

Тема 6. ПРОЧНОСТЬ НЕСУЩИХ СИСТЕМ РЭС

Список сокращений

БНК – базовая несущая конструкция
ВВФ – внешний воздействующий фактор
ЕСКД – Единая система конструкторской документации
РЭА – радиоэлектронная аппаратура
РЭС – радиоэлектронное средство
ТЭЗ – типовой элемент замены

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Сведения из теории сопротивления материалов (Еленев С. А. Холодная штамповка: учебник. М., 1981)	2
Переменные напряжения. Выбор допускаемых напряжений (Красновский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: учеб. пособие. М., 1991)	12
Бобков Н. М. Оценка усталостной прочности несущих деталей БНК при воздействии вибрации // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 1997. № 4	21
Прочность и жесткость конструкций. (Рошин Г. И. Несущие конструкции и механизмы РЭА: учебник. М., 1981)	34
Содержание хрестоматии	44

СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

(Еленев С. А. Холодная штамповка: учебник для техн. училищ. М., 1981. С. 9 – 16)

§ 1. Понятие о деформациях и напряжениях

Деформацией называют изменение формы тела под действием приложенных к нему сил. Различают упругие и пластические деформации. Если тело после снятия нагрузки восстанавливает свою первоначальную форму, то деформация называется упругой, если не восстанавливает – остаточной или пластической.

Упругость и пластичность в различной степени присущи всем твердым телам. При воздействии внешних сил твердые тела противодействуют деформированию, внутри них появляются силы, стремящиеся вернуть частицы тела в первоначальное положение. Эти силы называются внутренними. Интенсивность внутренних сил оценивается напряжением.

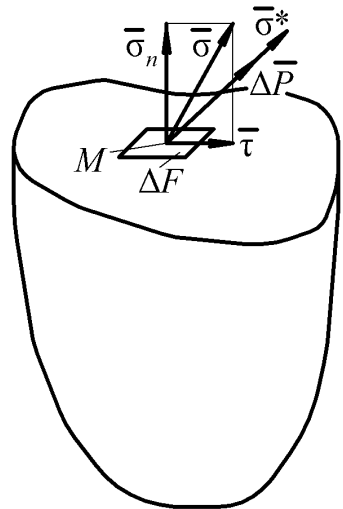
Напряжением $\bar{\sigma}^*$ на выделенной внутри тела площадке площадью ΔF называют отношение силы $\Delta \bar{P}$, действующей на эту площадку, к ΔF (рис. 1):

$$\bar{\sigma}^* = \frac{\Delta \bar{P}}{\Delta F}. \quad (1)$$

Предел этого отношения при $\Delta F \rightarrow 0$ называют истинным напряжением в точке M , к которой стягивается рассматриваемая площадка:

$$\bar{\sigma} = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta \bar{P}}{\Delta F}. \quad (2)$$

Рис. 1. Нормальные и касательные напряжения



Напряжение измеряют в МН/м^2 (в справочной литературе встречаются и ранее применявшиеся размерности кгс/см^2 или кгс/мм^2). Вектор напряжения $\bar{\sigma}$ можно разложить на составляющие $\bar{\sigma}_n$ и $\bar{\tau}$.

Нормальное напряжение $\overline{\sigma}_n$ направлено по нормали к площадке (перпендикулярно площадке); касательное напряжение $\overline{\tau}$ расположено в самой площадке (рис. 1).

§ 2. Простейшие виды деформаций

Растяжение (сжатие) испытывает тело под действием приложенных к нему нормальных усилий (рис. 2, а, б), равномерно распределенных по площади оснований. При растяжении стержня длиной l_0 его длина после деформации увеличивается на Δl (а при сжатии уменьшается на Δl). Величина Δl называется полным или абсолютным удлинением при растяжении (или полным укорочением при сжатии). Отношение Δl к первоначальной длине образца называют относительным удлинением (сжатием):

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}.$$

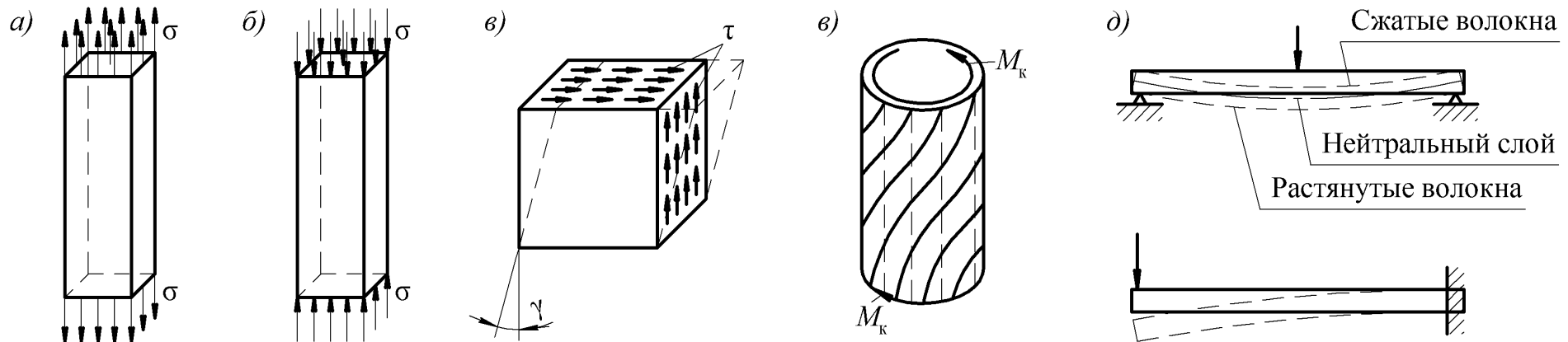


Рис. 2. Основные виды деформаций: а) растяжение, б) сжатие, в) сдвиг, z) кручение, д) изгиб

Деформацию сдвига (рис. 2, в) испытывает тело, находящееся под действием только касательных напряжений τ . При этом ребра параллелепипеда не меняют своей длины. Мерой деформации в этом случае является угол γ , на которой изменился первоначально прямой угол грани параллелепипеда.

Кручение (рис. 2, з) испытывает стержень, находящийся под действием пар сил, лежащих в плоскостях, перпендикулярных оси стержня. Мерой деформации при кручении является угол закручивания.

При изгибе (рис. 2, д) прямолинейная ось стержня становится криволинейной. Волокна на вогнутой стороне сжимаются, на выпуклой – растягиваются. Слой, не испытывающий деформации растяжения или сжатия, называется нейтральным. Кривизна изогнутой оси образца характеризует величину деформации при изгибе.

§ 3. Закон Гука

Для большинства упругих тел величины деформаций пропорциональны величинам действующих сил. Это свойство упругих тел было открыто английским ученым Р. Гуком в 1660 г. Р. Гук установил, что при растяжении пружины удлинение ее прямо пропорционально растягивающей силе, и так сформулировал свое открытие: «Каково удлинение, такова и сила».

Материалы ведут себя при упругой деформации в соответствии с законом Гука. Так, при растяжении или сжатии стержня изменение его длины пропорционально растягивающей или сжимающей силе; при кручении – угол кручения пропорционален крутящему моменту M_k ; при изгибе балки ее прогиб пропорционален нагрузке.

Общее правило о пропорциональности деформации деформирующей силе называется «законом Гука» в честь ученого, сделавшего это открытие. В современной формулировке этого закона рассматривается зависимость между напряжениями и деформациями.

При растяжении или сжатии

$$\sigma = E\varepsilon, \tag{3}$$

где коэффициент E называют модулем нормальной упругости или модулем Юнга. Как видно из формулы (3), модуль нормальной упругости E имеет размерность напряжения σ , так как относительное удлинение ε величина безразмерная. Модуль нормальной упругости характеризует способность материала сопротивляться деформации. Величина E

устанавливается экспериментально. Для стали, например, $E = (2,0 - 2,2) \cdot 10^5$ МПа или $(2,0 - 2,2) \cdot 10^4$ кгс/мм², а для меди $E = 1 \cdot 10^5$ МПа или $1 \cdot 10^4$ кгс/мм².

Если подставить в формулу (3) значения $\sigma = \frac{P}{F}$ (P – растягивающая или сжимающая сила, F – площадь поперечного сечения) и $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$, получим

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF}. \quad (4)$$

Из этой формулы следует, что удлинение (укорочение) стержня прямо пропорционально растягивающей (сжимающей) силе и длине стержня и обратно пропорционально модулю нормальной упругости и площади поперечного сечения. Произведение EF называют жесткостью при растяжении (сжатии).

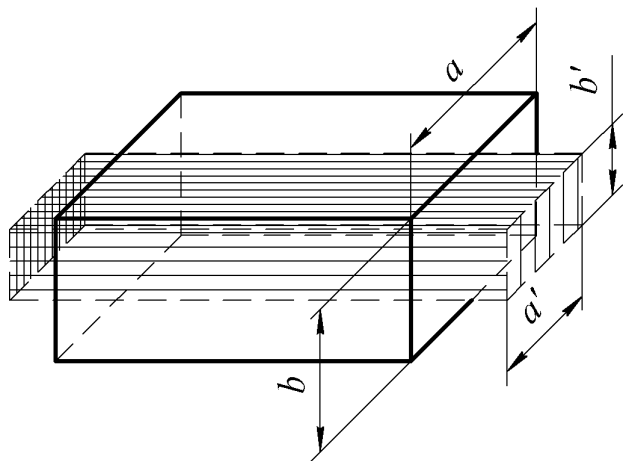


Рис. 5. К определению поперечных деформаций при растяжении

Удлинение в продольном направлении бруса приводит к его сужению в поперечном направлении. Продольная ε и поперечная $\varepsilon' = \frac{a' - a}{a} = \frac{b' - b}{b}$ деформации (рис. 3) связаны следующим соотношением:

$$\varepsilon' = -\mu \varepsilon. \quad (5)$$

Величины ε' при растяжении отрицательны, а при сжатии положительны (происходит расширение бруса). Безразмерный коэффициент μ называется коэффициентом поперечного сжатия или коэффициентом Пуассона. Величины μ для различных материалов различны и лежат в пределах от 0 до 0,5. В расчетах для стали принимают $\mu = 0,3$.

При сдвиге закон Гука записывается в следующем виде:

$$\tau = G\gamma. \quad (6)$$

Коэффициент G называется модулем сдвига; он имеет размерность напряжения. Величина G может быть выражена через E и μ :

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (7)$$

Формула (6) по структуре аналогична формуле (3), выражающей закон Гука при растяжении.

При кручении стержней круглого сечения, полагая, что в поперечных сечениях возникают только касательные напряжения и поперечные сечения поворачиваются как плоские диски, полный угол закручивания определяют по формуле

$$\varphi = \frac{M_k l}{GI_p}, \quad (8)$$

где l – длина стержня, M_k – крутящий момент, I_p – полярный момент инерции (для круга диаметром d величина $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$).

Касательные напряжения τ в точках сечения, удаленных от оси стержня на расстояние ρ , находятся:

$$\tau = \frac{M_k \rho}{I_p}. \quad (9)$$

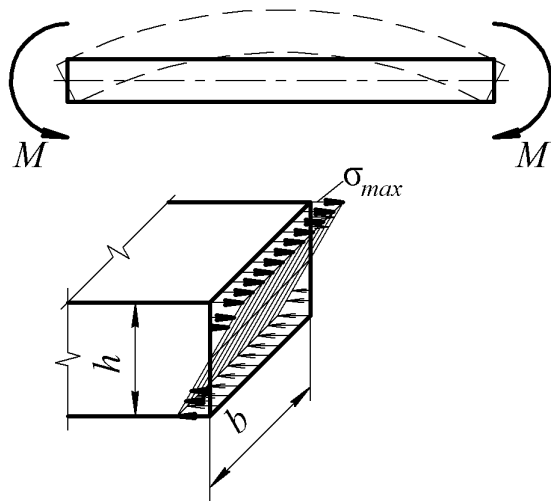
Наибольшие касательные напряжения при кручении можно определить из формулы(9), если принять $\rho = r$ (r – радиус стержня):

$$\tau_{max} = \frac{M_K}{W_p}. \quad (10)$$

Величина W_p называется полярным моментом сопротивления; для сплошного цилиндра $W_p = \frac{I_p}{r} = \frac{\pi d^3}{16}$.

При изгибе (см. рис. 2, д) в сечениях изгибаемого образца, перпендикулярных его оси, действуют перерезывающая сила Q и изгибающий момент M . Если внутренние силы в поперечных сечениях образца приводятся лишь к изгибающему моменту M , а $Q = 0$, то изгиб называется чистым. При чистом изгибе в поперечном сечении возникают лишь нормальные напряжения σ_z (ось z совпадает с осью образца).

Максимальной величины эти напряжения достигают в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси (рис. 4). Значения σ_{max} в рассматриваемом сечении определяют по формуле, полученной на основе закона Гука:



$$\sigma_{max} = \frac{M}{W}, \quad (11)$$

где W – момент сопротивления сечения изгибу. Величины W для различных профилей сечений приводятся в справочниках. Например, для прямоугольного сечения с основанием b и высотой h

$$W = \frac{bh^2}{6},$$

а для круга диаметром d

$$W = \frac{\pi d^3}{32}.$$

Рис. 4. Напряжения при чистом изгибе

Сечение, в котором возникают наибольшие напряжения, называют опасным сечением. Напряжения вблизи нейтрального слоя незначительны, и эти слои металла почти «не работают». Поэтому с целью облегчения конструкции без нарушения прочности применяют трубчатые детали, двутавровые балки и т. д.

§ 4. Диаграмма пластичности

Прямая пропорциональность между напряжениями и деформациями (закон Гука) наблюдается для различных материалов только до определенных пределов. Установление этих пределов, а также определение механических свойств материалов проводится на испытаниях. Наиболее распространенным испытанием является испытание на растяжение.

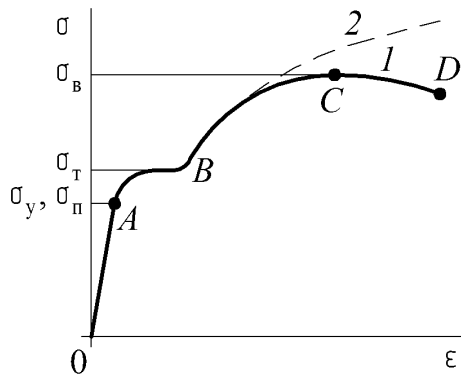


Рис. 5. Диаграммы растяжения стального образца:
1 – условная, 2 – истинная

При растяжении призматического или цилиндрического образца длиной l_0 и площадью поперечного сечения F_0 замеряют усилие деформирования P и длину образца в процессе испытаний l . По этим данным подсчитывают условное напряжение $\sigma = \frac{P}{F_0}$ и относительное удлинение $\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}$, величины которых откладываются в определенном масштабе соответственно по осям ординат и абсцисс.

На рис. 5 изображена зависимость между σ и ε для мягкой стали. До точки A сохраняется прямая зависимость между σ и ε , т. е. выполняется закон Гука. Наибольшее напряжение, до которого деформации в материале растут пропорционально напряжению, называют пределом пропорциональности и обозначают σ_p .

Для определения предела упругости σ_y после каждой нагрузки разгружают образец и измеряют его длину, следя за появлением остаточной деформации. Напряжение, при котором в материале появляется остаточная деформация порядка $(0,00002 - 0,00005)l_0$ принимают за предел упругости. Для мягкой стали $\sigma_p \approx \sigma_y$.

При дальнейшем увеличении усилия растяжения наступает момент, когда удлинение образца происходит без заметного увеличения напряжения (горизонтальная площадка на диаграмме). Напряжение, при котором происходит такое течение материала, называют пределом текучести и обозначают σ_T . Предел текучести – очень важная характеристика механических

свойств материала. Сопоставляя расчетные величины напряжения с пределом текучести, судят о характере деформации в материале.

Для материалов, у которых на диаграмме растяжения нет ярко выраженной площадки текучести, за предел текучести принимают напряжение, соответствующее остаточному относительному удлинению – 0,2 %.

После точки *B* диаграммы (рис. 5) материал вновь приобретает способность при возрастании нагрузки сопротивляться пластической деформации. Такое явление называют упрочнением. Зависимость между напряжениями и деформациями на участке упрочнения уже не подчиняется закону Гука. В точке *C* усилие растяжения образца принимает максимальное значение P_{max} . Частное от деления P_{max} на первоначальную площадь поперечного сечения образца F_0 называют временным

сопротивлением или пределом прочности $\sigma_B = \frac{P_{max}}{F_0}$. До точки *C* удлинение образца происходит равномерно, а при достижении предела прочности наблюдается появление местного сужения – шейки. После этого большая часть длины образца не деформируется. Сечение в середине шейки быстро уменьшается и дальнейшее удлинение образца до полного разрыва (точка *D*) происходит при уменьшении нагрузки.

Заметим, что действительные напряжения в образце при удлинении непрерывно растут и после точки *C*, несмотря на уменьшение усилия P . Ведь площадь сечения шейки непрерывно уменьшается. Отношение силы, соответствующей точке *D*, к площади сечения шейки в момент разрыва больше предела прочности.

Временное сопротивление определяется σ_B экспериментально. Оно служит одной из основных характеристик материала.

О пластических свойствах материала можно судить по величинам относительного удлинения δ образца после разрыва (абсцисса точки *D* на диаграмме) и относительного сужения ψ поперечного сечения шейки после разрыва. Эти величины находят так:

$$\delta = \frac{l_K - l_0}{l_0} \cdot 100\%; \quad \psi = \frac{F_0 - F_K}{F_0} \cdot 100\%.$$

где l_K и F_K – соответственно длина образца и площадь поперечного сечения шейки после разрыва, а l_0 и F_0 – начальные значения длины образца и площади его поперечного сечения.

Если силу относить не к начальной, а к фактической площади поперечного сечения образца, то получим истинную диаграмму растяжения, показанную на рис. 5 штриховой линией.

§ 5. Расчеты на прочность

В инженерных расчетах о прочности стержня, работающего на растяжение или сжатие, судят по величине возникающего в нем при нагружении напряжения $\sigma = \frac{P}{F}$. Это напряжение сравнивают с допускаемым $[\sigma]$, которое выбирается в зависимости от материала и условий работы данной конструкции. Для пластичных материалов назначают $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}$, для хрупких $[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B}$.

Коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести n_T или пределу прочности n_B назначают для компенсации возможных перегрузок при эксплуатации, неточностей изготовления деталей и определения механических свойств материала. Величины n_T и n_B всегда больше единицы. Хрупкие материалы (чугун, бетон и др.) разрушаются без появления заметных остаточных деформаций, поэтому основной характеристикой их механических свойств является предел прочности.

Установление значений запаса прочности является важным народнохозяйственным вопросом. Снижение коэффициента запаса прочности приводит к экономии материалов; в то же время необходимо гарантировать нормальную эксплуатацию изделий в течение определенного времени.

В машиностроении нет единых норм для назначения допускаемых напряжений. Однако на некоторых крупных заводах и в отдельных отраслях большой производственный опыт позволил установить нормы допускаемых напряжений, обязательные для использования на этих предприятиях.

Расчет на прочность при растяжении (сжатии) при выбранном значении $[\sigma]$ сводится к выполнению неравенства

$$\frac{P}{F} = \sigma \leq [\sigma].$$

Это неравенство позволяет определить по заданным значениям усилия P и допускаемых напряжений $[\sigma]$ площадь сечения $F \geq \frac{P}{[\sigma]}$ или установить допускаемую нагрузку по известным значениям $[\sigma]$ и F :

$$P \leq [\sigma] \cdot F.$$

При сдвиге и срезе условие прочности записывают так:

$$\tau = \frac{P}{F} \leq [\tau].$$

Допускаемые напряжения на срез $[\tau]$ обычно выбирают $[\tau] \approx 0,8[\sigma]$.

При кручении расчетная формула на прочность имеет вид

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau].$$

Кроме того, в ряде случаев необходимо ограничивать величину угла закручивания. Тогда вводят допускаемое значение угла φ и сравнивают с ним величину угла закручивания, получаемую по формуле (8).

При изгибе расчетное уравнение устанавливает зависимость между максимальными нормальными напряжениями и допускаемыми:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} \leq [\sigma].$$

ПЕРЕМЕННЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

(Красновский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: учеб. пособие. М., 1991. С. 171 – 178)

Детали механических систем, работающие в условиях переменных напряжений, могут *внезапно* разрушаться при напряжениях, которые значительно меньше допускаемых при статическом нагружении.

Фундаментальными исследованиями проблем прочности установлено, что при переменных напряжениях в материале деталей возникают микротрещины, которые постепенно развиваются и значительно ослабляют сечение детали. Это в конечном счете приводит к разрушению. На поверхности излома детали наблюдаются две ярко выраженные зоны: гладкая – результат постепенного развития трещины, и грубозернистая – след внезапного разрушения. Такое явление называют усталостью материала.

§ 1. Усталость материалов

При переменных напряжениях пределы текучести σ_T и прочности σ_B уже не достаточны для полной характеристики сопротивляемости материала.

Дополнительной характеристикой свойств материала, определяющей возможность воспринимать многократное действие переменных напряжений без разрушения, является *предел выносливости* σ_r . Он представляет собой наибольшее значение переменного напряжения, при котором материал детали не разрушается, как бы ни было велико число циклов напряжений.

Циклы напряжений. Значение предела выносливости для одного и того же материала зависит от ряда факторов, в частности от закона изменения напряжений во времени. Наиболее часто в деталях механических систем напряжения изменяются по циклическому закону, близкого к синусоидальному (рис. 1, а).

Основные параметры цикла переменных напряжений:

$\sigma_{max}, \sigma_{min}$ – максимальное и минимальное напряжения цикла;

$\sigma_m = 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min})$ – среднее напряжение цикла;

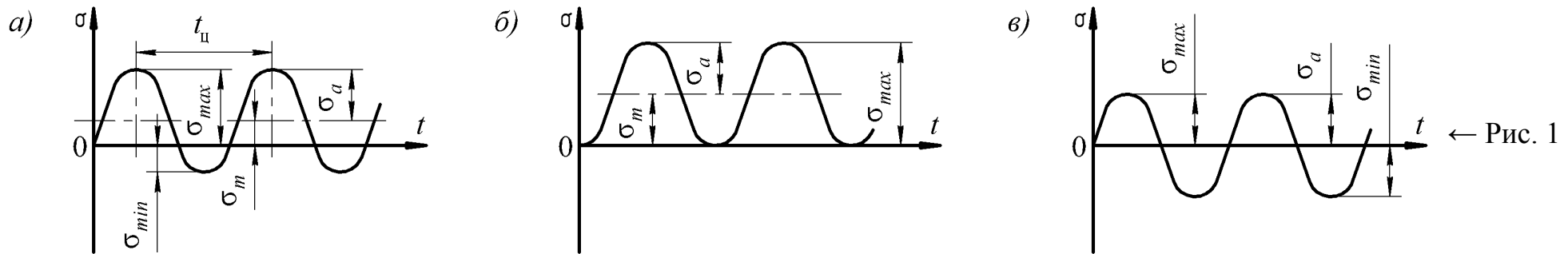
$\sigma_a = 0,5(\sigma_{max} - \sigma_{min})$ – амплитуда напряжений цикла;

$r_\sigma = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ – коэффициент асимметрии цикла напряжений (характеристика цикла).

На практике встречаются обычно два вида циклов переменных напряжений:

отнулевой цикл (рис. 1, б), параметры которого $\sigma_{max} = \sigma$; $\sigma_{min} = 0$; $\sigma_m = \sigma_a = 0,5 \sigma$; $r_\sigma = 0$; предел выносливости для этого цикла обозначается σ_0 , где индекс отображает значение характеристики цикла ($r_\sigma = 0$);

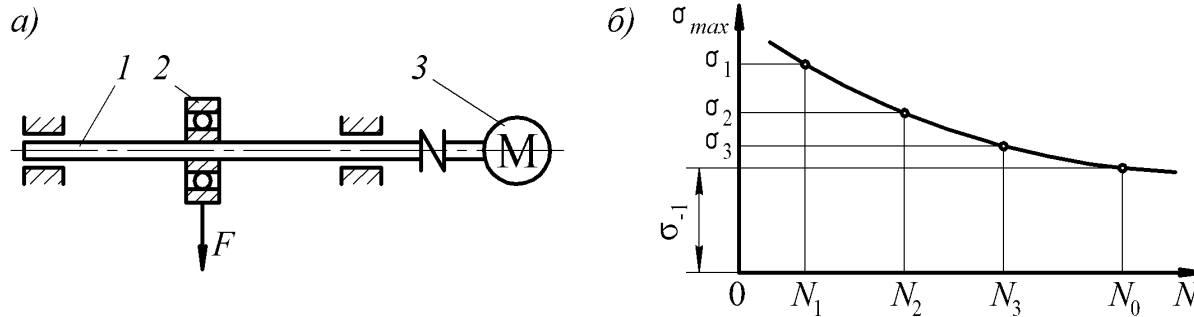
симметричный цикл (рис. 1, в), для которого $\sigma_{max} = \sigma$; $\sigma_{min} = -\sigma$; $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$; $r_\sigma = -1$. Такой цикл напряжений наблюдается, например, при вращении вала, подвергающегося изгибу какой-либо неподвижной нагрузкой. В его поперечном сечении в одних и тех продольных волокнах действуют то сжимающие, то растягивающие напряжения. Предел выносливости при симметричном цикле (по аналогии с отнулевым циклом) обозначается σ_{-1} . При прочих равных условиях симметричный цикл наиболее опасен.



Предел выносливости материалов. Предел выносливости одного и того материала зависит от вида деформации: изгиб, растяжение (сжатие), кручение. Для каждого вида деформации его определяют экспериментально в условиях действия переменных напряжений (по отнулевому или симметричному циклу). При испытаниях каждому уровню максимальных напряжений соответствует определенное число циклов напряжений, по достижении которого образец разрушается. Наибольшее из таких максимальных напряжений, при котором с заданной вероятностью неразрушения образец или деталь может выдержать практически неограниченное число циклов N , принимают за *предел выносливости*.

Рассмотрим, как определяется предел выносливости при изгибе серии образцов из стали в условиях симметричного цикла напряжений. Образец (валик) 1 помещают в испытательную машину (рис. 2, а) и через подшипник 2 нагружают силой F так, чтобы получить наибольшее напряжение, равное примерно $0,6\sigma_b$ материала. Затем включают двигатель 3, валик

вращается, подвергаясь деформации изгиба при переменных напряжениях, и при достижении некоторого значения числа циклов разрушается. Число оборотов образца за время испытаний до его разрушения представляет собой число циклов нагружения N_i .



← Рис. 2

Испытывая другие образцы этой серии, значение силы F постепенно снижают, при этом растет число циклов N_i , необходимое для их излома. Далее строят графическую зависимость между напряжением σ_{max} и числом циклов N_i – кривую выносливости (рис. 2, б). Кривая асимптотически приближается к горизонтали. Если образец выдержал $N_0 = 10^7$ циклов, то считается, что может выдержать теоретически неограниченное число циклов нагружения. Число циклов N_0 называют *базовым*: соответствующее ему максимальное значение переменного напряжения $\sigma_{0.1}$ представляет собой предел выносливости при симметричном цикле. Для закаленной стали принимают $N_0 = 10^8$.

Многочисленные испытания на усталость образцов из различных материалов при различных деформациях показали, что значение пределов выносливости зависит от предела прочности (временного сопротивления) σ_B материала при растяжении. Например, для среднеуглеродистой стали при различных видах деформаций пределы выносливости могут быть определены по следующим эмпирическим зависимостям:

	<i>Отнулевой цикл</i>	<i>Симметричный цикл</i>
Растяжение (сжатие).....	$\sigma_0 = 0,52\sigma_B$	$\sigma_{-1} = 0,36\sigma_B$
Изгиб.....	$\sigma_0 = 0,6\sigma_B$	$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$
Кручение.....	$\tau_0 = 0,32\sigma_B$	$\tau_{-1} = 0,22\sigma_B$

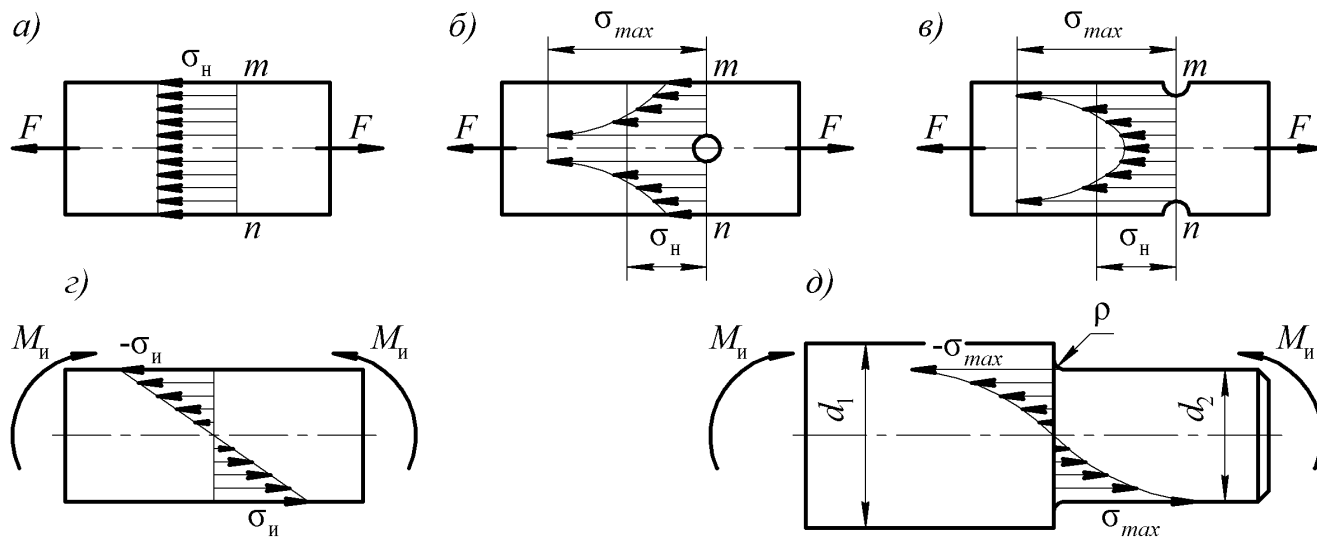
Для образцов из цветных металлов кривая выносливости (рис. 2, б) может иметь асимптотой ось циклов N . Это означает, что при определенном (хотя и большом) числе циклов N предел выносливости образца становится равным нулю. Учитывая это, для цветных металлов вводится понятие условного предела выносливости, значение которого определяется при заданном числе циклов N_y .

§ 2. Концентрация напряжений и ее влияние на прочность материалов

Ранее при рассмотрении деформаций тел на основании соответствующих допущений для каждого вида деформации получался определенный закон распределения напряжений по поперечному сечению. Например, при растяжении и сжатии это распределение равномерное, при изгибе и кручении – линейное. Значения напряжений, определяемые по приведенным выше расчетным формулам сопротивления материалов для каждого вида деформаций, принято называть *номинальными*.

В действительности закон распределения напряжений по поперечному сечению детали может отличаться от номинального. Особенно большие отклонения от номинального распределения наблюдаются вблизи точек приложения сосредоточенных сил и возможных конструктивных особенностей деталей – выточек, отверстий, переходов от одного размера сечения к другому и т. д. Эти и другие причины порождают так называемые *местные напряжения*, значения которых могут значительно превышать номинальные напряжения.

Так, например, при осевом растяжении силами F пластинки (рис. 3, а) возникающие в сечении $m - n$ нормальные напряжения распределяются равномерно. Если в пластинке есть отверстие или выточка (рис. 3, б, в), то распределение напряжений изменяется: у краев отверстия и выточки местные напряжения значительно возрастают, достигая наибольшего значения σ_{max} ; это явление распространяется лишь на малую часть сечения. Подобная картина наблюдается и при других деформациях. На рис. 3, г, д показаны эпюры напряжений при изгибе гладкого и ступенчатого валиков, на которых видно заметное увеличение напряжений σ_{max} вследствие резкого изменения размеров сечения валика.



← Рис. 3

Возникновение более высоких местных напряжений σ_{max} , τ_{max} по сравнению с номинальными σ_n , τ_n называют *концентрацией напряжений*, а причины, порождающие их (отверстия, выточки и др.) – *концентраторами напряжений*. Количественной мерой концентрации напряжений служит *эффективный коэффициент концентрации* соответственно нормальных и касательных напряжений:

$$K_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_n; \quad K_\tau = \tau_{max}/\tau_n. \quad (1)$$

Известны два основных метода определения значений коэффициентов концентрации напряжений: теоретический и экспериментальный. Суть теоретического метода состоит в использовании теории упругости для определения напряжений в любой точке сечения детали, на любой проходящей через нее площадке. Разделив найденное таким путем значение наибольшего напряжения на номинальное, получают теоретический коэффициент концентрации напряжений. Теоретический коэффициент концентрации напряжений не учитывает различную чувствительность материала к наличию концентраторов напряжений, являющихся, в конечном счете, причиной возникновения трещин и разрушения, поэтому он получается выше экспериментального.

Экспериментальный метод основан на проведении испытаний специальных моделей или образцов, которые подвергаются соответствующей деформации (например, изгибу, кручению). Один из образцов делают гладким, без каких-либо концентраторов напряжений, а второй – с заданным концентратором (выточкой, галтелью или др.). Определив опытным путем пределы прочности или выносливости образцов из одного и того материала с различными концентраторами и без них, получают значения так называемого эффективного коэффициента концентрации напряжений. Детали механических систем, как правило, подвергаются деформациям при переменных напряжениях, поэтому при симметричном цикле

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1}/(\sigma_{-1})_k \quad K_{\tau} = \tau_{-1}/(\tau_{-1})_k, \quad (2)$$

при отнулевом цикле

$$K_{\sigma} = \sigma_0/(\sigma_0)_k \quad K_{\tau} = \tau_0/(\tau_0)_k, \quad (3)$$

где σ_{-1} , σ_0 ; τ_{-1} , τ_0 – пределы выносливости образцов при нормальных и касательных напряжениях без концентраторов напряжений; $(\sigma_{-1})_k$, $(\sigma_0)_k$; $(\tau_{-1})_k$, $(\tau_0)_k$ – то же, но для определенного вида концентратора напряжений.

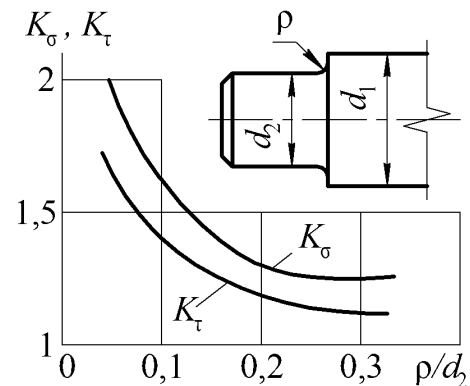


Рис. 4

При расчетах предпочтение отдается эффективным коэффициентам концентрации (K_{σ} , K_{τ}), полученным экспериментальным путем. Их значение зависит от многих факторов, но наиболее существенным является радиус закругления в концентраторе (резкое изменение формы детали). Если, например, переход (ступень) от одного диаметра валика к другому сделан резко, под прямым углом (рис. 3, δ), то значение коэффициента концентрации наибольшее, при плавном закруглении перехода галтелью оно снижается. На рис. 4 приведены графики изменения эффективных коэффициентов концентрации K_{σ} , K_{τ} для валика с галтелью радиуса ρ при соотношении $d_1/d_2 = 1,25$. Для других деталей и концентраторов напряжений значения K_{σ} и K_{τ} приведены в справочной литературе.

При конструировании деталей механических систем стремятся снизить влияние концентрации напряжений путем применения плавных переходов и закруглений, устранения чрезмерной разности в жесткости сопрягаемых частей, снижения шероховатости поверхности и др.

§ 3. Расчет допускаемых напряжений

При расчете и конструировании элементов механических систем и конструкций стремятся обеспечить требуемую надежность и долговечность в сочетании с экономичностью, минимальной массой и габаритами. Это достигается комплексным подходом к проектированию (выбору расчетной схемы, определению нагрузок, подбору материала и др.), важнейший компонент которого установление оптимальных напряжений. В инженерной практике применяют два метода определения допускаемых напряжений: табличный и аналитический.

Табличный метод. Этот метод – приближенный (ориентировочный). Суть его состоит в том, что определенных материалов и групп деталей со сходными условиями работы опытным (статистическим) путем составляют таблицы допускаемых напряжений. При проектировании новых деталей используют таблицы напряжений для подобных деталей.

Расчетный метод. Он разработан советскими учеными и теоретически учитывает ряд специфических особенностей в работе материала деталей, влияющих на прочность и надежность. В общем случае допускаемые нормальные и касательные напряжения могут быть найдены по формулам

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пред}} K_M / (K_\sigma K_T n_\sigma); \quad [\tau] = \tau_{\text{пред}} K_M / (K_\tau K_T n_\tau), \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{пред}}$, $\tau_{\text{пред}}$ – предельные напряжения, значения которых зависят от материала (сталь, цветные металлы и т. д.) и вида напряженного состояния; K_M – масштабный коэффициент, учитывающий влияние на прочность размеры деталей; K_σ , K_τ – коэффициенты концентрации напряжений (см. § 2); K_T – технологический коэффициент; n_σ , n_τ – запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям.

Примечание. Строго говоря, значения K_M при циклических нагрузках для нормальных и касательных напряжений различны.

Рассмотрим входящие в формулу (4) величины подробнее. В качестве предельных напряжений ($\sigma_{\text{пред}}$, $\tau_{\text{пред}}$) принимают одну из механических характеристик материала: в случае статического действия нагрузки (или при постоянных напряжениях) для пластичных материалов (сталь, ряд сплавов) – предел текучести σ_T , τ_T , а для хрупких – предел прочности σ_b , τ_b . При действии переменных напряжений при пульсирующем или симметричном цикле в качестве предельных напряжений принимают предел выносливости соответствующего цикла, т. е. σ_0 , τ_0 или σ_{-1} , τ_{-1} .

Ранее отмечалось, что значения механических характеристик, принимаемых в качестве предельных напряжений, для одного и того же материала зависят от вида деформации. Например, для постоянных напряжений при деформации изгиба принимают $\sigma_{\text{пред}} = 1,2\sigma_{\text{T}}$, а при кручении $\tau_{\text{пред}} = 0,7\sigma_{\text{T}}$, где σ_{T} – предел текучести при растяжении. Ориентировочные соотношения механических характеристик при переменных напряжениях приведены в § 2.

Необходимость учета масштабного коэффициента K_{M} обусловлена следующим. При опытным определении предела выносливости установлено, что с увеличением диаметра образца от 7 до 20 мм предел выносливости снижается на 30 ... 40%. Это объясняется тем, что в сечении крупных образцов увеличивается вероятность неоднородности структуры материала из-за различных включений типа газовых пузырей и других, снижающих прочность. Кроме того, у образцов большого диаметра более благоприятны условия для развития усталостных трещин, так градиент изменения напряжений при изгибе меньше, чем у образцов малого диаметра. Масштабный коэффициент

$$K_{\text{M}} = (\sigma_{-1})_d / (\sigma_{-1})_0, \quad (5)$$

где $(\sigma_{-1})_d$ – предел выносливости образца заданного диаметра d ; $(\sigma_{-1})_0$ – предел выносливости образца диаметром $d = 7$ мм.

Для деталей точной механики с небольшими размерами поперечных сечений ($d \leq 20$ мм) можно принять $K_{\text{M}} = 0,9 \dots 1$.

Технологический коэффициент K_{T} учитывает влияние качества механической обработки поверхностей деталей на их прочность. Для шлифованных поверхностей принимают $K_{\text{T}} = 1 \dots 1,05$; для грубообработанных $K_{\text{T}} = 1,5 \dots 1,8$. Применение химико-термической обработки поверхностей (цементации, закалки и др.) или упрочнением путем наклепа технологический коэффициент может быть заметно снижен: даже до значений $K_{\text{T}} < 1$.

Введение в расчет запасов прочности n_{σ} , n_{τ} связано с невозможностью точного учета многочисленных факторов, влияющих на прочность и надежность. Это и приближенность выбора расчетной схемы нагружения и напряженного состояния, отклонения механических свойств материала и технологии обработки от нормативных и многое другое. Часто запас прочности определяется как произведение сомножителей $n_{\sigma, \tau} = n_1 n_2 n_3$, каждый из которых отражает определенное отклонение расчетной совокупности характеристик и факторов от действительной: n_1 – учитывает неточности в выборе расчетной схемы нагрузок, особенно динамических, и напряженного состояния ($n_1 = 1,1 \dots 1,5$); n_2 – поправка на отклонения принимаемых в расчете на прочность механических характеристик материалов от действительных ($n_2 = 1,1 \dots 1,2$); n_3 – учитывает степень ответственности детали и ее влияние на общую надежность механизмов ($n_3 = 1 \dots 3$).

Таким образом, значения запасов прочности могут колебаться в значительном диапазоне (1,2 ... 5 и более). В случае необходимости достоверные их значения определяются на основании натуральных испытаний деталей или путем моделирования.

Пример. Определить допускаемое напряжение для ступенчатого валика передаточного механизма, подвергающегося деформации изгиба, если дано: диаметр валика $d = 14$ мм, предел прочности материала $\sigma_b = 600$ МПа. В материале валика возникают переменные напряжения, изменяющиеся по симметричному закону.

Решение. Допускаемое напряжение для ступенчатого валика определяем по формуле (4). Примем: предел выносливости $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 \cdot 600 = 258$ МПа (см. § 2); масштабный коэффициент (см. § 2) для $d = 14$ мм $K_m = 0,9$; коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma = 1,3$; технологический коэффициент $K_T = 1,0$; запас прочности $n_\sigma = n_1 n_2 n_3 = 1,3 \cdot 1,1 \cdot 1,8 = 2,6$. В этом случае $[\sigma_n] = \sigma_{-1} K_m / (K_\sigma K_T n_\sigma) = 258 \cdot 0,9 / (1,3 \cdot 1 \cdot 2,6) = 69$ МПа.

Следовательно, при расчетах данного валика на изгиб напряжения не должны превышать 69 МПа.

Бобков Н. М.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ БНК ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВИБРАЦИИ

Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 1997. № 4

При проектировании радиоэлектронных средств (РЭС) размеры несущих деталей по критериям прочности и жесткости обычно устанавливаются на основании опыта проектирования и эксплуатации изделий-прототипов или по результатам испытаний макетов, экспериментальных и опытных образцов проектируемого изделия. Расчеты на прочность при выборе размеров несущих деталей конструкторы РЭС производят редко. Такое положение нельзя считать нормальным. Безотказная эксплуатация прототипов и отсутствие поломок при стандартных испытаниях макетов и образцов свидетельствуют лишь о том, что их несущие детали имеют достаточную прочность, но не дают ответа на вопрос, не является ли прочность избыточной, а масса детали – завышенной. Расчеты – наименее трудоемкий способ получить ответ на этот вопрос.

Избежать грубых ошибок при выборе оптимальных размеров деталей во многих случаях помогает даже оценочный расчет на прочность. Методы прочностных расчетов изложены в многочисленной литературе по сопротивлению материалов и прочности различных конструкций, но ориентированы они на применение конструкторами машиностроительных или строительных предприятий, в распоряжении которых есть соответствующая информационная и материальная база, специальные службы, и которые могут опираться на сложившиеся традиции проектирования в своих отраслях. При проектировании РЭС использование этих методов вызывает определенные трудности, особенно в случае расчетов усталостной прочности несущих деталей.

В настоящей статье приводится методика расчетов усталостной прочности указанных деталей, которую было бы удобно применять в проектировании для оценки вибропрочности несущих деталей базовых несущих конструкций (БНК).

Вибрационные нагрузки

Конструкторы под условиями эксплуатации понимают набор стандартных внешних воздействующих факторов (ВВФ), которым подвергается опытный образец РЭС на приемочных испытаниях. Именно характеристики испытательных ВВФ и

принимают во внимание при выборе конструктивных решений в процессе проектирования. Характеристики вибрации, которая воздействует на РЭС во время проведения испытаний, известны заранее с большой степенью точности. Это облегчает анализ нагрузок на несущие детали БНК, т. к. исчезает неопределенность, неизбежная при анализе действительных эксплуатационных ВВФ.

При анализе вибрационных нагрузок будем рассматривать несущую деталь как упругий элемент некоторой механической колебательной системы с одной степенью свободы, подобную изображенным на рис. 1, которые характеризуются коэффициентом жесткости c , массой M , собственной частотой f_0 и добротностью Q . Реальные элементы БНК иногда точно, а чаще в первом приближении могут быть представлены в виде такой модели.

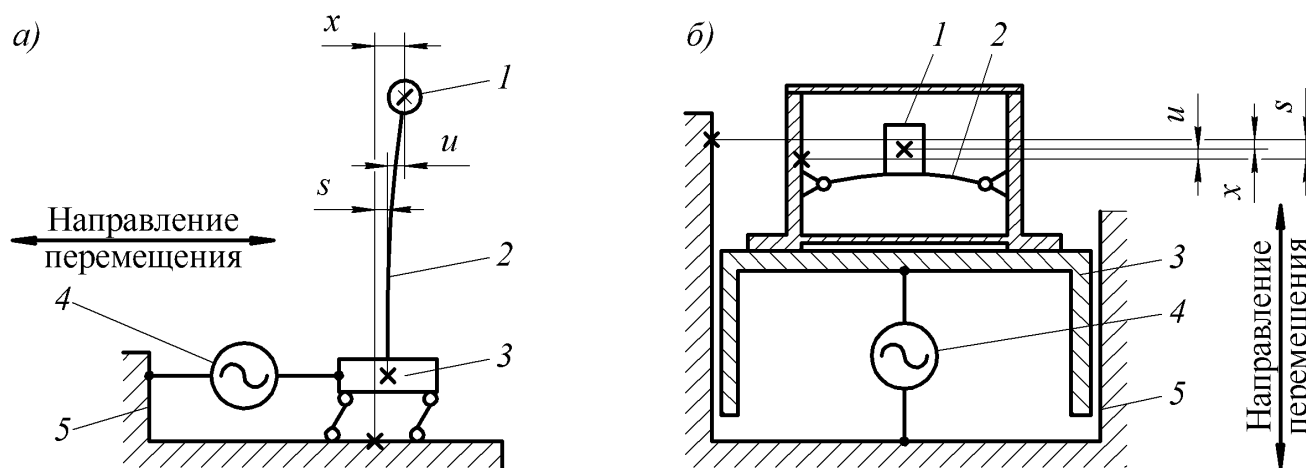


Рис. 1. Идеализированные модели несущих деталей БНК:

- а)* – вибрация воздействует в горизонтальном направлении; *б)* – вибрация воздействует в вертикальном направлении
 1 – масса, 2 – несущая деталь, 3 – платформа стенда, 4 – источник вибрации, 5 – фундамент

Испытания БНК воздействием вибрации включают в себя проверку отсутствия резонансных частот элементов конструкции в заданном диапазоне и определение вибропрочности. При этом под резонансом элемента конструкции изделия понимают явление увеличения амплитуды U вынужденных колебаний элемента в два раза и более при постоянной амплитуде S внешнего воздействия, возникающее на частотах вибрации, близких к собственной частоте этого элемента [1 – 3].

Стандарты на многие виды РЭС и их составные части устанавливают интервалы частот вибрации, в которых не должно наблюдаться резонансов элементов конструкции. Таким способом осуществляется общее нормирование механической жесткости элементов РЭС. Эти требования по своему назначению аналогичны требованиям к максимально допустимым прогибам конструкций зданий и сооружений, устанавливаемым строительными нормами. В стандарте [1] установлены три степени жесткости по отсутствию резонансных частот. При первой степени жесткости резонансные частоты должны отсутствовать в диапазоне от 0 до 25 Гц, при второй – в диапазоне от 0 до 40 Гц, при третьей – в диапазоне от 0 до 100 Гц. В бытовых РЭС, встраиваемых в транспортные средства, согласно [2], резонансные частоты должны отсутствовать в диапазоне от 0 до 55 Гц, а в радиостанциях сухопутной подвижной службы, согласно [3], – в диапазоне от 0 до 30 Гц. Само по себе отсутствие резонансов в некотором диапазоне частот вибрации не является ни необходимым, ни достаточным условием вибропрочности в этом диапазоне, но отсутствие резонансов существенно облегчает как практическую задачу обеспечения вибропрочности (нагрузки на несущие детали значительно ниже, чем при резонансе), так и теоретическую задачу анализа нагрузок (вне резонанса нагрузки практически не зависят от величины добротности, не поддающейся точному расчету).

Один из распространенных методов испытаний РЭС на вибропрочность заключается в кинематическом возбуждении синусоидальной вибрации на частотах, значения которых выбирают из стандартного ряда (метод 103-2 по [1]). При таком испытании основание (платформа вибростенда и элементы конструкции РЭС, жестко связанных с ней) перемещается по закону

$$s = S \sin 6,28ft, \quad (1)$$

где s – мгновенное значение перемещения некоторой точки основания в системе координат, ось которой направлена вдоль линии действия вибрации, а начало совпадает с положением рассматриваемой точки в состоянии покоя;

S – амплитудное значение перемещения основания;

f – частота вибрации;

t – время.

Конструктивные элементы РЭС, идеализированные модели которых изображены на рис. 1, будут совершать вынужденную синусоидальную вибрацию с частотой f . Значение амплитуды перемещения массы M при вынужденной вибрации зависит от частотного отношения $h = f/f_0$ и определяется по следующим формулам:

$$\text{в неподвижной системе координат} - X = k_x S; \quad (2)$$

$$\text{в подвижной системе координат} - U = k_u S, \quad (3)$$

где X – амплитуда перемещения массы в неподвижной системе координат, связанной с фундаментом стенда, в которой рассматривается вибрация платформы стенда;

U – амплитуда перемещения массы в подвижной системе координат, связанной с платформой стенда, равная амплитуде прогибов несущей детали;

k_x – абсолютный коэффициент передачи;

k_u – относительный коэффициент передачи.

Значения коэффициентов k_x и k_u определяются по формулам [4, с. 279]

$$k_u = \frac{h^2}{\sqrt{(1-h^2)^2 + h^2/Q^2}}; \quad (4)$$

$$k_x = \frac{\sqrt{1+h^2/Q^2}}{\sqrt{(1-h^2)^2 + h^2/Q^2}}. \quad (5)$$

В расчетах на прочность обычно учитывается перемещение массы M относительно подвижной системы координат, мгновенное значение u которого для системы, изображенной на рис. 1, a , изменяется по закону

$$u = U \sin 6,28ft. \quad (6)$$

(В формулах (1) и (6) не указан сдвиг по фазе между колебаниями, не представляющий интереса при анализе нагрузки.)
Мгновенное значение нагрузки на несущую деталь, изображенную на рис. 1, a , при вибрации изменяется по закону

$$p = P \sin 6,28ft, \quad (7)$$

где $p = cu$ – мгновенное, а $P = cU$ – амплитудное значение нагрузки на несущую деталь [5, с. 46].

Амплитудное значение нагрузки с учетом формулы (3) примет вид

$$P = ck_u S. \quad (8)$$

Так как $c = M(6,28f_0)^2$ [5, с. 60], а $f_0 = f/h$, то

$$P = k_u SM(6,28f_0)^2 = k_u SM(6,28f)^2 / h^2 = kAM, \quad (9)$$

где $A = S(6,28f)^2$ – амплитудное значение ускорения основания [5, с. 63];

k – коэффициент динамичности, определяемый по формуле

$$k = \frac{k_u}{h^2} = \frac{1}{\sqrt{(1-h^2)^2 + h^2/Q^2}}. \quad (10)$$

Расчет несущей детали, изображенной на рис. 1, *a*, на прочность следует вести с учетом нагрузки, определяемой по формуле (9). Так как коэффициент динамичности k зависит от частотного отношения h , то при испытаниях по методу 103-2 нагрузка на несущую деталь и прогибы этой детали будут меняться с изменением частоты вибрации.

Примеры зависимости нагрузок и прогибов несущей детали, изображенной на рис. 1, *a*, от времени и частоты для трех значений собственных частот 50, 125 и 400 Гц при испытаниях в диапазоне от 16 до 315 Гц по методу 103-2 приведены на рис. 2 и 3.

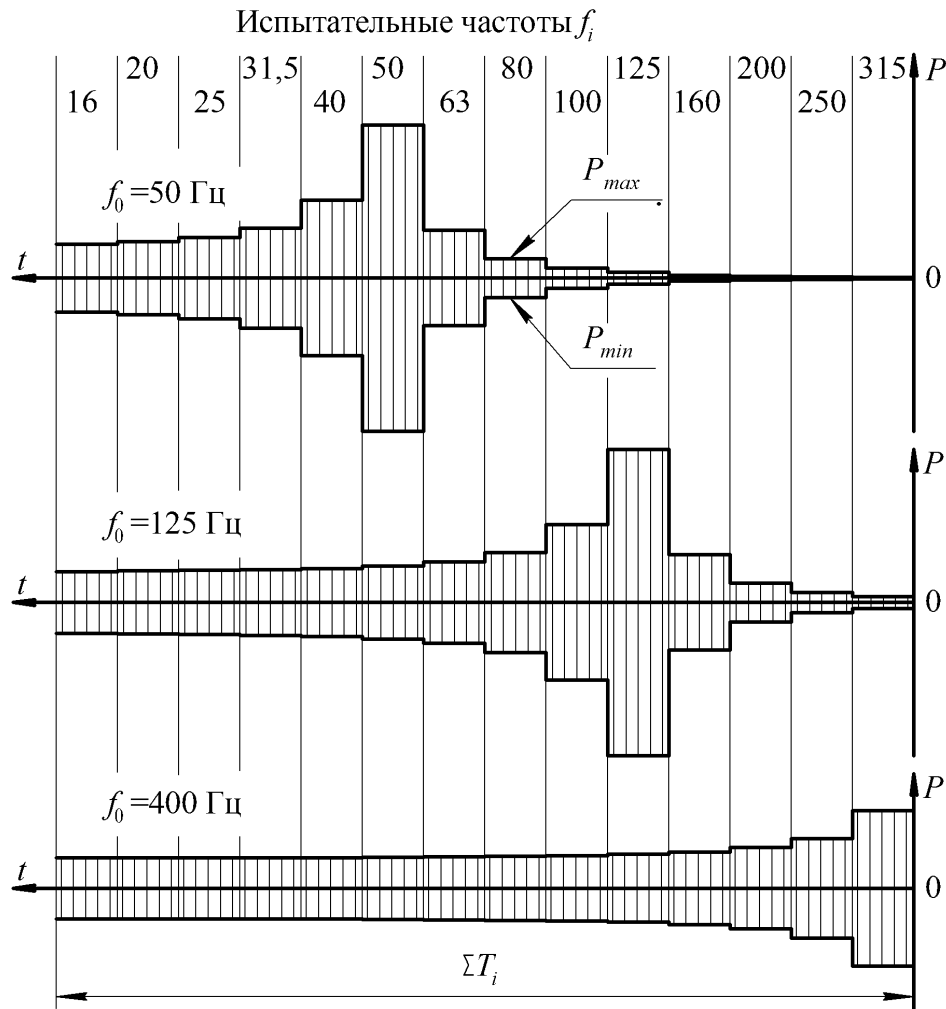


Рис. 2. Зависимость нагрузки на несущую деталь в модели от частоты вибрации и времени испытаний (вибрация воздействует по горизонтали)

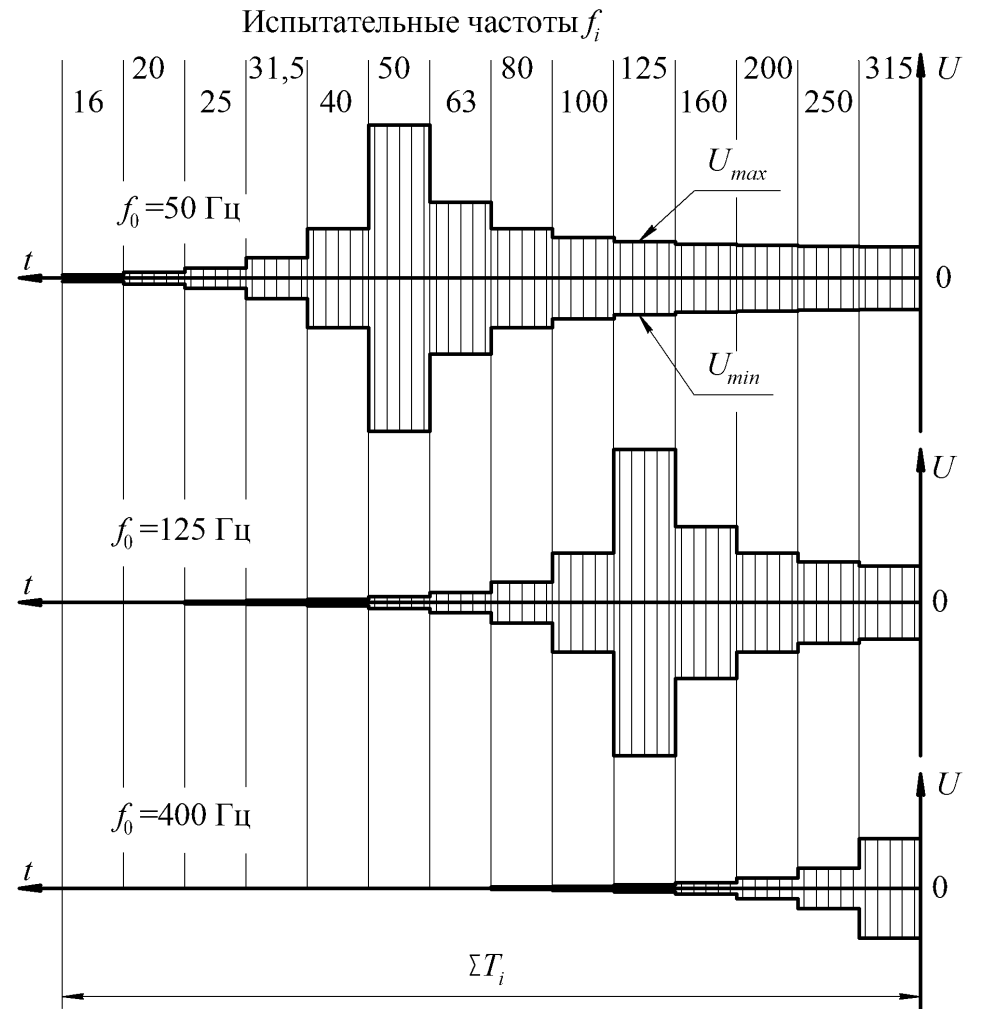
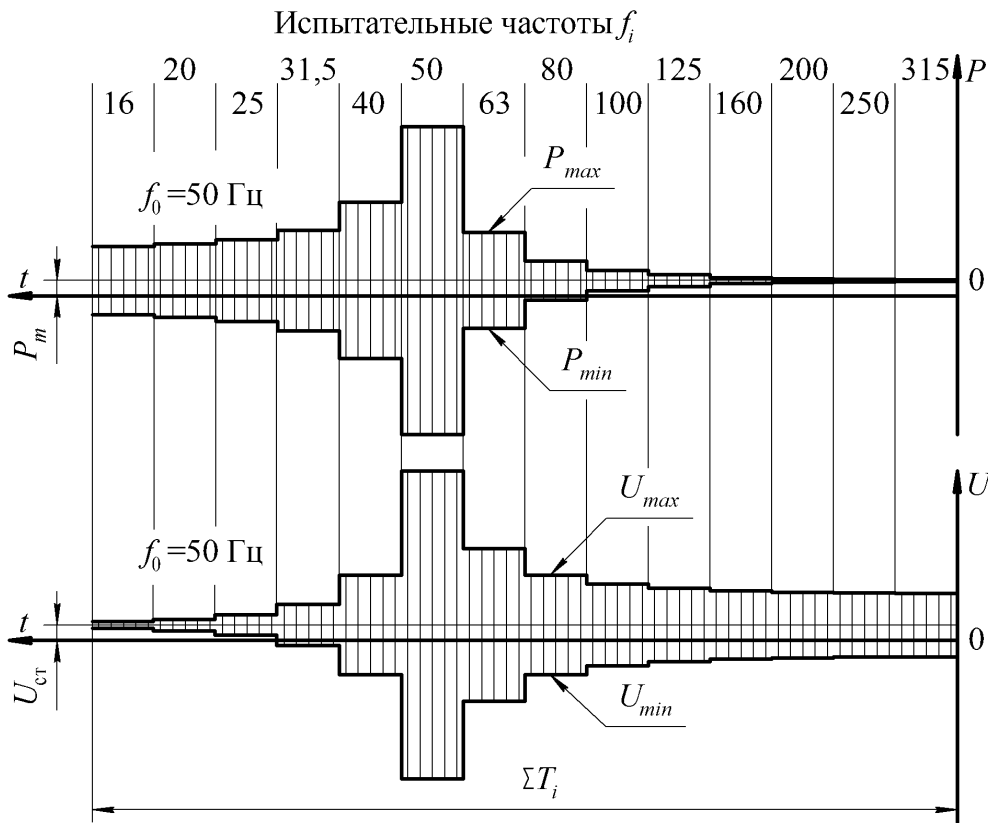


Рис. 3. Зависимость прогибов несущей детали в модели от частоты вибрации и времени испытаний (вибрация воздействует по горизонтали)

Если вибрация действует в вертикальном направлении, как на рис. 1, б, то при анализе нагрузок и прогибов необходимо учитывать постоянные составляющие нагрузки P_m и прогибов $U_{ст}$ от веса массы M (рис. 4). (На рис. 2 – 4 не показаны относительно небольшие промежутки времени плавного перехода с одной частоты на другую.)



← Рис. 4. Зависимость нагрузки и прогибов несущей детали в модели от частоты вибрации и времени испытаний (вибрация воздействует по вертикали)

Максимальная P_{max} и минимальная P_{min} нагрузки на деталь при вертикальном воздействии вибрации определяются по формулам

$$P_{max} = P_m + P = Mg + kAM = P_m(1 + kJ); \quad (11)$$

$$P_{\max} = P_m + P = Mg + kAM = P_m(1 + kJ). \quad (12)$$

где P_m – среднее значение нагрузки (вес массы M), Н;

g – ускорение свободного падения;

$J=A/g$ – амплитуда ускорения основания, выраженная в g (перегрузка).

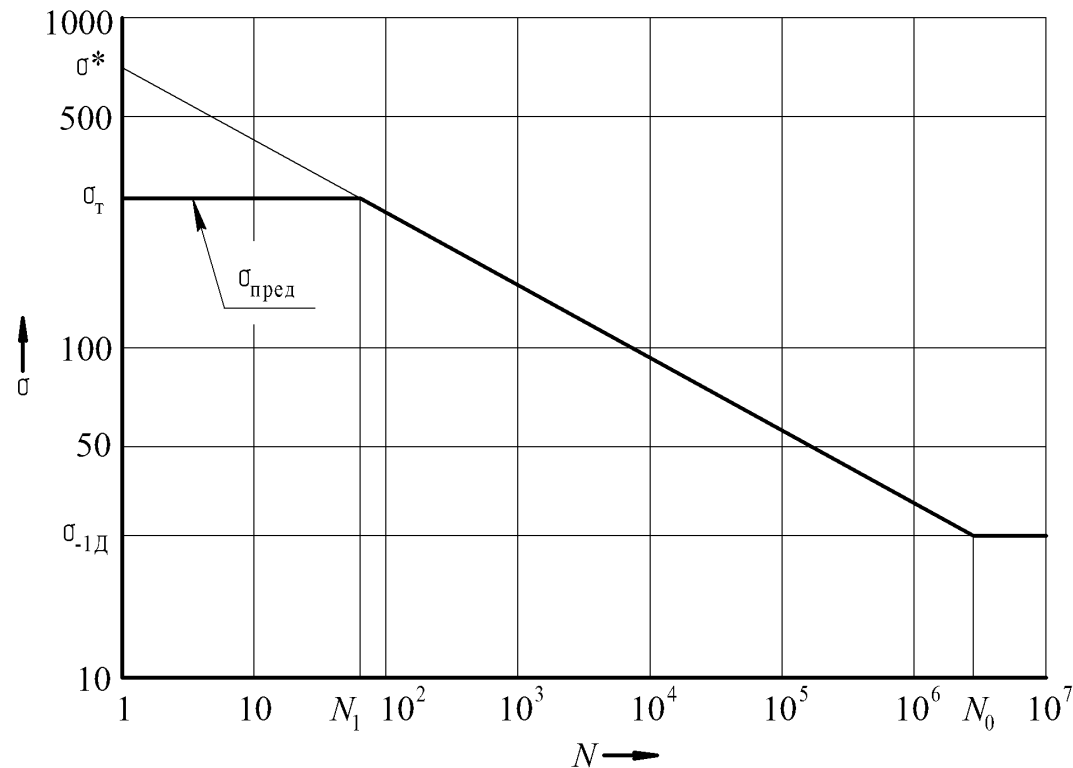


Рис. 5. Кривая усталости

Коэффициент асимметрии цикла нагружения определяется по формуле

$$r = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \frac{(1 - kJ)}{(1 + kJ)}. \quad (13)$$

При известной нагрузке по законам сопротивления материалов можно определить напряжения, действующие в сечениях детали. Условие прочности будет выполнено, если эти напряжения в опасном сечении будут несколько меньше предельного напряжения. Предельные напряжения определяются по кривой усталости (рис. 5) в зависимости от требуемой долговечности несущей детали. Если основные параметры цикла нагружения (P_{\max} , P_{\min} , P_m) в течение испытаний не меняются, то долговечность выражается в числе циклов нагружения, которое деталь должна выдержать без разрушения. Параметры цикла нагружения при вибрации не будут меняться в следующих случаях:

а) испытание на вибропрочность проводится только на одной частоте;

б) собственная частота элемента конструкции значительно выше верхней частоты диапазона частот вибрации, и изменение частоты вибрации не изменяет параметров цикла нагружения (при частотных отношениях $h > 3$ коэффициент мало отличается от единицы).

В большинстве случаев при испытаниях на воздействие вибрации $h < 3$ и коэффициент динамичности k , а следовательно и P_{\max} и P_{\min} , зависят от h (рис. 2 и 4) и меняются с переходом с одной частоты на другую. Предельное напряжение в этом случае определяется по усталостной долговечности, выраженной эквивалентным числом циклов нагружения. Весь комплекс нагрузок заменяется одной нагрузкой, равной максимальной (при максимальном коэффициенте динамичности), с эквивалентным числом циклов нагружения [6, с. 118]

$$N_s = \sum_i \left(\frac{P_{i \max}}{P_{0 \max}} \right)^m f_i T_i. \quad (14)$$

где N_s – эквивалентное число циклов нагружения;

$P_{i \max}$ – максимальная нагрузка при испытаниях на частоте f_i , Н;

$P_{0 \max}$ – наибольшая из всех $P_{i \max}$ нагрузка (максимальная нагрузка на частоте с максимальным коэффициентом динамичности), Н;

T_i – время выдержки на частоте f_i , с;

m – показатель наклона кривой усталости.

Из формул (11), (12) и (14) следует формула

$$N_s = \frac{1}{(1 + k_0 J)^m} \sum_i (1 + k_i J)^m N_i, \quad (15)$$

где k_i – коэффициент динамичности на частоте f_i ;

k_0 – максимальный из всех k_i коэффициент динамичности;

$N_i = f_i T_i$ – число циклов нагружения на частоте f_i .

Подставляя числовые значения, можно легко убедиться, что расчет эквивалентного числа циклов по формуле (15) необходим только при частотных отношениях $1,25 < h < 3$. Если $h < 1,25$, то N_e получается практически равным числу циклов нагружения с максимальным уровнем нагрузки; если $h > 3$, то расчет следует вести по фактическому числу циклов.

Построение кривой усталости

Наиболее надежным способом определения характеристик сопротивления усталости, необходимых для построения кривых усталости, являются натурные испытания деталей. Однако такие испытания очень дороги и длительны, требуют специального оборудования, которого нет на предприятиях, разрабатывающих и выпускающих РЭС.

При построении кривых усталости деталей РЭС целесообразно применять расчетный метод определения характеристик сопротивления усталости. Методы расчета этих характеристик для стальных деталей приведены в стандарте [7]. Для расчета аналогичных характеристик деталей из других материалов стандартной методики нет. Многие положения стандарта [7] можно использовать при расчете деталей из цветных металлов [8], но ряд эмпирических данных, необходимых для расчета, в этом стандарте отсутствуют.

Таблица, приведенная в статье, содержит формулы и данные для расчета и построения кривых усталости металлических несущих деталей БНК, подобранных с таким расчетом, чтобы ими было удобно пользоваться конструкторам РЭС. Так как детали БНК работают в основном на изгиб, данные подобраны применительно к этому виду напряженного состояния. В системе координат с логарифмическими шкалами кривые усталости металлических деталей принято изображать отрезками прямых линий, как это сделано на рис. 5 [9, с. 196; 10, с. 43]. Участок кривой усталости при $N > N_0$ в ряде случаев имеет наклон к оси N , но, т. к. необходимая долговечность несущих деталей БНК РЭС обычно не превышает N_0 , в предлагаемой методике расчета это не учитывается. Не учитывается и влияние масштабного фактора, поэтому применять методику можно только при расчете деталей, характерный размер которых не превышает 10 – 15 мм (диаметр прутка, толщина листа). Не предусмотрен также учет влияния коррозии (при проектировании БНК материалы и покрытия выбирают с таким расчетом, чтобы коррозии не было). При необходимости эти факторы можно учесть дополнительно согласно имеющейся справочной литературе.

Таблица

Характеристика	Обозначение	Способ определения (напряжение в МПа)
Предел прочности Предел текучести Предел выносливости при симметричном изгибе гладких лабораторных образцов	σ_B σ_T σ_{-1}	Определяются по ТУ на материал или справочникам. Ориентировочно для сталей $\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B$ [7, с. 3; 11 с. 26]; для алюминия (здесь и далее подразумеваются и сплавы алюминия) $\sigma_{-1} = (0,25...0,4)\sigma_B$ [9, с. 116].
Теоретический коэффициент концентрации напряжений	K_T	Практически не зависит от вида материала. Определяется по справочникам, например [7, 10, 12].
Радиус концентратора напряжений Параметр материала Коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений	R a q	Определяется по чертежам на рассчитываемую деталь. Для закаленной и отпущенной стали $a=0,25$ мм; для прутков и листов из алюминия $a=0,51$ мм. $q = 1/(1 + a/r)$ [12, с. 19]. Для силуминов $q=0$ [10, с. 174]
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	K_σ	$K_\sigma = 1 + q(K_T - 1)$ [7, с. 5; 10, с. 42; 12, с. 19]
Параметры шероховатости поверхности	Ra Rz	Определяются по чертежам на рассчитываемую деталь. При $Ra < 1,25$ мк $Rz = 5Ra$, в остальных случаях $Rz = 4Ra$
Коэффициент влияния шероховатости поверхности (учитывается при $R_z > 1$ мк)	K_F	Для деталей из сталей $K_F = 1 - 0,22 \lg Rz (\lg \frac{\sigma_B}{20} - 1)$ [7, с. 13; 14, с. 39]. Для деталей из алюминиевых деформируемых сплавов $K_F = 1 - 0,15 \lg Rz$ [14, с. 39].

Окончание таблицы

Характеристика	Обозначение	Способ определения (напряжение в МПа)
Коэффициент анизотропии (учитывается, если первое главное напряжение направлено перпендикулярно направлению проката)	K_A	Для деталей из сталей $K_A = 1 - \frac{\sigma_B}{6000}$ [14, с. 48].
Коэффициент снижения предела выносливости	K	$K = \left(K_s - 1 + \frac{1}{K_F} \right) \frac{1}{K_A}$ [7, с. 2; 8, с. 142].
Предел выносливости детали при симметричном изгибе	$\sigma_{-1д}$	$\sigma_{-1д} = \frac{\sigma_{-1}}{K}$ [7, с. 2; 8, с. 142].
Показатель наклона кривой усталости	m	Для деталей из сталей $m = \frac{5 + \sigma_B / 80}{K}$ [7, с. 18; 14, с. 48]. Для деталей из алюминия $m=6 \dots 10$ [14, с. 51; 11, с. 598; 15, с. 20].
Абсцисса точки перелома кривой усталости	N_0	Для деталей из сталей $N_0=2 \cdot 10^6$ [7, с. 17; 10, с. 128]. Для деталей из алюминия $N_0=5 \cdot 10^6$ [10, с. 128].
Ордината точки пересечения наклонного участка кривой усталости с осью ординат	σ^*	$\sigma^* = \sigma_{-1д} \sqrt[m]{N_0}$ [11, с. 598]. Для деталей из сплавов алюминия с погрешностью, идущей в запас прочности, $\sigma^* = \sigma_B$ или $\sigma^* = 10\sigma_{-1д}$ [11, с. 598], что при $N_0=5 \cdot 10^6$ соответствует $m=6,7$

Использованные источники

1. ГОСТ 20.57.406 – 81. Комплексная система контроля качества. Изделия электронной техники, квантовой электроники и электротехнические. Методы испытаний.
2. ГОСТ 11478 – 83. Аппаратура электронная бытовая. Технические требования и нормы механических и климатических испытаний.
3. ГОСТ 16019 – 78. Радиостанции сухопутной подвижной службы. Требования по устойчивости к механическим и климатическим воздействиям и методы испытаний.
4. Левитский Н. И. Колебания в механизмах. – М.: Наука, 1988.
5. Каленкович Н. И., Фастовец Е. П., Шамгин Ю. В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств. – Минск: Выш. шк., 1989.
6. Сухарев И. П. Прочность шарнирных узлов машин. – М.: Машиностроение, 1977.
7. ГОСТ 25.504 – 82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.
8. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985.
9. Орлов П. И. Основы конструирования: Кн. 1. – М.: Машиностроение, 1988.
10. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – Киев: Наукова думка, 1987.
11. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979.
12. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений. Графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность. М.: Мир, 1977.
13. Левин И. Я. Справочник конструктора точных приборов. – М.: Машиностроение, 1967.
14. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Машиностроение, 1991.
15. Михеев Р. А. Прочность вертолетов. – М.: Машиностроение, 1984.

ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

(Рощин Г. И. Несущие конструкции и механизмы РЭА: учебник для ВУЗов. М.: 1981. С. 33 – 42)

Все детали механизмов и механических узлов, которые относятся к несущим конструкциям, должны быть сконструированы так, чтобы они полностью удовлетворяли техническому заданию и изготовлялись при наименьших затратах. К деталям механизмов, механическим узлам и изделию в целом предъявляют следующие требования: прочность, жесткость, точность, износостойкость, надежность, технологичность.

Прочность. Под прочностью понимают способность детали или изделия под действием нагрузок сопротивляться разрушению любого вида. Различают *объемную* прочность, которая характеризуется наличием в детали точек, испытывающих напряженное состояние и находящихся на значительном расстоянии друг от друга и от места приложения внешней нагрузки, и *контактную*, или *поверхностную*, прочность, определяемую напряженным состоянием малого объема детали, непосредственно прилегающего к месту приложения силы (случай контакта двух тел с передачей нагрузки в точке или по линии контакта). При недостаточной объемной прочности наступает поломка детали, а при недостаточной контактной прочности происходит изъязвление поверхности (питтинг). Если нагрузки создают в детали переменные во времени напряжения, то говорят об *усталостной*, или *циклической*, прочности.

Несущие конструкции типа плат, панелей, шасси, каркасов, стоек и рам, работающих в условиях вибраций, должны удовлетворять также требованиям вибропрочности.

Для связной, радиовещательной, измерительной РЭА характерным являются малые нагрузочные моменты, так как при работе обычно преодолеваются только силы трения во вращательных и поступательных парах. Существует мнение, что прочностных расчетов таких деталей можно не делать или рассчитывать их только на статическую прочность и жесткость. Однако для РЭА, устанавливаемой на борту летательных аппаратов, следует учитывать нагрузки от линейных ускорений, вибраций и ударов. Ускорения при этих видах воздействий зависят от типа объекта, места расположения аппаратуры в нем и могут достигать для некоторых типов самолетной и ракетной аппаратуры до 10 – 15g и более. При перегрузках необходим расчет на прочность механических деталей РЭА. При расчете кроме статических нагрузок нужно учитывать нагрузки от сил инерции. Некоторые детали работают на изгиб с кручением. В этом случае коэффициент запаса прочности определяют по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (4.1)$$

где n_{σ} и n_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям. Выбор допустимого коэффициента запаса прочности $[n]$ можно осуществить по табл. 4.1.

Примечание – При расчетах на прочность и жесткость здесь и далее в квадратных скобках обозначают допустимую величину.

Таблица 4.1

Степень точности расчета и исходных данных	$[n]$
При повышенной точности расчетов с учетом основных и дополнительных нагрузок, при контроле расчетов на прочность натурными испытаниями ответственных деталей и узлов	1,25 – 1,4
При расчетах с приближенным учетом динамических нагрузок, неполным контролем прочности натурными испытаниями	1,5 – 2
При приближенной точности расчета без натуральных испытаний; для деталей из пластмасс и хрупких материалов (керамика)	2 – 3

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям определяют по формулам:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma'_{rN}}{\sigma}; \quad (4.2)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau'_{rN}}{\tau}, \quad (4.3)$$

где σ'_{rN} и τ'_{rN} – предельные нормальные и касательные напряжения для расчетного сечения детали (для цикла с характеристикой цикла r и при расчетном числе циклов нагружения N_p).

Наиболее характерными циклами нагружения являются статический ($r = +1$) и симметричный знакопеременный ($r = -1$).

Предельные нормальные напряжения в этих случаях для пластических материалов можно подсчитать для циклов с характеристиками $r = +1$ (растяжение) и $r = -1$ (изгиб) по формулам:

$$\sigma'_{+1} = \frac{\sigma_T}{K_{+1}}, \quad (4.4)$$

$$\sigma'_{-1} = \frac{\sigma_{-1N}}{K_{-1}}, \quad (4.5)$$

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \sqrt[9]{\frac{N_6}{N_p}} \leq \sigma_T, \quad (4.6)$$

где σ_T – предел текучести; σ_{-1N} – ограниченный предел выносливости; σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле; K_{+1} и K_{-1} – коэффициенты отличий детали от стандартного образца; N_6 – базовое число циклов нагружений (при испытании стальных образцов $N_6 = 10^7$); N_p – расчетное число циклов нагружений.

Коэффициенты отличий детали от стандартного образца:

$$K_{+1} = k_m' k_k; \quad K_{-1} = k_\sigma k_p k_m k_k; \quad (4.7)$$

где k_σ , k_m (k_m'), k_p , k_k – коэффициенты концентрации напряжений, масштабного фактора, шероховатости поверхности и качества заготовки.

Для цикла с $r = 0$ можно приближенно принять величину предельного напряжения $\sigma_0' = (1,45 - 1,65) \sigma'_{-1}$.

При определении предельных касательных напряжений используют те же формулы с заменой σ на τ .

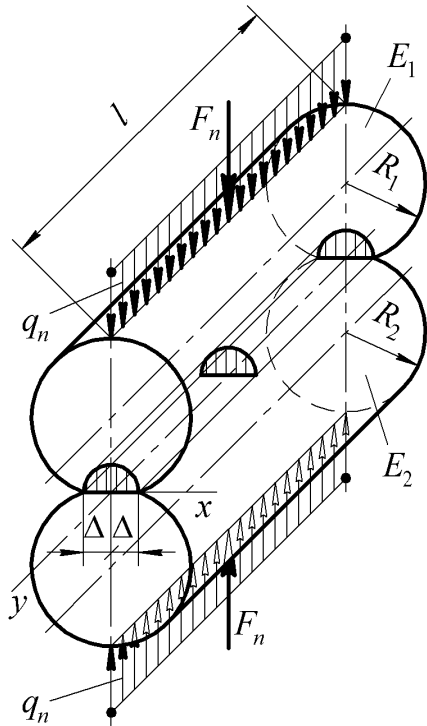


Рис. 4.1. К расчету контактных напряжений

При работе деталей на контактную прочность напряжения в месте контакта зависят от геометрии соприкасающихся тел. При расчете механизмов РЭА на контактную прочность используют формулу Герца – Беляева, позволяющую определять контактные напряжения в зоне контакта для случая сжатия двух цилиндров (рис. 4.1).

При рассмотрении напряженного состояния в месте контактов двух цилиндров радиусами R_1 и R_2 и длиной l по образующей предполагают, что нормальная нагрузка F_n передается через узкую площадку шириной 2Δ и длиной l .

Напряжения, нормальные к площадке контакта, изменяются по эллиптическому закону; их наибольшая величина, как показал Герц, располагается в месте наибольшей деформации цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{l} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)} \left(\frac{1}{\rho}\right)_{\text{пр}}}, \quad (4.8)$$

где $F_n/l = q_n$ – удельная нагрузка, Н/мм; μ – коэффициент Пуассона; $E_{\text{пр}} = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$ – приведенный модуль упругости, МПа; $(1/\rho)_{\text{пр}} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$ – приведенная кривизна в зоне контакта, мм^{-1} ; $\rho_1 = R_1$ и $\rho_2 = R_2$ – радиусы кривизны контактирующих поверхностей цилиндров в точке контакта, мм.

Знак минус принимают при вогнутой поверхности в месте контакта одного из цилиндров. С определенными допущениями эту формулу используют для расчета зубьев передач на контактную прочность.

Несущие конструкции типа каркасов, рам и стоек при статическом действии нагрузок могут быть рассчитаны по методам, принятым для расчета рам. Поскольку схема нагружения рам часто является достаточно сложной, при расчете не удается получить результатов, близких к действительным (особенно при ударном воздействии нагрузок). Таким образом, исследование такого типа конструкций осуществляется при проведении натурных испытаний.

Расчет на вибропрочность несущих систем типа платы сводится к определению наибольших напряжений исходя из вида деформации, вызванной действием вибраций в определенном диапазоне частот, и сравнением полученных значений с допустимыми.

Этот расчет можно свести к нахождению собственной частоты колебаний f , при которой плата с определенными размерами и механическими характеристиками имеет прогибы и напряжения в пределах допустимых значений. При этом частота колебаний платы не должна быть близка к ее резонансной частоте f_0 .

Для расчета частоты собственных колебаний платы с расположенными на ней микросхемами, резисторами и прочими ЭРЭ существенным является выбор характера ее крепления по контуру. Варианты возможных закреплений даны на рис. 4.2.

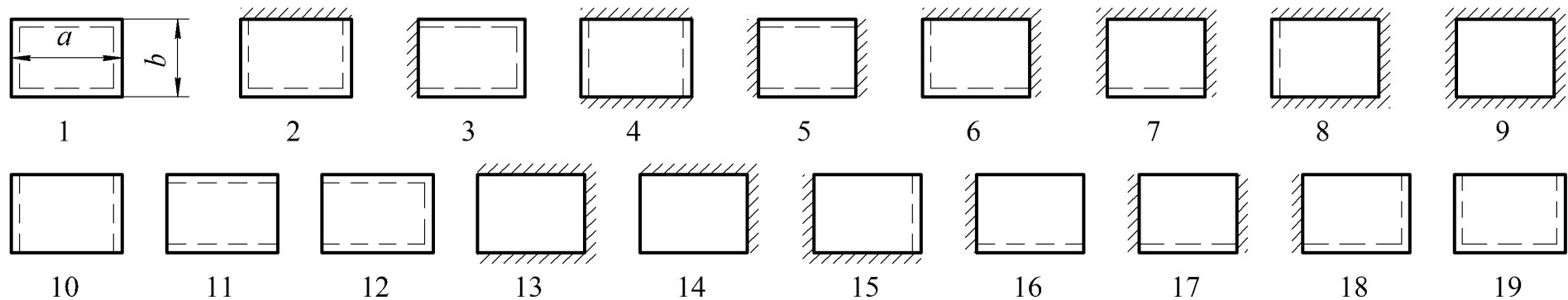


Рис. 4.2 Схемы крепления пластины по контуру

Если принять плату ТЭЗа с размещенными на ней ЭРЭ за пластину с определенным типом заделки по контуру, то частота ее собственных колебаний

$$f=10^5 K_M K_B B h / a^2 \quad (4.9)$$

где K_m – коэффициент, учитывающий влияние материала платы (табл. 4.2); K_b – коэффициент, учитывающий влияние массы расположенных на плате элементов; B – частотная постоянная, h – толщина платы; a – длина платы.

Коэффициент

$$K_b = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{M_э}{M_п}}}, \quad (4.10)$$

где $M_э$ – масса элементов, равномерно размещенных на плате; $M_п$ – масса платы.
Значения K_b для различных соотношений $M_э/M_п$ даны в табл. 4.3.

Таблица 4.2

Материал платы	K_m	Материал платы	K_m
Сталь	1,0	Гетинакс	0,54
Магниеые сплавы	0,97	Эпоксидные смолы	0,52
Алюминиевые сплавы	0,95	Фенольные смолы	0,47

Таблица 4.3

$M_э/M_п$	K_b	$M_э/M_п$	K_b	$M_э/M_п$	K_b
1	0,71	6	0,38	12	0,28
2	0,6	8	0,33	24	0,2
4	0,44	10	0,3		

Частотная постоянная B зависит от вида закрепления платы по контуру и от соотношения размеров сторон a и b (табл. 4.4).

В несущих конструкциях типа каркасов, рам, стоек и блоков отдельные узлы РЭА могут быть представлены балочными схемами. При расчете на вибропрочность и виброжесткость собственная частота колебаний такого узла

$$f = \frac{\varphi}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (4.11)$$

где φ – коэффициент, величина которого зависит от способа закрепления деталей; l – длина пролета балки, м; E – модуль упругости материала балки, Па; J – момент инерции сечения балки, м⁴; m – приведенная погонная нагрузка от массы

балки и массы расположенных на ней элементов, Н/м. Значения коэффициента φ в зависимости от вида закрепления балки для различных гармоник даны в табл. 4.5.

Таблица 4.4

Вариант закрепления по контуру (рис. 4.2)	Частотная постоянная B в зависимости от соотношения размеров сторон платы a/b					
	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
1	23,8	28,6	45,8	74,4	114,5	166
2	24	30,2	55	98,8	160,9	241,2
3	36,5	40,2	55	81,8	120,7	171,5
4	23,9	32,1	67,6	131,1	221,4	337,9
5	52,4	55,3	67,3	90,9	127,6	176,9
6	36,6	41,4	63,1	104,7	165,7	245,4
7	52,5	56,2	74,1	102,5	170,6	248,5
8	36,7	42,2	74,1	135,4	224,6	340,6
9	52,6	57,2	83,8	141,4	228,7	343,7
10	23	23	23	23	23	23
11	0,9	5,7	22,9	51,5	91,6	143,1
12	3,1	9,4	27,3	56,2	96,3	147,9
13	9,3	18,3	56,2	120,9	211,7	328,6
14	8,6	10,6	17,3	27,9	42,4	60,8
15	9,1	15,5	41,4	85,9	148,4	228,9
16	8,4	9,6	13,1	17,4	22,1	26,9
17	3,9	15,4	54,5	119,4	210,3	327,1
18	4,4	13,8	41,4	86,4	149,1	229,6
19	23,1	24,1	27,3	32,0	37,6	43,8

Таблица 4.5

Вид закрепления балки	Коэффициент φ в зависимости от номера гармоники				
	1	2	3	4	5
Оба конца закреплены жестко	3,56	9,82	19,3	31,9	47,4
Один конец закреплен жестко, другой лежит на опоре	2,45	7,95	16,6	28,4	43,3
Оба конца лежат на опорах	1,57	6,3	14,1	24,2	39,1
Один конец закреплен жестко, другой свободен	0,56	3,5	8,93	19,3	31,9

Приведенная погонная масса от распределенной и сосредоточенной масс

$$m = m_0 + \frac{1}{l} \sum_{s=1}^{s_0} K_s m_s, \quad (4.12)$$

где m_0 – равномерно распределенная погонная нагрузка от массы балки; m_s – дополнительная сосредоточенная нагрузка; s – номер нагрузки; s_0 – число нагрузок; K_s – коэффициент приведения сосредоточенной от сосредоточенной массы к равномерно распределенной, выбираемый по табл. 4.6 в зависимости от $\alpha_s = x_s/l$; x_s – расстояние сосредоточенной нагрузки от конца балки; l – длина балки.

Таблица 4.6

Вид закрепления балки	Коэффициент K_s в зависимости от $\alpha_s = x_s/l$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Оба конца закреплены жестко	0	0,02	0,08	0,21	0,46	0,85	1,38	2,1	2,97
Один конец закреплен жестко, другой лежит на опоре	0,19	0,69	1,31	1,81	2,0	1,81	1,31	0,69	0,19
Оба конца лежат на опорах	0,31	1,07	1,86	2,27	2,09	1,16	0,72	0,21	0,02
Один конец закреплен жестко, другой свободен	0,04	0,37	1,2	2,12	2,52	2,12	1,2	0,37	0,04

Наиболее благоприятным распределением частот среди группы деталей является возрастание собственной частоты от детали, непосредственно воспринимающей колебания, к следующим, последовательно с ней соединенным, при отношении частот не менее 1,5 – 2.

Согласно ОСТ 4Г 0.010.009, печатные платы с ЭРЭ в РЭА без амортизации не должны иметь резонансных частот до 60 Гц, а с амортизацией – менее $1,5f_0$, где f_0 – частота колебаний блока на амортизаторах.

Жесткость. Под жесткостью понимают способность детали под действием нагрузки сопротивляться образованию деформации выше допустимых значений. Расчет на статическую жесткость сводится к определению линейных f и угловых θ прогибов и сравнении их с допустимыми значениями, которые выбирают из условия выполнения изделием своих функций.

Это свойство важно для таких деталей РЭА, как валы и оси, платы, рамы, стойки, каркасы и др. Так недостаточная статическая жесткость валов и осей может являться причиной потери точности механизма, а недостаточная жесткость платы – отказа ТЭЗа или электронного узла (блока), в стойке которого он размещается. При воздействии на РЭА вибраций недостаточная жесткость платы может являться причиной плохой виброжесткости конструкции. В табл. 4.7 даны зависимости для подсчетов наибольших прогибов и собственных частот колебаний балок и пластин в зависимости от способа закрепления балки в опорах и пластины по контуру. Здесь q – величина распределенной нагрузки, Н/мм²; E – модуль упругости, МПа; J – момент инерции сечения, мм⁴; Q – нагрузка, Н; Δ – толщина пластины, мм; $D = E\Delta^3/12(1 - \mu^2)$ – жесткость пластины на изгиб, Н·мм; k_1 и k_2 – коэффициенты, зависящие от отношения a/b (табл. 4.8).

Таблица 4.7

№	Схема закрепления конструкции	Вид крепления и нагрузки	Наибольший прогиб δ_{max} , мм	Частота f , Гц
1		С шарнирными опорами и распределенной нагрузкой	$\delta_{max} = \frac{5ql^4}{384EJ}$	$f = \frac{49,1}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{q}}$
2		С консольным креплением и распределенной нагрузкой	$\delta_{max} = \frac{ql^4}{384EJ}$	$f = \frac{111}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{q}}$

Окончание табл. 4.7

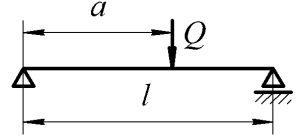
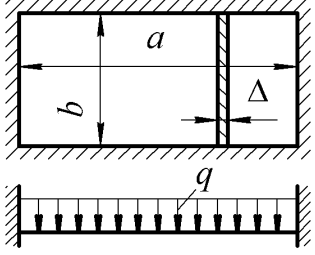
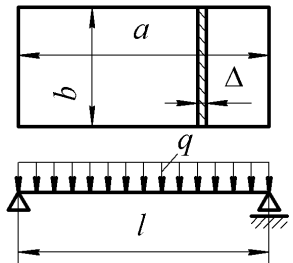
№	Схема закрепления конструкции	Вид крепления и нагрузки	Наибольший прогиб δ_{max}	Частота f , Гц
3		С шарнирными опорами и сосредоточенной нагрузкой, приложенной на расстоянии a от точки крепления	$\delta_a = \frac{Qa^2(l-a)^2}{3EJ}$	$f = \frac{15,7}{\sqrt{\delta_a}}$
4		Прямоугольная пластина, жестко закрепленная по контуру. Нагрузка равномерно распределена по поверхности	$\delta_{max} = k_2 \frac{\alpha b^4}{E\Delta^3}$ при $a > b$	$f = 0,159 \frac{\alpha_1}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{q}};$ $\alpha_1 = 22,37 \sqrt{1 + 0,61 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$
5		Прямоугольная пластина, шарнирно опертая по контуру. Нагрузка равномерно распределена по поверхности	$\delta_{max} = k_1 \frac{\alpha b^4}{E\Delta^3}$	$f = 0,159 \frac{\alpha}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{q}};$ $\alpha = 9,87(1 + a^2/b^2)$

Таблица 4.8

a/b	k_1	k_2	a/b	k_1	k_2
1,0	0,0453	0,0138	1,5	0,084	0,024
1,1	0,053	0,0165	1,6	0,091	
1,2	0,0616	0,019	1,7	0,096	
1,3	0,0697	0,021	1,8	0,0102	
1,4	0,077	0,023	2,0	0,11	

СОДЕРЖАНИЕ ХРЕСТОМАТИИ

Тема 1. ПРЕДИСЛОВИЕ

Тема 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Бобков Н. М. О подготовке конструкторов РЭС в средних специальных учебных заведениях // Среднее профессиональное образование. 2002. № 11

Бобков Н. М. Основы конструирования. Проблемы терминологии // Вестник машиностроения. 2002. № 9

Бобков Н. М. Что такое конструирование радиоэлектронных средств? // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2008. № 1, 2

Функциональные системы и конструктивные уровни РЭС (Каленкович Н. И., Фастовец Е. П., Шамгин Ю. В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств: учеб. пособие. Минск, 1989. С. 9 – 11)

Бобков Н. М. Конструирование и строительное конструирование РЭС // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Бобков Н. М. Систематизация терминологии в области конструирования радиоэлектронных систем // Труды Нижегородского государственного технического университета имени Р. Е. Алексеева. 2014. № 3

Бобков Н. М. Категории науки о конструировании // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Общие требования к разрабатываемым (модернизируемым) техническим системам (Из ГОСТ 15.016 – 2016 Система разработки и постановки продукции на производство. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению)

Тема 3. ТИПОВОЙ ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Бобков Н. М. Конструкторская документация и порядок ее разработки // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Бобков Н. М. Применение положений стандартов ЕСКД в публикациях по конструированию: типичные ошибки // Стандарты и качество. 2004. № 8

Бобков Н. М. Типовой порядок разработки технических систем // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 2

Тема 4. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ХРАНЕНИЯ И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ РЭС

Основные понятия

Влияние физических параметров окружающей среды (Поляков К. П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. М. 1982. С. 140 – 143)

Воздействие на РЭА внешних механических факторов (Поляков К. П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. М. 1982. С. 143 – 145)

Основные эффекты, вызываемые воздействием отдельных внешних факторов (Из ГОСТ 28198 – 89 Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 1. Общие положения и руководство по применению)

Предельные нормы эксплуатации (Поляков К. П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. М. 1982. С. 145 – 147)

Бобков Н. М. Механические воздействия и нагрузки на элементы несущих систем РЭС // Кварц: радиоизмерения и электроника: научно-технический и рекламно-коммерческий периодический журнал НИИПИ «Кварц». 1998. Вып. № 7

Общие требования к РЭС в части стойкости к механическим ВВФ при эксплуатации (Из ГОСТ 30631 – 99 Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам при эксплуатации)

Общие требования к РЭС в части условий хранения и транспортирования (Из ГОСТ Р 51908 – 2002 Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части условий хранения и транспортирования)

Испытание на прочность при транспортировании (Из ГОСТ Р 51909 – 2002 Методы испытаний на стойкость к внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на транспортирование и хранение)

Общие требования к РЭС в части стойкости к климатическим ВВФ при эксплуатации (Из ГОСТ 15150 – 99 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды)

Тема 5. МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЭС

Механические системы (Справочник металлиста. В 5-ти т. Т. 1. М., 1976. С. 18 – 22)

Основные сведения о механизмах (Фаддеева Л. А. Теория механизмов и детали приборов: учебник. Л., 1983. С. 5 – 11)

Сопротивление материалов, теория упругости и прочее ... (Феодосьев В. И. Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов. М., 1975. С. 5 – 6)

Неизменяемые, изменяемые и мгновенно изменяемые системы (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 12, 13)

Реакции связей почти мгновенно изменяемых систем (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 25, 26)

Классификация плоских систем (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 30, 31)

Бобков Н. М. Радиоэлектронные средства как строительные сооружения // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Кинематический анализ стержневых систем (Спицына Д. Н. Строительная механика стержневых систем: учеб. пособие. М., 1977. С. 8 – 15)

Образование и кинематический анализ плоских систем (Живейнов Н. Н., Карасев Г. Н., Цвей И. Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин: учебник. М., 1988. С. 10, 11)

Тема 6. ПРОЧНОСТЬ НЕСУЩИХ СИСТЕМ РЭС

Сведения из теории сопротивления материалов (Еленев С. А. Холодная штамповка: учебник. М., 1981. С. 9 – 16)

Переменные напряжения. Выбор допускаемых напряжений (Красновский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: учеб. пособие. М., 1991. С. 171 – 178)

Бобков Н. М. Оценка усталостной прочности несущих деталей БНК при воздействии вибрации // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 1997. № 4

Прочность и жесткость конструкций (Рошин Г. И. Несущие конструкции и механизмы РЭА: учебник. М.: 1981. С. 33 – 42)

Тема 7. ВОПРОСЫ БАЗИРОВАНИЯ В КОНСТРУИРОВАНИИ

Основные положения теории базирования (ГОСТ 21495 – 79 Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. Приложение 1)

Базирование деталей (Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие. М., 2008. С. 57 – 64)

Основы базирования (Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: учеб. пособие. Л., 1982. С. 24 – 30, 34 – 41, 44 – 50)

Тема 8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Основы конструирования деталей (Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: учеб. пособие. Л., 1982. С. 9 – 16)

Справочное руководство по конструированию элементов радиоэлектронных средств (Приложение 2 к промежуточному отчету № 1 о НИР «Наледь. Исследование конструкций несущих систем, электроустановочных изделий и других элементов РЭС. Составление комплекса методических пособий «Конструкции элементов РЭС в примерах и задачах» / Нижегородский технический колледж; руководитель Н. М. Бобков; № ГР 01990006251; Инв. № 02200000313. Н. Новгород, 1999)

Тема 9. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Модульные и базовые конструкции изделий, базовые изделия (Из рекомендаций Р 50-54-103 – 88 Модульные и базовые конструкции изделий. Основные положения)

Бобков Н. М. Принцип базового проектирования в радиоаппаратостроении // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 2

Бобков Н. М. Агрегатное и модульное проектирование технических систем // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 5

Бобков Н. М. Базовые несущие конструкции аппаратуры Нижегородского приборостроительного. Проектирование оболочек герметичных корпусов // Кварц: радиоизмерения и электроника: научно-технический и рекламно-коммерческий периодический журнал НИИПИ «Кварц». 1996. Вып. № 5

Тема 10. УНИФИКАЦИЯ И СТАНДАРТИЗАЦИЯ РЭС

Унификация изделий (Из ГОСТ 23945.0 – 80 Унификация изделий. Основные положения)

Расчет показателей уровня унификации и стандартизации изделий (Из методических указаний РД 50-33 – 80 Определение уровня унификации и стандартизации изделий)

Оценка состояния государственной стандартизации БНК в России (Раздел 3 промежуточного отчета № 1 о НИР «Берилл. Несущие системы и базовые несущие изделия РЭС специального и общего применения. История конструкций, современные требования, перспективы» / Нижегородский научно-производственный центр современных технологий «Берег-Волна»; руководитель Н. М. Бобков; № ГР У83485; инв. № Г36590. Н. Новгород, 2000)

Эволюция БНК Нижегородского научно-исследовательского приборостроительного института «КВАРЦ» (Разделы 1 – 4 заключительного отчета о НИР «Берилл. Несущие системы и базовые несущие изделия РЭС специального и общего применения. История конструкций, современные требования, перспективы» / Нижегородский научно-производственный центр современных технологий «Берег-Волна»; руководитель Н. М. Бобков; № ГР У83485; инв. № Г38225. Н. Новгород, 2000.)

Тема 11. ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Допуски и посадки гладких цилиндрических и плоских соединений (Допуски и посадки: справочник. В 2-х ч. Ч. 1. Л., 1982. С. 8 – 10, 12 – 19, 28 – 31)

Шероховатость поверхности (Орлов П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 1. М., 1988. С. 287 – 295)

Обозначения шероховатости поверхностей (из ГОСТ 2.309 – 73 ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхностей)

Тема 12. ЭЛЕМЕНТЫ СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ ТОНКОСТЕННЫХ СИСТЕМ

Кручение брусьев прямоугольного поперечного сечения (Бородин Н. А. Сопротивление материалов: учебник. М., 1992. С. 74 – 76)

Кручение брусьев тонкостенного профиля (Бородин Н. А. Сопротивление материалов: учебник. М., 1992. С. 76 – 78)

Некоторые общие вопросы теории тонкостенных стержней (Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин: учеб. пособие. М., 1985. С. 5 – 7)

Кручение тонкостенных брусьев (Любощиц М. И., Ицкович Г. М. Справочник по сопротивлению материалов. Минск, 1969. С. 157 – 164)

Кручение тонкостенных брусьев открытого профиля (Глушков Г. С., Синдеев В. А. Курс сопротивления материалов: учебник. М., 1965. С. 236, 237)

Тема 13. ПРЕДОХРАНЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОТ САМООТВИЧИВАНИЯ

Трение покоя при вибрации (Литвин Ф. Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л., 1973. С. 46 – 48)

Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания (Решетов Д. Н. Детали машин: учебник для вузов. М., 1989. С. 135 – 138)

Способы и виды предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания (Из ОСТ 4Г 0.019.200 Соединения резьбовые. Способы и виды предохранения от самоотвинчивания. Технические требования)

Тема 14. ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Термины и определения основных понятий (Из ГОСТ Р 27.102 – 2021 Надежность в технике. Надежность объекта. Термины и определения)

Проектирование радиоаппаратуры с учетом требований надежности (Фрумкин Г. Д. Расчет и конструирование радиоаппаратуры: учебник для техникумов. М., 1989. С. 16 – 37)

Интенсивности отказов элементов электронной аппаратуры в номинальном режиме ($T = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $K_n = 1$) и поправочные коэффициенты (Теория надежности радиэлектронных систем в примерах и задачах / Под ред. Г. В. Дружинина. М., 1976. С. 136 – 138, С. 339 – 347)

Николай Михайлович Бобков – преподаватель Нижегородского радиотехнического колледжа, конструктор Нижегородского научно-производственного объединения имени М. В. Фрунзе.

E-mail: n.bobkov@mail.ru