

Н.И. Пекельный, А.Г. Дибир

# Расчет на прочность при действии повторно-переменных нагрузок



#### МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»

75-летию ХАИ посвящается

Н. И. Пекельный, А. Г. Дибир

# Расчет на прочность при действии повторно-переменных нагрузок

Учебное пособие

Харьков «ХАИ» 2004

УДК 539.385

Расчет на прочность при действии повторно-переменных нагрузок / Н. И. Пекельный, А. Г. Дибир. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2004. – 74 с.

Изложена методика расчета на прочность при действии повторнопеременных нагрузок на отдельные конструктивные элементы типа вала при реализации изгиба с кручением и наличии различных концентраторов напряжений. Приведены таблицы и графики справочных данных для некоторых материалов, типов концентраторов напряжений и видов поверхностной обработки деталей. Даны рекомендации по использованию этих данных, а также примеры выполнения домашнего задания по указанной теме.

Для студентов, изучающих курс «Сопротивления материалов» при самостоятельной работе.

Ил. 35. Табл. 8. Библиогр.: 8 назв.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.В. Буланов, д-р физ.-мат. наук, проф. П.П. Лепихин

© Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», 2004 г.

#### ПРЕДИСЛОВИЕ

Пособие содержит теоретический материал, необходимый для самостоятельного изучения раздела курса «Механика материалов и конструкций», исходные данные для домашнего задания, два примера его выполнения и справочные данные.

Для улучшения усвоения материала в конце каждого параграфа приведены вопросы для самоконтроля. Правильные ответы на них помогут Вам хорошо подготовиться к выполнению домашнего задания.

В пособии используются *пиктограммы* (маленькие картинки). Их назначение заключается в следующем:



Совет, который позволит сэкономить время и решить возникшие проблемы.

подробности



Подробности, которые необходимы для более глубокого изучения материала раздела, но не являются обязательными к усвоению.



Это следует обязательно усвоить, прежде чем продолжить изучение материала.



Контрольные вопросы. Дайте на них четкие ответы, а затем приступайте к изучению следующего параграфа.

Надеемся, что эти пиктограммы облегчат Вам изучение теоретического материала и выполнение домашнего задания.

Итак, первый совет:



Прежде, чем приступить к выполнению домашнего задания, следует усвоить теоретический материал. Это позволит существенно сократить затраты времени на выполнение домашнего задания.

#### введение

Влияние периодически изменяющегося напряжения на прочность материалов было обнаружено давно. Еще в 1823 году явление «усталости» материала наблюдалось в цепях для крепления морских мин, а несколько позже — в рудничных цепях. Тогда же впервые были проведены испытания цепей, а также железных и чугунных балок путем приложения повторных нагрузок. С развитием железнодорожного транспорта и повышением скоростей увеличилось количество поломок в подвижном составе. В 1849 году на заседании общества инженеровмехаников (президент – создатель локомотива Роберт Стефенсон) был заслушан доклад Мак-Конелла «О железнодорожных осях», в котором говорилось «о порче осей вследствие сотрясений и вибраций ввиду своеобразной их формы». Требовалось более тщательное изучение свойств материалов при переменных напряжениях.

Впервые систематические исследования в области усталости материалов были проведены А. Вёлером (1819 – 1914). Он сконструировал опытные образцы машин. Проведенные им в течение 18 лет (1852—1870) исследования в области усталости дали возможность установить основные принципиальные положения, касающиеся явления усталости металлов, и создать методику усталостных испытаний.

Профессор Харьковского технологического института В. Э. Тир в 1902 г. предложил для оценки сопротивляемости материалов действию переменных нагрузок «диаграмму упругих состояний материалов». В дальнейшем различными авторами было разработано несколько типов аналогичных диаграмм, получивших широкое распространение при усталостных расчетах. В 1913 г. вышла монография профессора В. Л. Кирпичева «Усталость металлов», явившаяся вкладом в теорию изучения причин возникновения усталости в металлах. В 1914 г. профессором М. А. Воропаевым были опубликованы исследования по усталости чугунов. В период 1920 – 1922 гг. в Киеве профессором К. К. Симинским проводились опыты по изучению усталости мостового железа.

В 30-е годы XX века, когда впервые были разработаны и введены в практику методы борьбы с усталостью авиаконструкций, предотвращение усталостных разрушений было лишь частной задачей, касающейся агрегатов винтомоторной группы (винтов, подмоторных рам, бензо- и маслобаков). В 40-е годы XX века борьба с усталостью авиаконструкций стала одной из основных проблем обеспечения прочности. Это было вызвано следующими обстоятельствами: создание более совершенных конструкций увеличивало их срок службы, который ранее определялся главным образом моральным старением, при одновременном уменьшении излишних запасов прочности; интенсивность использования самолетов сильно возросла.

Во время второй мировой войны, вероятно, вследствие усталости разрушились двадцать английских бомбардировщиков «Веллингтон». Однако считается, что первая катастрофа из-за усталостной прочности произошла в 1945 году с самолетом «Стинсон»: было обнаружено усталостное разрушение лонжерона.

Исследования усталости авиаконструкций связаны с именами отечественого ученого Н. И. Марина и немецкого ученого Е. Гасснера, которые показали, что не только вибрационные нагрузки, вызывающие усталостные разрушения в элементах конструкции винтомоторной группы, но и повторяющиеся в каждом полете циклы изменения подъемной силы, нагрузок от болтанки и т.п. могут вызвать усталостные разрушения элементов основной силовой конструкции самолета (крыла, фюзеляжа, оперения, шасси и т. д.). В работах этих ученых поставлены многие задачи, определяющие проблему усталости авиаконструкций. Н. И. Марин развил представление об усталости при действии повторно-статических (малоцикловых) нагрузок, к которым относятся нагрузки функционирования и динамические низкочастотные нагрузки от действия неспокойного воздуха, неровностей аэродромов и т. п. Дальнейшие исследования в этом направлении привели к созданию нового раздела науки о прочности материалов — малоцикловой усталости (С. В. Серенсен, Р. М. Шнейдерович, Л. Ф. Коффин, С. С. Мэнсон и др.). На основе исследований Н. И. Марина была разработана методика натурных испытаний на усталость планеров самолетов и их агрегатов. С начала 50-х годов XX века проведение таких испытаний стало в СССР обязательным. За рубежом аналогичная методика испытаний была принята лишь после трех катастроф, произошедших с самолетами DH «Комета». По инициативе Н. И. Марина впервые были Выполнены исследования по отработке необходимого ресурса конструкции на стадии проектирования: с проведением усталостных (повторно-статических) испытаний панелей и узлов проектирующихся конструкций. Основную роль в этих работах сыграли А. М. Черемухин, Л. И. Балабух, М. В. Серов.

Е. Гасснером были усовершенствованы методы преобразования всей совокупности циклических нагрузок. Была предложена многоступенчатая программа нагружения для испытаний на усталость. На этой основе были разработаны методики составления программ нагружения для натурных испытаний на усталость как основы сертификации авиаконструкций по требованиям ресурса.

В программах курса сопротивления материалов для всех специальностей должное внимание уделяется расчету на прочность при напряжениях, циклически меняющихся во времени, так как этот вопрос имеет для инженеров большое практическое значение.

#### 1. ПОНЯТИЕ ОБ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ МАТЕРИАЛА

Опыт показывает, что при циклическом (повторно-переменном) нагружении детали разрушаются при максимальных напряжениях существенно меньше предельных, определенных в результате статических механических испытаний. Это разрушение, наблюдаемое, как правило, после реализации достаточно большого числа циклов нагружения, и носит название *усталостного разрушения*. Как правило, разрушение деталей происходит без видимых остаточных деформаций даже в тех случаях, когда они из пластических материалов.

Исследование поверхности излома деталей, разрушенных от действия циклических напряжений, показало, что они имеют две ярко выраженные зоны (рис. 1):



крупнозернистая зона В (окончательный излом): - волокнистое строение (вязкий материал); - крупнокристаллическое строение (хрупкий материал)

Рис. 1

A - гладкая зона, грани кристаллов смятые, часто имеется налет ржавчины (тусклая поверхность), образованная вследствие постепенного развития трещины;

*В* - крупнозернистая зона мгновенного разрушения, имеет характерную для данного материала кристаллическую структуру, образовавшуюся при окончательном изломе ослабленного трещиной сечения детали.

На основе этих наблюдений было высказано предположение, что причиной разрушения материалов является измене-

ние кристаллической структуры, вызванное действием циклических напряжений. Материал как бы «устает» от действия таких напряжений. Поэтому <u>процесс разрушения материалов при действии</u> <u>переменных напряжений был назван усталостью, а способность сопротивляться разрушению</u> <u>при их действии – выносливостью.</u>

#### 1.1. Механизм усталостного разрушения

Большинство материалов, используемых в технике, являются поликристаллическими веществами, состоящими из отдельных зерен, и не представляют собой однородного монолита, каким считается материал согласно гипотезам сопротивления материалов. Зерна большинства металлов (зерно – куб 3·10<sup>-8</sup>...6·10<sup>-8</sup> см) представляют собой совокупность кристаллов, которые, в свою очередь, состоят из системы взаимодействующих между собой атомов, расположенных строго в определенном для данного материала порядке.

Деформация материала связана с искажением кристаллической решетки и изменением межатомных расстояний. Если нагрузки небольшие, то взаимодействие между атомами не нарушается и при разгрузке искажения решетки исчезают. При больших нагрузках в кристаллических зернах по некоторым плоскостям (плоскости скольжения) происходят необратимые сдвиги. Получившееся при этом новое образование оказывается более прочным в результате усиления плоскостей скольжения внутри отдельных зерен. Однако процесс сдвига сопровождается появлением зон, где атомные связи нарушаются и появляются микротрещины.

При циклическом нагружении в неблагоприятно расположенных зернах материала происходит накопление микротрещин, которые растут и могут образовать макротрещину. Макротрещина является очагом концентрации напряжений у ее краев. Механизм образования трещин и разрушения материалов при циклических нагрузках весьма сложен и изучен не до конца. Природа усталостного разрушения обусловлена особенностями молекулярного и кристаллического строения вещества. Поэтому модель сплошной среды неприемлема при его изучении. Создание теоретических основ усталостной прочности и разрушения материалов связано с изучением межатомных и межкристаллических связей и квантового характера их взаимодействия. Однако физика твердого тела в настоящее время не может служить базой для создания такой теории. Решение этой проблемы очень актуально. Установлено, что до 90% всех поломок деталей машин и конструкций происходит из-за усталостных трещин. Эти поломки очень опасны, так как могут привести к авариям и катастрофам.

Таким образом, механизм образования трещин при повторно-переменных нагрузках весьма сложен и не может считаться полностью изученным. Из несомненных положений теории усталости можно отметить следующие:

- 1) процессы, происходящие при повторно-переменных нагрузках в металле, носят резко выраженный местный характер;
- из двух видов напряжений нормальных и касательных решающее влияние на процессы усталости до образования первой трещины включительно имеют касательные напряжения, вызывающие пластические сдвиги и разрушение.

Развитие усталостной трещины может ускоряться при наличии растягивающих напряжений как у пластичных, так и в особенности у малопластичных и хрупких материалов типа чугуна, в которых появление трещины отрыва значительно повышает чувствительность к растягивающим напряжениям. Образование трещин чаще всего наблюдается в зернах, лежащих ближе к поверхности детали. Объясняется это тем, что поверхностные слои материала в известной степени имеют следы повреждений различными технологическими операциями при обработке детали (внутренние напряжения, следы механической обработки), так как наружные слои испытывают наибольшие напряжения (при изгибе и кручении).

Предел выносливости определяют экспериментально. Он зависит от ряда факторов, в частности, от формы и размеров детали, способа ее обработки, состояния поверхности детали, вида напряженного состояния (растяжение—сжатие, кручение, изгиб и т. п.), закона изменения нагрузки во времени при испытаниях и т. п.

Поэтому вопросы усталостной прочности материалов решаются в основном экспериментальными методами. Объединение и систематизация опытных данных – основное содержание теории усталостной прочности.



#### Контрольные вопросы

- 1. Что называют усталостью?
- 2. Что называют выносливостью?

- 3. Какой характер носят процессы, происходящие в металле при повторно-переменных нагрузках, – локальный или общий?
- 4. Какие напряжения нормальные или касательные имеют определяющее влияние на образование усталостной трещины?

#### 2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛОВ

Напряжения в поперечных сечениях элемента конструкции могут изменяться во времени закономерно или хаотически. При рассмотрении сопротивления материалов действию переменных нагрузок, которые часто встречаются на практике, предполагается, что возникающие при этом напряжения являются периодическими функциями времени  $\sigma = f(t)$  с периодом, равным *T* (рис. 2).

<u>Совокупность всех значений напряжений за время одного периода называется циклом напряжений.</u>



Рис. 2

Для деталей машин характерно циклическое изменение напряжений во времени, которое может быть задано в виде  $\sigma = \sigma_m + \sigma_a \sin \omega t$  (рис. 3).



На усталостную прочность в основном влияют максимальные  $\sigma_{max}$  и минимальные  $\sigma_{min}$  напряжения цикла. Цикл характеризуется следующими напряжениями:  $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$  – среднее постоянное напряжение цикла;  $\sigma_{a} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} -$ амплитуда цикла;  $\sigma_{\max} = \sigma_{m} + \sigma_{a}; \ \sigma_{\min} = \sigma_{m} - \sigma_{a};$ 

 $2\sigma_a$  – размах цикла.

Важнейшей характеристикой цикла нагружения является коэффициент асимметрии этого цикла:

 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$  - характеристика цикла (коэффициент асимметрии цикла).

Можно выделить следующие типы циклов:

 $\sigma_{\rm max} = -\sigma_{\rm min}$ , r = -1 – симметричный цикл;

 $\sigma_{\max} \neq -\sigma_{\min}$  – асимметричный цикл;

 $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$  – одного знака (r > 0) – знакопостоянный цикл;

 $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\min}$  – разных знаков ( r < 0 ) – знакопеременный цикл;

 $\sigma_{\max}$ или  $\sigma_{\min} = 0$  – пульсационный (пульсирующий) цикл.

Если  $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma = const$ , r = 1 – постоянная статическая нагрузка.

Циклы, у которых r одинаковые, называются подобными. Понятно, что  $-\infty \le r \le +\infty$ . Различные виды циклов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Вид цикла	$\sigma_{\scriptscriptstyle  m max}$ , $\sigma_{\scriptscriptstyle  m min}$	$\sigma_{_m},\sigma_{_a}$	r
$\sigma \qquad \sigma_{max} \qquad t$	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} > 0$	$\sigma_m = \sigma_{\max} =$ $= \sigma_{\min} > 0, \sigma_a = 0$	<i>r</i> = +1
$\sigma \xrightarrow{\sigma_{max}}_{\sigma_{min}} \xrightarrow{\sigma_{max}}_{t}$	$\sigma_{ m max} > 0$ $\sigma_{ m min} > 0$	$\sigma_m > 0$ $\sigma_a \neq 0$	0 < <i>r</i> < +1

Виды циклов, определяемые r

Окончание табл. 1

Вид цикла	$\sigma_{_{ m max}}$ , $\sigma_{_{ m min}}$	$\sigma_{_m},\sigma_{_a}$	r
$\sigma \qquad \qquad$	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} = 0$	$\sigma_m > 0 = \frac{\sigma_{\max}}{2}$ $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} > 0$	<i>r</i> = 0
$\sigma \uparrow \qquad $	$\sigma_{ m max} > 0$ $\sigma_{ m min} < 0$	$\sigma_m > 0$ $\sigma_a \neq 0$	-1 < r < 0
$\sigma \uparrow \sigma_{max} \\ \sigma_{min} \\ \sigma_{min} \\ \tau$	$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} > 0$ $\sigma_{\min} < 0$	$\sigma_m = 0$ $\sigma_a = \sigma_{\max}$	<i>r</i> = -1
$\sigma$ $\sigma_{max}$ $\sigma_{max}$	$\sigma_{ m max} > 0$ $\sigma_{ m min} < 0$ $\sigma_{ m max} <  \sigma_{ m min} $	$\sigma_m < 0$ $\sigma_a \neq 0$	$-\infty < r < -1$
$\sigma + f$	$\sigma_{ m max}=0$ $\sigma_{ m min}<0$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min}}{2}$ $\sigma_a = \frac{1}{2}  \sigma_{\min} $	$r = \pm \infty$
$\sigma \xrightarrow{\sigma_{min} \\ \sigma_{max}} t$	$\sigma_{ m max} < 0$ $\sigma_{ m min} < 0$	$\sigma_m < 0$ $\sigma_a \neq 0$	+1< <i>r</i> <+∞
$\sigma \qquad \sigma_{m in} \qquad t$	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} < 0$	$\sigma_m = \sigma_{\max} =$ $= \sigma_{\min} < 0, \sigma_a = 0$	<i>r</i> = +1

Произвольный цикл нагружения может быть представлен как сумма статического нагружения и симметричного цикла (рис. 4).





#### Контрольные вопросы

- 1. Что такое цикл напряжений (нагружения)?
- 2. Приведите формулу для определения характеристики цикла (коэффициента асимметрии цикла)?
- 3. Какой цикл нагружения называют симметричным? Чему равен параметр этого цикла?
- 4. Какой цикл нагружения называют асимметричным?
- 5. Какой цикл нагружения называют знакопостоянным? Какое значение имеет параметр этого цикла?
- 6. Какой цикл нагружения называют знакопеременным? Какое значение имеет параметр этого цикла?
- 7. Какой цикл нагружения называют пульсационным (пульсирующим)? Какое значение имеет параметр этого цикла?
- 8. Чему равен параметр цикла при постоянной статической нагрузке?
- 9. Какими составляющими удобно представлять произвольный цикл нагружения?

## 3. ПРЕДЕЛ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ И ЕГО ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Как отмечалось ранее, появление и развитие усталостных трещин обусловлено действием переменных во времени напряжений. С другой стороны, практика показывает, что при правильном расчете детали машин и элементы конструкций могут подвергаться циклическим напряжениям неограниченно долго без разрушения.



<u>Максимальное напряжение, при котором материал способен</u> <u>сопротивляться, не разрушаясь при любом произвольно большом</u> <u>числе повторений переменных нагрузок, называется пределом вы-</u> <u>носливости (пределом усталости)</u>.

Основной проблемой расчетов на выносливость является определение условий, при которых появляются и развиваются усталостные трещины. Её решают экспериментально, путем проведения специальных испытаний. Наиболее широкое распространение получили испытания на усталость при чистом изгибе и симметричном цикле изменения напряжений, возникающих при вращении круглого образца (рис. 5). Таким образом реализуется ротационный изгиб при симметричном циклическом нагружении. Количество циклов фиксируется счетчиком оборотов (циклов).



т ис. *J* 

При вращении образца его наружные волокна будут испытывать попеременно то растяжение, то сжатие (при повороте на 180°).

Для испытаний изготавливают партию одинаковых образцов (6 – 12 шт.) диаметром d = 7...10 мм. Образцы испытывают при различных условиях нагрузки. На первый образец дают нагрузку, вызывающую напряжения  $\sigma = (0,8...0,7)\sigma_{e}$ ), а на последующих нагрузку снижают. В результате испытаний определяют число циклов N, которые выдерживает образец до разрушения. По полученным данным строят график зависимости  $\sigma_{max} = f(N)$ , который называется кривой усталости или кривой Вёллера (рис. 6).



Рис. 6

С уменьшением  $\sigma_{max}$  число циклов N до разрушения образца быстро возрастает и кривая асимптотически приближается к некоторой прямой – асимптоте. Асимптота отсекает на оси ординат напряжение, при котором материал не разрушается при любом числе циклов. Это напряжение называется <u>пределом выносливости</u> или <u>пределом усталостной прочности</u> и обозначается  $\sigma_r$ . Индекс r - коэффициент асимметрии цикла. Другими словами, пределом усталости материала  $\sigma_r$  называют такое максимальное напряжение цикла нагружения, при котором образец выдерживает без разрушения неограниченное число циклов нагружения. Опыты показывают, что для большинства черных металлов кривая выносливости и ее асимптота практически сливаются при  $N = 10^7$  (это число циклов называется базой). Исходя из этого полагают, что если образец не разрушился до  $10^7$  циклов, то он не разрушится и при более длительных испытаниях.

Кривая выносливости для цветных металлов с ростом N спадает постепенно и не имеет асимптоты ни при каком числе циклов. Это означает, что для таких материалов не существует истинного предела выносливости. За базу испытаний в этом случае принимают  $N = 10^8$ . Максимальное напряжение, соответствующее этому числу циклов, называется <u>условным пределом усталости</u>.

Если максимальные напряжения цикла превышают предел усталостной прочности, то в материале образца будут развиваться усталостные трещины, что может привести к его разрушению.



По кривой Веллера бывает трудно определить предел усталостной прочности. Поэтому при ее построении зачастую в качестве абсциссы используют не N, а 1/N или  $\lg N$ .

По графикам, изображенным на рис. 7 и 8, предел выносливости определяется более точно.



#### Рис. 7

Рис. 8

При испытаниях на усталость наблюдается большой разброс экспериментальных данных, и для получения достоверных результатов требуется испытание большого числа образцов с последующей статистической обработкой этих результатов. Поэтому испытания на усталость являются трудоемкой и длительной операцией. В связи с этим представляет большой практический интерес установление связи между пределом выносливости и известными прочностными характеристиками материала. На основании многочисленных экспериментальных данных установлены следующие эмпирические зависимости:

а. для черных металлов:

 $\sigma_{-1}^{H} = (0, 4...0, 5)\sigma_{e} -$ изгиб,  $\sigma_{-1}^{o} = 0,28\sigma_{e} -$ растяжение-сжатие,  $\tau_{-1} = 0,22\sigma_{e} -$ кручение;

- <u>б.</u> для цветных металлов:  $\sigma_{-1}^{H} = (0,24...0,5)\sigma_{e} -$ изгиб;
- <u>в.</u> для стали:  $\sigma_{-1}^{o} = 0,7\sigma_{-1}^{H},$  $\tau_{-1} = 0,55\sigma_{-1}^{H};$

г. для чугуна:  

$$\sigma_{-1}^{o} = 0,63\sigma_{-1}^{H},$$
  
 $\tau_{-1} = 0,8\sigma_{-1}^{H}.$ 

Приведенные соотношения являются весьма приблизительными.

Следует отметить, что предел усталостной прочности не является характеристикой только таких свойств материала, как модуль упругости или коэффициент Пуассона. Он зависит от многих факторов: условий проведения эксперимента, температуры, формы и размеров образцов, состояния поверхности и т.д., а величина максимального напряжения не определяет полностью процесс усталостного разрушения.



#### Контрольные вопросы

- 1. Какое напряжение называют пределом выносливости (пределом усталости)?
- 2. Как проводят испытания на усталость?
- 3. Приведите графики с кривыми Веллера для цветных и черных металлов.
- 4. Какое число циклов называют базой?
- 5. Поясните, что называют условным пределом усталости?

### 4. ДИАГРАММА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ИЛИ ДИАГРАММА ПРЕДЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Чтобы охарактеризовать сопротивляемость материала действию переменных напряжений с различной асимметрией цикла, строят так называемую *диаграмму предельных напряжений* (рис. 9). В ней по оси ординат откладывают наибольшее  $\sigma_{max}$  и наименьшее  $\sigma_{min}$  напряжения цикла, а по оси абсцисс — среднее напряжение цикла  $\sigma_m$  (диаграмма Смита). Их предельные значения  $\sigma_{rmax}$ ,  $\sigma_{rmin}$ ,  $\sigma_{rm}$  определяют при данной характеристике цикла опытным путем в результате построения кривых усталости.

Обычно начинают с симметричного цикла (r = -1). Предельным напряжением в этом случае будет предел выносливости  $\sigma_{-1}$ . Следовательно,  $\sigma_{-1 \max} = \sigma_{-1}; \ \sigma_{-1 \min} = -\sigma_{-1}; \ \sigma_{-1m} = 0.$  Этому циклу на диаграмме соответствуют точки *A* и *A'*, лежащие на оси ординат.



Рис. 9

Испытав партию образцов из данного материала при определенном значении характеристики цикла  $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ , найдем наибольшее и наименьшее значения напряжений, при которых материал работает на пределе выносливости  $\sigma_r$ , т. е.  $\sigma_{r\max} = \sigma_r$ ;  $\sigma_{r\min} = r\sigma_r$ ;  $\sigma_{rm} = \frac{\sigma_{r\max} + \sigma_{r\min}}{2}$ .

Нанесем на диаграмму точки M и N, абсцисса которых равна  $\sigma_r$ , а ординаты — соответственно  $\sigma_{r \max}$  и  $\sigma_{r \min}$ . Поступая подобным образом для ряда других значений r, получаем точки  $M_1$  и  $N_1$ ,  $M_2$  и  $N_2$  и т. д.

Соединяем линиями все точки, изображающие максимальные и минимальные предельные напряжения циклов. Очевидно, правая крайняя точка диаграммы (точка *D*) соответствует циклу, при котором  $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m$ , r = 1, т. е. постоянной нагрузке. Предельным напряжением в этом случае является предел прочности материала. Следовательно, абсцисса и ордината точки *D* равны пределу прочности материала. Таким образом, ординаты точек линии *AD* соответствуют пределам выносливости материала при различных значениях коэффициента асимметрии циклов.

Легко убедиться, что лучи, проходящие через начало координат диаграммы предельных напряжений, являются геометрическим местом точек, характеризующих циклы с одинаковым коэффициентом асимметрии  $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ . Действительно,  $tg\beta = \frac{\sigma_{r\max}}{\sigma_{rm}} = \frac{2\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1+r}$ .

Для определения предела выносливости материала при данном значении коэффициента асимметрии r нужно вычислить по приведенной формуле угол  $\beta$  и провести луч под этим углом до пересечения с линией AD; ордината точки пересечения равна величине  $\sigma_r$ .

В случае циклического кручения диаграмма строится по одну сторону от оси ординат и имеет аналогичный вид.



Рис. 10



Диаграмму предельных напряжений можно строить также в координатах  $\sigma_a - \sigma_m$  (диаграмма Хейя), т. е. по оси ординат откладывать предельную амплитуду  $\sigma_a$  цикла, а по оси абсцисс — среднее напряжение  $\sigma_m$  цикла (рис. 10). На этой диаграмме прямая, проведенная из начала координат под некоторым углом, также характеризует циклы с одинаковой асимметрией.

Построим приближенную диаграмму Смита. Для ее построения достаточно

знать три механические характеристики:  $\sigma_T$ ,  $\sigma_0$ ,  $\sigma_{-1}$  (рис. 11). Ломаная *ABCD* и есть приближенная диаграмма Смита (диаграмма предельных напряжений при циклическом нагружении).

Рассмотрим место расположения подобных циклов на приближенной диаграмме Смита (рис. 12). Покажем, что лучи, проходящие через начало координат диаграммы, как и прежде, являются геометрическим местом точек, характеризующих циклы с одинаковым коэффициентом асимметрии r = const.

Пусть точка  $M(\sigma_m, \sigma_{\max})$ , соответствующая известному циклу, и точка предельного напряжения  $E(\sigma_{mr}, \sigma_r)$  находятся на одном луче *оME*. Тангенс угла  $\beta$  можно получить двояко:

$$tg\beta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \left| \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \right| = \frac{2\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1+r_1};$$
  
$$tg\beta = \frac{\sigma_r}{\sigma_{rm}} = \left| \sigma_{rm} = \frac{\sigma_r + \sigma_{\min}}{2} \right| = \frac{2\sigma_r}{\sigma_r + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1+r_2}.$$



Рис. 12

Так как левые части обоих выражений равны, то равны и правые, а это возможно при условии  $r_1 = r_2$ . Следовательно, на этой диаграмме усталостной прочности все подобные циклы нагружения изображаются точками, лежащими на луче, проведенном из начала координат. Исходя из этого, на основании рис. 12 можно определить предел усталости для произвольного цикла. Очевидно, что  $\sigma_r = \sigma_{-1} + EE'$ . Поскольку  $\Delta AEE' \propto \Delta ABB'$ , то EE'/BB' = AE'/AB', где  $BB' = \sigma_o - \sigma_{-1}$ ;  $AE' = \sigma_{rm}$ ;  $AB' = \frac{\sigma_o}{2}$ , тогда  $EE' = \frac{\sigma_o - \sigma_{-1}}{\sigma_o} \cdot 2 \cdot \sigma_{rm} = \frac{\sigma_o + \sigma_0 - 2\sigma_{-1}}{\sigma_o} \cdot \sigma_{rm} = \left(1 - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o}\right) \cdot \sigma_{rm}$ . Введем обозначение  $\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o}$  (коэффициент чувствительности материала к асим-

метрии цикла нагружения). Окончательно получим:  $\sigma_r = \sigma_{-1} + (1 - \psi_{\sigma}) \cdot \sigma_{rm}$ .



#### Контрольные вопросы

- 1. Для чего необходима диаграмма предельных напряжений?
- 2. Что откладывают по осям диаграммы предельных напряжений Смита?
- 3. Как построить приближенную диаграмму Смита?

- 4. Как называются циклы, имеющие одинаковый коэффициент асимметрии?
- 5. Какое геометрическое место точек имеют подобные циклы на приближенной диаграмме Смита?
- 6. От чего зависит коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла нагружения (приведите формулу)?

#### 5. ПОНЯТИЕ О ТЕОРЕТИЧЕСКОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

Под концентрацией напряжения понимается резкое местное изменение поля напряжений в деформированном теле, вызываемое различными источниками и причинами: конструктивными (резкое изменение формы и размеров сечения деталей, нарушение сплошности отверстиями и вырезами, инородные включения с отличными от основного материала механическими свойствами и т.д.); технологическими (резкое различие механических свойств материала в поверхностном слое и основном объеме в результате той или иной механической обработки, наличие трещин технологического происхождения и т.д.); концентрацией внешних воздействий (силовых, температурных); трещинами, возникающими в связи с начавшимся разрушением в процессе эксплуатации.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что равномерное распределение напряжений по площади поперечного сечения растянутого или сжатого стержня, определяемое формулой  $\sigma = N/F$ , будет только в тех случаях, когда по длине стержня поперечные сечения постоянны или изменяются весьма плавно. Резкие изменения площади поперечного сечения вследствие наличия поперечных отверстий, выкружек, канавок и надрезов приводят к неравномерному распределению напряжений и вызывают концентрацию напряжений (рис. 13).



Рис. 13

Отметим, что изображенная на рис. 13 картина распределения напряжений упрощена, но практически верно отражает сущность явления. Точные исследования показывают, что напряженное состояние в местах концентрации имеет более сложный характер.

<u>Факторы,</u> <u>вызывающие</u> концентрацию напряжений (отверстие, надрез и т. п.), называют концентраторами напряжений. Максимального значения напряжения достигают в непосредственной близо-

сти от него (например, у края отверстия) и ограничиваются сравнительно небольшой частью площади поперечного сечения, т.е. имеют местный характер. Поэтому <u>напряжения у мест концентрации называют местными</u>. Для количественной оценки концентрации напряжений обычно используют отношение  $\alpha_T = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\mu}}$ , где  $\alpha_T$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $\sigma_{\text{max}}$  – максимальное местное напряжение, зависящее в основном от вида концентратора напряжений и радиуса сопряжения отдельных участков стержня (рис. 14);  $\sigma_{\mu} = \frac{P}{F_{\text{min}}}$  – номинальное (среднее) напряжение в ослабленном сечении.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений α определяется методами теории упругости с привлечением соответствующих функций напряжений после решения дифференциального уравнения.



Рис. 14

Совместный учет геометрии концентратора и свойств материалов осуществляется эффективными (действительными) коэффициентами концентрации напряжений, которые определяют, испытывая образцы из данного материала до разрушения ( $K = \frac{P_I}{P_{II}}$ , где  $P_I$  – разрушающая нагрузка образца без концентратора напряжений;  $P_{II}$  – разрушающая нагрузка образца с концентратором напряжений).

Концентрация напряжений – вредное явление в технике. Именно она является причиной разрушения многих машин и сооружений, поэтому при расчете деталей машин на прочность с ней следует считаться и, по возможности, избегать резких изменений сечений, глубоких выточек. Необходимо тщательно обрабатывать поверхность деталей и тем лучше, чем прочнее материал, из которого они изготовлены. Например, мелкие следы от шлифовального круга могут снизить предел прочности закаленной стали на 10...20%.

Концентрация напряжений опасна для хрупких материалов при любых нагрузках ( $K = \alpha$ ). Для пластических материалов, у которых имеется площадка текучести на диаграмме растяжения, концентрация напряжений опасна только при действии динамических и знакопеременных нагрузок. При статических нагрузках рост максимальных местных напряжений приостанавливается при достижении предела текучести  $\sigma_T$ . Это приводит к выравниванию напряжений в ослабленном сечении, т. е. такие материалы мало чувствительны к концентрации напряжений. Для них эффективный коэффициент концентрации напряжении ний близок к единице. Концентрация напряжений описывается следующими параметрами: теоретическим коэффициентом концентрации, показывающим, во сколько раз наибольшее напряжение в зоне концентрации превышает номинальное значение; градиентом изменения напряжений в зоне концентрации; эффективным коэффициентом концентрации напряжений, определяемым как отношение пределов прочности (при статическом нагружении) или пределов выносливости (при циклическом нагружении) гладкого образца и образца с концентратором.

В случае нелинейной упругости или упруго-пластического деформирования для оценки эффекта концентрации напряжений приходится использовать также коэффициент концентрации деформаций и градиент изменения деформаций, которые показывают, во сколько раз повышается интенсивность деформаций и какова их неравномерность в зоне концентрации.

Несущая способность элементов многих конструкций обычно определяется напряженным состоянием и условиями прочности в местах концентрации, так как именно там прежде всего наступает предельное состояние и разрушение.

Изучение напряженно-деформированного состояния в зоне концентрации относится к числу наиболее сложных задач теории упругости, а также к теориям пластичности и ползучести. Это обусловлено:

- а) сложностью геометрической модели;
- б) большой интенсивностью напряжений, часто нелинейностью задач;
- в) необходимостью учета пластичности и ползучести.



Ознакомившись с понятием концентрации напряжений, следует запомнить, что это явление необходимо учитывать не только при усталостном расчете, но и в задачах, связанных с действием статической (постоянной) нагрузки.



#### Контрольные вопросы

- 1. Что понимают под концентрацией напряжений?
- 2. Какие факторы вызывают концентрацию напряжений?
- 3. Как определяется номинальное напряжение в ослабленном сечении (сечении с концентратором)?
- 4. Как определяется и для чего предназначен теоретический коэффициент концентрации напряжений?
- 5. Что учитывает и как определяется эффективный (действительный) коэффициент концентрации напряжений?
- 6. Для каких материалов концентрация напряжений более опасна для пластичных или хрупких?
- 7. Какими параметрами описывается концентрация напряжений?

#### 6. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ПРЕДЕЛА УСТАЛОСТИ

#### 6.1. Влияние размеров детали на усталостную прочность (масштабный фактор)

С увеличением абсолютных размеров деталей усталостная прочность деталей снижается, так как в деталях больших размеров имеется больше внутренних дефектов и других очагов зарождения усталостных трещин. В расчетах это учитывается специальным коэффициентом (масштабный фактор)  $\varepsilon_{\sigma}$  – отношение предела усталости при симметричном цикле нагружения партии образцов, диаметр которых равен характерному размеру детали к пределу усталости при том же цикле нагружения стандартных полированных образцов (d = 7...10 мм):  $\varepsilon_{\sigma} = \frac{\sigma_{-10}}{\sigma_{-1}}$ , где  $\sigma_{-1}$  - предел усталости стан-

дартного образца;  $\sigma_{-1\partial}$  - предел усталости геометрически подобного образца заданных размеров. Масштабный фактор зависит от прочности материала. С повышением ее  $\varepsilon_{\sigma}$  возрастает.

Для расчета элементов машин с учетом влияния размеров детали как при наличии концентраторов напряжений, так и без них существуют специальные графики.

Как показывают эксперименты, при увеличении диаметра до 150...200 мм снижение пределов выносливости образцов при ротационном изгибе может достигать 30...45 %. Опытные данные свидетельствуют о малом влиянии абсолютных размеров на выносливость при однородном напряженном состоянии — растяжении-сжатии. При кручении, как и при изгибе, снижение пределов выносливости с ростом размеров детали проявляется в большей степени. Это следует отнести за счет влияния градиента напряжения.

Снижение пределов выносливости с ростом абсолютных размеров сечений детали можно объяснить также влиянием таких факторов, как:

- уменьшение механической прочности материала по мере увеличения диаметра заготовок даже при условии соблюдения их надлежащей термической обработки;
- изменения свойств поверхностного слоя после механической обработки, поскольку эти изменения оказываются различными при разных размерах детали;
- неоднородность механических свойств и напряженность различных зерен в связи с поликристаллической структурой металла и вытекающего отсюда повышения вероятности более раннего усталостного разрушения с ростом размеров детали; этот фактор, по-видимому, является главным.

Падение прочности с ростом размеров особенно сильно выражено у неоднородных металлов, например у серого чугуна: с увеличением размера с 5...10 до 50 мм снижение  $\sigma_e$  и  $\sigma_{-1}$  для него может достигать 60...70 %.

Исходя из вероятности усталостного разрушения, которую следует считать пропорциональной количеству опасных дефектов на единицу объема наиболее напряженного слоя металла, можно установить влияние абсолютных размеров сечения на прочность.

#### 6.2. Влияние чистоты обработки поверхности на усталостную прочность

С улучшением чистоты обработки поверхности усталостная прочность материала повышается, так как уменьшается количество очагов концентрации напряжений на поверхности детали. В расчетах качество поверхности учитывается коэффициентом качества поверхности

 $\gamma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1\Pi}}$  - отношением предела усталости при симметричном цикле нагружения

партии стандартных полированных образцов к пределу усталости при том же цикле нагружения партии образцов с указанным видом обработки поверхности.

В большинстве случаев поверхностные слои элемента конструкции, подверженного действию циклических нагрузок, оказываются более напряженными, чем внутренние (в частности, это имеет место при изгибе и кручении). Кроме того, поверхность детали почти всегда имеет дефекты, связанные с качеством механической обработки, а также с коррозией, появившейся в результате воздействия окружающей среды. Как следствие, усталостные трещины преимущественно начинаются у поверхности, а плохое качество последней приводит к снижению сопротивления усталости. Например, предел выносливости стальных образцов при грубой обточке снижается на 40 %, а при наличии на поверхности окалины — на 70 %.

Вредное влияние микронеровностей поверхности во многих случаях смягчается пластической деформацией, вызываемой в поверхностном слое механической обработкой и распространяющейся на некоторую глубину, зависящую от режимов резания и, в частности, от величины подачи. При грубой обточке она может достигать 1 мм и более, а при шлифовании и полировании измеряется сотыми долями миллиметра и микрометрами. Пластическая деформация поверхностного слоя может повысить предел усталости на 10...20 %.

На предел выносливости существенное влияние оказывает коррозия. Это влияние будет различным в том случае, когда металл, подвергавшийся коррозии до испытания на усталость, не подвергается ей при испытаниях, и в случае, когда металл подвергается коррозии во время испытаний. В обоих указанных случаях, особенно во втором, коррозия вызывает резкое снижение пределов выносливости (до 70...80 %). При этом снижение предела выносливости при наличии коррозии тем более сильно выражено, чем выше предел прочности металла и чем больше последний склонен корродировать.

Снизить влияние состояния поверхности на усталость можно соответствующими технологическими методами обработки, приводящими к упрочнению поверхностных слоев. Это достигается использованием следующих методов: наклеп поверхностного слоя путем накатки роликом, обдувки дробью и т.п.; химико-термические методы — азотирование, цементация, цианирование; термические — поверхностная закалка токами высокой частоты или газовым пламенем. Они приводят к увеличению прочности поверхностного слоя и созданию в нем значительных сжимающих остаточных напряжений, затрудняющих образование усталостной трещины, а потому влияющих на повышение предела выносливости.

#### 6.3. Влияние концентрации напряжений на предел выносливости

Наиболее важным фактором, снижающим предел выносливости, является концентрация напряжений, вызванная резким изменением формы и (или) размеров детали (входящие углы, отверстия, выточки), а также наличием зоны контакта деталей. Концентрация напряжений содействует зарождению усталостной трещины, которая, развиваясь, приводит к разрушению детали.

При оценке влияния концентрации напряжений на усталостную прочность образца определяют предел выносливости  $\sigma_{-1}$  при симметричных циклах на гладких образцах и образцах таких же размеров с концентратором  $\sigma_{-1K}$ .

Величина  $K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}} > 1$  называется эффективным коэффициентом кон-

центрации напряжений (отношение предела усталости при симметричном цикле нагружения партии стандартных полированных образцов к пределу усталости при том же цикле партии образцов с данным видом концентратора напряжений).

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений имеют меньшие значения, чем теоретические коэффициенты концентрации  $\alpha_{\sigma}^{*}$ , определяемые в предположении упругого поведения материала. Снижение эффекта концентрации напряжений за счет реальных свойств материалов при циклических нагрузках учитывается коэффициентом чувствительности:  $q_{\sigma} = \frac{K_{\sigma} - 1}{\alpha_{\sigma}^{*} - 1}$ . Значения

коэффициента чувствительности для различных материалов приводятся в справочниках. Так, для легированных сталей  $q_{\sigma} = 0,8...0,9$ ; для углеродистых сталей  $q_{\sigma} = 0,5...0,6$ ; для чугуна  $q_{\sigma} \approx 0$ . Следовательно, чем прочнее материал, тем чувствительнее он к концентрации напряжений. Зная коэффициенты чувствительности, можно по  $q_{\sigma}$  определить значения эффективных коэффициентов концентрации:  $K_{\sigma} = 1 + q_{\sigma}(\alpha_{\sigma}^* - 1)$ . Если  $q_{\sigma} = 0$ , то  $K_{\sigma} = 1$  - материал не чувствителен к концентрации напряжений. Если  $q_{\sigma} = 1$ , то  $K_{\sigma} = \alpha_{\sigma}^*$  - материал полностью чувствителен к концентрации напряжений.

подробности



Среда, паузы в испытаниях, тренировочные нагружения, температура и т.д. оказывают влияние на усталостную прочность материала, но они присутствуют не всегда и поэтому учитываются в особых случаях.

Влияние пауз. На предел выносливости оказывают влияние паузы (перерывы в нагружении). При этом в одних случаях влияние пауз незначительно, в других – число циклов до разрушения увеличивается за счет пауз на 15...20 %. Увеличение числа циклов тем больше, чем чаще паузы и чем они длительнее (последний фактор влияет слабее).

**Влияние перегрузок.** Влияние перегрузок, т. е. нагрузок выше предела выносливости, зависит от характера перегрузки. При малых перегрузках до определенного количества циклов предел выносливости повышается, при больших перегрузках после определенного числа циклов — понижается.

Влияние тренировки. Если к образцу приложить напряжение немного ниже предела выносливости и затем постепенно повышать величину переменной нагрузки, то сопротивление усталости можно значительно повысить (явление, называемое тренировкой материала), что широко используется в технике. Упрочнение можно получить при сравнительно кратковременных тренировках (порядка 50000 циклов), но значительных перегрузках. Опыты показывают, что если вначале действует меньшая, а затем бо́льшая перегрузка, то выносливость материала оказывается более высокой, чем в том случае, когда сначала действует бо́льшая, а затем меньшая перегрузка.

**Влияние температуры.** С повышением температуры предел выносливости обычно падает, а с понижением ее растет – как у гладких образцов, так и у образцов с концентраторами.

Для стали при температуре выше 300 °С наблюдается понижение предела усталости примерно на 15...20 % на каждые 100 °С повышения температуры. Правда, у ряда сталей при повышении температуры от 20 до 300 °С предел усталости повышается. Однако это повышение, по-видимому, связано с физикохимическими процессами, происходящими при одновременном влиянии нагрева и переменных напряжений. При повышенных температурах даже при очень большом числе циклов кривая усталости не имеет горизонтального участка. Для гладких образцов даже при 10<sup>8</sup> циклов горизонтальный участок не наблюдается. Влияние концентрации напряжений с повышением температуры в общем уменьшается, однако для ряда сталей, по-видимому, опять-таки за счет физикохимических процессов чувствительность к надрезу сплава увеличивается. При температурах 500...600 °С в стали начинаются процессы ползучести, имеющие место также и при переменных нагрузках даже при симметричном цикле. При понижении температуры с 20 до -190 °С предел выносливости у некоторых сталей увеличивается более чем вдвое, хотя ударная вязкость их при этом понижается. Это еще раз указывает на принципиальное отличие между усталостным и хрупким разрушениями путем отрыва при статических и ударных нагрузках.



#### Контрольные вопросы

- 1. Какие конструктивно-технологические факторы оказывают влияние на величину предела усталости?
- 2. Как влияют абсолютные размеры детали на усталостную прочность?

- 3. Что учитывает в усталостных расчетах масштабный фактор и как он определяется?
- 4. Чем объясняется снижение предела выносливости с ростом абсолютных размеров сечений детали?
- 5. Как влияет чистота обработки поверхности детали на усталостную прочность?
- 6. Что называют коэффициентом качества поверхности?
- 7. Для чего необходимо упрочнять поверхностные слои детали?
- 8. Какой наиболее важный фактор, снижающий предел выносливости детали?
- 9. Что называют эффективным коэффициентом концентрации напряжений при расчетах на усталость?
- 10. Что называют теоретическим коэффициентом концентрации напряжений при расчетах на усталость?
- 11. Каким коэффициентом учитывается снижение эффекта концентрации напряжений за счет реальных свойств материала?

# 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАПАСА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИ ЛИНЕЙНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

Пусть заданы:  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_{0}$ ,  $\sigma_{T}$  – характеристики материала, позволяющие построить диаграмму усталостной прочности (рис. 15) и номинальные напряжения  $\sigma_{m}^{\mu}$  и  $\sigma_{a}^{\mu}$  (рис. 16).



Опыты показывают, что наличие факторов, снижающих усталостную прочность, оказывает влияние только на предельные амплитуды цикла и не влияет на  $\sigma_m$ . Тогда  $\sigma_{max}^{\mu} = \sigma_m^{\mu} + \sigma_a^{\mu}$ . Сохраним  $\sigma_m^{\mu}$  без изменений, так как эта составляющая характеризует статическое нагружение и на него не влияют рассмотренные выше конструкционно-технологические факторы. Учтем

влияние всех этих факторов на переменное напряжение  $\sigma_a^{\scriptscriptstyle H}$ :  $\sigma_a = \sigma_a^{\scriptscriptstyle H} \cdot \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}}$ . Тогда при наличии определенных конструктивно-технических факторов максимальное напряжение можно представить в виде  $\sigma_{\max} = \sigma_m + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a^{\scriptscriptstyle H}$ .

Таким образом, коэффициент запаса усталостной прочности определится как  $n_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1} + (1 - \psi_{\sigma}) \cdot \sigma_{mr}}{\sigma_m^{\mu} + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a^{\mu}}.$  Разделив числитель и знаменатель на  $\sigma_m^{\mu}$ , полу-

чим  $n_{\sigma} = \frac{\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{m}^{H}} + (1 - \psi_{\sigma}) \cdot \frac{\sigma_{mr}}{\sigma_{m}^{H}}}{1 + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \frac{\sigma_{a}^{H}}{\sigma_{m}^{H}}}$ . Так как из подобия  $\Delta OMM'$  и  $\Delta OEE'$ 

(см. рис. 15) следует, что  $\frac{\sigma_{mr}}{\sigma_m^{\mu}} = n_{\sigma}$ , то  $n_{\sigma} = \frac{\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_m^{\mu}} + (1 - \psi_{\sigma}) \cdot n_{\sigma}}{1 + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \frac{\sigma_a^{\mu}}{\sigma_m^{\mu}}}$ . Проведем неко-

торые преобразования. Умножив правую и левую части на знаменатель правой части, получим  $n_{\sigma} + n_{\sigma} \cdot \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_{a}^{n}}{\sigma_{m}^{n}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{m}^{n}} + n_{\sigma} - \psi_{\sigma} \cdot n_{\sigma}$ . После перевода  $n_{\sigma}$  в левую часть:  $n_{\sigma} \cdot \left(\psi_{\sigma} + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_{a}^{n}}{\sigma_{m}^{n}}\right) = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{m}^{n}}$ . Откуда окончательно получим выражение для  $n_{\sigma}$ :  $n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{m}^{n} \cdot \psi_{\sigma} + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{a}^{n}}$ .

Аналогично можно определить, что при сдвиге  $n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_m^{\scriptscriptstyle H} \cdot \psi_{\tau} + \frac{K_{\tau} \cdot \gamma}{\varepsilon_{-}} \cdot \tau_a^{\scriptscriptstyle H}}.$ 



#### Контрольные вопросы

- 1. Какие характеристики материала и номинальные напряжения необходимы при определении запаса усталостной прочности при линейном напряженном состоянии?
- 2. Какие характеристики материала и номинальные напряжения используются при определении запаса усталостной прочности при сдвиге?

- 3. Какие коэффициенты используются при определении запаса усталостной прочности при линейном напряженном состоянии?
- Какие коэффициенты используются при определении запаса усталостной прочности при сдвиге?

#### 8. КРИТЕРИЙ НЕОБХОДИМОСТИ ПРОИЗВОДСТВА УСТАЛОСТНОГО РАСЧЕТА

Установим необходимость проведения усталостного расчета, для чего используем диаграмму Смита (рис. 17). Если расчетное напряжение описывается точкой *M*, лежащей в пределах треугольника *OAC*, то необходимо производить усталостный расчет, а если точкой *L*, находящейся вне этого треугольника, – то нет.



Итак, расчет необходим, если  $\theta \ge \theta_{npe\partial}$  или  $tg\theta \ge tg\theta_{npe\partial}$ . Понятно, что  $tg\theta_{npe\partial} = \frac{\sigma_T}{AC'}$ . Для определения AC' рассмотрим подобие треугольников ACC' и ABB'. Получим  $\frac{AC'}{AB'} = \frac{CC'}{BB'}$ , где  $AB' = \frac{\sigma_o}{2}$ ;  $CC' = \sigma_T - \sigma_{-1}$ ;  $BB' = \sigma_o - \sigma_{-1}$ . Тогда  $AC' = \frac{\sigma_o \cdot (\sigma_T - \sigma_{-1})}{2 \cdot (\sigma_o - \sigma_{-1})}$ . Следовательно,  $tg\theta_{npe\partial}$  с учетом  $\psi_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o}$ выразится так:  $tg\theta_{npe\partial} = \frac{2 \cdot \sigma_T(\sigma_o - \sigma_{-1})}{(\sigma_o - \sigma_{-1})} = \frac{\sigma_T}{\sigma_o} \cdot \frac{2 \cdot (\sigma_o - \sigma_{-1})}{\sigma_o} = \frac{\sigma_T}{\sigma_o} \cdot (1 - \psi_\sigma)$ .

$$tg\theta_{nped} = \frac{2 \cdot \sigma_T (\sigma_o - \sigma_{-1})}{\sigma_o \cdot (\sigma_T - \sigma_{-1})} = \frac{\sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{-1}} \cdot \frac{2 \cdot (\sigma_o - \sigma_{-1})}{\sigma_o} = \frac{\sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{-1}} \cdot (1 - \psi_{\sigma}).$$

Определим  $tg\theta$  из геометрических соображений (рис. 17):

$$tg\theta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H}} = \frac{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H} + \sigma_a}{\sigma_{\max}^{\scriptscriptstyle H}} = \frac{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H} + \sigma_a^{\scriptscriptstyle H} \cdot \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}}}{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H}} = 1 + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_a^{\scriptscriptstyle H}}{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H}}.$$

Теперь неравенство приведенных тангенсов примет вид

$$1 + \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_{a}^{H}}{\sigma_{m}^{H}} \geq \frac{\sigma_{T}}{\sigma_{T} - \sigma_{-1}} \cdot (1 - \psi_{\sigma}).$$

После переноса единицы в правую часть получим

$$\frac{\sigma_a^{\scriptscriptstyle H}}{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H}} \ge \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_T - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_T - \sigma_T + \sigma_{-1}}{\sigma_T - \sigma_{-1}}$$



Окончательно условие необходимости проведения усталостного расчета примет вид

$$\frac{\sigma_a^{\scriptscriptstyle H}}{\sigma_m^{\scriptscriptstyle H}} \ge \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{-1}}$$

Аналогично можно получить условие необходимости проведения усталостного расчета при сдвиге:

$$\frac{\tau_a^{\scriptscriptstyle H}}{\tau_m^{\scriptscriptstyle H}} \ge \frac{\varepsilon_{\tau}}{K_{\tau} \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \cdot \tau_T}{\tau_T - \tau_{-1}}$$



#### Контрольные вопросы

- 1. С помощью какой диаграммы получен критерий необходимости проведения усталостного расчета?
- 2. На какие области луч, соответствующий  $\theta_{\text{пред}}$ , делит диаграмму Смита?
- 3. С каким напряжением сравнивают расчетное для определения запаса прочности при проведении усталостного расчета в случае линейного напряженного состояния и сдвига?

# 9. РАСЧЕТЫ НА УСТАЛОСТЬ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ. ФОРМУЛА ПОЛЛАРДА

Рассмотрим плоское напряженное состояние (рис. 18).



По третьей теории прочности:  $\sigma_{_{3\kappa_{\theta}}}^{III} = \sqrt{\sigma^{2} + 4 \cdot \tau^{2}}$  или  $\sigma_{_{3\kappa_{\theta}}}^{2} = \sigma^{2} + 4 \cdot \tau^{2}$ . Разделив правую и левую части на величини ну  $\sigma_{_{-1}}^{2}$ , получим  $\frac{\sigma_{_{3\kappa_{\theta}}}^{2}}{\sigma_{_{-1}}^{2}} = \frac{\sigma^{2}}{\sigma_{_{-1}}^{2}} + \frac{4 \cdot \tau^{2}}{\sigma_{_{-1}}^{2}}$ . Если предположить, что  $\sigma_{_{-1}} = 2 \cdot \tau_{_{-1}}$ , и поскольку при линейном наряженном состоянии  $\tau_{_{max}} = \frac{\sigma}{2}$ , то  $\frac{\sigma_{_{3\kappa_{\theta}}}^{2}}{\sigma_{_{-1}}^{2}} = \frac{\sigma^{2}}{\sigma_{_{-1}}^{2}} + \frac{4 \cdot \tau^{2}}{(2 \cdot \tau_{_{-1}})^{2}}$ . Обо-

Рис. 18

значив запасы усталостной прочности при сложном напряженном состоянии, по нормальным и касательным напряжениям соответственно  $n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{_{3KG}}};$ 

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma}$$
 и  $n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau}$ , получим  $\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_{\sigma}^2} + \frac{1}{n_{\tau}^2}$ .



Откуда легко можно получить формулу для коэффициента запаса усталостной прочности при плоском напряженном состоянии – формулу Полларда:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \, .$$

Однако в действительности не все так просто, но последняя формула получена также эмпирически. Она носит и другое название – формула Гафа и Полларда, где  $n_{\sigma}$  – запас по нормальным напряжениям в предположении, что касательные напряжения равны нулю, а  $n_{\tau}$  – запас по касательным напряжениям в предположении, что нормальные напряжения равны нулю.



#### Контрольные вопросы

- 1. При использовании какой теории прочности была получена формула Полларда?
- 2. Верно ли утверждение о том, что  $n < \min(n_{\sigma}, n_{\tau})$ ?



### СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ

*Цель задания* – определение запаса усталостной прочности детали при совместном изгибе и кручении.

При циклической нагрузке расчет на прочность обычно выполняют как проверочный. Имея схему нагрузки, предварительно задают размеры и выбирают материал детали. Определив фактический коэффициент запаса прочности для опасного сечения, сопоставляют его с требуемым для данной детали, т.е. проверяют условие  $n \ge [n]$ . Если n < [n], то следует изменить размеры детали, а иногда выбрать другой материал, и вновь определить фактический коэффициент запаса.

Для выполнения домашнего задания студент должен ознакомиться с применяемыми в настоящее время методами расчета деталей при циклической нагрузке, понять физическую сущность усталости материала, уметь практически учитывать влияние различных факторов на усталостную прочность детали.

#### Последовательность выполнения задания

1. Вычертить в масштабе заданную схему детали.

2. Приняв следующий закон изменения нагрузок:  $P_1 = p_0(K_1+K_2\sin\omega t)$ ,  $P_2 = p_0(K_3+K_4\sin\omega t)$ ,  $M_1 = m_0(K_5+K_6\sin\omega t)$ ,  $M_2 = m_0(K_7+K_8\sin\omega t)$ , определить средние и амплитудные значения приложенных к детали нагрузок.

3. Построить эпюры средних и амплитудных изгибающих и крутящих моментов.

4. Рассчитать допускаемые напряжения, максимальные значения изгибающих и крутящих моментов, подобрать из условия прочности диаметр детали.

5. Рассмотрев деформацию изгиба, определить аналитически и графически запас усталостной прочности в опасном сечении.

6. Рассмотрев деформацию кручения, определить аналитически и графически запас усталостной прочности в том же сечении.

7. Найти запас усталостной прочности в опасном сечении при совместном изгибе и кручении.

#### Примечание:

1. 
$$\frac{D}{d} = 1,05...1,5$$
;  $\frac{r}{d} = 0,02...0,2$ ;  $\frac{a}{d} = 0,05...0,25$ ;  $K_T = 3...4$ .

2. Шлицы принимать прямоугольные для четных номеров вариантов и эвольвентные – для нечетных номеров.

3. Для четных номеров вариантов принимать одну шпоночную канавку, а для нечетных – две шпоночные канавки в сечении.



Сведения, необходимые для расчета варианта, приведены в приложении «Справочные данные», «путеводитель» по которым дан на с. 34. Если возникнут затруднения с «опознанием» условных обозначений концентраторов на схеме варианта вала, то следует воспользоваться «подсказкой», приведенной на с. 43.

# Таблица 2

THI	Лин	ейные	раз-	12										0	Тип на-	Качество об-	Материал
арис	L M	еры, м	M	р <sub>0</sub> , Н	ш <sub>0</sub> , Н∙м	К1	К2	К3	К4	К5	К <sub>6</sub>	К <sub>7</sub>	К8	$c^{-1}$	садки втулки	работки по-	детали
В	D	С	l												на вал	верхности	
1	150	440	140	2000	500	0,1	0,5	1,1	1,5	2,1	3,0	1,2	3,1	π	Пр	Полирование	Сталь 50
2	200	390	100	2100	490	0,2	0,6	0,5	1,8	2,2	3,1	1,3	3,2	$\pi/2$	Н	Шлифование	40XH
3	350	340	160	2200	480	0,3	0,7	1,2	1,6	2,3	3,2	1,4	3,3	$\pi/4$	С	Точение	50XH
4	300	290	170	2300	470	0,4	0,8	0,6	1,9	2,4	3,3	4,0	3,5	$\pi/3$	С	Закалка ТВЧ	30XMA
5	350	240	180	2400	460	0,5	0,9	1,3	1,7	2,5	3,4	1,5	3,4	$\pi/5$	Пр	Азотирование	12XH3A
6	400	200	190	2500	450	0,6	1,0	0,7	2,0	2,6	3,5	1,6	3,5	$\pi/6$	Н	Цементация	Сталь 20
7	450	240	190	2600	440	0,7	1,1	1,4	1,8	2,7	3,6	1,7	3,6	π/7	С	Обкатка роли- ками	10XH3A
8	500	230	140	2700	430	0,8	1,2	0,8	2,1	2,8	3,7	4,1	3,6	$\pi/9$	Н	Обдув дробью	18XH3A
9	450	260	150	2800	420	0,9	1,3	1,5	1,9	2,9	3,8	1,8	3,7	$\pi/8$	Пр	Полирование	25XH3A
10	160	340	160	2900	410	1,0	1,4	0,9	2,2	3,0	3,9	0,1	3,7	$\pi/10$	Н	Шлифование	Сталь 60
11	210	350	170	3000	400	1,1	1,5	1,6	2,0	3,1	4,0	1,9	3,8	$\pi/12$	С	Точение	Сталь 15
12	260	300	180	3100	390	1,2	1,6	1,0	2,3	3,2	0,1	0,2	3,9	$\pi/11$	Пр	Закалка ТВЧ	40XH
13	310	240	190	3200	380	1,3	1,7	1,7	2,1	3,3	0,2	2,0	4,0	$\pi/14$	С	Азотирование	Сталь 45
14	360	200	210	3300	370	1,4	1,8	1,1	2,4	3,4	0,3	2,2	4,1	$\pi/15$	Н	Цементация	Сталь 30
15	410	190	180	3400	360	1,5	1,9	1,8	2,2	3,5	0,4	2,3	3,9	π/13	Пр	Обкатка роли- ками	Сталь 60
16	460	150	190	3500	350	1,6	2,0	1,2	2,5	3,6	0,5	0,3	4,0	1,25π	Пр	Обдув дробью	50XH

# Данные к ДЗ «Расчет деталей при циклической нагрузке»

## Продолжение табл. 2

риант	Лин м	ейные еры, м	раз- м	p <sub>0</sub> ,	m <sub>0</sub> ,	К1	К2	K <sub>3</sub>	К4	К5	К <sub>6</sub>	К <sub>7</sub>	К <sub>8</sub>	ω, -1	Тип на- садки	Качество об- работки по-	Материал детали
Baj	b	С	$\ell$	Н	Н∙м					-	-		0	c	втулки на вал	верхности	
17	510	100	170	3600	340	1,7	2,1	1,9	2,3	3,7	0,6	0,4	4,1	1,5π	С	Шлифование	30XMA
18	560	150	120	3700	330	1,8	2,2	1,3	2,6	3,3	0,7	0,5	0,1	1,75π	Н	Полирование	25XH3A
19	170	310	130	3800	320	1,9	2,3	2,0	2,4	3,9	0,8	2,4	0,3	2,0π	С	Шлифование	18XH3A
20	220	290	140	3900	310	2,0	2,4	1,4	2,7	4,0	0,9	0,6	0,5	2,25π	Пр	Точение	10XH3A
21	270	270	150	4000	300	2,1	2,5	2,1	2,5	4,1	1,0	2,5	0,7	2,5π	Н	Обкатка роли- ками	40XH
22	320	250	160	4100	290	2,2	2,6	1,5	2,8	0,1	1,1	0,9	0,7	3π	Н	Цементация	Сталь 45
23	370	220	170	4200	280	2,3	2,7	2,2	2,6	0,2	1,2	1,1	2,6	3,3π	Пр	Азотирование	Сталь 60
24	420	180	180	4300	270	2,4	2,8	1,6	2,9	0,3	1,3	1,4	0,8	3,5π	С	Обдув дробью	40XH
25	470	220	190	4400	260	2,5	2,9	2,3	2,7	0,4	1,4	1,6	2,7	3,7π	С	Шлифование	50XH
26	520	200	180	4500	250	2,4	2,8	1,5	2,8	0,5	3,5	1,3	0,9	4π	Н	Полирование	30XMA
27	570	220	170	4400	260	2,3	2,7	2,2	2,6	0,6	3,0	1,1	2,8	4,5π	Пр	Точение	Сталь 35
28	130	310	160	4300	270	2,2	2,6	1,4	2,7	0,7	3,0	0,9	2,9	4,7π	Пр	Обкатка роли- ками	40XH
29	140	320	150	4200	280	2,1	2,5	2,1	2,5	0,8	3,1	0,6	1,0	5π	Н	Обдув дробью	12XH3A
30	150	330	140	4100	290	2,0	2,4	1,3	2,0	0,9	1,8	0,5	1,1	5,2π	С	Азотирование	Сталь 50
31	160	340	150	4000	300	1,9	2,3	2,0	2,4	1,0	1,9	0,8	1,2	5,5π	Н	Цементация	Сталь 10
32	170	350	160	3900	310	1,8	2,2	1,2	2,5	1,1	2,0	0,9	1,3	6π	Пр	Точение	10XH3A
33	180	360	170	3800	320	1,7	2,1	1,9	2,3	2,8	2,2	1,1	0,3	6,2π	С	Шлифование	30XMA

#### Окончание табл. 2

AAHT	Линейные раз- меры, мм		p <sub>0</sub> ,	m <sub>0</sub> ,	I/	I/	I/	I/	I/	I/	I/	И	ω,	Тип на- садки	Качество об-	Материал детали	
Bapı	b	с	$\ell$	Н	Н∙м	К1	<b>K</b> <sub>2</sub>	К3	К4	<b>K</b> 5	К <sub>6</sub>	<b>K</b> 7	К8	c <sup>-1</sup>	втулки на вал	работки по- верхности	
34	200	370	180	3700	330	1,6	2,0	1,1	2,4	2,9	2,5	1,3	0,4	6,5π	С	Полирование	40XH
35	230	380	170	3600	340	1,5	1,9	1,8	2,2	1,2	2,7	1,5	1,4	6,7π	Пр	Азотирование	18XH3A
36	240	390	160	3500	360	1,4	1,8	1,0	2,3	1,3	2,9	1,7	1,5	7π	Н	Цементация	Сталь 25
37	260	400	150	3400	360	1,3	1,7	1,7	2,1	1,4	3,1	1,9	1,6	7,2π	С	Обкатка роли- ками	50XH
38	280	410	140	3300	370	1,2	1,6	0,9	2,2	1,5	3,3	2,1	3,0	7,5π	Н	Обдув дробью	25XH3A
39	300	400	130	3200	380	1,1	1,5	1,6	2,0	1,6	3,2	2,3	1,7	7,7π	Пр	Точение	Сталь 45
40	320	410	120	3100	390	1,0	1,4	0,8	2,1	1,7	3,1	2,5	1,8	8π	С	Полирование	Сталь 60
41	340	390	130	3000	400	0,9	1,3	1,5	1,9	1,8	3,0	2,7	3,1	$\pi/2$	Пр	Шлифование	25XH3A
42	360	370	140	2900	410	0,8	1,2	0,7	2,0	1,9	2,9	2,5	1,9	π/3	Н	Обкатка роли- ками	18XH3A
43	380	350	150	2800	420	0,7	1,1	1,4	1,8	2,0	2,8	2,3	3,2	π/4	Пр	Точение	Сталь 25
44	430	330	160	2700	430	0,6	1,0	0,6	1,9	2,1	2,7	1,6	2,0	π/5	С	Шлифование	Сталь 50
45	440	310	170	2600	440	0,5	0,9	1,3	1,7	2,2	2,6	1,4	2,1	$\pi/6$	Н	Обдув дробью	30XMA
46	460	260	180	2500	450	0,4	0,8	0,5	1,8	2,3	2,5	1,2	3,3	$\pi/7$	С	Азотирование	10XH3A
47	480	220	190	2400	460	0,3	0,7	1,2	1,6	2,4	2,3	1,4	2,2	$\pi/8$	Пр	Цементация	Сталь 60
48	540	160	180	2300	470	0,2	0,6	0,4	1,7	2,5	2,2	1,9	2,3	π/9	Н	Точение	18XH3A
49	560	120	170	2200	480	0,1	0,5	1,1	1,5	2,6	2,1	2,3	3,4	π/10	Пр	Шлифование	25XH3A
50	580	100	160	2100	490	0,2	0,4	0,3	1,6	2,7	2,0	2,5	3,5	π/11	Н	Полирование	50XH



Для выполнения домашнего задания необходимо воспользоваться справочными данными, приведенными в приложении на с. 61 – 71:

✓ механические характеристики материалов приведены в табл. П.1 на с. 61;

✓ значения коэффициента γ (степень влияния обработки поверхности на предел усталости) указаны в табл. П.2 на с. 62;

✓ значения коэффициентов влияния масштабного фактора на нормальные напряжения при изгибе  $\varepsilon_{\sigma}$  показаны в виде графиков рис. П.1 на с. 63;

✓ значения коэффициентов влияния масштабного фактора на касательные напряжения при кручении  $\varepsilon_{\tau}$  представлены в виде графиков рис. П.2 на с. 64;

✓ эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями при изгибе  $K_{\sigma}$  и при кручении  $K_{\tau}$  приведены на графиках рис. П.З на с. 65;

✓ эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточками при изгибе  $K_{\sigma}$  и при кручении  $K_{\tau}$  определяются графиками рис. П.4 на с. 66;

✓ эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями при изгибе  $K_{\sigma}$  и при кручении  $K_{\tau}$  показаны на графиках рис. П.5 на с. 67; моменты сопротивления ослабленных сечений следует вычислять по формулам, приведенным на с. 67;

✓ эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с одной или двумя шпоночными канавками при изгибе  $K_{\sigma}$  и при кручении  $K_{\tau}$ показаны графиками рис. П.6 на с. 67, а моменты сопротивления ослабленных сечений при одной и двух шпоночных канавках рассчитываются по формулам, приведенным на с. 68; размеры призматических шпонок представлены в табл. П.3 на с. 68;

✓ эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых участков валов при изгибе  $K_{\sigma}$  и при кручении  $K_{\tau}$  приведены на графиках рис. П.7 на с. 68; моменты сопротивления для участков валов с прямоугольными и эвольвентными шлицами вычисляются в соответствии с *примечанием*; размеры прямобочных шлицевых соединений указаны в табл. П.4 на с. 69; для эвольвентных шлицевых соединений значения модуля и диаметра делительной окружности определяются согласно с. 69; основные геометрические параметры эвольвентных соединений приведены в табл. П.5 и П.6;

✓ коэффициенты снижений предела выносливости при изгибе ( $K_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$ ) и при кручении ( $K_{\tau}/\epsilon_{\tau}$ ) для валов у краев насаженных деталей даны графиками рис. П.8 на с. 71 с учетом *примечаний*.



 $M_2$ | **P**₁ **M** <sub>0</sub> M D b С M 2 **P**<sub>1</sub>  $\mathbf{P}_2$ M, D d \_ b M<sub>2</sub> M **P**<sub>1</sub> M, D '**⊾a** b h

Схемы валов к ДЗ «Расчет деталей при циклической нагрузке»

2

4

6

Рис. 19


Рис. 20



Рис. 21



Рис. 22



Рис. 23



Рис. 24

40



Рис. 25



42

Рис. 26



Рис. 27

«Подсказка». На данных схемах условно показаны следующие концентраторы напряжения:



### РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗОК

#### Определение коэффициента усталостной прочности

### Пример 1

Вариант рисунка - № 24; вариант числовых данных - строка № 3 (рис. 28).





Дано: b = 250 мм; c = 340 мм;  $\ell$  = 160 мм; p<sub>0</sub> = 2200 H; m<sub>0</sub> = 480 H·м; K<sub>1</sub> = 0,3; K<sub>2</sub> = 0,7; K<sub>3</sub> = 1,2; K<sub>4</sub> = 1,6; K<sub>5</sub> = 2,3; K<sub>6</sub> = 3,2; K<sub>7</sub> = 3,3; K<sub>8</sub> = 1,4. Тип насадки втулки на вал «С»; точение; материал детали 50XH; частота изменения нагрузки  $\omega = \pi/4 \text{ c}^{-1}$ ; закон изменения нагрузки:

$$P_{1} = p_{0}(K_{1}+K_{2}sin\omega t);$$

$$P_{2} = p_{0}(K_{3}+K_{4}sin\omega t);$$

$$M_{1} = m_{0}(K_{5}+K_{6}sin\omega t);$$

$$M_{2} = m_{0}(K_{7}+K_{8}sin\omega t);$$

$$D/d = 1,5; a/d = r/d = 0,1; K_{T} = 3 \dots 4.$$

Необходимо установить аналитически и графически n<sub>o</sub>; n<sub>t</sub>; n при совместном действии изгиба и кручения.

1. Вычисляем средние и амплитудные значения приложенных к детали нагрузок *(см. с. 8 – 11)*:

$$P_{1,m} = p_0 \cdot K_1 = 2200 \cdot 0,3 = 660 \text{ (H)}; P_{1,a} = p_0 \cdot K_2 \cdot \sin\omega t|_{t=2c} = p_0 \cdot K_2 = 2200 \cdot 0,7 = 1540 \text{ (H)};$$

$$P_{2,m} = p_0 \cdot K_3 = 2200 \cdot 1, 2 = 2640 \text{ (H)}; P_{2,a} = p_0 \cdot K_4 \cdot \sin\omega t|_{t=2c} = p_0 \cdot K_4 = 2200 \cdot 1, 6 = 3520 \text{ (H)};$$

 $M_{1,m} = m_0 \cdot K_5 = 480 \cdot 2,3 = 1104 \text{ (H·m)}; M_{1,a} = m_0 \cdot K_6 \cdot \sin\omega t|_{t=2c} = m_0 \cdot K_6 = 480 \cdot 3,2 = 1536 \text{ (H·m)}.$ 

2. Строим графики действующих внешних циклических нагрузок. При этом  $T = t \cdot 4 = 8$  с. ( $T=2\pi/\omega$ ) (рис. 29, 30 и 31).









3. Строим эпюры средних и амплитудных значений изгибающих и крутящих моментов (рис. 32 – 35).

Рассмотрим действие средних изгибающих моментов.



$$\Sigma M_{B} = 0; \quad -R_{A}^{m}(b+c+\ell) + P_{1,m}(c+\ell) - P_{2,m}\ell = 0;$$
  
$$R_{A}^{m} = \frac{P_{1,m}(c+\ell) - P_{2,m}\ell}{b+c+\ell} = \frac{660 \cdot 0.5 - 2640 \cdot 0.16}{0.25 + 0.34 + 0.16} = -123.2 \text{ (H)}.$$

Меняем направление этой реакции  $R_A^m = 123,2$  (H).

Запишем выражения для моментов на первом и третьем участках:

$$M_{y,m}^{I} = -R_{A}^{m} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=b=0,25\,M} = -123,2 \cdot 0,25 = -30,8 \text{ (HM)};$$
$$M_{y,m}^{III} = -R_{B}^{m} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=\ell=0,16\,M} = -1856,8 \cdot 0,16 = -297,1 \text{ (HM)}.$$

Построим эпюру (рис. 32), учитывая, что функция момента на втором участке линейна.

Рассмотрим действие амплитудных изгибающих моментов.



Запишем выражения для моментов на первом и третьем участках:

$$M_{y,a}^{I} = R_{A}^{a} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=b=0,25M} = 275,7 \cdot 0,25 = 68,9 \text{ (HM)};$$
$$M_{y,a}^{III} = -R_{B}^{a} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=\ell=0,16M} = -2255,7 \cdot 0,16 = -360,9 \text{ (HM)}.$$

Построим эпюру (рис. 33), учитывая, что функция момента на втором участке линейна.

Построение эпюр крутящих моментов трудностей не вызывает (рис. 34 и 35).



4. Определяем диаметр детали из условия прочности при сложном сопротивлении и статическом приложении нагрузок.

Предварительно рассчитываем допускаемое напряжение, максимальные значения изгибающих и крутящих моментов. Напряжение  $\sigma_T = 920$  МПа при растяжении (по табл. П.1, с. 61);  $[\sigma] = \sigma_T/K_T = 920/4 = 230$  (МПа).

По результатам построения эпюр внутренних силовых факторов опасным является сечение, совпадающее с линией действия силы P<sub>2</sub>, тогда  $M_{y,max} = |M_{y,m} + M_{y,a}| = |-297,1 - 360,9| = 658 (HM);$  $M_{x,max} = M_{x,m} + M_{x,a} = 1104 + 1536 = 2640 (HM).$ Используем третью теорию прочности:  $M_{npue}^{III} = \sqrt{M_{x,max}^2 + M_{y,max}^2} = \sqrt{2640^2 + 658^2} = \sqrt{7402564} = 2720,8 (HM);$  $\sigma_{_{3KB}}^{III} = \frac{M_{npue}^{III}}{W_{_{H.O.}}} \leq [\sigma], где W_{_{H.O.}} = \frac{\pi d^3}{32}; \frac{32M_{_{npue}}^{III}}{\pi d^3} \leq [\sigma];$ 

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{_{npus}}^{III}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2720,8}{\pi \cdot 230 \cdot 10^6}} = 0,0494 \text{ (M)}; d = 50 \text{ MM}; D = 1,5d = 1,5 \times 50 = 75 \text{ MM}.$$

 Устанавливаем необходимость производства усталостного расчета при определении n<sub>σ</sub> (*см. с. 27 – 28*) в результате действия изгиба в сечении, совпадающем с концентратором напряжения (*см. с. 18– 20, 23*) типа галтели:

$$\frac{\sigma_{a}^{H}}{\sigma_{m}^{H}} \geq \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{T}}{\sigma_{T} - \sigma_{-1}}; \ \sigma_{a}^{H} = \frac{|M_{y,a}|}{W_{H,o.}}; \ W_{H,o.} = \frac{\pi d^{3}}{32} = \frac{\pi \cdot 0.05^{3}}{32} = 12.27 \cdot 10^{-6} \ (\text{m}^{3});$$

$$\sigma_a^{\scriptscriptstyle H} = \frac{\left|-360,9\right|}{12,27\cdot 10^{-6}} = 29,41\cdot 10^6 \text{ (\Pi a)}; \ \sigma_m^{\scriptscriptstyle H} = \frac{M_{\scriptscriptstyle y,m}}{W_{\scriptscriptstyle H.o.}} = \frac{\left|297,1\right|}{12,27\cdot 10^{-6}} = 24,21\cdot 10^6 \text{ (\Pi a)}.$$

Из табл. П.1 выписываем механические характеристики при изгибе:  $\sigma_{\rm B} = 1150$  МПа;  $\sigma_{\rm T} = 1010$  МПа;  $\sigma_{-1} = 510$  МПа;  $\sigma_0 = 830$  МПа *(см. с. 11 – 13)*, проводим расчет:

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \cdot 510 - 830}{830} = 0,229.$$

По графику рис. П.3 на с. 65 определяем  $K_{\sigma}$  при отношении r/d = 0,1, т.е. r = 5 мм. В нашем примере  $\sigma_{\rm B} = 1150$  МПа ( $\sigma_{\rm B} > 1000$  МПа), т. е. ищем по кривой 3:  $K_{\sigma} = 1,67$ . Определяем  $\varepsilon_{\sigma}$  – это кривая 5 на рис. П.1, с. 63 (поскольку  $K_{\sigma} < 2$ ):  $\varepsilon_{\sigma} = 0,59$ . По табл. П.2 на с. 62 установим, что  $\gamma = 1,4$ .

Возвращаемся к первоначальной формуле критерия необходимости производства усталостного расчета:

$$\frac{\sigma_a^{''}}{\sigma_m^{''}} = \frac{29,41}{24,21} = 1,215; \quad \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{-1}} = \frac{0,59}{1,67 \cdot 1,4} \cdot \frac{510 - 0,229 \cdot 1010}{1010 - 510} = 0,141.$$

6. Условие выполняется, поэтому аналитически определяем n<sub>σ</sub> с учетом усталостного расчета (*см. с. 25 – 27*):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{m}^{H}\psi_{\sigma} + \sigma_{a}^{H}\frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}}} = \frac{510}{24,21 \cdot 0,229 + 29,41 \cdot \frac{1,67 \cdot 1,4}{0,59}} = 4,18 \ (n_{\sigma} = \frac{\sigma_{T}}{\sigma_{m}^{H} + \sigma_{a}^{H}},$$

если условие не выполняется).

7. Устанавливаем необходимость производства усталостного расчета при определении n<sub>τ</sub> в результате действия кручения и концентратора галтель:

$$\frac{\tau_a^{\scriptscriptstyle H}}{\tau_m^{\scriptscriptstyle H}} \ge \frac{\varepsilon_{\tau}}{K_{\tau} \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \cdot \tau_T}{\tau_T - \tau_{-1}}; \ \tau_a^{\scriptscriptstyle H} = \frac{M_{x,a}}{W_{\rho}}; \ W_{\rho} = 2W_{_{H.O.}} = 2 \cdot 12,27 \cdot 10^6 = 24,54 \cdot 10^{-6} \ (\text{m}^3);$$

$$\tau_a^{\scriptscriptstyle H} = \frac{1536}{24,54 \cdot 10^{-6}} = 62,59 \cdot 10^6 \ (\Pi a); \ \tau_m^{\scriptscriptstyle H} = \frac{1104}{24,54 \cdot 10^{-6}} = 44,99 \cdot 10^6 \ (\Pi a).$$

Из табл. П.1 выписываем механические характеристики при кручении:  $\tau_T = 540 \text{ M}\Pi a; \tau_{-1} = 280 \text{ M}\Pi a; \tau_0 = 520 \text{ M}\Pi a.$ 

Выполняем расчет: 
$$\psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = \frac{2 \cdot 280 - 520}{520} = 0,0769$$
.

По графику на рис. П.3, с. 65, определяем  $K_{\tau}$  при отношении r/d = 0,1 по кривой 3:  $K_{\tau} = 1,37$ . Для  $\gamma = 1,4$  остается прежнее значение. По графику на рис. П.2, с. 64,  $\varepsilon_{\tau} = 0,74$  по кривой 3.

Возвращаемся к первоначальной формуле:

$$\frac{\tau_a^{\mu}}{\tau_m^{\mu}} = \frac{62,59}{44,99} = 1,391;$$
  
$$\frac{\varepsilon_{\tau}}{K_{\varepsilon} \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \cdot \tau_T}{\tau_T - \tau_{-1}} = \frac{0,74}{1,37 \cdot 1,4} \cdot \frac{280 - 0,0769 \cdot 540}{540 - 280} = 0,354.$$

8. Условие выполняется, поэтому аналитически определяем n<sub>τ</sub> с учетом усталостного расчета:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{m}^{\mu}\psi_{\tau} + \tau_{a}^{\mu}\frac{K_{\tau}\cdot\gamma}{\varepsilon_{\tau}}} = \frac{280}{44,99\cdot0,0769 + 62,59\cdot\frac{1,37\cdot1,4}{0,74}} = 1,69 \ (n_{\tau} = \frac{\tau_{T}}{\tau_{m}^{\mu} + \tau_{a}^{\mu}}, \text{ ec-}$$

ли условие не выполняется).

9. Определяем запас усталостной прочности при сложном напряженном состоянии по формуле Полларда (см. с. 28 – 29)

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{4,18 \cdot 1,69}{\sqrt{4,18^2 + 1,69^2}} = 1,57.$$

10. Определяем запас усталостной прочности n<sub>σ</sub> по упрощенной диаграмме Смита (см. с. 25—26).

Диаграмму представим на рис. 36.



Рис. 36

*Замечание*: при построении луча ОМ, если значения  $\sigma_{\max}^{pacu}$  и  $\sigma_m^{H}$  малы, для более точной его ориентации необходимо увеличить эти значения в одинаковое количество раз и нанести по ним вспомогательную точку, более удаленную от начала координат, и через нее из начала координат провести луч.

Подсчитаем 
$$\sigma_{\max}^{pacy} = \sigma_m^{\scriptscriptstyle H} + \sigma_a^{\scriptscriptstyle H} \cdot \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} = 24,21 + 29,41 \cdot \frac{1,67 \cdot 1,4}{0,59} = 140,75$$

(МПа),

а по диаграмме получим  $\sigma_r$  = 595 (МПа), тогда:

$$n_{\sigma}^{zpa\phi uy} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}^{pacy}} = \frac{595}{140,75} = 4,23.$$

Погрешность вычисления n<sub>o</sub>:

$$\Delta n_{\sigma}\% = \left|\frac{n_{\sigma} - n_{\sigma}^{2pa\phi u_{q}}}{n_{\sigma}}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{4,18 - 4,23}{4,18}\right| \cdot 100\% = 1,20\% < 2\%.$$

11. Определяем запас усталостной прочности n<sub>т</sub> по упрощенной диаграмме Смита (рис. 37).



Действуем по аналогии с предыдущим шагом:

$$\tau_{\max}^{pacy} = \tau_{m}^{\mu} + \tau_{a}^{\mu} \cdot \frac{K_{\tau} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\tau}} = 44,99 + 62,59 \cdot \frac{1,37 \cdot 1,4}{0,74} = 207,22 \text{ (МПа)};$$
  

$$\tau_{r} = 357 \text{ (МПа)} - \text{по диаграмме;}$$
  

$$n_{\tau}^{2pa\phi_{uy}} = \frac{\tau_{r}}{\tau_{\max}^{pacy}} = \frac{357}{207,22} = 1,72.$$

Погрешность вычисления  $n_{\tau}$ :

$$\Delta n_{\tau}\% = \left| \frac{n_{\tau} - n_{\tau}^{2pa\phi u u}}{n_{\tau}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1,72 - 1,69}{1,69} \right| \cdot 100\% = 1,78\% < 2\%.$$

#### Пример 2

Вариант рисунка - № 7; вариант числовых данных - строка № 12 (рис. 38).



Дано: b = 260 мм; c = 300 мм;  $\ell$  = 180 мм; p<sub>0</sub> = 3100 H; m<sub>0</sub> = 390 H·м; K<sub>1</sub> = 1,2; K<sub>2</sub> = 1,6; K<sub>3</sub> = 1,0; K<sub>4</sub> = 2,3; K<sub>5</sub> = 3,2; K<sub>6</sub> = 0,1; K<sub>7</sub> = 3,9; K<sub>8</sub> = 0,2. Тип насадки втулки на вал «Пр»; закалка ТВЧ; материал детали 40XH; частота изменения нагрузки  $\omega = \pi/11 \text{ c}^{-1}$ ; закон изменения нагрузки: P<sub>1</sub> = p<sub>0</sub>(K<sub>1</sub>+K<sub>2</sub>sin $\omega$ t); P<sub>2</sub> = p<sub>0</sub>(K<sub>3</sub>+K<sub>4</sub>sin $\omega$ t); M<sub>1</sub> = m<sub>0</sub>(K<sub>5</sub>+K<sub>6</sub>sin $\omega$ t); M<sub>2</sub> = m<sub>0</sub>(K<sub>7</sub>+K<sub>8</sub>sin $\omega$ t);

d = D - 2t, где t - глубина проточки; a/D = r/d = 0,1;  $K_T = 3 \dots 4$ .

Необходимо установить аналитически и графически  $n_{\sigma}$ ;  $n_{\tau}$ ; n при совместном действии изгиба и кручения.

1. Определяем средние и амплитудные значения приложенных к детали нагрузок *(см. с. 8 – 11)*:

$$\begin{split} P_{1,m} &= p_0 \cdot K_1 = 3100 \cdot 1, 2 = 3720 \text{ (H)}; \ P_{1,a} = p_0 \cdot K_2 \cdot \sin\omega t|_{t=5,5c} = p_0 \cdot K_2 = 3100 \cdot 1, 6 = 4960 \text{ (H)}; \\ P_{2,m} &= p_0 \cdot K_3 = 3100 \cdot 1, 0 = 3100 \text{ (H)}; \ P_{2,a} = p_0 \cdot K_4 \cdot \sin\omega t|_{t=5,5c} = p_0 \cdot K_4 = 3100 \cdot 2, 3 = 7130 \text{ (H)}; \\ M_{1,m} &= m_0 \cdot K_5 = 390 \cdot 3, 2 = 1248 \text{ (H·M)}; \ M_{1,a} = m_0 \cdot K_6 \cdot \sin\omega t|_{t=5,5c} = m_0 \cdot K_6 = 390 \cdot 0, 1 = 39 \text{ (H·M)}; \\ M_{2,m} &= m_0 \cdot K_7 = 390 \cdot 3, 9 = 1521 \text{ (H·M)}; \ M_{2,a} = m_0 \cdot K_8 \cdot \sin\omega t|_{t=5,5c} = m_0 \cdot K_8 = 390 \cdot 0, 2 = 78 \text{ (H·M)}. \end{split}$$

2. Строим графики действующих внешних циклических нагрузок. При этом T = t · 4 = 5,5 · 4 = 22 с (рис. 39 – 42).



Рис. 39



Рис. 40



Рис. 41

Рис. 42

3. Строим эпюры средних и амплитудных значений изгибающих и крутящих моментов (рис. 43 – 46).

Рассмотрим действие средних изгибающих моментов.



Определяем опорные  
реакции:  

$$\Sigma M_A = 0;$$
  
 $-R_B^m(b+c+\ell) + P_{1,m}(b+c) -$   
 $+P_{2,m}b = 0;$   
 $R_B^m = \frac{P_{1,m}(b+c) + P_{2,m}b}{b+c+\ell} =$   
 $= \frac{3720 \cdot 0.56 + 3100 \cdot 0.26}{0.26 + 0.3 + 0.18} =$   
 $= 3904,3$  (H);

$$\Sigma M_{B} = 0; \ R_{A}^{m}(b+c+\ell) - P_{1,m}(c+\ell) - P_{2,m}\ell = 0;$$
$$R_{A}^{m} = \frac{P_{2,m}(c+\ell) + P_{1,m}\ell}{b+c+\ell} = \frac{3100 \cdot 0.48 + 3720 \cdot 0.18}{0.26 + 0.3 + 0.18} = 2915,7 \text{ (H)}$$

Запишем выражения моментов на первом и третьем участках:

$$M_{y,m}^{I} = -R_{A}^{m} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=b=0,26M} = -2915,7 \cdot 0,26 = -758,1 \text{ (HM)};$$
$$M_{y,m}^{III} = -R_{B}^{m} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=\ell=0,18M} = -3904,3 \cdot 0,18 = -702,8 \text{ (HM)}.$$

Построим эпюру (рис. 43), учитывая, что функция момента на втором участке линейна.

Рассмотрим действие амплитудных изгибающих моментов.



Воспользуемся для определения опорных реакций такими же зависимостями, как и при рассмотрении средних изгибающих моментов:

$$R_B^a = \frac{P_{1,a}(b+c) + P_{2,a}b}{b+c+\ell} =$$
$$= \frac{4960 \cdot 0.56 + 7130 \cdot 0.26}{0.26 + 0.3 + 0.18} =$$
$$= 6258.6 \text{ (H)};$$



$$R_A^a = \frac{P_{2,a}(c+\ell) + P_{1,a}\ell}{b+c+\ell} = \frac{7130 \cdot 0.48 + 4960 \cdot 0.16}{0.26 + 0.3 + 0.16} = 5831.4 \text{ (H)}$$

Запишем выражения для моментов на первом и третьем участках:  $M_{y,a}^{I} = R_{A}^{a} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=b=0,26M} = -5831,4 \cdot 0,26 = -1516,2$  (Нм);  $M_{y,a}^{III} = -R_{B}^{a} \cdot x\Big|_{x=0} = 0\Big|_{x=\ell=0,18M} = -6258,6 \cdot 0,18 = -1126,5$  (Нм).

Построим эпюру (рис. 44), учитывая, что функция момента на втором участке линейна.

Построение эпюр крутящих моментов трудностей не вызывает (рис. 45 и 46):



Рис. 45



Рис. 46

4. Вычисляем диаметр детали из условия прочности при сложном сопротивлении и статическом приложении нагрузок.

Определяем предварительно допускаемое напряжение, максимальные значения изгибающих и крутящих моментов. Напряжение  $\sigma_T = 620$  МПа при растяжении (по табл. П.1, с. 61);  $[\sigma] = \sigma_T/K_T = 620/4 = 155$  (МПа).

По результатам построения эпюр внутренних силовых факторов вероятно опасными являются сечения, совпадающие с линиями действия сил  $P_1$  и  $P_2$ . Опасным из них будет то сечение, в котором  $M_{npug}$  будет наибольшее.

Для сечения, совпадающего с линией действия P<sub>1</sub>:  $M_{y,max} = |M_{y,m} + M_{y,a}| = |-702,8 - 1126,5| = 1829,3 (Hm);$   $M_{x,max} = |M_{x,m} + M_{x,a}| = |-2769 - 117| = 2886 (Hm).$ Используем третью теорию прочности:  $M_{npus}^{III} = \sqrt{M_{x,max}^2 + M_{y,max}^2} = \sqrt{2886^2 + 1829,3^2} = 3416,9 (Hm).$ Для сечения, совпадающего с линией действия P<sub>2</sub>:  $M_{y,max} = |M_{y,m} + M_{y,a}| = |-758,1 - 1516,2| = 2274,3 (Hm);$ 

$$M_{x,max} = |M_{x,m} + M_{x,a}| = |-1248 - 39| = 1287 (H_M).$$

По той же теории прочности:

$$M_{npub}^{III} = \sqrt{M_{x,max}^2 + M_{y,max}^2} = \sqrt{1287^2 + 2274,3^2} = 2613,2$$
 (HM).

Окончательно принимаем, что опасным является сечение, совпадающее с линией действия силы  $P_1$  и  $M_{npub}^{III} = 3416,9$  Нм. Записываем условие прочности для точки, лежащей на внешней поверхности вала в опасном сечении:

$$\sigma_{_{3K6}}^{III} = \frac{M_{_{npu6}}^{III}}{W_{_{H.O.}}} \le [\sigma], \ \Gamma \text{де } W_{_{H.O.}} = \frac{\pi D^3}{32}; \ \text{т. e. } \frac{32M_{_{npu6}}^{III}}{\pi D^3} \le [\sigma]$$
  
тогда  $D \ge \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{_{npu6}}^{III}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3416,9}{\pi \cdot 155 \cdot 10^6}} = 0,0608 \ (\text{m}).$ 

Установим необходимость производства усталостного расчета при определении п<sub>σ</sub> (*см. с. 26 − 28*) в результате действия изгиба в сечении, совпадающем с концентратором напряжения типа отверстия (*см. с. 18 − 20, 23*).

Запишем критерий:

 $\frac{\sigma_{a}^{H}}{\sigma_{m}^{H}} \geq \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{T}}{\sigma_{T} - \sigma_{-1}}; \ \sigma_{a}^{H} = \frac{|M_{y,a}|}{W_{H,o.}}, \text{ где согласно данным, приведенным на с. 67:}$  $W_{H,o.} = \frac{\pi D^{3}}{32} \left(1 - 1.54 \frac{a}{D}\right) = \frac{\pi \cdot 0.0608^{3}}{32} \left(1 - 1.54 \cdot 0.1\right) = 18,67 \cdot 10^{-6} \,(\text{m}^{3}) - \text{ момент со-}$ 

противления сечения при изгибе с учетом его ослабления отверстием (приближенная формула):

$$\sigma_{a}^{H} = \frac{\left|-1126,5\right|}{18,67\cdot10^{-6}} = 60,34\cdot10^{6} \text{ (IIa)}; \ \sigma_{m}^{H} = \frac{\left|M_{y,m}\right|}{W_{H,0}} = \frac{\left|-702,8\right|}{18,67\cdot10^{-6}} = 37,64\cdot10^{6} \text{ (IIa)}.$$

Из табл. П.1 выписываем предел прочности и механические характеристики для стали 40XH при изгибе:  $\sigma_{\rm B} = 830$  МПа;  $\sigma_{\rm T} = 690$  МПа;  $\sigma_{-1} = 360$  МПа;  $\sigma_0 = 550$  МПа *(см. с. 11 – 13)*. Выполним расчет:

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \cdot 360 - 550}{550} = 0,309.$$

По графику рис. П.5 на с. 67 (верхняя кривая а/D = 0,1) определяем К $_{\sigma}$  = 2,07 при  $\sigma_{\scriptscriptstyle B}$  = 830 МПа.

По графику рис. П.1 на с. 63 – кривая 6 (поскольку  $K_{\sigma} \ge 2$ ) определяем  $\varepsilon_{\sigma} = 0,49$ .

По табл. П.2 на с. 62 установим, что  $\gamma = 0,67$  для детали из легированной стали с концентратором напряжения и поверхностной закалкой ТВЧ (токами высокой частоты).

Возвращаемся к первоначальной формуле критерия необходимости производства усталостного расчета:

$$\frac{\sigma_a^{\prime\prime}}{\sigma_m^{\prime\prime}} = \frac{60,34}{37,64} = 1,603; \quad \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{-1}} = \frac{0,49}{2,07 \cdot 0,67} \cdot \frac{360 - 0,309 \cdot 690}{690 - 360} = 0,157.$$

6. Условие выполняется, поэтому с учетом усталостного расчета *(см. с. 25 – 27)* аналитически определяем n<sub>o</sub>:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{m}^{\mu}\psi_{\sigma} + \sigma_{a}^{\mu}\frac{K_{\sigma}\cdot\gamma}{\varepsilon_{\sigma}}} = \frac{360}{37,64\cdot0,309 + 60,34\cdot\frac{2,07\cdot0,67}{0,49}} = 1,97 \ (n_{\sigma} = \frac{\sigma_{T}}{\sigma_{m}^{\mu} + \sigma_{a}^{\mu}},$$

если условие не выполняется).

7. Устанавливаем необходимость производства усталостного расчета при определении n<sub>т</sub> в результате действия кручения и концентратора типа отверстия.

Запишем критерий:

 $\frac{\tau_a^n}{\tau_m^n} \ge \frac{\varepsilon_\tau}{K_\tau \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \cdot \tau_T}{\tau_T - \tau_{-1}}; \quad \tau_a^n = \frac{|M_{x,a}|}{W_K}, \quad \text{где момент сопротивления сечения при$ кручении с учетом его ослабления отверстием, согласно с. 67, определяется по при $ближенной формуле: <math>W_K \approx \frac{\pi D^3}{16} \left(1 - \frac{a}{D}\right) = \frac{\pi \cdot 0.0608^3}{16} \cdot (1 - 0.1) = 36.72 \cdot 10^{-6} \text{ (M}^3):$  $\tau_a^n = \frac{|-117|}{39.72 \cdot 10^{-6}} = 2.95 \cdot 10^6 \text{ (Па)}; \quad \tau_m^n = \frac{|M_{x,m}|}{W_K} = \frac{|-2769|}{39.72 \cdot 10^{-6}} = 69.71 \cdot 10^6 \text{ (Па)}.$  Из табл. П.1 выписываем механические характеристики для стали 40XH при кручении:  $\tau_{\rm T} = 380$  МПа;  $\tau_{-1} = 200$  МПа;  $\tau_0 = 470$  МПа. Проводим расчет:  $\psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = \frac{2 \cdot 200 - 370}{370} = 0,081$ .

По графику рис. П.5 на с. 67 определяем  $K_{\tau} = 1,85$  при  $\sigma_{\rm B} = 830$  МПа. Для  $\gamma = 0,67$  остается прежнее значение. По графику на рис. П.2 на с. 64 (кривая 3) находим  $\varepsilon_{\tau} = 0,72$ .

Возвращаемся к первоначальной формуле:

$$\frac{\tau_a^{\mu}}{\tau_m^{\mu}} = \frac{2.95}{69.71} = 0.0423;$$
$$\frac{\varepsilon_{\tau}}{K_{\varepsilon} \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \cdot \tau_T}{\tau_T - \tau_{-1}} = \frac{0.72}{1.85 \cdot 0.67} \cdot \frac{200 - 0.081 \cdot 380}{380 - 200} = 0.546.$$

8. Условие не выполняется, поэтому аналитически определяем  $n_{\tau}$  по форму-

ле 
$$n_{\tau} = \frac{t_T}{\tau_m^{\mu} + \tau_a^{\mu}}$$
 без учета конструктивно технологических факторов:

$$n_{\tau} = \frac{380}{69,71 + 295} = 5,23 \,.$$

9. Определяем запас усталостной прочности при сложном напряженном состоянии по формуле Полларда (см. с. 28 – 29):

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,97 \cdot 5,23}{\sqrt{1,97^2 + 5,23^2}} = 1,84.$$

 Находим запас усталостной прочности n<sub>σ</sub> по упрощенной диаграмме Смита (см. с. 25 – 26) (рис. 47).



*Замечание*: при построении луча OM, если значения  $\sigma_{\max}^{pacy}$  и  $\sigma_m^{H}$  малы, для более точной его ориентации необходимо увеличить эти величины в одинаковое количество раз и нанести по ним вспомогательную точку, более удаленную от начала координат, и через эту точку из начала координат провести луч.

Подсчитаем

 $\sigma_{\max}^{pacy} = \sigma_{m}^{\mu} + \sigma_{a}^{\mu} \cdot \frac{K_{\sigma} \cdot \gamma}{\varepsilon_{\sigma}} = 37,64 + 60,34 \cdot \frac{2,07 \cdot 0,67}{0,49} = 208,43 \text{ (MIIa)},$ 

а по диаграмме получим  $\sigma_r = 413$  (МПа), тогда:

$$n_{\sigma}^{zpa\phi uy} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}^{pacy}} = \frac{413}{208,43} = 1,981.$$

Погрешность вычисления  $n_{\sigma}$ :

$$\Delta n_{\sigma}\% = \left|\frac{n_{\sigma} - n_{\sigma}^{pa\phi u q}}{n_{\sigma}}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{1.97 - 1.981}{1.97}\right| \cdot 100\% = 0.58\%.$$

11. Определяем запас усталостной прочности n<sub>τ</sub> по упрощенной диаграмме Смита (рис. 48).



Рис. 48

Вычислим:  

$$\tau_{\max}^{pacy} = \tau_m^{\scriptscriptstyle H} + \tau_a^{\scriptscriptstyle H} \cdot \frac{K_\tau \cdot \gamma}{\varepsilon_\tau} = 69,71 + 2,95 \cdot \frac{1,85 \cdot 0,67}{0,72} = 74,79$$
(МПа);

 $n_{\tau}^{zpa\phi uy} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}^{pacy}} = \frac{380}{74,79} = 5,08.$ 

Погрешность вычисления n<sub>r</sub>:

$$\Delta n_{\tau}\% = \left| \frac{n_{\tau} - n_{\tau}^{2pa\phi_{uu}}}{n_{\tau}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{5,23 - 5,08}{5,23} \right| \cdot 100\% = 2,86\%.$$

Процент погрешности может быть значительно выше при больших значениях  $\tau_a^{\scriptscriptstyle H}$ .

## СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

## Таблица П.1

## Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	редел прочности, МПа	Изгиб		Растяжение-сжатие			Кручение			
		$\sigma_{T}$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{0}$	$\sigma_{T}$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{0}$	$ au_{\mathrm{T}}$	$\tau_{-1}$	$ au_0$
	Ш	МПа			МПа			МПа		
10	370	230	170	300	220	120	220	140	110	200
15	400	270	180	320	230	130	230	120	115	220
20	420	280	180	340	240	130	240	150	115	220
25	450	300	185	350	250	135	250	165	120	230
30	500	340	200	380	280	150	290	175	125	240
35	550	370	240	440	310	180	340	190	140	260
45	650	430	240	470	360	200	360	220	160	300
50	600	450	250	480	380	210	380	240	170	320
60	750	500	325	520	420	230	410	260	190	370
40XH	830	690	360	550	620	280	430	380	200	380
50XH	1150	1010	510	830	920	350	600	540	280	520
30XMA	980	810	410	670	730	300	530	420	240	420
12XH3A	950	780	400	700	700	280	500	400	220	390
10XH3A	1000	800	420	750	750	310	520	410	230	400
18XH3A	1100	1050	500	800	800	320	600	500	260	500
25XH3A	1200	1090	530	870	1000	370	650	610	300	570

## Таблица П.2

Материал, способ обработки, способ поверхност- ного упрочнения	Коэффициент γ
Полированная поверхность	1
Чистое шлифование	1,1 – 1,2
Точение	1,2 – 1,5
Углеродистая и легированная сталь: поверхностная закал- ка токами высокой частоты; деталь без концентратора на- пряжений	0,83
Углеродистая и легированная сталь; поверхностная закал- ка токами высокой частоты; деталь с концентратором на- пряжений	0,67
Сталь: азотирование; деталь без концентратора напряжений	0,91
Сталь: азотирование; деталь с концентратором напряжений	0,77
Сталь малоуглеродистая: цементация; деталь без концентратора напряжений	0,91
Сталь малоуглеродистая: цементация; деталь с концентра- тором напряжений	0,83
Углеродистая и легированная сталь: обкатка роликами; деталь без концентратора напряжений	0,91
Углеродистая и легированная сталь: обкатка роликами; деталь с концентратором напряжений	0,77
Углеродистая и легированная сталь: обдувка дробью (не- зависимо от концентратора напряжений)	0,91

## Влияние обработки поверхности. Значения коэффициентов $\gamma$



Значения коэффициентов влияния масштабного фактора  $\varepsilon_{\sigma}$ :

- 1 углеродистая сталь, гладкий полированный вал;
- 2 углеродистая сталь, гладкий шлифованный вал;
- 3 легированная сталь, гладкий полированный вал;
- 4 легированная сталь, гладкий шлифованный вал; и углеродистая сталь, деталь с концентратором напряжений;
- 5 легированная сталь, деталь с умеренной концентрацией напряжений ( $K_{\sigma} < 2$ );
- 6 конструкционная сталь (σ<sub>e</sub> ≤ 650 МПа), вал с напрессованной деталью; для d ≤ 60 мм легированная сталь с резкой концентрацией напряжений (K<sub>σ</sub> ≥ 2)

Рис. П.1





- 1 углеродистая сталь  $\sigma_{e} = 400...500$  МПа;
- 2 углеродистая сталь и легированная сталь  $\sigma_{e} = 500...800 \text{ M}\Pi a;$
- 3 легированная сталь  $\sigma_e = 800...1200$  МПа;
- 4 легированная сталь  $\sigma_{e} = 1200...1400 \text{ M}\Pi a$

Рис. П.2

# Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями



Рис. П.3

# Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточками







Коэффициенты  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  для валов с выточками:  $1 - \sigma_{\theta} \leq 500$  МПа;

> $2 - \sigma_e \cong 800 \text{ M}\Pi a;$  $3 - \sigma_e \ge 1000 \text{ M}\Pi a$

#### Рис. П.4

# Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями



Рис. П.5

**Примечание**. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто-сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам:

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с одной или двумя шпоночными канавками





**Примечание**. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто-сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам: при одной шпоночной канавке

$$W_{II} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

при двух шпоночных канавках

$$W_{II} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d};$$

$$W_{K} \approx \frac{\pi d^{3}}{16} - \frac{bt(d-t)^{2}}{2d};$$
$$W_{K} \approx \frac{\pi d^{3}}{16} - \frac{bt(d-t)^{2}}{d}.$$

#### Таблица П.3

Диаметр вала d, мм	b, мм	t, мм	Диаметр вала d, мм	b, мм	t, мм	Диаметр вала d, мм	b, мм	t, мм
17-22	6	3,5	44-50	14	5,5	75-85	22	9
22-30	8	4	50-58	16	6	85-95	25	9
30-38	10	5	58-65	18	7	95-110	28	10
38-44	12	5	65-75	20	7,5	110-130	32	11

#### Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78)

## Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых (зубчатых) участков валов



**Примечание**. Моменты сопротивления для участков с прямоугольными шлицами определяют по формулам:

$$W_{II}=\xi\frac{\pi d^3}{32};\ W_{K}=2W_{II},$$

где *d* – внутренний диаметр; ξ - поправочный коэффициент, принимаемый по следующим данным.

Серия шлицевого соединения ξ:

- легкая 1,09...1,16;
- средняя 1,14...1,27;
- тяжелая 1,14...1,39.

Меньшие значения ξ соответствуют большим *d*.

Для эвольвентных шлицевых соединений величины *W*<sub>и</sub>

и  $W_{K}$  следует определять, как для сплошного круглого сечения, диаметр которго равен диаметру делительной окружности.

Таблица П.4

Серия								
легкая	средняя	тяжелая	легкая	средняя	тяжелая			
$6 \times 23 \times 26$	6 × 11 × 14	$10 \times 16 \times 20$	$10 \times 72 \times 78$	8 × 42 × 48	$16 \times 52 \times 60$			
$6 \times 26 \times 30$	6 × 13 × 16	$10 \times 18 \times 23$	$10 \times 82 \times 88$	8 × 46 × 54	16 × 56 × 65			
$6 \times 28 \times 32$	$6 \times 16 \times 20$	$10 \times 21 \times 26$	$10 \times 92 \times 98$	$8 \times 52 \times 60$	16 × 62 × 72			
8 × 32 × 36	6 × 18 × 22	$10 \times 23 \times 29$	10×102×108	8 × 56 × 65	16 × 72 × 82			
$8 \times 36 \times 40$	$6 \times 21 \times 25$	$10 \times 26 \times 32$	10×112×120	$8 \times 62 \times 72$	20 × 82 × 92			
8 × 42 × 46	$6 \times 23 \times 28$	$10 \times 28 \times 35$		$10 \times 72 \times 82$	20×92×102			
$8 \times 46 \times 50$	$6 \times 26 \times 32$	$10 \times 32 \times 40$		10 × 82 × 92	20×102×115			
8 × 52 × 58	$6 \times 28 \times 34$	$10 \times 36 \times 45$		$10 \times 92 \times 102$	20×112×125			
$8 \times 56 \times 62$	8 × 32 × 38	$10 \times 42 \times 52$		10×102×112				
8 × 62 × 66	$8 \times 36 \times 42$	$10 \times 46 \times 56$		10×112×125				

#### Номинальный размер z × d × D илицевых прямобочных соединений (из ГОСТ 1139-80) (мм)

Для эвольвентных шлицевых соединений значения модулей в миллиметрах по ГОСТ 6033-80\* таковы:

ряд 1 ...... 0,5; 0,8; 1,25; 2; 3; 5; 8; ряд 2 ...... 0,6; 1; 1, 5; 2,5; 3,5; 4; 6; 10.

При выборе модуля ряд 1 следует предпочесть ряду 2. Модуль 3,5 применять не рекомендуется.

Диаметр делительной окружности эвольвентных шлицевых соединений зависит от модуля *m* и количества зубьев *z*:  $d = m \cdot z$ .

Параметры соединения следует выбирать из двух следующих таблиц.

#### Таблица П.5

Наружный	Число зубьев <i>z</i> при модуле <i>m</i>							
диаметр D, мм	0,8*	1	1,5	2*	2,5			
20	23	18	12	8	6			
22*	26	20	14	9	7			
25	30	24	15	11	8			
28*	34	26	17	12	10			
30	36	28	18	13	10			
32*	38	30	20	14	11			
35	42	34	22	16	12			
38*	46	36	24	18	14			
40	48	38	25	18	14			
42*	51	40	26	20	15			
45	55	44	28	21	16			
50	50	48	32	24	18			
55	66	54	35	26	20			
60	74	58	38	28	22			
Πημησιμαία								

Основные геометрические параметры эвольвентных соединений (по СТ СЭВ 269-76)

#### Примечания:

1. При выборе наружного (номинального) диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочками.

2. Числа зубьев, выделенные курсивом, являются предпочтительными.

Наружный диа-	Число зубьев $z$ при модуле $m$							
метр <i>D</i> , мм	2*	2,5	3	5*	10			
65	31	24	20	10	-			
70	34	26	22	12	-			
75	36	28	24	13	-			
80	38	30	25	14	6			
85	41	32	27	15	7			
90	44	34	28	16	7			
95	46	36	30	18	8			
100	48	38	32	18	8			
110	54	42	35	20	9			
120	58	46	38	22	10			
130	64	50	42	24	11			
140	68	54	45	26	12			
150	74	58	48	28	13			
160	_		52	30	14			
<i>Примечания:</i> 1. При выборе наружного (номинального) диаметра и модуля предпочти-								

Основные геометрические параметры эвольвентных соединений (по СТ СЭВ 269-76)

тельны значения, не отмеченные звездочками. Числа зубьев, выделенные курсивом, являются предпочтительными. 2

### Коэффициенты снижений предела выносливости при изгибе (К ( є) и при кручении (К ( є) для валов у краев насаженных деталей



Для диаметров менее 30 мм – линии 1, 2, 3 соответствуют посадкам Пр, Н, С. Для диаметров менее 50 мм – линии 4, 5, 6 соответствуют посадкам Пр, Н, С. Для диаметров менее 100 мм – линии 7, 8, 9 соответствуют посадкам Пр, Н, С



#### Примечания:

- 1. Для посадки внутренних колец подшипников качения следует принимать значения K<sub>σ</sub>/ε<sub>σ</sub>, K<sub>τ</sub>/ε<sub>τ</sub>, соответствующие прессовой посадке.
- При посадке детали на вал со шпоночной канавкой номинальные напряжения следует определять по нетто-сечению и принимать большее из значений K<sub>σ</sub>/ε<sub>σ</sub>, K<sub>τ</sub>/ε<sub>τ</sub>, соответствующее влиянию посадки и шпоночной канавки.
- Влияние концентрации напряжений от посадки детали необходимо учитывать при определении коэффициента запаса для сечений валов, совпадающих с краями насаженной детали.
## Библиографический список

1. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С.: Опір матеріалів: Підручник / За ред. Г. С. Писаренка. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с

2. Крестовский С. С. Усталостная прочность самолетов: Учеб. пособие. – Казань: КАИ, 1975. – 160 с.

3. Мавлютов Р. Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. – М.: Наука, 1981. – 141 с.

4. Марин Н. И. Статическая выносливость элементов авиационных конструкций. – М.: Машиностроение, 1968. – 162 с.

5. Мостовой А. С. Усталостная прочность и ресурс самолетных конструкций: Учеб. пособие по курсу «Строительная механика и расчет самолета на прочность». – Куйбышев: КуАИ, 1975. – 71 с.

6. Плюксне Н. И. Прочность при переменных напряжениях: В 2 ч.: Метод. пособие. – Х.: Харьк. политехн. ин-т, 1962. – Ч. 1. Усталость металлов. Факторы, влияющие на усталостную прочность. – 75 с.

7. Плюксне Н. И. Прочность при переменных напряжениях: В 2 ч.: Метод. пособие. – Х.: Харьк. политехн. ин-т, 1962. – Ч. 2. Расчеты на прочность. – 56 с.

8. Сопротивление усталости элементов конструкции / А. З. Воробьев, Б. И. Олькин, В. Н. Стебенев, Т. С. Родченко. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.

## оглавление

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1. ПОНЯТИЕ ОБ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ МАТЕРИАЛА	5
1.1. Механизм усталостного разрушения	6
2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛОВ	8
3. ПРЕДЕЛ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ И ЕГО ОПРЕДЕЛЕНИЕ	11
4. ДИАГРАММА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ИЛИ	
ДИАГРАММА ПРЕДЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ	14
5. ПОНЯТИЕ О ТЕОРЕТИЧЕСКОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ	
КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ	18
6. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ	
ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ПРЕДЕЛА УСТАЛОСТИ	21
6.1. Влияние размеров детали на усталостную прочность (масштаб	
ный фактор)	21
6.2. Влияние чистоты обработки поверхности на усталостную	
прочность	22
6.3. Влияние концентрации напряжений на предел выносливости	23
7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАПАСА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ	
ПРИ ЛИНЕЙНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ	25
8. КРИТЕРИЙ НЕОБХОДИМОСТИ ПРОИЗВОДСТВА	
УСТАЛОСТНОГО РАСЧЕТА	27
9. РАСЧЕТЫ НА УСТАЛОСТЬ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ	
СОСТОЯНИИ. ФОРМУЛА ПОЛЛАРДА	28
СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ	30
ПРИЛОЖЕНИЕ (СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ)	61
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	72

Пекельный Николай Иванович Дибир Александр Геннадиевич

## РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗОК

Редактор Е.А. Александрова

Св. план, 2004 Подписано в печать 04.11.2004 Формат 60х84 1/16. Бум оф. № 2. Офс. печ. Усл. печ. л. 4,1. Уч.-изд. л. 4,62. Т. 200 экз. Заказ 467. Цена свободная

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт» 61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17 http://www.khai.edu Издательский центр «ХАИ» 61070, Харьков–70, ул. Чкалова, 17 izdat@khai.edu

