динамического усиления λ_d (см. табл. 5) и действительный запас прочности равен:

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_d = 2,46 / 1,21 = 2,05.$$

Момент сопротивления в сечении коренной шейки в сечении А—А, где имеется отверстие диаметром $a = 6 \text{ мм}$ для подачи масла (см. рис. 64), равен

$$W_{р к.ш} = \frac{\pi d_{к.ш}^3}{16} \xi_{кр}.$$

Из прил. 14 при $a/d = 6/50 = 0,12$ $\xi_{кр} = 0,89$. Таким образом,

$$W_{р к.ш} = \frac{3,14 \cdot 0,05^3}{16} 0,89 = 21,83 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Величина максимального напряжения равна:

$$\tau_{\max} = \frac{1018}{21,83} \cdot 10^6 = 46,63 \text{ МПа},$$

а минимального:

$$\tau_{\min} = -\frac{305}{21,83} \cdot 10^6 = -13,97 \text{ МПа}.$$

Амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 30,30 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 16,33 \text{ МПа}.$$

Запас прочности n_τ при переменных касательных напряжениях в поперечном сечении коренной шейки $A-A$ (см. рис. 64) находим по формуле (51):

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Здесь при $a/d = 6/50 = 0,12$, из прил. 1, табл. П1.1: $\tau_{-1} = 240$ МПа; табл. П1.4 $\psi_\tau = 0,089$; прил. 4, рис. П4.3 прямая I имеем $(K_\tau)_D = 1,9$; $\beta_\tau = 1,5$ (см. табл. 4 — поверхностная закалка токами высокой частоты).

Подставив найденные значения коэффициентов, получим:

$$n_\tau = \frac{240}{\frac{1,9}{1,5} 30,3 + 0,089 \cdot 16,33} = 6,02.$$

Действительный запас прочности равен:

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_D = 6,02 / 1,21 = 4,97.$$

Шатунная шейка. Запасы прочности шатунной шейки определим в двух сечениях — в сопряжении со щекой (сечение I—I, см. рис. 62) и в сечении, где расположено смазочное отверстие (сечение II—II, см. рис. 62). По результатам динамического расчета известно, что на режиме максимального крутящего момента наибольший крутящий момент, действующий на шатунную шейку при угле поворота коленчатого вала (ПКВ) $\varphi = 378^\circ$, равен $M_{\text{шш.макс}} = +509 \text{ Н} \cdot \text{м}$; минимальный — $M_{\text{шш.мин}} = -152,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при угле ПКВ $\varphi = 345^\circ$.

Момент сопротивления при кручении шатунной шейки в сечении I—I равен:

$$W_{\text{кр.шш}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}} \lambda = \\ = \frac{3,14}{16} \cdot \frac{0,0496^4 - 0,0125^4}{0,0496} \cdot 0,97 = 23,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

В расчетах принимается диаметр шатунной шейки 49,6 мм из-за уменьшения его из-за выточки (см. рис. 64).

Максимальное и минимальное касательные напряжения:

$$\tau_{\max} = \frac{509}{23,13} \cdot 10^6 = 22,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = -\frac{152,5}{23,13} \cdot 10^6 = -6,60 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 14,30 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 7,70 \text{ МПа}.$$

Из прил. 13, рис. П13.2 при отношении радиуса галтели к диаметру шатунной шейки при переходе к щеке $r/d = 3,5/49,6 = 0,071$ ($K_\tau)_D = 2,79$; $\beta = 0,89$ (рис. 47); $\psi_\tau = 0,089$ (прил. 1,

табл. П1.4). Таким образом, частный запас прочности шатунной шейки в сечении I—I (по галтели при переходе от шейки к щеке) при кручении:

$$n_{\tau} = \frac{240}{\frac{2,79}{0,89} 14,30 + 0,089 \cdot 7,7} = 5,27.$$

Действительный запас прочности равен:

$$n'_{\tau} = n_{\tau} / \lambda_{\text{Д}} = 5,27 / 1,21 = 4,35.$$

Для определения коэффициента запаса прочности в сечении II—II, где имеется отверстие диаметром $a = 6$ мм для подачи масла (см. рис. 64), определим полярный момент сопротивления шатунной шейки в сечении II—II (см. рис. 62):

$$W_{\text{ршш}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}} \cdot \lambda \cdot \xi_{\text{кр}}.$$

Из прил. 14 при $a/d = 6/50 = 0,12$ $\xi_{\text{кр}} = 0,89$; прил. 15 — $\lambda = 0,97$. Таким образом,

$$W_{\text{ршш}} = \frac{3,14}{16} \cdot \frac{0,05^4 - 0,0125^4}{0,05} \cdot 0,97 \cdot 0,89 = 20,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальные и минимальные касательные напряжения в сечении:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{509}{20,14} \cdot 10^6 = 25,27 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{min}} = -\frac{152,5}{20,14} \cdot 10^6 = -7,57 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2} = 16,42 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2} = 8,85 \text{ МПа}.$$

Запас прочности n_{τ} шатунной шейки в сечении II—II при действии переменных крутящих моментов находим по формуле (51). Из прил. 4, рис. П4.3 при $a/d = 6/50 = 0,12$ и $\sigma_{\text{в}} = 950$ МПа находим по прямой I (K_{τ})_Д = 1,9; $\beta_{\tau} = 1,5$ (закалка ТВЧ); $\psi_{\tau} = 0,089$. Тогда

$$n_{\tau} = \frac{240}{\frac{1,9}{1,5} 16,42 + 0,089 \cdot 8,85} = 11,0.$$

Действительный запас прочности:

$$n'_{\tau} = n_{\tau} / \lambda_{\text{Д}} = 11,0 / 1,21 = 9,09.$$

Определим напряжения в сечениях I—I и II—II шатунной шейки от действия изгибающих моментов.

Изгибающий момент в сечении сопряжения шатунной шейки со щекой (сечение I—I, см. рис. 62) от сил, действующих в плоскости кривошипа (момент относительно оси x), равен (положительный знак момента принимается, как в курсе сопротивления материалов, когда верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси y , находятся в сжатой зоне, рис. 65):

от максимальных сил:

$$\begin{aligned} M_x &= R_{yL \text{ max}} \cdot (0,5 \cdot l_{\text{кшЛ}} + h_L) - (K_{\text{трЛ}} - K_{\text{ршЛ}}) \cdot 0,5 h_L = \\ &= 32046,8 \cdot (0,5 \cdot 0,065 + 0,028) - (3120 - 1095) \cdot 0,5 \cdot 0,028 = 1614,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

от минимальных сил:

$$\begin{aligned} M_x &= R_{yL \text{ min}} \cdot (0,5 \cdot l_{\text{кшЛ}} + h_L) - (K_{\text{трЛ}} - K_{\text{ршЛ}}) \cdot 0,5 h_L = \\ &= -171,96 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

В плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа (положительный знак момента принимается, если верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (см. рис. 65), находятся в сжатой зоне):

от максимальных сил:

$$M_y = R_{xL \text{ max}} \cdot (0,5 l_{\text{кшЛ}} + h_L) = 228,49 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

от минимальных сил:

$$M_y = R_{xL \min} \cdot (0,5l_{кшL} + h_L) = -23,47 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В общем случае максимальное и минимальное напряжение должно быть вычислено с учетом изгиба шатунной шейки в двух плоскостях по зависимости:

$$\sigma = \pm \frac{M_x}{I_x} y + - \frac{M_y}{I_y} x.$$

Здесь x и y — координаты точки поперечного сечения, в которой напряжения достигают максимума или минимума.

Осевой момент инерции шатунной шейки в сечении I—I:

$$I_x = I_y = \frac{\pi(d_{шш}^4 - \delta_{шш}^4)}{64}.$$

После подстановки значений $d_{шш} = 0,0496$ м и $\delta = 0,0125$ м получим:

$$\begin{aligned} I_x = I_y &= \frac{\pi(d_{шш}^4 - \delta_{шш}^4)}{64} = \\ &= \frac{3,14(0,0496^4 - 0,0125^4)}{64} = 29,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \end{aligned}$$

Так как шатунная шейка имеет круглое поперечное сечение, определить напряжения от изгиба можно от суммарного изгибающего момента (косой изгиб не возникает). Поэтому напряжение может быть найдено по формуле

$$\sigma = \pm \frac{M_{\Sigma}}{W},$$

где M_{Σ} — суммарный изгибающий момент; $W = 2I_x/d_{шш} = 11,925 \times 10^{-6} \text{ м}^3$ — момент сопротивления поперечного сечения при изгибе.

Поскольку от максимальных сил максимальный изгибающий момент:

$$M_{изг. \max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{1614,4^2 + 228,49^2} = 1630,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

максимальное нормальное напряжение возникает в точке поперечного сечения, с угловой координатой от вертикальной оси, определяемой $\alpha = \arccos \alpha = \arcsin (M_x/M_{изг. \max}) = \arcsin (1614,4/1630,5) \approx 8^\circ$ (см. рис. 66).

От минимальных сил:

$$M_{изг. \min} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(-171,96)^2 + (-23,47)^2} = 173,55 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

минимальное напряжение расположено в точке с угловой координатой (отсчет ведется от вертикальной оси) $\alpha = \arccos \alpha = \arcsin (M_x : M_{изг. \min}) = \arcsin (171,96/173,55) \approx 8^\circ$.

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M_{x \max}}{I_x} \cdot \frac{d_{шш}}{2} \cos 8^\circ + \frac{M_{y \max}}{I_y} \cdot \frac{d_{шш}}{2} \sin 8^\circ = \\ &= \frac{1614,4}{0,2957} 10^6 \cdot \frac{0,0496}{2} \cdot 0,9903 + \frac{228,49}{0,2957} 10^6 \cdot \frac{0,0496}{2} \cdot 0,1392 = 136,75 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

или

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{изг. \max}}{W} = \frac{1630,5}{11,923} 10^6 = 136,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Минимальное напряжение в той же точке равно

$$\begin{aligned} \sigma_{\min} &= \frac{M_{x \min}}{I_x} \cdot \frac{d_{шш}}{2} \cos 8^\circ + \frac{M_{y \min}}{I_y} \cdot \frac{d_{шш}}{2} \sin 8^\circ = \\ &= -\frac{171,96}{0,2957} 10^6 \cdot \frac{0,0496}{2} \cdot 0,9903 - \frac{23,47}{0,2957} 10^6 \cdot \frac{0,0496}{2} \cdot 0,1392 = \\ &= -14,55 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

или

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{изг. \min}}{W} = -\frac{173,55}{11,923} \cdot 10^6 = -14,55 \text{ МПа}.$$

На рис. 65 приведена схема нагружения шатунной шейки моментами относительно осей x и y моментами M_x и M_y при действии максимальных и минимальных сил.

Вычислим амплитудное и среднее напряжения при изгибе в сечении I—I (сопряжение шатунной шейки со щекой, см. рис. 62):

$$\sigma_a = (136,75 + 14,55)/2 = 76,65 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = (136,75 - 14,55)/2 = 61,10 \text{ МПа}.$$

Из прил.13, рис. П13.1 при $r/h = 3,5/28 = 0,125$ эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_\sigma)_D = 3,9$, $\beta = 1,3$ (см. табл. 4). Запас прочности при изгибе в сечении I—I определяется по формуле (49):

$$n_\sigma = \frac{420}{\frac{3,9}{1,3} \cdot 76,65 + 0,184 \cdot 61,10} = 1,74.$$

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении I—I:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{1,74 \cdot 4,35}{\sqrt{1,74^2 + 4,35^2}} = 1,62.$$

Для рассматриваемой конструкции коленчатого вала ось отверстия для подачи масла к шатунным подшипникам перпендикулярна плоскости кривошипа (см. рис. 64). В этом случае учитываются только изгибающие моменты как раз в этой плоскости, так как при изгибе шатунной шейки от сил, действующих в плоскости кривошипа в сечении, где расположено отверстие для подачи масла (см. рис. 64), напряжение равно нулю.

Если, как и раньше, примем знак изгибающего момента положительным, если при деформации изгиба верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (см. рис. 65), будут располагаться в сжатой зоне, тогда изгибающие моменты равны:

от максимальных сил:

$$M_y = R_{xL \max} \cdot (0,5l_{кшL} + h_L + 0,5l_{шш}) = 3776,7 \cdot (0,5 \cdot 0,065 + 0,028 + 0,5 \cdot 0,0272) = 1384,54 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

от минимальных сил:

$$M_y = R_{xL \min} \cdot (0,5l_{кшL} + h_L + 0,5l_{шш}) = -381,9 \cdot (0,5 \cdot 0,065 + 0,028 + 0,5 \cdot 0,0272) = -33,49 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления при изгибе шатунной шейки в сечении II—II (см. рис. 62):

$$W_{\text{изг.шш}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}} \xi_{\text{изг}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,05^4 - 0,0125^4}{0,05} \cdot 0,8 = 9,774 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

В расчете принято, что из прил. 14 при $a/d = 6/50 = 0,12$ $\xi_{\text{изг}} = 0,80$.

В окрестности точки, где расположено смазочное отверстие, максимальное и минимальное нормальные напряжения равны

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{y \max}}{W_{\text{изг.шш}}} = \frac{1384,54}{9,774} \cdot 10^6 = 141,66 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{y \min}}{W_{\text{изг.шш}}} = -\frac{33,49}{9,974} \cdot 10^6 = -3,35 \text{ МПа}.$$

Вычислим амплитудное и среднее напряжения при изгибе шатунной шейки в сечении II—II:

$$\sigma_a = (141,66 + 3,35)/2 = 72,51 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = (141,66 - 3,35)/2 = 69,16 \text{ МПа}.$$

Из прил. 4, рис. П4.1 при $a/d = 6/50 = 0,12$ эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_\sigma)_D = 2,1$, $\beta = 1,5$ (см. табл. 4, закалка ТВЧ); $\psi_\sigma = 0,184$.

Запас прочности при изгибе в сечении II—II определяется по формуле (49):

$$n_\sigma = \frac{420}{\frac{2,1}{1,5} \cdot 72,51 + 0,184 \cdot 69,16} = 3,67.$$

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении II—II ???.

Расчет щеки коленчатого вала. В работах [20—24] был предложен расчет щеки коленчатого вала поршневого двигателя с поло-

жительным перекрытием, где было показано, что разрушение по щеке от действия переменных напряжений происходит по сечению, проходящему от точки сопряжения шатунной шейки со щекой в плоскости кривошипа до такой же точки сопряжения коренной шейки со щекой — по линии 2—2 (рис. 67). В точке *A* возникает максимальное нормальное напряжение от изгиба под действием сил, действующих в плоскости кривошипа, а также максимальное касательное напряжение под действием крутящих моментов. Как показали результаты исследований характера разрушения коленчатых валов в эксплуатации, именно в точке *A* появляется трещина, которая под действием переменного изгибающего момента развивается вглубь щеки и приводит к разрушению по линии 2—2.

Для определения изгибающего момента, деформирующего щеку, необходимо взять сумму моментов всех сил, действующих в плоскости кривошипа, относительно точки *C* — середины толщины щеки (см. рис. 62 и 67). Так, для левой щеки (см. рис. 62) в этом случае получаем $M_{изг} = 0,5(l_{кш} + h_L)R_{yL}$.

От действия максимальной нагрузки изгибающий момент $M_{изгmax}$:

$$M_{изг.max} = 0,5R_{yL max}(l_{кш} + h_L) = \\ 0,5 \cdot 32046,8(0,065 + 0,028) = 1490,18 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

от действия минимальной нагрузки изгибающий момент $M_{изгmin}$:

$$M_{изг.min} = 0,5R_{yL min}(l_{кш} + h_L) = \\ = -0,5 \cdot 2897,6(0,065 + 0,028) = -134,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим перекрытие шатунной шейки:

$$\Delta = \frac{d_{кш} + d_{шш}}{2} - r_{кр} = \frac{0,05 + 0,05}{2} - 0,046 = 0,004 \text{ м}.$$

Определим h_1 (см. рис. 67):

$$h_1 = \sqrt{h_L^2 + \Delta^2} \approx 0,0283 \text{ м}.$$

Ширина щеки в области перекрытия $b = 64,39$ мм. Тогда момент сопротивления щеки при изгибе:

$$W_{изг} = \frac{bh_1^2}{6} = \frac{0,06039 \cdot 0,0283^2}{6} = 8,59 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения равны:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{изг.max}}{W_{изг}} = \frac{1490,18}{8,59} \cdot 10^6 = 173,45 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{изг.min}}{W_{изг}} = -\frac{134,74}{8,59} \cdot 10^6 = -15,68 \text{ МПа}.$$

Амплитудное и среднее напряжения равны:

$$\sigma_a = 0,5(173,45 + 15,68) = 94,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0,5(173,45 - 15,68) = 78,85 \text{ МПа},$$

а запас прочности при изгибе:

$$n_\sigma = \frac{420}{\frac{3,9}{1,5} \cdot 94,5 + 0,184 \cdot 78,85} = 1,64.$$

От кручения запас прочности в окрестности точки *A* вычислили ранее при расчете шатунной шейки на кручение. Он равен $n_\tau = 4,35$.

Общий запас прочности щеки равен

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{1,64 \cdot 4,35}{\sqrt{1,64^2 + 4,35^2}} = 1,52.$$

Пример 16. Определить общий коэффициент запаса прочности щеки коленчатого вала (см. рис. 67) со следующими размерами: коренная шейка: наружный диаметр $d_{кш} = 50$ мм, длина $l_{кш} = 28$ мм; шатунная шейка: $d_{шш} = 48$ мм, длина $l_{шш} = 28$ мм; щека: ширина $b = 76$ мм, толщина $h = 18$ мм; радиус кривошипа $R = 39$ мм; материал

вала — чугун ВЧ 40, который имеет следующие механические характеристики (прил. 1, табл. П1.3): $\sigma_B = 400...500$ МПа; при кручении $\tau_B = 480...510$ МПа; предел выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 150...170$ МПа; то же при кручении — $\tau_{-1} = 198$ МПа. Принять радиус галтели при переходе от шейки к щеке $r = 4$ мм.

Максимальный и минимальный изгибающие моменты в щеке соответственно равны $M_{иш\ max} = 124$ Н · м, $M_{иш\ min} = -55,4$ Н · м. Максимальный и минимальный крутящие моменты — $M_{кр\ max} = 588$ Н · м, $M_{кр\ min} = -420$ Н · м.

Решение. Определяем величину перекрытия [23, 24]:

$$\Delta = \frac{d_{кш} + d_{шш}}{2} - R = \frac{50 + 48}{2} - 39 = 10 \text{ мм.}$$

Определим высоту h_1 и осевой момент сопротивления $W_{и}$ расчетного сечения (по сечению А—А, см. рис. 67):

$$h_1 = \sqrt{\Delta^2 + h^2} = \sqrt{10^2 + 18^2} = 20,59 \text{ мм;}$$

$$W_{и} = \frac{bh_1^2}{6} = \frac{76 \cdot (20,59)^2}{6} \cdot 10^{-9} = 5,37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения знакопеременного цикла в расчетном сечении щеки равны [24]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{иш\ max}}{W_{и}} = \frac{124 \cdot 10^6}{5,37} = 23,1 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{иш\ min}}{W_{и}} = \frac{-55,4 \cdot 10^6}{5,37} = -10,3 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение σ_m и амплитуда напряжений σ_a :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{23,1 - 10,3}{2} = 6,4 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{23,1 + 10,3}{2} = 16,7 \text{ МПа.}$$

При $r/h = 4/18 = 0,222$ определим эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_{\sigma})_д$ (прил. 13, рис. П13.1):

$$(K_{\sigma})_д = 1,6878 \cdot [(r/h) - 0,05338]^{-0,3333} = \\ = 1,6878 [0,222 - 0,05338]^{-0,3333} = 3,05;$$

коэффициент обработки поверхности для тонкого шлифования (см. табл. 4) $\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0,95$.

Поскольку при данной нагрузке коэффициент постоянства нагружения $\chi_{\sigma} = 6,4/16,7 = 0,383$, в соответствии с прил. 1, табл. П1.5 (предельное значение для чугуна ВЧ 40 $\chi_{\sigma} = 0,12...0,445$), то расчет следует вести по усталости (зависимость (49)); коэффициент $\psi_{\sigma} = 0,412...0,445$ (табл. П5, прил. 1).

Частный запас прочности по нормальным напряжениям:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_д \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{150}{\frac{3,05}{0,95} \cdot 16,7 + 0,445 \cdot 6,4} = 2,68.$$

Момент сопротивления кручению шатунной шейки (по сечению шатунной шейки, см. рис. 62) равен:

$$W_{p\ шш} = \frac{\pi d_{шш}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot (48 \cdot 10^{-3})^3}{16} = 21,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр\ max}}{W_{p\ шш}} = \frac{588}{21,7 \cdot 10^{-6}} = 27,1 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{кр\ min}}{W_{p\ шш}} = \frac{-420}{21,7 \cdot 10^{-6}} = -19,4 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение τ_m и амплитуда напряжений τ_a :

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{27,1 - 19,4}{2} = 3,85 \text{ МПа;}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{27,1 + 19,4}{2} = 23,25 \text{ МПа.}$$

При $r/h = 4/18 = 0,222$ определим эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_\tau)_д$ (прил. 13, рис. П2):

$$(K_\tau)_д = \frac{1}{-0,6789 + 1,7717 \cdot (r/d)^{0,2001}} = \frac{1}{-0,6789 + 1,7787 \cdot 0,222^{0,2001}} = 1,588.$$

Для тонкого шлифования $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0,96$; коэффициент $\psi_\tau = 0,464 \cdot 0,485$ (прил. 1, табл. П1.5).

В соответствии с прил. 1, табл. П1.5 предельное значение для чугуна ВЧ 40-10 $\chi_\tau = 0,235 \dots 0,333$. Так как коэффициент постоянства нагружения $\chi_\tau = 3,85/23,25 = 0,166$, расчет следует вести по усталости (49).

Частный запас прочности по касательным напряжениям n_τ :

$$n_\sigma = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_д}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{198}{\frac{1,59}{0,95} \cdot 23,85 + 0,485 \cdot 6,4} = 4,64.$$

Общий запас прочности щеки находим по формуле Гафа и Полларда

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,68 \cdot 4,64}{\sqrt{2,68^2 + 4,64^2}} = 2,31.$$

3.6. Детерминированные модели усталостной долговечности при стационарном нагружении

Приведенная ранее детерминированная модель усталостной долговечности $\sigma_a^{m(\sigma_a, T)} \bar{N} = C(\sigma_a, T)$ распространяется с помощью **принципа эквивалентности** на более сложные элементы конструкции и условия нагружения. В соответствии с принципом эквива-

лентности приведенная выше зависимость считается справедливой для **эквивалентных напряжений**:

$$\sigma_{ae}^{m(\sigma_{ae}, T)} = C(\sigma_{ae}, T), \quad (61)$$

где σ_{ae} — эквивалентное напряжение, равное

$$\sigma_{ae} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ia} + \psi_\sigma \sigma_{1m}, \quad (62)$$

где K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_σ — масштабный коэффициент (влияния абсолютных размеров детали); β_σ — коэффициент поверхностной чувствительности; ψ_σ — коэффициент, учитывающий влияние средних напряжений на предел выносливости (см. п. 2);

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + \dots + 6\tau_{xya}^2 + \dots}, \quad (63)$$

где σ_{ia} — интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла $\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \dots, \tau_{xya}, \tau_{yza}, \dots$ (вычисленных по известному тензору напряжений); σ_{1m} — наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение).

Для малопластичных и хрупких материалов следует учесть влияние нормальных переменных напряжений, и тогда эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{ae} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \left[\frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right) \sigma_{ia} + \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\sqrt{3} - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \sigma_{1a} \right] + \psi_\sigma \sigma_{1m},$$

где σ_{1a} — наибольшая амплитуда нормальных напряжений; σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости при изгибе (растяжении — сжатии) и кручении.

При расчете деталей ДВС методом конечных элементов (МКЭ) по известным компонентам тензора напряжений можно определить главные напряжения σ_i ($i = 1, 2, 3$) и главные площадки при действии максимальной и минимальной нагрузок, а также найти коэффициент n_σ по формуле (49) для эквивалентных напряжений.

Однако, как отмечает И.А. Биргер [11], модель усталостной долговечности (61) еще не прошла в полном объеме экспериментальную проверку и ее можно использовать только для приближенной оценки. Поэтому вопрос о выборе модели усталостной долговечности при сложном напряженном состоянии остается открытым особенно при расчете деталей ДВС численными методами.

Сложность возникает в том, что при таком расчете из анализа выпадает тот очевидный факт, что при действии на деталь максимальных и минимальных нагрузок главные площадки в пространстве будут располагаться по-разному [13, 17, 19], т. е. главные площадки от действия максимальных и минимальных нагрузок располагаются в разных сечениях детали и, как правило, не совпадают. Это означает, что при расчете, например, плоского напряженного состояния таким образом амплитудные σ_a и средние σ_m напряжения фактически вычисляются по максимальным σ_{max} , τ_{max} и минимальным σ_{min} , τ_{min} напряжениям, действующим в разных площадках, или определяются для некоторой усредненной площадки.

При расчете МКЭ с помощью плоской конечно-элементной схемы детали в каждой узловой точке ее тензоры T напряжений определяют в виде (см. рис. 61):

$$T = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{vmatrix}. \quad (64)$$

При этом вполне естественным является то, что компоненты тензора (63) будут разными при действии максимальных и минимальных нагрузок.

Для того чтобы можно было использовать формулу Гафа и Полларда (59), преобразуем компоненты тензора напряжений типа (64), полученные расчетом МКЭ в узловых точках расчетной схемы, поворотом осей таким образом, чтобы нормальное напряжение на одной из площадок отсутствовало ($\sigma_\alpha = 0$, см. рис. 75):

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \cos^2 \alpha + 2\tau_{xy} \sin \alpha \cos \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha = 0, \quad (65)$$

где σ_x , σ_y , τ_{xy} — компоненты тензора напряжений T .

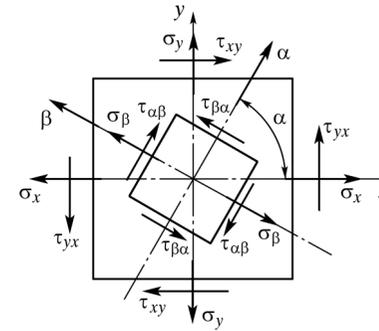


Рис. 75. Напряжения на площадке, расположенной под углом α к исходной

Разделив левую часть уравнения (65) на $\cos^2 \alpha$, преобразуем его к виду:

$$\sigma_y \operatorname{tg}^2 \alpha + 2\tau_{xy} \operatorname{tg} \alpha + \sigma_x = 0. \quad (66)$$

Откуда

$$\alpha = \arctg \left(\frac{-\tau_{xy} \pm \sqrt{\tau_{xy}^2 - \sigma_x \sigma_y}}{\sigma_y} \right). \quad (67)$$

Напряжения σ_β , $\tau_{\alpha\beta}$ в площадке, перпендикулярной с $\sigma_\alpha = 0$, а также ее положение, определяются по формулам

$$\sigma_\beta = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos \alpha - \tau_{xy} \sin \alpha, \quad (68)$$

$$\beta = \alpha + 90^\circ, \quad (69)$$

$$\tau_{\alpha\beta} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha. \quad (70)$$

Вывод формул (65)—(70) приводится в курсах сопротивления материалов при исследовании плоского напряженного состояния.

Если дискриминант уравнения (66) $D = 4\sigma_x \sigma_y - 4\tau_{xy}^2$ отрицателен, то имеются два решения или существуют две площадки, где нормальное σ_α напряжение отсутствует. Это возможно в случае, если $\sigma_x < 0$ или $\sigma_y < 0$ при любом значении τ_{xy} .

Если $D = 0$, то имеется единственная площадка, где $\sigma_\alpha = 0$. Если $D > 0$, то не существует такой площадки, нормаль к которой определяется углом α , на которой $\sigma_\alpha = 0$.

Для случая, когда $D < 0$, определяются две площадки, где $\sigma_\alpha = 0$.

С помощью кругов Мора (рис. 76) дадим графическое представление рассмотренных выше различных случаев напряженного состояния: *a* — имеются две площадки, где $\sigma_\alpha = 0$, ($D < 0$, $\sigma_y < 0$); *б* — имеется единственная площадка, где $\sigma_\alpha = 0$ (отметим, что и касательное напряжение при этом отсутствует), причем на взаимно перпендикулярной площадке действует главное напряжение ($D = 0$); *в* — площадок, где $\sigma_\alpha = 0$, не существует ($D > 0$).

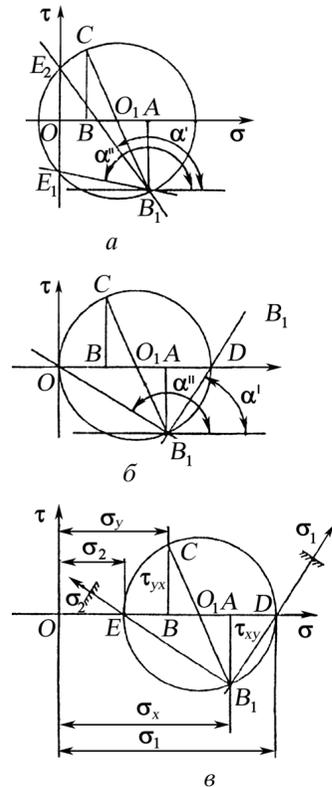


Рис. 76. Графическое изображение различных случаев напряженного состояния

Так как при расчете МКЭ в каждой узловой точке конечно-элементной модели будут получены по два тензора T_1 — при действии максимальных и T_2 — при действии минимальных нагрузок, в общем случае может быть получено по четыре площадки, где $\sigma_\alpha = 0$.

Таким образом, для компонентов тензора напряжений T_1 могут быть получены площадки, где отсутствуют нормальные напряжения, нормали к которым имеют углы α'_1 и α''_1 , и в этих площадках определяются касательные напряжения, а во взаимно перпендикулярных — нормальные напряжения при действии максимальных нагрузок. Аналогично для тензора T_2 определяются углы α'_2 и α''_2 и действующие в нем напряжения, причем в общем случае $\alpha'_2 \neq \alpha'_1$, $\alpha''_2 \neq \alpha''_1$. Это позволяет найти амплитудные и средние напряжения, а далее подсчитать частные запасы прочности n_σ и n_τ (от действия только нормальных и касательных напряжений — формулы (49) и (51)), а затем по формуле Гафа и Полларда (59) общий запас прочности. Из полученных запасов прочности выбираются минимальные.

Для случая, когда $D = 0$, расчеты n_σ и n_τ ведутся для площадки, определяемой углом α'_1 , как описано выше при действии максимальной и минимальной нагрузок.

Когда $D > 0$, для тензора T_1 (при действии максимальных нагрузок) определим главные площадки и главные напряжения, а также нормальные и касательные напряжения в тех же площадках для тензора T_2 (при действии минимальной нагрузки). Аналогично определяем главные площадки и главные напряжения для тензора T_2 и напряжения в тех же площадках для тензора T_1 . После этого в каждой площадке находим минимальные n_σ , n_τ и общий коэффициент запаса прочности n .

Рассмотрим пример использования предложенной методики для определения коэффициентов запаса прочности, если напряжения определены МКЭ. В табл. 6 приведены результаты расчетов МКЭ крышки крепления коренных подшипников дизеля А-90ТК (материал — серый чугун СЧ 21, $\sigma_{-1} = 100$ МПа, $\tau_{-1} = 80$ МПа) (рис. 77). Первый вариант нагрузок — монтажные усилия, второй — монтажные и рабочие усилия. В первом столбце табл. 6 цифрами обозначены номера узловых точек, в окрестностях кото-

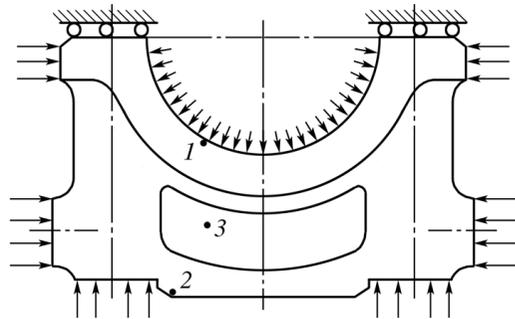


Рис. 77. Расчетная схема крышки коренных подшипников дизеля А-90ТК с указанием точек, напряженное состояние которых исследуется

Таблица 6. Коэффициенты запаса прочности для крышки коренных подшипников дизеля А-90ТК

Номера узловых точек	σ_x , МПа	σ_y , МПа	τ_{xy} , МПа	α'/α''	σ_β , МПа	$\tau_{\alpha\beta}$, МПа	$\frac{\sigma'_\beta}{\sigma''_\beta}$	$\frac{\tau'_{\alpha\beta}}{\tau''_{\alpha\beta}}$	n_1	n_2	n_3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1'	-37	-14	25	$\frac{68,4}{46,3}$	-51	-10,3	$\frac{0,2}{-0,0}$	$\frac{-1,5}{0,9}$			
1''	26	4	3	$\frac{-45,0}{-26,6}$	6,0	-1	$\frac{-0,5}{1,4}$	$\frac{-11,5}{5,8}$	2,1	2,1	3,2
2'	-16	-1	4	$\frac{75,96}{75,96}$	-17	0	$\frac{-16,8}{-16,9}$	$\frac{0,29}{0,29}$			
2''	-21	-1	5	$\frac{81,9}{71,6}$	-22	2	$\frac{0,27}{-22,2}$	$\frac{-1,7}{1,3}$	10,2	10,2	10,2
3'	6	8	20	$\frac{-7,87}{-8,8}$	14	18,8	$\frac{10,9}{22,0}$	$\frac{-12,7}{8,5}$			
3''	6	18	11	$\frac{-35,77}{-23,7}$	25	2,7	$\frac{26,3}{22,4}$	$\frac{5,4}{12,8}$	5,4	6,6	13,2

рых определяли запасы прочности. Штрихом обозначены компоненты тензора T_1 при действии первого варианта нагрузки, а двумя штрихами — тензора T_2 при действии второго варианта нагрузки.

Для напряжений σ_β и $\tau_{\alpha\beta}$ (столбцы 8 и 9) штрихами обозначены их значения при одном варианте нагрузки в площадках, определяемых для другого варианта нагрузки, и наоборот. В трех последних столбцах приведены значения коэффициентов запаса прочности: n_1 — по предлагаемой методике; n_2 — то же, но в площадках, где действуют только главные напряжения; n_3 — без учета главных напряжений. Во всех указанных случаях $D < 0$.

Сравнение полученных результатов показывает, что минимальные коэффициенты запаса прочности n_1 получены с учетом нормальных и касательных напряжений по формулам (49), (51) и (59). Совпадение коэффициентов n_1 и n_2 (по площадкам, где действуют главные напряжения) дает основание полагать, что и для случая, когда $D > 0$, предлагаемая методика даст хорошие результаты.

Приведем результаты расчета МКЭ поршневой головки шатуна дизеля Д144 ОАО ВТЗ при действии растягивающей 11,7 кН и сжимающей 90,8 кН сил по предлагаемой методике. На рис. 78 приведена схема расположения узловых точек конечно-элементной модели, а в табл. 7 — результаты расчета напряжений в этих узловых точках, а также запасов прочности (n_i — по предлагаемой методике, в общем случае возможно $i = 1, 2, 3$; n_5 — по зависимости (59)).

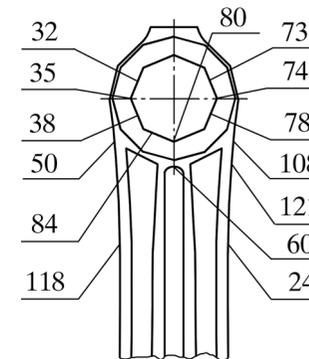


Рис. 78. Конечно-элементная модель поршневой головки

Таблица 7. Результаты расчетов запасов прочности

Номера точек	Тензор напряжений			n_1	n_2	n_3	n_4	n_5
	σ_x	σ_y	τ_{xy}					
24	0,12	23,12	-0,02	—	—	2,89	2,87	2,44
	0,16	-188,8	1,37					
32	2,66	79,98	15,13	6,78	6,36	—	—	7,02
	5,28	31,1	7,22					
35	-0,72	83,4	2,63	7,69	7,4	8,74	6,8	7,06
	-6,7	31,8	1,25					
38	-3,1	79,43	-7,81	7,93	8,23	8,95	8,33	7,21
	-7,31	29,54	-3,57					
50	7,98	30,02	-16,9	8,72	10,3	12,63	10,33	8,36
	13,13	-23,0	-22,22					
60	3,5	23,27	-5,57	—	—	2,65	2,58	2,39
	0,31	-209,1	3,27					

Сравнение полученных результатов показывает, что запасы прочности, полученные по предлагаемой методике, вполне удовлетворительные [17, 19].

3.7. Расчет деталей на переменные нагрузки с использованием метода конечных элементов

Необходимость сокращения сроков разработки и изготовления при одновременном повышении технического уровня привела к тому, что современное проектирование стало невыполнимым без систем автоматизации проектирования — CAD (Computer Aided Design), автоматизированной подготовки производства — CAM (Computer Aided Manufacturing) и автоматизации инженерного анализа CAE (Computer Aided Engineering).

С использованием CAD/CAM/CAE-систем высокого уровня (CATIA, Pro/ENGINEER, I-DEAS, Unigraphics) появляется возможность сквозного проектирования изделия. При этом изменения могут вноситься на любом этапе работы, отражаясь при этом как в конструкторской, так и в технологической документациях. Конструктор выполняет творческую часть работы, а ПЭВМ — трудоемкие операции, поддающиеся алгоритмизации, и те, что не требуют высокой квалификации. Доля последних в общем объеме работ является существенной (выполнение стандартных расчетов, оформление чертежей, спецификаций, требований и т. д.) [29].

Трехмерное моделирование, на котором основываются современные САПР, позволяет реализовать комплексный подход к проекту: наряду с отработкой геометрической формы детали, узла или соединения можно анализировать и его способность воспринимать планируемые нагрузки, производить расчеты долговечности деталей поршневых двигателей на стадии проектирования.

Выбор детерминированной модели. При расчете деталей поршневых двигателей МКЭ возникает вопрос о выборе детерминированных моделей усталостной долговечности. Как правило, при использовании наиболее распространенных компьютерных программ расчета МКЭ в качестве гипотезы разрушения при сложном напряженном состоянии используется гипотеза удельной энергии формоизменения (гипотеза Губера — Мизеса — Генки), в которой эквивалентное напряжение определяется через интенсивность напряжений (или октаэдрическое касательное напряжение) по формуле [30]:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_x)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (71)$$

или

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (71, a)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ — компоненты тензора напряжений в окрестности точки конечно-элементной модели; σ_1, σ_2 и σ_3 — главные напряжения, определяемые при том же тензоре напряжений.

Известно [1], что результаты с использованием этой гипотеза достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными не только в области упругих деформаций, но и в пластической области в случае **статического нагружения**. Это дало повод использовать интенсивность напряжений при определении запасов прочности или долговечности деталей ДВС в случае нагружения их переменной нагрузкой. Другими словами, при использовании напряжения σ_i по формуле (71) в качестве исходного при переменном действии нагрузок (сначала максимальная, а затем минимальная, что позволяет найти $\sigma_{i\max}$, а затем $\sigma_{i\min}$ и оперировать ими, как обычно, максимальными и минимальными напряжениями) получаем противоречивые результаты. Это было отмечено нами ранее в случае расчета даже для плоского напряженного состояния [28].

Действительно, расчет МКЭ позволяет в окрестности каждой точки найти напряжения, определяемые тензором:

$$T = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}. \quad (72)$$

При действии сначала максимальных, а затем и минимальных нагрузок компоненты тензора напряжений (72) в окрестностях каждой точки конечно-элементной модели будут иметь разные значения. Значит, будут разными для каждого вида нагружения главные напряжения и положения площадок, в которых они действуют. Действительно, если при статическом нагружении определяется эквивалентное напряжение для какой-то определенной площадки, положение которой нас даже не интересует, то при использовании (71) в случае переменных нагрузок напряжения $\sigma_{i\max}$ и $\sigma_{i\min}$ будут определены для площадок никак не связанных между собой (в некоторых случаях они могут быть взаимно перпендикулярными). Это значит, что запасы прочности при переменных напряжениях или запасы долговечности будут вычисляться, мягко говоря, не вполне корректно, поскольку амплитудные и средние напряжения определены с использованием напряжений, вычисление которых производилось по формуле (71, а) в разных площадках.

Если графически интерпретировать прогнозирование разрушения по гипотезе удельной энергии формоизменения (зависимость (71)), то поверхность разрушения представляет круговой цилиндр, ось которого образует равные углы с тремя главными осями (рис. 79). Эти круговые цилиндры при разных видах нагружения могут пересекать друг друга, так как соотношение главных напряжений (и положение взаимно перпендикулярных площадок) $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ будет различным при максимальной и минимальной нагрузках. Круговые цилиндры располагались бы по типу «матрешки», и стороны их были бы эквидистантными, если бы циклы переменных напряжений при максимальной и минимальной нагрузках были бы подобными (с одинаковыми коэффициентами асимметрии). Естественно, что вероятность такого нагружения весьма мала.



Рис. 79. Графическое представление гипотезы удельной энергии формоизменения для случая произвольного напряженного состояния

Выше в п. 3.5 была предложена модель усталостной долговечности И.А. Биргера, применимая при расчете любых конструкций в условиях переменного нагружения и проверенная нами при расчетном исследовании широкого круга деталей ДВС [27, 31]. Для расчета эквивалентного амплитудного напряжения σ_{ea} при сложном напряженном состоянии (при объемном тензоре напряжений

в случае расчета МКЭ) и действии переменных нагрузок предложены зависимости (62) и (64).

Заметим, что в зависимости (62) и (64) используется наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение), как раз учитывающее то обстоятельство, что определяемые главные напряжения при переменном нагружении будут в разных площадках.

Часто при расчетах МКЭ рекомендуют определять K_σ через теоретический коэффициент концентрации напряжений, что в принципе необязательно. При расчете МКЭ путем сгущения расчетной сетки в местах концентрации напряжений можно получить действительные напряжения или для расчета использовать справочные данные [27].

Проведем сравнение расчетных данных с использованием (71) и (62) на примере расчета запасов прочности составного блок-картера одноцилиндрового дизеля. На рис. 80 показана расчетная конечно-элементная модель блок-картера, которая состояла из 247 028 элементов и 457 782 узлов [31]. Для расчета использовался программный комплекс Ansys 11.0¹. Наибольшие напряжения возникали в сечениях вокруг бобышки (см. рис. 80, показаны стрелками), которая является коренной опорой.

Максимальная нагрузка на блок-картер возникала при действии газовой силы и сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, а минимальная — только от действия сил инерции на режиме максимальной частоты вращения холостого хода [31].

В табл. 8 и 9 приведены значения компонентов тензоров напряжений в окрестности некоторых точек блок-картера при действии максимальной нагрузки (газовой и сил инерции, табл. 8) и минимальной (только сил инерции, табл. 9).

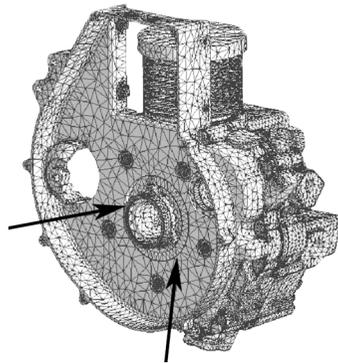


Рис. 80. Расчетная КЭ модель сборки блок-картера: узлов — 457 782, элементов — 247 028

¹ Расчеты проводились Б.Ю. Голевым и Е.С. Беловым.

Таблица 8. Компоненты тензоров напряжений при действии газовых и инерционных сил

№ п/п	Нормальные напряжения			Касательные напряжения			σ_e , МПа
	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	τ_{xy} , МПа	τ_{yz} , МПа	τ_{xz} , МПа	
1	16,1	89,2	16,6	33,6	0,34	-4,7	93,6
2	18,8	89,6	16,3	37,0	8,0	9,4	98,8
3	19,6	64,4	11,4	-30,3	6,1	-5,6	73,5
4	39,8	103,6	43,1	27,8	-54,0	7,4	122,9
5	-21,6	66,1	26,8	6,7	-53,7	-25,7	128,7
6	-22,3	-112,2	-16,8	17,3	33	5,1	113,4
7	-11,1	-97,4	-12,9	-27,2	-7,4	-1,2	98,4
8	5,2	91,4	15,3	19,3	11	6	90,8
9	9,9	78,7	16,9	12,9	-24,9	1,1	81,6

Таблица 9. Компоненты тензоров напряжений при действии сил инерции

№ п/п	Нормальные напряжения			Касательные напряжения			σ_i , МПа
	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	τ_{xy} , МПа	τ_{yz} , МПа	τ_{xz} , МПа	
1	0,93	43,6	0,93	1,8	-0,23	-0,36	42,8
2	1,2	5,8	0,9	2,4	0,5	0,5	6,4
3	4,2	16,5	2,4	-6,9	-1,0	-0,1	17,96
4	16,4	35,9	15,0	10,7	-17,9	3,6	41,9
5	0,85	-2,2	26,8	0,5	22,9	0,4	48,3
6	1,1	3,9	0,45	-1,03	-0,89	-0,17	3,97
7	0,36	0,28	-0,2	0,85	-0,2	-0,6	1,91
8	0,4	5,6	1,2	1,3	0,8	0,5	5,59
9	1	9,5	2,9	-1	-4,9	-0,1	11,6

В последних столбцах табл. 8 и табл. 9 приведены значения эквивалентных напряжений, вычисленных по формуле (71), а на рис. 81 показаны точки конечно-элементной модели, где эквивалентные напряжения σ_i в соответствии с гипотезой потенциальной энергии формоизменения достигают максимального значения.

Как следует из табл. 9, при действии только сил инерции численные значения компонентов тензоров напряжений в тех же узловых точках, а также эквивалентные напряжения уменьшаются.

Все программные комплексы для расчета деталей ДВС методом МКЭ приводят в результате расчета значения интенсивности напряжений σ_i , которые и представляют собой значение эквивалентные напряжения, вычисленное по формуле (71). На рис. 81 приведена конечно-элементная модель блок-картера, а стрелками показаны эквивалентные напряжения при действии газовых и инерционных сил. В этих точках в эксплуатационных условиях появлялись трещины.

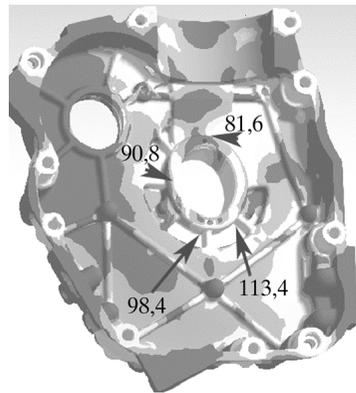


Рис. 81. Значения эквивалентных напряжений

Мы уже отмечали, что эти напряжения являются эквивалентными в случае статического нагружения, но их использовать для расчета запасов прочности или долговечности при действии переменных напряжений (при максимальной нагрузке — как максимальные, а минимальной — минимальные).

Для использования модели (62) проведем расчет амплитудных нормальных и касательных напряжений в соответствии с данными табл. 8 и 9. После этого определим амплитудные значения нормальных, касательных, а также интенсивность амплитуд напряжений переменных циклов в соответствии с зависимостью (63). Запасы прочности определим по известной зависимости (49).

Расчеты выполнялись при следующих исходных данных: $K_{\sigma} = 1,4$; $\epsilon_{\sigma} = 0,9$; $\beta = 0,9$; $\psi_{\sigma} = 0,2$ [27]; $\sigma_{-1} = 120$ МПа. Результаты расчетов приведены в табл. 10. Расчеты по формуле (49) делались с учетом того, что сначала определялись эквивалентные амплитудные напряжения по формуле (63), а второй расчет, когда амплитудные и средние напряжения определялись с учетом зависимости (71).

Анализируя полученные результаты (табл. 10), замечаем, что расчет с учетом эквивалентных амплитудных напряжений по за-

Таблица 10. Амплитудные значения нормальных, касательных и амплитуды эквивалентных напряжений, а также запасы прочности с учетом (71) и (63)

№	Амплитуды нормальных напряжений			Амплитуды касательных напряжений			σ_{ae} , МПа	σ_{1m} , МПа	n_{σ} (63)	n_{σ} (71)
	σ_{xa} , МПа	σ_{ya} , МПа	σ_{za} , МПа	τ_{xya} , МПа	τ_{yza} , МПа	τ_{xza} , МПа				
1	7,6	22,8	7,8	15,9	0,3	-2,6	31,7	104	1,59	2,08
2	8,8	41,9	7,7	17,3	3,7	4,8	46,3	106,8	1,18	1,33
3	7,7	24,0	4,5	-11,7	3,6	-4,6	29,0	81,4	1,81	2,1
4	11,7	33,9	14,1	8,6	-18,1	3,5	41,0	139,8	1,22	1,38
5	-11,2	34,2	0,0	3,1	-38,3	-12,8	81,2	107,8	0,74	1,38
6	-11,7	-58,1	-8,6	9,2	16,9	2,9	58,6	-1,2	1,19	1,13
7	-5,7	-48,8	-6,4	-14,0	-3,6	-0,9	49,6	-3,3	1,41	1,28
8	2,4	42,9	7,1	9,0	5,1	3,1	42,7	97,3	1,29	1,44
9	4,5	34,6	7,0	7,0	-10,0	0,6	35,8	89,4	1,50	1,72

висимости (63) дает значения запасов прочности значительно ниже, чем расчет по эквивалентным напряжениям (формула (71)). Полученные результаты расчетного исследования НДС блок-картера и экспериментальная проверка полученных результатов показали, что выявленные зоны с пониженными коэффициентами запаса прочности действительно имели место. После внесения изменений в конструкцию блок-картера прочность была обеспечена.

Таким образом, для расчета на действия переменных напряжений необходимо внести в известные расчетные комплексы дополнительно расчет амплитудных межцикловых напряжений и амплитудного эквивалентного напряжения в соответствии с детерминированной моделью И.А. Биргера.

3.8. Практические мероприятия, принимаемые для повышения усталостной прочности материалов

В современных условиях, когда в практике все более широкое распространение получают быстроходные и более легкие машины, проблема борьбы с усталостью материалов приобретает особое значение. Эта борьба ведется в конструктивном, технологическом, металлургическом, эксплуатационном и профилактическом направлениях.

Как уже говорилось выше, концентрация напряжений создает благоприятные условия для возникновения и развития трещин усталости и сильно снижает величину предела выносливости. Хотя форма детали зависит главным образом от конструктивных и технологических требований, конструктор всегда имеет возможность путем небольших изменений формы детали существенно уменьшить концентрацию напряжений в опасном сечении детали и тем самым повысить ее усталостную прочность.

Конструктивные меры борьбы с усталостью заключаются в том, чтобы добиваться по возможности более равномерного распределения напряжений по опасным сечениям детали, для чего при конструировании детали надо избегать резких переходов от одного сечения к другому, острых надрезов, выточек малого ра-

диуса, т. е. всего того, что создает значительную концентрацию напряжений в одном месте.

На рис. 82 приведены величины предела выносливости и коэффициента концентрации напряжений для одной и той же марки стали при разных параметрах надрезов [6].

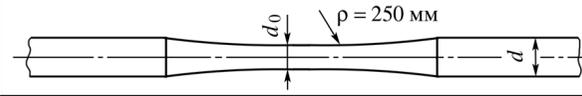
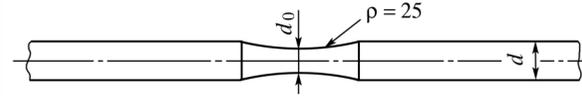
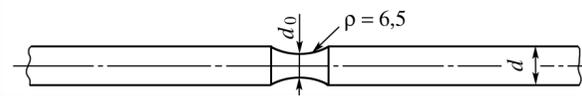
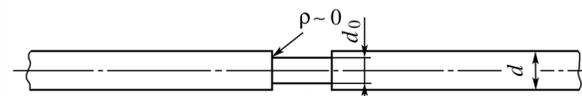
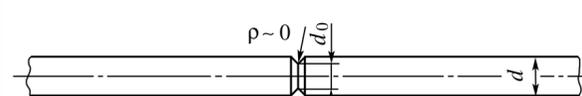
$d_0 = 7 \text{ мм}$	$d = 10 \text{ мм}$	$\sigma_{-1}^H, \text{ МПа}$	K_σ
		332	1,0
		332	1,0
		308	1,08
		164	2,02
		134	2,48

Рис. 82. Влияние радиуса надреза на величину предела выносливости

Рассмотрим ряд конструктивных мер, снижающих концентрацию напряжений.

При конструировании галтели в валах и плоских деталях радиус переходной кривой r следует назначать возможно большим, так как с увеличением отношений r/d и r/h (d — меньший диаметр вала, а h — ширина плоской детали) величины эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении (K_σ и K_τ) уменьшаются.

Уменьшения коэффициента концентрации напряжения можно получить не только увеличением радиуса закругления, но и вы-

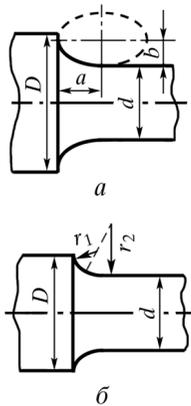


Рис. 83. Галтель с переходной кривой в виде: *a* — части дуги эллипса; *б* — описанной двумя радиусами

бором соответствующей формы галтели, имеющей больший радиус кривизны в наиболее напряженном месте. Так, например, весьма рациональной по форме будет галтель с переходной кривой, взятой по дуге эллипса, или по кривой, описанной двумя радиусами (рис. 83). Замена обычной круговой галтели приведенными галтелями дает повышение предела выносливости в пределах 10 %.

Если по конструктивным причинам увеличение длины шейки вала нежелательно, то применяют галтель с поднутрением (рис. 84). Отношение $r_1/r_2 = 4/1$. Сопряжение галтелью с поднутрением сохраняет длину цилиндрической части вала и увеличивает предел выносливости до 30 % [5].

Величина коэффициента концентрации напряжений зависит не только от формы галтели, но и от соотношения жесткостей сопрягаемых участков детали. Резкая разница в жесткостях этих участков дает большие местные напряжения. Отсюда следует, что снижение коэффициента концентрации напряжений можно получить путем устройства сгружающих выточек. Так, например, плавная выкружка более жесткой части вала (рис. 85) уменьшает разницу в жесткостях сопрягаемых частей детали и увеличивает предел ее выносливости.

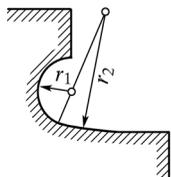


Рис. 84. Переходная галтель с поднутрением

Высокие местные напряжения, возникающие при прессовых посадках колеса на вал, могут быть значительно понижены при устройстве разгружающих выточек в ступице колеса (рис. 86).

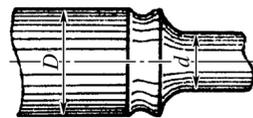


Рис. 85. Разгружающая выточка в более жесткой части вала в месте перехода от одного диаметра к другому

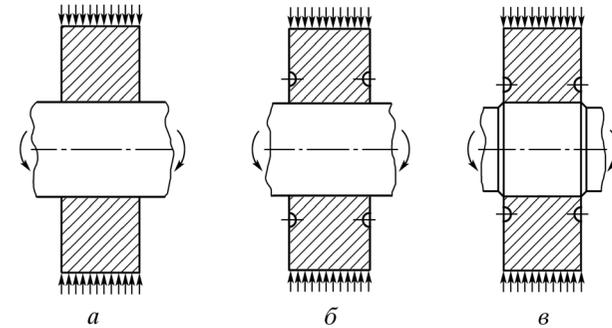


Рис. 86. Различные конструктивные мероприятия при посадке ступицы на вал: *a* — обычная посадка; *б* — разгружающие выточки; *в* — разгружающие выточки и бурт на валу

Еще больший эффект снижения концентрации напряжений можно получить, если, кроме разгружающей выточки, вал в месте соприкосновения имеет бурт (см. рис. 86). В этом случае $K_\sigma = 1,0...1,05$.

В тех случаях когда устранение надрезов и резких переходов оказывается невозможным, целесообразно применять разгружающие надрезы.

Устройство дополнительных надрезов (выточек) вблизи основного или в менее напряженном сечении детали несколько увеличивает напряжения в недогруженных зонах и одновременно значительно снижает величину местных напряжений в зоне основного концентратора, что приводит к более равномерному распределению напряжений в детали.

На рис. 87 показано распределение напряжений в стержне с надрезом, а также при наличии дополнительного разгружающего надреза в форме поперечного отверстия.

На рис. 88 показано распределение напряжений у дна выточки сплошного вала при наличии одной кольцевой выточки, а также при устройстве двух дополнительных разгружающих кольцевых выточек.

Загружающие надрезы (выточки) выравнивают напряжения по сечению детали и позволяют повысить предел ее выносливости до 20...30 % [7]. На величину предела выносливости существенное влияние оказывает состояние поверхности детали. Технологические меры борьбы с усталостью сводятся к правильной технологи-

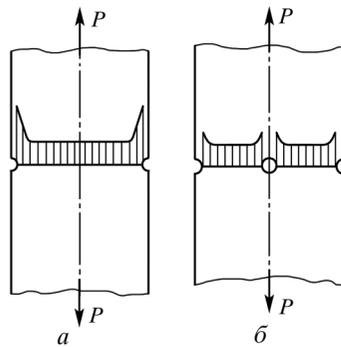


Рис. 87. Снижение концентрации напряжений в полосе с надрезами (а) с помощью дополнительной разгружающей выточки (б)

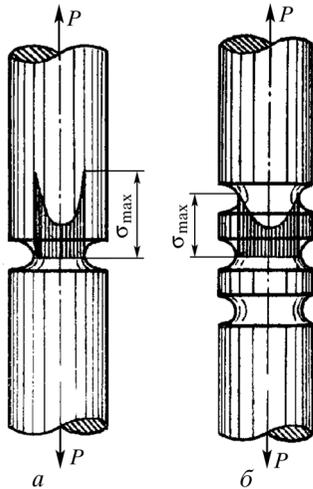


Рис. 88. Снижение концентрации напряжений у дна выточки (а) с помощью дополнительных разгружающих выточек (б)

ческой обработке деталей. В деталях из высокопрочной стали необходимо возможно более тщательно обрабатывать их поверхности вплоть до шлифовки и полировки, устраняя малейшие царапины и все следы резца, так как они могут явиться зародышем будущей усталостной трещины.

Как известно, постоянно действующие на поверхность детали напряжения сжатия повышают ее усталостную прочность, а напряжения растяжения, наоборот, понижают, и их надо избегать.

В последнее время для создания на поверхностном слое детали искусственных сжимающих напряжений применяют различные способы обработки поверхности (поверхностная закалка, обдувка дробью, обкатка роликами и др.), которые значительно повышают предел выносливости детали. Однако существенным ограничением при использовании поверхностной закалки является трудность обеспечения контурного распределения слоя при более или менее сложном очертании детали (например, коленчатых валов поршневых двигателей).

При этом обрывы закаленного слоя являются причиной значительного снижения сопротивления усталости. Это снижение — следствие местного отпуска со снижением твердости, механических свойств и образованием растягивающих остаточных напряжений в местах повышенной напряженности детали.

На рис. 89 показана схема расположения закаленного слоя, распределения напряжений и твердости по поверхности вала в месте сопряжения шейки и щеки (в галтели) при обрыве закаленного слоя (темная линия), поясняющая причину уменьшения сопротивления усталости. Действенным средством устранения ослабления, вызванного выходом границы слоя на поверхность, считается поверхностный наклеп обкаткой роликами или наклепом дробью.

Необходимо также обратить внимание на правильную сборку конструкции, так как неправильная сборка ответственных деталей может сильно снизить их усталостную прочность.

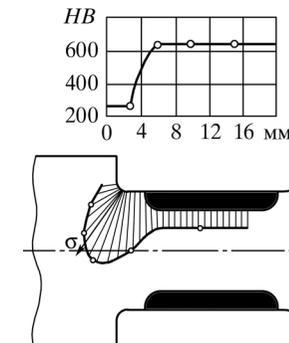


Рис. 89. Распределение напряжений и твердости при перерыве закаленного слоя около галтели

К металлургическим мерам борьбы с усталостью относятся наиболее удачный выбор материала и борьба с его дефектами. Материал должен иметь возможно более однородную мелкозернистую структуру, и в нем не должно быть случайных трещин, пузырьков, пустот и посторонних включений. К металлургическим мероприятиям относятся также установление оптимального режима термической обработки, азотирование и цианирование поверхностных слоев металла.

К эксплуатационным мерам борьбы с усталостью относятся меры защиты от коррозии и предохранение поверхности ответственных деталей от случайных повреждений — забоины, царапины и т. п., которые понижают величину предела выносливости.

Профилактические мероприятия заключаются в периодическом осмотре детали во время ее службы с целью заблаговременного обнаружения трещины усталости и предотвращения аварии. В современных условиях для этой цели применяют метод магнитной «дефектоскопии».

Заключение

В учебном пособии изложены основные понятия о характеристиках сопротивления усталости, методах их определения, факторах, влияющих на сопротивление усталости, традиционных детерминистических методах расчета на многоцикловую усталость по коэффициентам запаса прочности. Подробно рассмотрены схематизированные диаграммы предельных амплитуд, в том числе разработанные автором новые схематизированные диаграммы предельных циклов при действии нормальных и касательных напряжений для легированных сталей и высокопрочных чугунов. Даны примеры расчетов деталей при действии переменных напряжений, в том числе коленчатого вала быстроходного дизеля. Приведены примеры использования новой детерминированной модели расчета деталей ДВС при известных компонентах тензора напряжений, вычисленных, например, методом МКЭ.

Проведен расчет коэффициентов ψ_σ и ψ_τ , учитывающих влияние средних напряжений на предельные амплитудные напряжения, для наиболее используемых в двигателестроении сталей и высокопрочных чугунов. Точно также вычислен коэффициент постоянства нагружения χ , который в нашей справочной литературе используется редко, но он позволяет вычислить положение рабочих циклов напряжений и выбрать методы расчета — по усталостному разрушению или текучести. Это уменьшает объем расчетов, так как не требуется производить определение запасов прочности по двум видам разрушения. Для удобства использования учебного пособия значительное внимание уделено материалам справочного характера. Даны примеры расчета, поясняющие использование изложенных методов расчета.

В третьем издании в ряд разделов учебного пособия внесены уточнения и дополнения.

Автор будет признателен за замечания и предложения, которые следует направлять по адресу: 600000, г. Владимир, ул. Горького, 87, кафедра «Тепловые двигатели и энергетические установки» или по e-mail hotz@mail.ru; gotz@vlsu.ru

Литература

1. Пономарев С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев [и др.]: в 3 т. / под ред. С.Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1959. Т. 3.
2. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.: Машгиз, 1947.
3. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.В. Иосилевич. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1993.
4. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов / пер. с польск. М.: Металлургия, 1976.
5. Серенсен С.В. Прочность материалов и элементов конструкций при статическом нагружении: в 3 т. Киев: Наукова думка, 1985. Т. 1.
6. Рудицын М.Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц; под ред. М.Н. Рудицына. Минск: Вышэйш. шк., 1970.
7. Справочник машиностроителя: в 3 т. / под ред. С.В. Серенсена. М.: Машгиз, 1963. Т. 3.
8. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович; под ред. С.В. Серенсена. М.: Машгиз, 1963.
9. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977.
10. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. М.: Машиностроение, 1985.
11. Детерминированные и статистические модели долговечности / И.А. Биргер // Проблемы прочности летательных аппаратов: сб. ст. / под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. М.: Машиностроение, 1985.
12. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. М.: Мир, 1984.
13. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Владимир, 2004.
14. Форрест П. Усталость металлов / под ред. С.В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1968.
15. Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости / пер. с англ.; под ред. И.Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1969.
16. Гоц А.Н. Определение коэффициента влияния асимметрии цикла на предел выносливости // Изв. ТулГУ. Серия Автомобильный транспорт; Вып. 7. Тула. 2003. С. 75—93.
17. Гоц А.Н. Детерминированные модели усталостной долговечности деталей ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1997. № 12. С. 19—21.
18. Гоц А.Н. Определение коэффициентов влияния асимметрии цикла на предельную амплитуду // Известия вузов. Машиностроение. 2004. № 7. С. 20—28.
19. Гоц А.Н. Определение коэффициентов влияния асимметрии цикла при расчете деталей поршневых двигателей на выносливость // Двигателестроение. 2005. № 1. С. 10—12.
20. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Определение запаса прочности щеки коленчатого вала с положительным перекрытием // Двигателестроение. 1999. № 4. С. 15—18.
21. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Расчет щеки коленчатого вала ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1998. № 9. С. 26—31.
22. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Математическая модель теоретического коэффициента концентрации напряжений в сопряжении щеки и шейки коленчатого вала ДВС // Транспорт, экология — устойчивое развитие: сб. докл. V науч.-техн. конф. Варна, Болгария, 1999. С. 44—50.
23. Гоц А.Н. Определение коэффициентов влияния асимметрии цикла при расчете деталей поршневых двигателей на выносливость // Двигателестроение. 2005. № 1. С. 10—12.
24. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Определение запаса прочности щеки коленчатого вала с положительным перекрытием // Двигателестроение. 1999. № 4. С. 15—18.
25. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Расчет щеки коленчатого вала ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1998. № 9. С. 26—31.
26. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Математическая модель теоретического коэффициента концентрации напряжений в сопряжении щеки и шейки коленчатого вала ДВС // Транспорт, экология — устойчивое развитие: сб. докл. V науч.-техн. конф. Варна, Болгария, 1999. С. 44—50.
27. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. 2-е изд. Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011.
28. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006.
29. Гоц А.Н., Эфрос В.В. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие. Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007.
30. Гоц А.Н., Иванченко А.Б. Выбор детерминированной модели усталостной долговечности // Актуальные проблемы управления качеством производ-

ства и эксплуатации транспортных средств: материалы IX междунар. науч.-практ. конф. Владимир: ВлГУ, 2002. С. 311—314.

31. Белов Е.С. Расчет составного блок-картера одноцилиндрового дизеля / Е.С. Белов, Б.Ю. Голев, А.Н. Гоц и др. // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XII Междунар. научно-практ. конференции; под ред. А.Н. Гоца. 2010. С. 114—118.

32. Гоц А.Н. Выбор детерминированной модели усталостной долговечности при расчете деталей поршневых двигателей на переменные нагрузки // Сб. научных трудов Международной конференции Двигатель—2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. С. 44—49.

Приложения

Приложение 1

Механические характеристики металлов

Таблица П1.1. Характеристики механической прочности углеродистой стали, МПа

Марка стали	σ_B	$\sigma_{0,2}$	σ_{-1}	τ_{-1}	σ_{-1p}
10	340...420	210	160...220	80...120	120...150
20	420...500	250	170...220	100...130	120...160
30	500...600	300	200...270	110...140	170...210
35	540...650	320	220...300	130...180	170...220
40	580...700	340	230...320	140...190	180...240
45	610...750	360	250...340	150...200	190...250
50	640...800	380	270...350	160...210	200...260
60	690...900	410	310...380	180...220	220...280
30Г	550...700	320	220...320	—	—
50Г	660...850	400	290...360	—	—

Примечание. Данные, приведенные для сталей в нормализованном состоянии, получены на образцах $d = 6...12$ мм с полированной поверхностью. База испытаний $N = 10^7$ циклов. Нижние значения пределов прочности и текучести соответствуют ГОСТ 1050—60. Стали — по ГОСТ 1050—60; при использовании сталей по ГОСТ 380—60 необходимо иметь в виду следующее соответствие марок: сталь Ст. 3 соответствует стали 20, сталь Ст. 5 — стали 35, сталь Ст. 6 — стали 45.

Таблица П1.2. Характеристики механической прочности легированной стали, МПа

Марка стали	σ_B	$\sigma_{0,2}$	σ_{-1}	τ_{-1}	σ_{-1p}
15ХНСД	640...660	390...420	310	160	—
20Х	720...850	400...600	310...380	170...230	—
40Х	730...1050	650...900	320...480	210...260	240...340
45Х	850...1050	700...950	400...500	—	—
30ХМ	740...1000	540...850	310...410	230	370
35ХМ	870...1050	720...940	470...510	—	—
40ХН	1000...1450	800...1300	460...600	—	310...420
40ХФ	900...1250	800...950	380...490	—	—
50ХФ	1150 1400	900...1200	450...530	—	—
38ХМЮА	850...1200	800...1000	420...550	—	—
12ХНЗА	950...1400	700...1100	420...640	220...300	—
20ХНЗА	950...1450	850...1100	430...650	240...310	—
37ХНЗА	1150...1600	1000...1400	520...700	320...400	—
18ХНВА	1150...1400	850...1200	540...620	300...340	—
25ХНВА	1100	950	500	—	—
40ХНМА	1100...1700	850...1600	500...700	270...380	—
30ХГСА	1100...1700	850...1500	480...700	280...400	—

Примечание. Данные по механическим свойствам приведены для сталей в улучшенном состоянии. Пределы выносливости получены на образцах $d = 6...12$ мм с полированной поверхностью. База испытаний $N = 5(10^6...10^7)$ циклов.

При отсутствии в таблице данных по пределам выносливости для других марок стали они могут приблизительно определяться на основании следующих соотношений:

$$(\sigma_{-1}/\sigma_B) = 0,45...0,55; (\sigma_{-1p}/\sigma_{-1}) = 0,7...0,9; (\tau_{-1}/\sigma_{-1}) = 0,50...0,65.$$

Таблица П1.3. Характеристики механической прочности чугуна

Механические характеристики	Марка				
	СЧ 21	СЧ 24	СЧ 28	СЧ 32	СЧ 35
Предел прочности, МПа, при:					
растяжении σ_{Bp}	210	240	280	320	350
сжатии $\sigma_{Bсж}$	950	1000	1100	1200	1200
изгибе σ_{Bi}	400	440	480	520	560
кручении τ_B	280	300	350	390	400
Твердость по Бринеллю, НВ	180...207	187...217	170...241	170...241	197...255
Предел выносливости σ_{-1} при изгибе на гладком образце, МПа	100	120	140	140	150
То же при кручении τ_{-1} , МПа	80	100	110	115	115
Предел текучести, пропорциональности, МПа	$\sigma_T = 0,75\sigma_B$	$\sigma_T = 0,75\sigma_B$	$\sigma_T = 0,75\sigma_B$	$\sigma_T = 0,85\sigma_B$	$\sigma_T = 0,85\sigma_B$
Механические характеристики	Марка				
	ВЧ 45	ВЧ 40	ВЧ 50	ВЧ 60	ВЧ 45
Предел прочности, МПа, при:					
растяжении σ_{Bp}	450...500	400...550	500...650	600...700	450...500
сжатии $\sigma_{Bсж}$	1400...1600	2000...2200	1700...1800	2000...2100	2000
изгибе σ_{Bi}	650...750	600...700	900...1000	1050...1100	650...750
кручении τ_B	450...500	400...450	500...550	600...750	400...450

Окончание табл. П1.3

Механические характеристики	Марка				
	ВЧ 45	ВЧ 40	ВЧ 50	ВЧ 60	ВЧ 45
Твердость по Бринеллю НВ	207...269	156...197	207...255	255...285	173...207
Предел выносливости σ_{-1} при изгибе на гладком образце, МПа	180...200	250...280	200...220	170...230	180...200
То же при кручении τ_{-1} , МПа	115	198	170...210	150...160	105...115
Предел текучести σ_T , МПа	350...400	300...400	400...500	420...550	320...420

Таблица П1.4. Значение $\psi_\sigma, \psi_\tau, \chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}, \chi_\tau = \tau_{rm} / \tau_{ra}$ легированных сталей

Марка стали	ψ_σ	ψ_τ	$\chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$	$\chi_\tau = \tau_{rm} / \tau_{ra}$
5ХНСД	0,065...0,086	0,040...0,048	0,281...0,401	0,432...0,556
20Х	0,057...0,134	0,031...0,060	0,313...0,734	0,374...0,557
40Х	0,241...0,272	0,110...0,117	1,596...2,308	0,994...1,280
45Х	0,210...0,286	0,096...0,125	1,969...1,187	0,901...1,179
30ХМ	0,154...0,236	0,072...0,108	1,014...2,103	0,384...1,475
35ХМ	0,192...0,274	0,087...0,120	0,754...1,703	0,614...1,082
40ХН	0,194...0,276	0,089...0,124	1,116...2,900	0,875...1,597
40ХФ	0,175...0,270	0,021...0,082	1,420...2,559	1,485...1,116
50ХФ	0,189...0,238	0,088...0,111	1,606...2,737	1,214...1,686
38ХМЮА	0,300...0,329	0,131... 0,138	2,429...2,502	1,228...1,354
12ХНЗА	0,154...0,184	0,075...0,089	0,897...1,051	0,972...1,378

Окончание табл. П1.4

Марка стали	ψ_σ	ψ_τ	$\chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$	$\chi_\tau = \tau_{rm} / \tau_{ra}$
20ХНЗА	0,167...0,277	0,082...0,123	0,965...2,155	1,396...1,261
37ХНЗА	0,252...0,258	0,111...0,116	1,794...2,066	1,00...1,333
18ХНВА	0,149...0,242	0,072...0,110	0,749...1,760	0,720...1,338
25ХНВА	0,247	0,111	1,695	1,140
40ХНМА	0,175...0,321	0,084...0,142	0,997...4,832	0,964...2,183
30ХГСА	0,179...0,263	0,083...0,119	1,128...2,617	0,880...1,571

Таблица П1.5. Значение $\psi_\sigma, \psi_\tau, \chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}, \chi_\tau = \tau_{rm} / \tau_{ra}$ высокопрочных чугунов

Марка чугуна	ψ_σ	ψ_τ	$\chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$	$\chi_\tau = \tau_{rm} / \tau_{ra}$
ВЧ 45-0	0,333...0,339	0,424...0,426	2, 781...3,00	1,836...2,156
ВЧ 50-1,5	0,305...0,333	0,421...0,424	3,0...4,165	0,845...0,890
ВЧ 60-2	0,288...0,295	0,335...0,382	4,718...5,104	1,613...2,939
ВЧ 45-5	0,323...0,360	0,412...0,448	2,160...3,410	1,821...3,083
ВЧ 40-10	0,412...0,455	0,464...0,485	0,445...1,041	0,235...0,333

Приложение 2

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов с галтелями

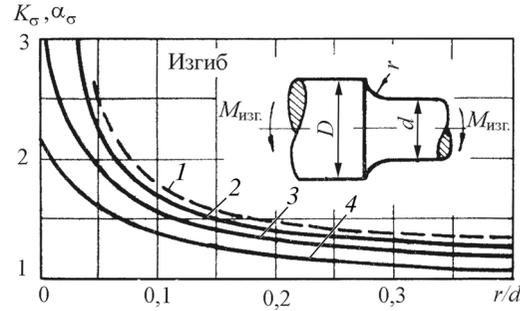


Рис. П2.1. Коэффициенты концентрации напряжений: $D/d = 2$; $\sigma_H = M_{изг}/(0,1d^3)$; 1 — α_σ ; 2 — $(K_\sigma)_{d_1}$ для легированной стали ($\sigma_B = 1200 \dots 1400$ МПа), $d = 30 \dots 50$ мм; 3 — $(K_\sigma)_{d_0}$ для легированной стали ($\sigma_B = 1200 \dots 1400$ МПа), $d = 7 \dots 16$ мм; $(K_\sigma)_{d_1}$ для углеродистой стали ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 30 \dots 50$ мм; 4 — $(K_\sigma)_{d_0}$ для углеродистой стали ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 7 \dots 16$ мм

Модели для расчета:

$$\alpha_\sigma = \frac{1,2998}{1 - 0,7816e^{-9,7266(r/d)}};$$

$$(K_\sigma)_{\sigma_B=500} = \frac{1,0531}{1 - 0,5261e^{-7,5840(r/d)}}.$$

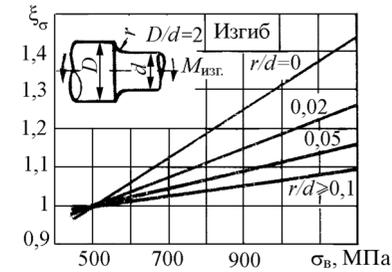
Поправка, учитывающая влияние предела прочности σ_B 

Рис. П2.2. Поправка $\xi_\sigma = \frac{(K_\sigma)_{\sigma_B}}{(K_\sigma)_{\sigma_B=500}}$, учитывающая влияние предела прочности σ_B

Для произвольного значения σ_B эффективный коэффициент концентрации напряжений $(K_\sigma)_{\sigma_B}$ определяется через $(K_\sigma)_{\sigma_B=500}$:

$$(K_\sigma)_{\sigma_B} = \xi_\sigma \cdot (K_\sigma)_{\sigma_B=500}.$$

Модель для расчета:

$$\xi_\sigma = 0,2569(3,6614 - e^{-34,0696(r/d)}) + [57,9448 + 1504,5448(r/d)]^{-1,2461} \sigma_B.$$

Приложение 3

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов с галтелями

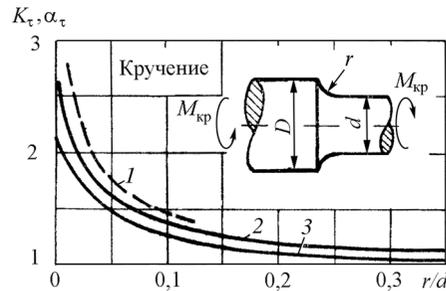


Рис. ПЗ.1. Коэффициенты концентрации напряжений: $D/d = 2$; $\tau_H = M_{изг}/(0,2d^3)$; 1 — α_τ ; 2 — легированная сталь ($\sigma_B = 1000 \dots 1200$ МПа), $d \leq 16$ мм; 3 — углеродистая сталь ($\sigma_B = 500$ МПа), $d \leq 16$ мм

Модели для расчета:

$$\alpha_\tau = \frac{1,2950}{1 - 0,6670e^{-16,6364(r/d)}}; \quad (K_\tau)_{\sigma_B=500} = \frac{1,0347}{1 - 0,5332e^{-11,0556(r/d)}}.$$

$$(K_\tau)_{\sigma_B} = \xi_\tau \cdot (K_\tau)_{\sigma_B=500}.$$

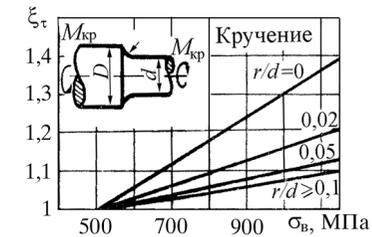


Рис. ПЗ.2. Поправка $\xi_\tau = \frac{(K_\tau)_{\sigma_B}}{(K_\tau)_{\sigma_B=500}}$, учитывающая влияние предела прочности σ_B при $D/d = 2$

Модель для расчета:

$$\xi_\tau = 0,2286/[4,065 - e^{-45,2412(r/d)}] + \sigma_B/[1666,134 + 38\,747,19,866(r/d)^{0,8354}].$$

Поправки, учитывающие отношение D/d при изгибе и кручении (к прил. 2 и 3)

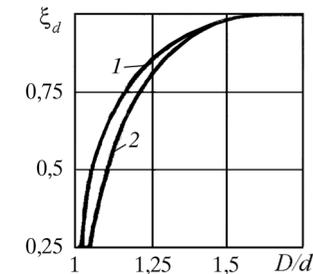


Рис. ПЗ.3. Поправка ξ_d , учитывающая влияние отношения D/d : 1 — изгиб; 2 — кручение

Модели для расчета:

$$\xi_\sigma = 0,2574(3,6342 - e^{-37,3692(r/d)}) + [375,6517 + 9778,6567(r/d)]^{-1,2412} \sigma_B;$$

$$\xi_\tau = 1/[1,4847 - 0,5846(r/d)^{0,1561}] + \sigma_B/[1572,9226 + 25\,659,866(r/d)^{0,6745}].$$

Действительное значение K определяется: $K = 1 + \xi_d(K_0 - 1)$, где K — значение K_σ или K_τ при данном D/d ; K_0 — значение K_σ или K_τ при $D/d = 2$.

Приложение 4

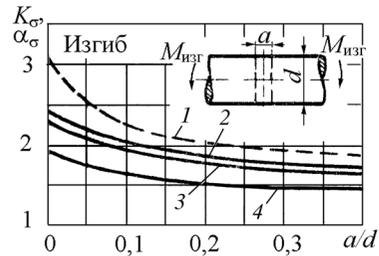
Коэффициенты концентрации напряжений α_σ , K_σ , $(K_\sigma)_D$, K_τ и $(K_\tau)_D$ для валов с поперечным отверстием


Рис. П4.1. Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и $(K_\sigma)_D$ при изгибе валов с поперечным отверстием $\sigma_H = M_{\text{изг}}/W_{\text{нетто}}$:

1 — α_σ ; 2 — $(K_\sigma)_D$ для легированной стали ($\sigma_B \geq 1000$ МПа), $d = 40 \dots 70$ мм; 3 — K_σ для легированной стали ($\sigma_B \geq 1000$ МПа), $d = 12 \dots 16$ мм; $(K_\sigma)_D$ для углеродистой стали ($\sigma_B \leq 650$ МПа), $d = 40 \dots 50$ мм; 4 — K_σ для углеродистой стали ($\sigma_B \leq 650$ МПа), $d = 6 \dots 8$ мм

Модели для расчета: для кривой 1: $\alpha_\sigma = \frac{1}{0,2177 + 0,4165(a/d)^{0,2712}}$;

для кривой 4: $K_\sigma = \frac{1,4750}{1 - 0,2623e^{-15,2754(a/d)}}$.

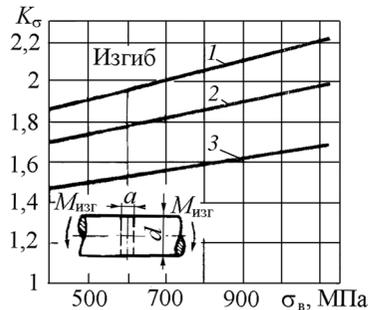


Рис. П4.2. Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов с поперечным отверстием $\sigma_H = M_{\text{изг}}/W_{\text{нетто}}$:

1 — $(K_\sigma)_D = f_2(\sigma_B)$ при $a/d = 0,05 \dots 0,1$, $d = 40 \dots 50$ мм; 2 — $(K_\sigma)_D$ при $a/d = 0,15 \dots 0,25$, $d = 40 \dots 50$ мм; 3 — $K_\sigma = f_1(\sigma_B)$ при $a/d = 0,15 \dots 0,25$, $d = 6 \dots 8$ мм

Модели для расчета:

для прямой 1: $(K_\sigma)_D = 1,6887 + 0,0004684\sigma_B$;

$K_\sigma = 1,5615 + 0,0003868\sigma_B$;

для прямой 2: $K_\sigma = 1,3676 + 0,0002767\sigma_B$;

для прямой 3: $K_\sigma = 1,3676 + 0,0002767\sigma_B$.

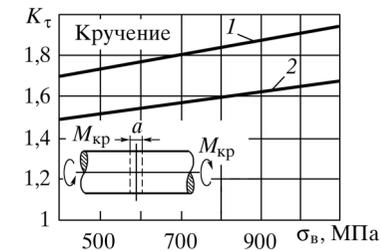
Коэффициенты концентрации напряжений при кручении для валов с поперечным отверстием


Рис. П4.3. Коэффициенты концентрации напряжений при кручении валов с поперечным отверстием:

1 — $(K_\tau)_D$ при $a/d = 0,05 \dots 0,25$, $d = 40 \dots 50$ мм; 2 — K_τ при $a/d = 0,05 \dots 0,25$, $d = 12 \dots 16$ мм

Модели для расчета:

для прямой 1: $(K_\tau)_D = 1,5631 + 0,0003449\sigma_B$;

для прямой 2: $K_\tau = 1,3710 + 0,0002843\sigma_B$.

Приложение 5

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе для валов с кольцевой выточкой

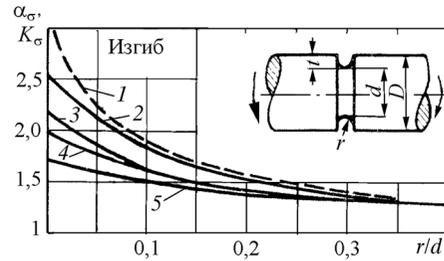


Рис. П5.1. Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе вала с кольцевой выточкой ($t/r = 1$):
 1 — α_σ ; 2 — $(K_\sigma)_Д$ для легированной стали ($\sigma_B = 1000$ МПа), $d = 40...50$ мм; 3 — $(K_\sigma)_{d_0}$ для легированной стали ($\sigma_B = 1000$ МПа), $d = 4...8$ мм; 4 — $(K_\sigma)_Д$ для углеродистой стали ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 40...50$ мм; 5 — $(K_\sigma)_{d_0}$ для углеродистой стали ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 4...8$ мм

Модели для расчета: $\alpha_\sigma = \frac{1}{0,3264 + 0,8126(r/d)^{0,6138}}$ (кривая 1).

Для кривой 5: $(K_\sigma)_{\sigma_B=500} = -0,4734(-2,6155 - e^{-6,4619(r/d)})$.

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние предела прочности

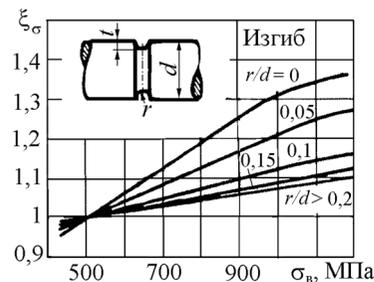


Рис. П5.2. Поправочный коэффициент ξ_σ , учитывающий влияние предела прочности σ_B

$$(K_\sigma)_{\sigma_B} = \xi_\sigma (K_\sigma)_{\sigma_B=500}$$

$$\xi_\sigma = \frac{1}{1,4075 - 3,5465(r/d) + 9,5808(r/d)^2} + \frac{\sigma_B}{1681,02 + 10411,91(r/d) + 102538,5(r/d)^2}$$

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние отношения t/r

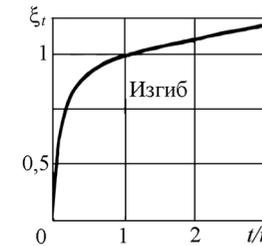


Рис. П5.3. Поправочный коэффициент ξ_t , учитывающий влияние отношения t/r : $\xi_t = (K - 1)/(K_0 - 1)$, где K — значение K_σ при данном t/r ; K_0 — значение K_σ при $t/r = 1$

Модель для расчета:

$$\xi_t = 1,1239(1,0003 - e^{2,1488(t/r)});$$

$$K = 1 + \xi_t (K_0 - 1).$$

Приложение 6

Коэффициенты концентрации напряжений при кручении для валов с кольцевой выточкой

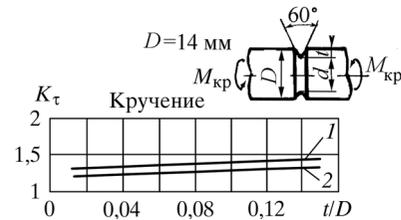


Рис. Пб.1. Зависимость K_τ от глубины канавки t при номинальном напряжении $\tau_H = M_{кр}/0,2d^3$:

1 — легированная сталь ($\sigma_B > 900$ МПа); 2 — углеродистая сталь ($\sigma_B < 500$ МПа);
 $1 - K_\tau = 1,303 + 0,923(t/D)$; $2^* - K_\tau = 1,189 + 0,857(t/D)$

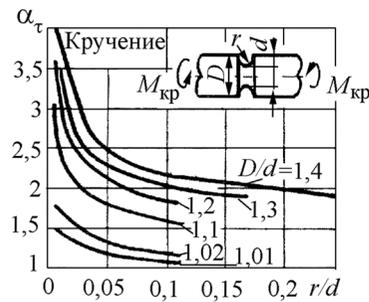


Рис. Пб.2. Зависимость α_τ от радиуса канавки r при номинальном напряжении $\tau_H = M_{кр}/0,2d^3$; $\tau_{max} = \alpha_\tau \tau_H$

$$\alpha_\tau = \frac{a}{1 + be^{-c(r/d)}}$$

$$a = 17,8(D/d)^3 - 71,606(D/d)^2 + 96,883(D/d) - 42,109;$$

$$b = -2,318(D/d)^3 + 9,72(D/d)^2 - 13,885(D/d) + 6,099;$$

$$c = -487,2(D/d)^3 - 1563,3(D/d)^2 -$$

$$-1614(D/d) + 555,6.$$

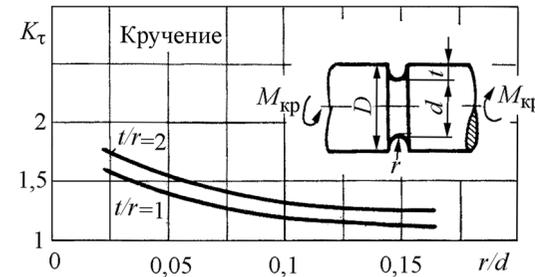


Рис. Пб.3. Зависимость K_τ от отношения r/d и t/r .
 углеродистая сталь ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 14$ мм; $\tau_H = M_{кр}/0,2d^3$

Приложение 7

Теоретические коэффициенты концентрации напряжений (α_σ) для плоских деталей с галтелью и надрезами

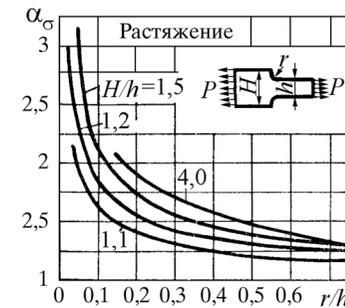


Рис. П7.1. Значение теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения r/h при известном H/h $\sigma_H = P/(b \cdot h)$; $\sigma_{max} = \alpha_\sigma \cdot \sigma_H$, где b — толщина пластинки

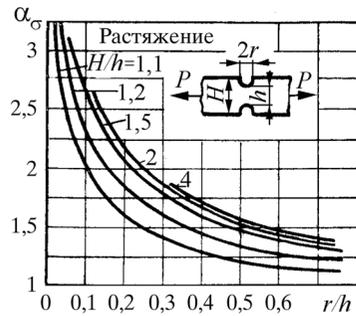


Рис. П7.2. Значение теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения r/h при известном H/h $\sigma_H = P/(b \cdot h)$; $\sigma_{max} = \alpha_\sigma \sigma_H$, где b — толщина пластинки

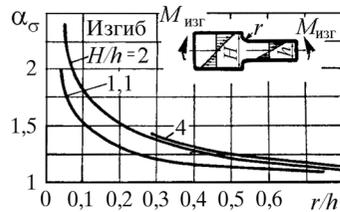


Рис. П7.3. Значение теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения r/h при известном H/h $\sigma_H = \frac{M_{изг}}{(bh^2/6)}$; $\sigma_{max} = \alpha_\sigma \sigma_H$

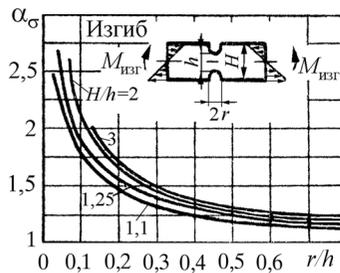


Рис. П7.4. Значение теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения r/h при известном H/h $\sigma_H = \frac{M_{изг}}{(bh^2/6)}$; $\sigma_{max} = \alpha_\sigma \sigma_H$

Приложение 8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для вала с напрессованной деталью

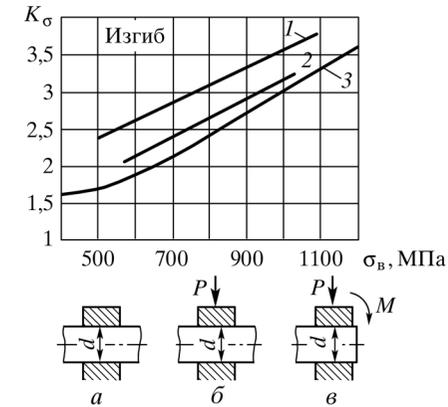


Рис. П8.1. Значение эффективного коэффициента концентрации напряжений для вала с напрессованной деталью:
 а — втулка не передает на вал внешних нагрузок; б — втулка передает на вал поперечную силу; в — втулка передает на вал поперечную силу и изгибающий момент;
 1 — тип б: $d = 50$ мм; 2 — тип а: $d = 40 \dots 50$ мм; 3 — тип в: $d = 10 \dots 14$ мм; удельное давление посадки $p \geq 30$ МПа

Поправочные коэффициенты на удельное давление посадки

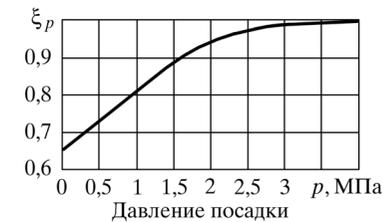


Рис. П8.2. Зависимость поправочного коэффициента ξ_p от давления посадки $(K_\sigma)_p = \xi_p (K_\sigma)_{p \geq 30 \text{ МПа}}$, где $\xi_p = (K_\sigma)_p / (K_\sigma)_{p=30}$

Приложение 9

Коэффициенты концентрации напряжений
для деталей с резьбой (болты, шпильки)
при растяжении — сжатии

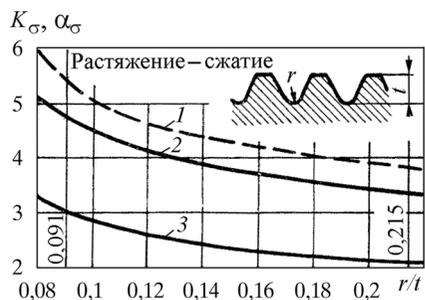


Рис. П9.1. 1 — α_σ ; 2 — легированная сталь, $d = 12$ мм; 3 — углеродистая сталь ($\sigma_B = 400$ МПа), $d = 12$ мм; отношение $r/t = 0,091$ соответствует метрической резьбе, а $r/t = 0,215$ — резьбе Витворта

$$\text{Модели для расчета: } \alpha_\sigma = \frac{3,1535 \cdot (r/t)}{-0,0379 + (r/t)};$$

$$\text{кривая 2: } K_\sigma = 2,6037 \cdot e^{0,0544 \cdot (r/t)};$$

$$\text{кривая 3: } K_\sigma = -[0,0119 + 0,1895 \cdot (r/t)]^{-0,2092}.$$

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние
предела прочности

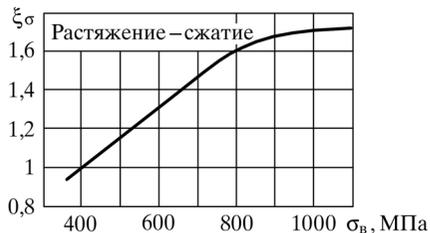


Рис. П9.2. Определение действительного коэффициента концентрации напряжений с учетом предела прочности $(K_\sigma)_{\sigma_B} = \xi_\sigma \cdot (K_\sigma)_{\sigma_B=400}$

Приложение 10

Коэффициенты концентрации напряжений
для деталей с резьбой при изгибе

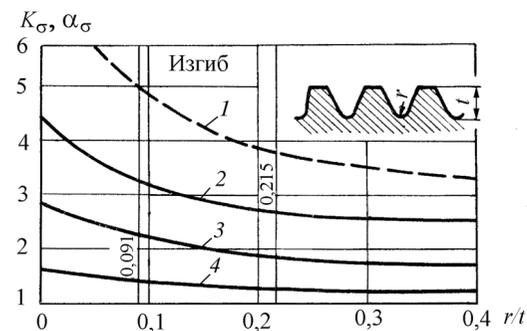


Рис. П10.1. 1 — α_σ ; 2 — легированная сталь ($\sigma_B > 1500$ МПа), $d = 15$ мм; 3 — легированная сталь ($\sigma_B = 800$ МПа), $d = 15$ мм; 4 — углеродистая сталь ($\sigma_B = 400$ МПа), $d = 15$ мм; отношение $r/t = 0,091$ соответствует метрической резьбе, а $r/t = 0,215$ — резьбе Витворта

$$1 - \alpha_\sigma = 2,8333 + 0,1974/(r/t); \quad 2 - K_\sigma = \frac{2,3586}{1 - 0,4647e^{-6,4298(r/t)}};$$

$$3 - K_\sigma = \frac{1,472}{1 - 0,468e^{-3,7888(r/t)}}; \quad 4 - K_\sigma = \frac{1,1335}{1 - 0,2952e^{-5,056(r/t)}}.$$

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние
предела прочности

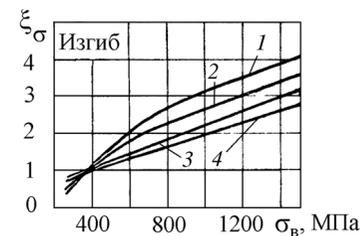


Рис. П10.2. Влияние предела прочности на поправочные коэффициенты

$$1 - r/t = 0;$$

$$2 - r/t = 0,091 \text{ (метрические резьбы);}$$

- 3 — $r/t = 0,215$ (резьба Витворта);
 4 — $r/t > 0,4$;
 1 — $\xi_{\sigma} = 1,5805 + 0,001826\sigma_B - 210360/\sigma_B^2$;
 2 — $\xi_{\sigma} = 1,1438 + 0,00168\sigma_B - 217825/\sigma_B^2$;
 3 — $\xi_{\sigma} = 0,5159 + 0,001768\sigma_B - 34507/\sigma_B^2$;
 4 — $\xi_{\sigma} = 0,3219 + 0,001707\sigma_B$.

Приложение 11

Масштабные коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров для деталей с резьбой

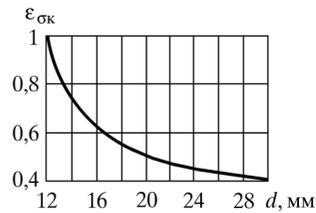


Рис. П11.1. Зависимость масштабного коэффициента с концентрацией напряжений от диаметра резьбы

$$\varepsilon_{\sigma_k} = \frac{0,2951d}{-8,450 + d} \quad \text{или} \quad \varepsilon_{\sigma_k} = \frac{1}{-3,3778 + 1,7725 \ln d}$$

Приложение 12

Коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночными пазами при кручении

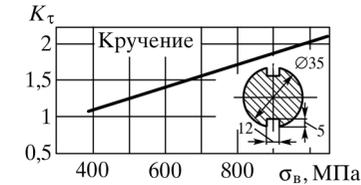


Рис. П12.1. Зависимость коэффициента концентрации напряжений K_{τ} от предела прочности σ_B для валов с двумя шпоночными пазами (при одном пазе необходимо вычислить соответствующее значение момента сопротивления $W_{\text{нетто}}$)

$$K_{\tau} = 0,395 + 0,0017\sigma_B$$

Коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночными пазами при изгибе

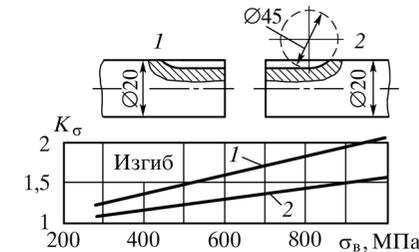


Рис. П12.2. Зависимость коэффициента концентрации напряжений K_{σ} от предела прочности σ_B для валов с одним шпоночным пазом (при двух пазах необходимо вычислить соответствующее значение момента сопротивления $W_{\text{нетто}}$)

- 1 — $K_{\sigma} = 0,8958 + 0,0006534\sigma_B$;
 2 — $K_{\sigma} = 0,8897 + 0,001171\sigma_B$.

Приложение 13

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при изгибе щеки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

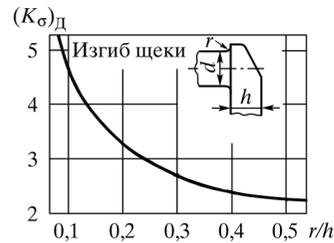


Рис. П13.1. Значение $(K_{\sigma})_д = K_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$ при изгибе щеки коленчатого вала при $d = 40...70$ мм

Модель для расчета: $(K_{\sigma})_д = 1,6878 \cdot [(r/h) - 0,05338]^{-0,3333}$
или $(K_{\sigma})_д = \frac{1}{0,5488 + 0,1459 \cdot \ln(r/h)}$.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при кручении шейки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

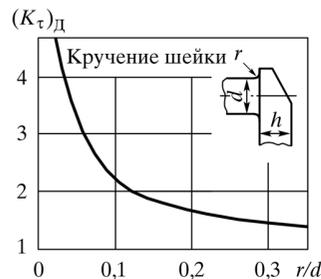


Рис. П13.2. Значение $(K_{\tau})_д = K_{\tau}/\epsilon_{\tau}$ при кручении шейки коленчатого вала при $d = 40...70$ мм

Модель для расчета: $(K_{\tau})_д = 0,4599 \cdot 3,1207^{(r/d)} (r/d)^{-0,6487}$
или $(K_{\tau})_д = \frac{1}{-0,6789 + 1,7717 \cdot (r/d)^{0,2001}}$.

Приложение 14

Указания к приложениям 2—13

1. В тех случаях когда известен эффективный коэффициент концентрации при изгибе K_{σ} и нет данных о K_{τ} при кручении, последний можно определить по формуле $K_{\tau} = 1 + 0,6(K_{\sigma} - 1)$.

2. Графики эффективных коэффициентов концентрации для валов с поперечным отверстием (см. прил. 4, рис. П4.1—П4.3) и со шпоночным пазом (см. прил. 12, рис. П12.1 и П12.2) построены на основе вычислений пределов выносливости по нетто-сечению. При использовании этих данных номинальные напряжения следует вычислять по формулам

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \tau_n = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\rho \text{ нетто}}}.$$

В таблице, приведенной ниже, приведены приближенные формулы для $W_{\text{нетто}}$ и $W_{\rho \text{ нетто}}$, обеспечивающие достаточную для практических расчетов прочность. Заметим, что точность вычисления увеличивается при уменьшении отношений a/d и b/d .

3. Коэффициенты влияния абсолютных размеров при кручении для стали (см. рис. 35 основного текста) принимаются одинаковыми для деталей с концентраторами напряжений и без них.

4. При построении графиков, приведенных в приложениях, использовались средние значения эффективных коэффициентов концентрации; предельные значения могут быть в некоторых случаях на 10...20 % выше указанных.

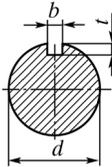
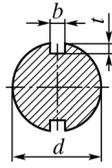
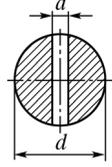
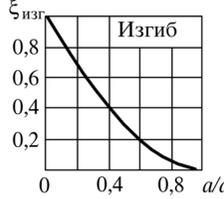
Значение K_{τ} для валов с выточкой (прил. 6, рис. П6.1—П6.3) несколько занижены.

5. При наличии детали, напрессованной на вал, различают два предела выносливости:

- предел выносливости, соответствующий разрушающим напряжениям в детали;
- предел выносливости, соответствующий началу образования трещин.

Коэффициенты K_{σ} , представленные на рис. П8.1, прил. 8 относятся к разрушающим напряжениям в детали и определены на базе $(10...20) \cdot 10^9$ циклов. Значения K_{σ} , соответствующие началу образова-

Значение моментов сопротивления сечений сложной формы

Форма сечения	Изгиб	Кручение
	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{\rho\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$W_{\text{нетто}} = \xi_{\text{изг}} \cdot W_{\text{брутто}} = \xi_{\text{изг}} \cdot \frac{\pi d^3}{32}$	$W_{\rho\text{нетто}} = \xi_{\text{кр}} \cdot W_{\rho\text{брутто}} = \xi_{\text{кр}} \cdot \frac{\pi d^3}{16}$
		

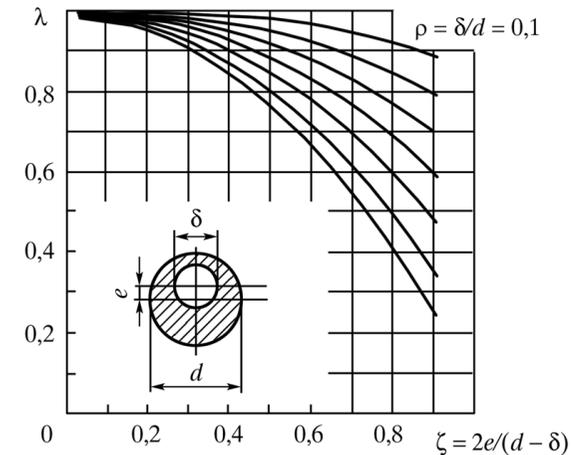
ния трещин в детали, будут выше и в отдельных случаях могут превосходить значения K_{σ} (см. рис. П8.1, прил. 8) в 1,5—2 раза.

Коэффициенты, определенные тем или другим способом, следует использовать в зависимости от особенностей конструкции машины и условий ее работы.

6. Данные, представленные в приложениях, соответствуют полированным или тщательно шлифованным образцам и деталям, не подвергавшимся какой-либо специальной обработке по упрочнению поверхности (поверхностная закалка, азотирование, цементация, обдувка дробью, обкатка роликом и др.). Кроме того, приведенные данные соответствуют условиям работы на воздухе (т. е. при отсутствии коррозионного воздействия на металл) при нормальной температуре и симметричном цикле изменения напряжений.

Приложение 15

График для определения коэффициента $\lambda = f(\zeta)$, учитывающего эксцентриситет отверстия в валу



Приложение 16

Задание для самостоятельной работы

Дано:

1. Эскиз вала (табл. П16.1).
2. Размеры детали (по указанию преподавателя).
3. Величина нормальных и касательных напряжений (табл. П16.2).
4. Состояние поверхности после обработки.
5. Материал вала.

Требуется: определить коэффициент запаса прочности для сложного напряженного состояния.

Таблица П16.1. Эскизы деталей и их размеры

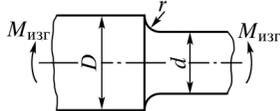
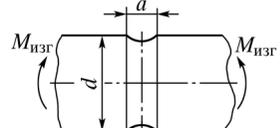
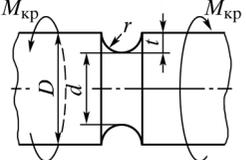
Номер детали	Эскиз	№ п/п	Размеры детали, мм			
			D	d	r	a
1		1	48	32	3	—
		2	50	40	5	—
		3	60	45	5	—
		4	60	50	6	—
		5	75	52	8	—
		6	72	58	7	—
		7	72	60	6	—
		8	75	60	5	—
		9	80	70	7	—
		10	85	60	5	—
2		1	—	35	—	3,5
		2	—	45	—	4,5
		3	—	55	—	5
		4	—	65	—	4,5
		5	—	75	—	5
		6	—	65	—	4,5
		7	—	55	—	5,5
		8	—	45	—	6,5
		9	—	35	—	6
		10	—	45	—	5
3		1	48	45	3	—
		2	50	45	5	—
		3	60	55	5	—
		4	60	54	6	—
		5	75	67	8	—
		6	72	65	7	—
		7	72	66	6	—
		8	75	70	5	—
		9	80	73	7	—
		10	85	80	5	—

Таблица П16.2. Величина нормальных и касательных напряжений (к табл. П16.1)

№ п/п	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	τ_{\max} , МПа	τ_{\min} , МПа
1	100	-80	40	-20
2	200	-65	30	10
3	250	-75	35	-25

Окончание табл. П16.2

№ п/п	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	τ_{\max} , МПа	τ_{\min} , МПа
4	230	-45	50	-20
5	150	-35	45	-25
6	165	-25	35	-35
7	210	-35	40	-30
8	215	-24	50	-35
9	220	46	45	-25
10	225	56	35	20
11	215	45	45	-35
12	245	35	55	-25
13	235	24	56	-25
14	225	-45	65	-35
15	215	-34	75	-45
16	220	-25	45	-35
17	200	-25	57	-45
18	205	-35	76	-65
19	208	-45	78	-75
20	210	-55	56	-35

Материал вала

Приведенные в табл. П16.1 валы изготовлены:

эскиз 1 — из сталей 45Х, 40ХН, 40Х;

эскиз 2 — из сталей 40ХФ, 50ХФ, 12ХНЗА;

эскиз 3 — из сталей 40ХМА, 19ХНВА, 37ХНЗА.

Состояние поверхности

При расчете запасов прочности учесть состояние поверхности валов:

- эскиз 1 — тонкое шлифование;
- эскиз 2 — грубое полирование;
- эскиз 2 — грубое полирование.

Примечание. Необходимость расчета по усталостному разрушению или по текучести устанавливается по предельным значениям k_σ или k_τ (прил. 1, табл. П1.4, П1.5). Если по нормальным и касательным напряжениям расчет запаса прочности ведется по разным критериям, то при сложном напряженном состоянии необходимо произвести расчет как по усталостному разрушению, так по текучести.

Если запасы прочности оказываются ниже нормативных, то разрабатываются мероприятия по повышению прочности, и производится новый расчет.

Приложение 17**Расчет щеки коленчатого вала поршневого двигателя**

1. Нарисовать эскиз коленчатого вала по исходным данным и найти ширину щеки при статическом расчете.
2. Произвести поверочный расчет щеки при действии переменных напряжений и найти общий запас прочности.

Примечание. Размеры щеки могут корректироваться по результатам поверочного расчета или исходя из статистических данных, приведенных в табл. П17.3.

Таблица П17.1. Размеры шеек и нагрузки на коленчатый вал

№ п/п	$D_{кш}$, мм	$D_{шш}$, мм	$r_{кр}$, мм	Изгибающий момент, Н·м		Крутящий момент, Н·м	
				M_{max}	M_{min}	M_{max}	M_{min}
1	75	68	62,5	776	-300	650	-260
2	70	65	60	750	-250	480	-300
3	72	66	58	800	-280	550	-240
4	70	68	56	780	-270	625	-187
5	72	67	57	720	-320	585	-245
6	73	66	55	715	-325	625	-315
7	76	68	62	785	-350	615	-325
8	75	66	60	795	-315	585	-215
9	75	65	58	780	-310	565	-235
10	72	65	58	760	-315	625	-225
11	70	62	55	725	-310	580	-315
12	68	65	50	715	-315	625	-215

Окончание табл. П17.1

№ п/п	$D_{кш}, мм$	$D_{шш}, мм$	$r_{кр}, мм$	Изгибающий момент, Н·м		Крутящий момент, Н·м	
				M_{max}	M_{min}	M_{max}	M_{min}
13	70	65	56	710	-225	615	-210
14	72	66	58	715	-214	610	-213
15	73	65	55	716	-210	612	-211
16	74	65	56	717	-215	611	-210
17	75	68	58	719	-213	595	-209
18	75	67	55	718	-209	597	-207
19	75	66	54	717	-208	596	-204
20	76	66	55	714	-206	585	-202
21	77	65	56	714	-205	575	-187
22	75	65	55	725	-211	585	-202
23	75	66	56	715	-185	575	-185
24	75	65	66	717	-186	585	-186
25	75	65	64	715	-187	595	-187
26	72	66	65	718	-188	585	-186
27	70	65	55	716	-187	596	-187
28	72	65	55	718	-196	593	-189
29	74	65	56	717	-197	595	-192
30	75	66	58	719	-198	596	-193

Таблица П17.2. Размеры шеек и нагрузки на коленчатый вал

№ п/п	$D_{кш}, мм$	$D_{шш}, мм$	$r_{кр}, мм$	Изгибающий момент, Н·м		Крутящий момент, Н·м	
				M_{max}	M_{min}	M_{max}	M_{min}
1	75	68	62,5	717	-300	611	-260
2	70	65	60	719	-250	595	-300
3	72	66	58	718	-280	597	-240
4	70	68	56	717	-270	596	-187
5	72	67	57	714	-320	585	-245
6	73	66	55	714	-325	575	-315
7	76	68	62	725	-350	585	-325
8	75	66	60	715	-315	575	-215
9	75	65	58	717	-310	585	-235
10	72	65	58	715	-315	595	-225
11	70	62	55	718	-310	585	-315
12	68	65	50	716	-315	596	-215
13	70	65	56	718	-225	593	-210
14	72	66	58	717	-214	595	-213
15	73	65	55	719	-210	596	-211
16	74	65	56	776	-215	650	-210
17	75	68	58	750	-213	480	-209
18	75	67	55	800	-209	550	-207
19	75	66	54	780	-208	625	-204
20	76	66	55	720	-206	585	-202
21	77	65	56	715	-205	625	-187

Окончание табл. П17.2

№ п/п	$D_{кш}$, мм	$D_{шш}$, мм	$r_{кр}$, мм	Изгибающий момент, Н·м		Крутящий момент, Н·м	
				M_{max}	M_{min}	M_{max}	M_{min}
22	75	65	55	785	-211	615	-202
23	75	66	56	795	-185	585	-185
24	75	65	66	780	-186	565	-186
25	75	65	64	760	-187	625	-187
26	72	66	65	725	-188	580	-186
27	70	65	55	715	-187	625	-187
28	72	65	55	710	-196	615	-189
29	74	65	56	715	-197	610	-192
30	75	66	58	716	-198	612	-193

Примечание. При расчете щеки рекомендуется учесть данные статистической обработки коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей, проведенной на кафедре ДВС [16]. Для удобства обработки конструктивных размеров КВ ДВС независимо от размеров последних рассмотрим безразмерные величины — относительные размеры, равные отношению основных размеров КВ: диаметров коренной и шатунных шеек $d_{кш}$ и $d_{шш}$, перекрытия Δ , ширины b и толщины h щеки к диаметру цилиндра двигателя D , т. е. $d_{кш}/D$, $d_{шш}/D$, Δ/D , b/D , h/D и r/D . На концентрацию напряжений в элементах вала оказывают влияние следующие конструктивные соотношения: r/h — отношение радиуса галтели к толщине щеки; r/d — отношение радиуса галтели к диаметру шейки; b/d — отношение ширины щеки к диаметру шейки; h/d — отношение толщины щеки к диаметру шейки; Δ/d — отношение перекрытия шеек к диаметру шейки; b/h — отношение ширины к толщине щеки.

В табл. 17.3 приведены результаты статистической обработки величин безразмерных параметров коленчатых валов: размах варьирования соответствующей характеристики R , выборочное среднее значение \bar{x} с 80%-ным доверительным интервалом, стандартное отклонение σ , критерий Пирсона χ^2 и коэффициент вариации v . Выбранный нами 80%-ный доверительный интервал используется при расчете надежности двигателей. По величине коэффициента вариации v можно признать, что распределение основных величин является нормальным.

Таблица П17.3. Статистическая обработка относительных размеров коленчатых валов современных ДВС

Относительные размеры	Размах	Среднее значение и 80%-ный доверительный интервал	Стандартное отклонение	Критерий χ^2	Коэффициент вариации
<i>Коленчатые валы дизелей</i>					
$d_{кш}/D$	0,56...0,93	$0,740 \pm 0,014$	0,073	3,78	0,098
$d_{шш}/D$	0,47...0,86	$0,655 \pm 0,006$	0,033	8,55	0,051
Δ/D	0,05...0,43	$0,154 \pm 0,012$	0,062	4,01	0,407
b/D	0,77...1,48	$1,098 \pm 0,031$	0,158	2,65	0,144
h/D	0,15...0,32	$0,234 \pm 0,008$	0,039	9,44	0,166
r/D	0,02...0,06	$0,041 \pm 0,001$	0,008	8,75	0,182
<i>Коленчатые валы бензиновых двигателей</i>					
$d_{кш}/D$	0,61...0,85	$0,710 \pm 0,009$	0,059	5,10	0,083
$d_{шш}/D$	0,52...0,73	$0,616 \pm 0,005$	0,032	5,21	0,052
Δ/D	0,03...0,40	$0,185 \pm 0,012$	0,077	7,16	0,417
b/D	0,73...1,17	$0,915 \pm 0,017$	0,103	6,90	0,113
h/D	0,13...0,28	$0,208 \pm 0,003$	0,020	2,97	0,096
r/D	0,02...0,04	$0,023 \pm 0,001$	0,004	10,08	0,167

Проведенный анализ позволяет найти пределы изменений $d_{кш}$, $d_{шш}$, Δ , b , h и r в зависимости от диаметра цилиндра D для дизелей и бензиновых двигателей. Полученные данные позволяют определить в первом приближении основные размеры кривошипа коленчатого вала на стадии проектирования двигателя и сопоставить разрабатываемую конструкцию с существующими аналогами.

Оглавление

Предисловие	3	Глава 3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ НАГРУЗКАХ, ПЕРЕМЕННЫХ ВО ВРЕМЕНИ	85
Глава 1. ОБРАЗОВАНИЕ И РАЗВИТИЕ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ МЕТАЛЛА	6	3.1. Расчеты на прочность при одноосном напряженном состоянии и чистом сдвиге (кручении)	85
1.1. Основные понятия	6	3.2. Примеры расчетов	95
1.2. Основные законы прочности при переменных напряжениях. Предел выносливости и опытное его определение	12	3.3. Определение коэффициента запаса при сложном напряженном состоянии	99
1.3. Понятие о физической природе процесса усталостного разрушения	23	3.4. Расчет деталей поршневых двигателей	103
1.4. Обнаружение усталостных трещин	31	3.4.1. Расчет коленчатого вала четырехтактного двигателя	103
Глава 2. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ	38	3.4.2. Расчет поршневого пальца	120
2.1. Влияние типа деформации	38	3.5. Примеры расчетов	125
2.2. Влияние степени несимметрии цикла	40	3.6. Детерминированные модели усталостной долговечности при стационарном нагружении	144
2.3. Схематизированные диаграммы предельных циклов	49	3.7. Расчет деталей на переменные нагрузки с использованием метода конечных элементов	152
2.4. Новые схематизированные диаграммы предельных циклов	52	3.8. Практические мероприятия, принимаемые для повышения усталостной прочности материалов	160
2.5. Влияние концентрации напряжений и абсолютных размеров детали	61	Заключение	167
2.6. Влияние качества обработки поверхности на предел выносливости металлов	72	Литература	168
2.7. Влияние температуры и частоты изменений напряжений	75	Приложения	171
2.8. Примеры расчетов	77		

Гоц Александр Николаевич

Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени

Учебное издание

Редактор *А.А. Чихалкин*
Корректор *О.Н. Картамышева*
Компьютерная верстка *И.В. Кондратьевой*
Оформление серии *П. Родькина*

Подписано в печать 22.12.2012. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 13,0. Уч.-изд. л. 13,7.
Печать офсетная. Бумага офсетная. Тираж 800 экз.
Заказ №

Издательство «ФОРУМ»
101990, Москва — Центр, Колпачный пер., д. 9а
Тел./факс: (495) 625-32-07, 625-52-43
E-mail: forum-knigi@mail.ru

Отдел продаж издательства «ФОРУМ»:

101990, Москва — Центр, Колпачный пер., д. 9а
Тел./факс: (495) 625-52-43
E-mail: forum-ir@mail.ru
www.forum-books.ru

*Книги издательства «ФОРУМ»
вы также можете приобрести:*

Отдел продаж «ИНФРА-М»
127282, Москва, ул. Полярная, д. 31в
Тел.: (495) 380-05-40 (доб. 252)
Факс: (495) 363-92-12

Отдел «Книга-почтой»
E-mail: podpiska@infra-m.ru;
books@infra-m.ru

**Если Вы хотите приобрести наши книги в Москве,
мы можем предложить Вам два варианта:**

Купить книги в офисе издательства «ФОРУМ»

101990, Москва — Центр, Колпачный пер., д. 9а
Тел./факс: (495) 625-52-43
E-mail: forum-ir@mail.ru

Купить книги в одном из указанных книжных магазинов:

Торговый Дом книги «Москва»

Тверская ул., д. 8, стр. 1., м. «Тверская», «Пушкинская»
понедельник—воскресенье: с 10:00 до 01:00.

Книжный магазин «Москва» на Воздвиженке

ул. Воздвиженка, д. 4/7, стр. 1
Ежедневно, круглосуточно

«Московский Дом книги на Новом Арбате»

ул. Новый Арбат, д. 8, м. «Арбатская»
понедельник—пятница: с 09:00 до 23:00,
суббота — воскресенье: с 10:00 до 23:00.

Торговый дом «Библио-Глобус»

Мясницкая ул., д. 6/3, стр. 1., м. «Лубянка»,
«Кузнецкий мост», «Китай-город»
понедельник—пятница: с 09:00 до 22:00, суббота,
воскресенье: с 10:00 до 21:00.

«Молодая гвардия»

ул. Большая Полянка, д. 28, м. «Полянка»
понедельник—суббота: с 09:00 до 21:00,
воскресенье: с 10:00 до 20:00.

«Дом педагогической книги»

ул. Большая Дмитровка, д. 7/5, стр. 1, м. «Охотный ряд»
понедельник—пятница: с 09:00 до 21:00,
суббота: с 10:00 до 21:00,
воскресенье: с 10:00 до 20:00.

Книжный магазин «Фаланстер»

М. Гнездииковский пер., 12/27,
м. «Тверская», «Пушкинская»

Галерея книги «НИНА»

ул. Бахрушина, д.28. м. «Павелецкая»

Книжный магазин «Старый свет»

Тверской бул., 25 (в здании Литературного института,
вход с Б. Бронной ул.) м. «Пушкинская», «Тверская».

Книжная лавка «У Кентавра»

ул. Чайнова, 15, стр. 6. м. «Новослободская»

**Также наши книги Вы можете приобрести
в Санкт-Петербурге**

«Санкт-Петербургский Дом книги» (Дом Зингера)

Невский пр., д. 28. м. «Невский проспект»
Ежедневно с 9:00 до 24:00.

**Издательство «ФОРУМ» приглашает к сотрудничеству
организации, авторские коллективы и авторов**

**Мы будем благодарны Вам
за любые предложения и рекомендации**