

МАШИНОСТРОЕНИЕ

И. В. ОЛЕПИК, М. Г. СТАКЯН, С. А. ГАСПАРЯН

ВЫНОСЛИВОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ
НАГРУЖЕНИИ И ЗАДАННОМ СРОКЕ СЛУЖБЫ

Типичным нагружением для подавляющего большинства ответственных деталей машин является нестационарное нагружение, при котором меняются во времени максимальное и минимальное, а значит, среднее $\sigma_m (\bar{\sigma}_m)$ и амплитудное $\sigma_a (\bar{\sigma}_a)$ напряжения цикла. Поэтому дальнейшее совершенствование расчетов деталей при нестационарной нагруженности имеет важное практическое значение.

Чтобы расчет соответствовал современным требованиям (обеспечивал минимальную материалоемкость детали), необходимо исходить из уточненных представлений, по крайней мере, в трех направлениях: а) о спектре эксплуатационной нагруженности; б) о суммировании усталостных повреждений от нагрузок разного уровня и в) о повреждающем действии нагрузок малой величины (недогрузок), сочетающихся с большими нагрузками (перегрузками).

В данной статье затрагивается только последнее из указанных направлений. Вопрос о математическом описании спектров эксплуатационной нагруженности с учетом их случайного характера представляет собой самостоятельную задачу. Будем полагать, что в каждом конкретном случае расчет спектра нагрузок задан, что во времени он складывается из одинаковых, периодически повторяющихся частей (блоков) и что законы изменения нагрузок (напряжений) в блоке известны.

Не касаясь по существу второго направления, в качестве модели процесса накопления повреждений примем скорректированную линейную гипотезу [1, 2], хорошо зарекомендовавшую себя в инженерных расчетах, допускающую исчислять долговечности по исходной кривой усталости и в пределах мнимой ее части, лежащей ниже предела выносливости. Правомерность экстраполяции исходной кривой усталости и область недогрузок при подсчете слагаемых накопленного повреждения можно считать доказанной [2]. Особые случаи нестационарного нагружения, приводящие к детерминированным отклонениям предельного повреждения от единицы, исключим как имеющие подчиненное значение. В дальнейшем расчет будем проводить на примере нормальных напряжений σ .

Наклонную ветвь исходной средневероятной кривой усталости подчиним степенному уравнению

$$\sigma^m N = \sigma_{\text{пр}}^m N_0 = 10^{C_0} \quad \text{или} \quad Q^m N = Q_{\text{пр}}^m N_0 = 10^{C_Q}, \quad (1)$$

где m — угловой коэффициент наклонных ветвей кривых усталости в двойных логарифмических координатах; C_0 и C_Q — начальные абсциссы этих ветвей, построенных в напряжениях и соответствующих им нагрузках; $\sigma_{\text{пр}}$ и $Q_{\text{пр}}$ — предел выносливости и соответствующая ему предельная нагрузка; N_0 — абсцисса точки перелома кривых усталости, определяющая предельные величины $\sigma_{\text{пр}}$ и $Q_{\text{пр}}$ и положение горизонтальных участков этих кривых; σ , Q и N — текущие напряжения, нагрузка и число циклов до разрушения. Между параметрами C_Q и C_0 существует очевидное соотношение

$$C_Q = C_0 + m \lg q, \quad (2)$$

где q — множитель при напряжении, при помощи которого определяется нагрузка (например, при растяжении — сжатии это площадь, а при изгибе — момент сопротивления опасного сечения детали). Оставляя в стороне имеющий самостоятельное значение вопрос об априорном построении кривых усталости, допускаем, что исходную кривую для рассматриваемой детали всегда можно построить.

Так как к проектному расчету детали задаются нагрузки, будем иметь в виду кривую усталости в нагрузках, понимая под ними силы или моменты, действующие в опасном сечении детали. Опираясь на линейную гипотезу суммирования повреждений, упорядочим график нагрузок от больших значений к меньшим и представим его в относительных координатах. График может быть ступенчатым (рис. 1) и плавным (рис. 2). Удобнее всего его относить к одному блоку нагрузки, как это и показано на рисунках. Но если принять, что расчетная долговечность N_p кратна числу циклов n_0 в блоке (объему блока), что всегда приемлемо, и состоит из λ блоков, т. е. $N_p = \lambda n_0$, то такой график можно трактовать как график нагружения детали за весь ее срок службы в масштабе λ . Отношения нагрузок Q_i/Q_1 и длительностей их действия n_{i0}/n_0 или функции $Q/Q_1 (n/n_0)$ определяются заданным спектром эксплуатационной нагруженности детали.

Как известно, кривая усталости при нестационарном нагружении в координатах «максимальная нагрузка — суммарное число циклов до разрушения» смещается вправо по отношению к исходной кривой, причем, это смещение будет тем больше, чем меньше длительность действия максимальной нагрузки [1]. При больших величинах $\alpha_1 = Q_1/Q_{\text{пр}}$ и малых величинах $\beta_1 = n_{10}/n_0$ смещение может характеризоваться увеличением долговечности по кривой усталости нестационарного нагружения на один-два порядка по сравнению с долговечностью N (по исходной кривой). Это означает, что расчетный срок службы N_p нельзя ограничивать долговечностью N_0 при определении коэффициента $K_T = (N_p/N_0)^{1/m}$ срока службы [3] и выяснении того, относится ли данный конкретный расчет к расчету на ограниченную или неограниченную выносливость.

Выносливость детали будет ограниченной при всех значениях N_p , как бы велики они ни были, пока длительность n_1 действия максимальной нагрузки Q_1 за весь срок службы будет меньше абсциссы N_p , т. е. пока будет соблюдаться неравенство $n_1 = \lambda n_{10} = N_p \cdot n_{10} / n_0 < N_p$. При $n_1 \geq N_p$ нагрузка Q_1 должна стать равной Q_{np} (все другие нагрузки блока по-прежнему будут меньше Q_{np}), и расчет детали можно проводить без учета заданного срока службы N_p , т. е. на неограниченную выносливость. Далее будем иметь в виду только первый случай.

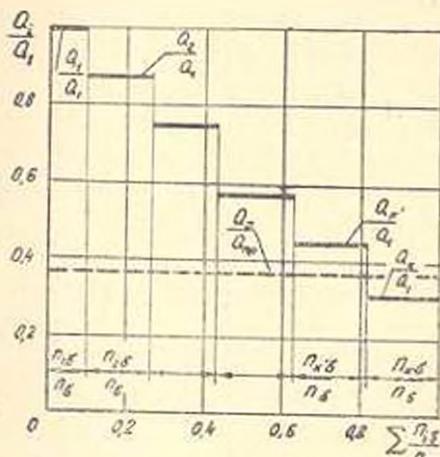


Рис. 1. Блок нагружения со ступенчатым изменением нагрузки (k' — число ступеней нагрузки до нижней границы).

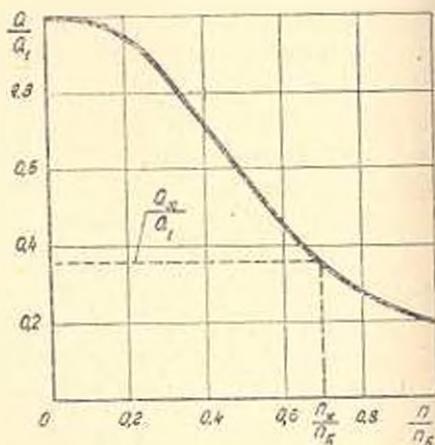


Рис. 2. Блок нагружения с плавным изменением нагрузки (n_1 — число циклов в блоке, соответствующее нижней границе).

Покажем теперь, что при наличии в спектре сильно отличающихся нагрузок те из них, которые меньше нижней границы повреждающих нагрузок [4] и практически не вызывают повреждения материала детали, могут быть отброшены на стадии проектного расчета. Обозначим Q_x нагрузку нижней границы, а $x = Q_x/Q_{np}$ — относительную ее величину, которую будем полагать зависящей от эксплуатационного спектра нагруженности n , следовательно, в начале расчета неизвестной. Принимая ее в первом приближении равной нулю, заменим действительный спектр эквивалентной ему нагрузкой Q_x . Под последней будем понимать такую постоянную нагрузку, отнесенную к исходной кривой усталости, которая за тот же срок службы N_p , что и действительные нагрузки, вызывает одинаковое с ними повреждение материала детали. Тогда условие эквивалентности для ступенчатого блока с ступенями и блока с плавным изменением нагрузки примет вид [1]

$$Q_x = Q_1 \left[\sum_{i=1}^n (Q_i/Q_1)^m (n_{i0}/n_0) \right]^{1/m}, \quad (3)$$

$$Q_0 = Q_1 \left[(1/n_0) \int_0^{n_0} (Q/Q_1)^m dn \right]^{1/m} \quad (4)$$

Выражения в квадратных скобках представляют собой коэффициенты переменности нагружения [3,4]

$$K_Q = \left[\sum_{i=1}^k (Q_i/Q_1)^m (n_{i0}/n_0) \right]^{1/m} \quad (5)$$

$$K_0 = \left[(1/n_0) \int_0^{n_0} (Q/Q_1)^m dn \right]^{1/m} \quad (6)$$

Коэффициенты K_Q при заданном блоке нагрузки не зависят от срока службы N_p . Не зависит от него и эквивалентная нагрузка

$$Q_0 = Q_1 \cdot K_Q \quad (7)$$

От срока службы зависит лишь предельная нагрузка Q_{np} по исходной кривой усталости, которая при постоянной нагрузке Q , будет тем меньше, чем меньше величина N_p

$$Q_{np} = Q_1 (N_p/N_0)^{1/m} = Q_1 K_T \quad (8)$$

Следовательно, если долговечность N_p мала, то и предельная нагрузка мала, а соотношение между Q и Q_{np} значительно, и для детали можно применить материал низкой прочности. Как видно из выражения (8), при $N_p < N_0$ эквивалентная нагрузка больше, а при $N_p > N_0$ меньше предельной. Это не должно казаться необычным, поскольку эквивалентная нагрузка отражает действие всех нагрузок в блоке, а в последнем случае на долю недогрузок приходится существенно большая часть времени, что предельная нагрузка Q_{np} по исходной кривой усталости является по существу предельной эквивалентной нагрузкой, так как она заменяет действительный блок и отнесена к абсциссе точки перелома исходной кривой усталости. Иная ее трактовка оказывается недостаточной для решения поставленной задачи. Так, если считать, что эквивалентная нагрузка, отнесенная к долговечности N_0 , является просто эквивалентной, а не эквивалентной предельной нагрузкой, то можно написать

$$Q_0 = Q_1 K_Q K_T \quad (9)$$

Между тем из выражений (7) и (8) следует, что

$$Q_{np} = Q_0 = Q_1 K_Q \cdot K_T \quad (10)$$

Из последнего выражения можно получить (рис. 1)

$$Q_1/Q_{np} = 1/K_Q K_T \quad (11)$$

$$Q_1/Q_{np} = Q_1/Q_1 K_Q K_T \quad (12)$$

где отношения Q_i/Q_1 берутся непосредственно из графика нагрузок, а отношения Q_i/Q_{np} позволяют представить все нагрузки блока в долях предельной нагрузки, потребной для заданных условий работы детали. Эта возможность исчезает, если руководствоваться представлениями согласно выражению (9).

Определив из выражения (11) $\alpha_1 = Q_1/Q_{np}$ и зная $\beta_1 = n_{16}/n_6$, относительную величину x нижней границы найдем по ранее выведенной эмпирической формуле

$$x = 2/(1 + \alpha_1^{0.5} \beta_1) \quad (13)$$

Теперь можно сопоставить нагрузки Q_i/Q_{np} согласно выражению (12) с полученным значением x и те из них, которые окажутся меньше x , отбросить.

Для графика с плавным изменением нагрузки (рис. 2) по величине x находим отношение, выражающее нагрузку Q_x в долях максимальной нагрузки Q_1

$$Q_x/Q_1 = x K_Q K_T \quad (14)$$

и по нему, пользуясь законом $Q/Q_1 (n/n_1)$ изменения нагрузок в блоке, вычисляем n_x/n_6 и n_x и отбрасываем правую часть блока, где $n/n_6 > n_x/n_6$.

Полученное усечение блока рассматриваем как первое приближение, вполне, однако, достаточное в тех случаях, когда усечение оказалось незначительным или не удалось исключить даже самую малую нагрузку блока. Для уточнения расчета в остальных случаях прибегаем к второму приближению, которое, как правило, будет последним. Для этого по формулам (5) или (6) определяем коэффициенты переменности режима нагружения, оставляя с относительными нагрузками Q_i/Q_1 , превышающими x (т. е. k' слагаемых), или вычисляя интеграл в пределах от 0 до n_x . Отношения n_{16}/n_6 и объем блока n_6 при этом оставляем неизменными, соответствующим заданному (исходному) графику нагрузок, на том основании, что работа детали при искусственно отброшенных нагрузках фактически имеет место, и наработка при этих нагрузках отражается в общей долговечности N_p . При таком подходе коэффициенты K_Q будут меньше, чем при первом приближении, а коэффициенты K_T останутся неизменными, т. е. станут меньше нагрузки Q_x и Q_{np} , что позволит уменьшить размеры опасного сечения детали. К тому же результату придем, если с учетом отсеченной части графика нагрузок скорректируем объемы блоков n_6 , отношения n_{16}/n_6 и расчетную долговечность N_p . Но этот прием менее удобен, так как требует перестройки графиков нагружения и перехода от указываемого в задании срока службы N_p к некоторому фиктивному, не отражающему измеряемую в эксплуатации наработку детали.

Уточнив по выражению (10) предельную нагрузку и по выражению (11) отношение Q_{np}/Q_1 , по формуле (13) находим новое значение x . Это значение сравниваем с вновь полученным Q_i/Q_{np} , согласно выра-

женно (12) или определяем по выражению (14) новое отношение Q_2/Q_1 и число циклов n_x . При этом может оказаться необходимым дополнительно отбросить нижние части блока.

Полученное во втором приближении значение предельной нагрузки с достаточной точностью позволяет найти размеры опасного сечения детали, при которых будет обеспечиваться нормальная ее работа при действительном спектре нагрузок в течение заданного срока N_p . Например, если неподвижная гладкая ось при асимметричном плоском изгибе с коэффициентом R должна иметь средневероятный предел выносливости $\bar{\sigma}_R$ и предельные составляющие цикла $\bar{\sigma}_m$ и $\bar{\sigma}_a$, то полагая, что при действии всех нагрузок эксплуатационного спектра коэффициент R и отношение $\bar{\sigma}_m/\bar{\sigma}_a$ не изменятся (сохранится подобие циклов напряжений), требуемый момент сопротивления W оси найдем из выражения

$$W = Q_{np}/\bar{\sigma}_R \quad (15)$$

где под Q_{np} в данном случае следует понимать предельный изгибающий момент в опасном сечении оси.

При известной функции распределения предела выносливости легко найти сечение оси, при котором долговечность N_p гарантировалась бы с заданной вероятностью разрушения P . Если для $\bar{\sigma}_R$ принять нормальный закон распределения со средним квадратичным отклонением $S_{\bar{\sigma}_R}$, то для вероятности разрушения P , соответствующей квантили u , требуемый момент сопротивления оси будет

$$W_P = Q_{np}/(\bar{\sigma}_R + uS_{\bar{\sigma}_R}). \quad (16)$$

Расчет несколько усложнится, если и заданный спектр нагрузок и соответствующую ему величину Q_{np} рассматривать как средневероятные, подчиненные тому или иному закону распределения. Тогда момент W_p для заданной вероятности P определится с учетом вероятностей указанных двух событий.

Исходя из принятого предела выносливости $\bar{\sigma}_R$ оси и полученного в расчете ее диаметра, по уравнению подобия усталостного разрушения [4, 5] находим предел выносливости эталонного образца и по нему подбираем подходящий материал для оси. Если при принятых условиях расчета подбор материала оказался затруднительным, расчет повторяем, либо прибегаем к тому или иному поверхностному упрочнению оси для придания ей требуемых свойств.

Таким образом, предложенная методика расчета деталей машин на выносливость при нестационарном нагружении по заданному сроку службы позволяет с достаточной полнотой отразить условия работы деталей и добиться за этот счет минимальной их материалоемкости.

Ն. Վ. ՕԼԵՅՆԻԿ, Մ. Գ. ՍՏԵՎԻՅԱՆ, Ու. Շ. ԳԱՍՊԱՐՅԱՆ

**ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԱՍԵՐԻ ԳԻՄԱՑԻՈՒՄԻՔՆՈՒՆԸ ՉԿԱՅՈՒՆԱՑՎԱԾ
ԲԵՌՆԵՎԱՍՏՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ՄԱԽԱՅՈՒԹՅԱՆ ՏՐՎԱԾ ԺԱՄԻԵՏԻ ԿԵՊՔՈՒՄ**

Ո Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Գրառիկված են մեքենաների մասերի բեռնվածության դեպքեր, որոնց մի մասը սահմանայինից ցածր է: Ըշտված են էկվիվալենտ և էկվիվալենտ-սահմանային բեռնվածք նասկացությունները, որի շնորհիվ ապացուցված է մասերի նախազմման շրջանում վնասող բեռնվածքների ներքին սահմանից ցածր դոնվող արժեքների հաշվարկից բացառելու նարստությունը:

Առաջարկված է մեքենաների մասերի՝ ըստ ծառայության տրված մասկետի հաշվարկի մեթոդ, որը բավականաչափ լրիվ արտացոլում է նրանց աշխատանքի պայմանները և ապահովում նվազագույն նյութատարողությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Олейник Н. В. Расчет деталей машин с учетом нижней границы повреждающих нагрузок. Респ. межред. науч.-техн. сб. «Детали машин», вып. 19, Киев, «Техника», 1974, с. 87—93.
2. Олейник Н. В. Суммирование поврежденной по экстраполированной кривой усталости. Респ. межред. науч.-техн. сб. «Детали машин», вып. 12, Киев, «Техника», 1971, с. 63—66.
3. Решетов Д. Н. Детали машин. М., «Машиностроение», 1974, 656 с.
4. Серенсен С. В., Косаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., «Машиностроение», 1975, 488 с.
5. Соколовский Л. А. Уравнения подобия усталостного разрушения с опасным объемом и их экспериментальная проверка. «Проблемы прочности», 1977, № 1, с. 40—50.