В.Гринблат

О ЗАПАСАХ ПРОЧНОСТИ.

До сих пор в инженерной практике применяется в основном методика расчета запасов прочности по напряжениям. Между тем, напряжение в конкретной детали является функцией, а усилия – основным фактором, определяющим напряжение. Из условий эксплоатации мы можем определить вероятное увеличение усилия, чего нельзя сказать о напряжениях, так как они не всегда пропорциональны усилиям. Это значит, что уже при нагружении детали постоянными напряжениями трудно определить потребный запас прочности по напряжениям и гораздо проще назначить его по усилиям.

Особое значение имеет запас прочности по усилиям для расчета детали, работающих при переменных напряжениях.

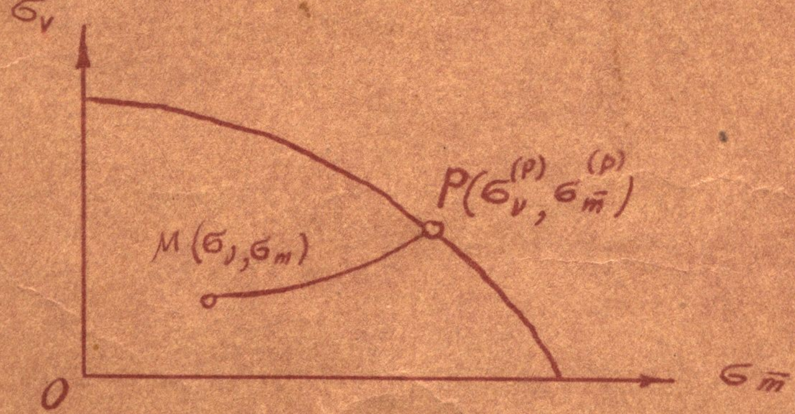
Недавно появилось предложение И.А.Биргера /1/ характеризовать прочность при переменных напряжениях двумя запасами прочности: по переменным (n_v) и по постоянным (n_m), составляющих напряжений.

Рассмотрим фиг.1. Точка М характеризует рабочий цикл с σ_v и σ_m, точка P – состояние разрушения при $\sigma_v^{(p)}$ и $\sigma_m^{(p)}$, а кривая МР – переход от рабочего цикла к состоянию разрушения.

При этом:

$$n_v = \frac{\sigma_v^{(p)}}{\sigma_v} \qquad n_m = \frac{\sigma_m^{(p)}}{\sigma_m}$$

Рассмотрим предложение И.А.Биргера и вообще, вопрос о запасе прочности при переменных напряжениях на конкретном примере.

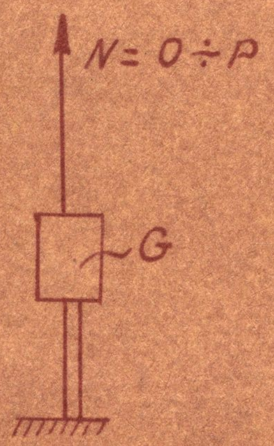


Предельная кривая при простом напряженном состоянии

Фиг.1

Предельная кривая при простом напряженном состоянии.

Стержень сечением F сжимается осевым грузом G (фиг.2). К стержню приложено, направленное вверх, усилие N, изменяющееся за один цикл от 0 до P. Величина P максимума усилия может изменяться. Пренебрегаем силами инерции и возможностью потери устойчивости.



Фиг.2

Определяя составляющие напряжения цикла, получим:

$$\sigma_{max} = \frac{G}{F}; \quad \sigma_{min} = \frac{G-P}{F}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} = \frac{G}{F} - \frac{P}{2F} \qquad \ldots (1)$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} = \frac{P}{2F} \qquad \ldots (2)$$

Решая совместно (1) и (2) устанавливаем связь:

$$\sigma_v + \sigma_m = \frac{G}{F} \qquad \ldots (3)$$

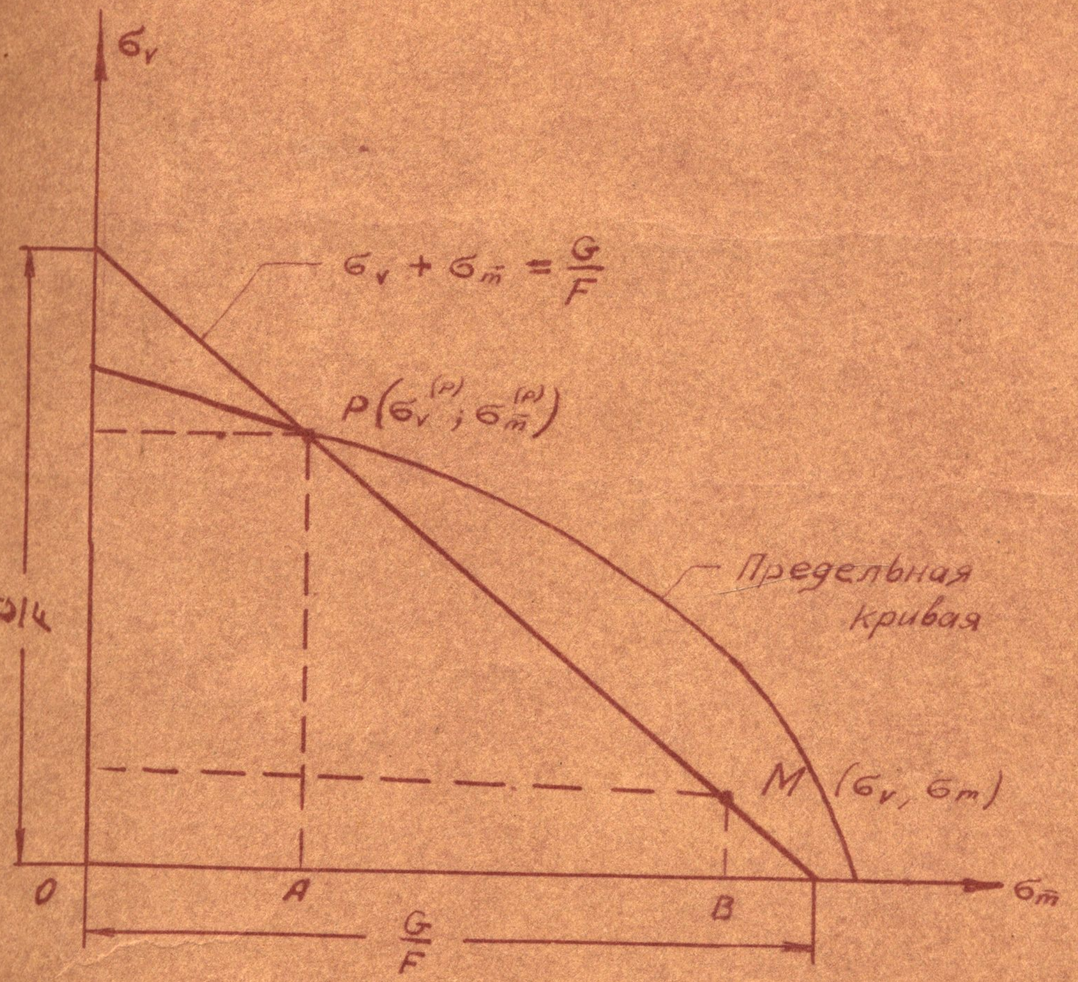
Построим (фиг.3) предельную кривую для стержня и там же прямую (3) дающую линию перехода исследуемой системы от рабочего состояния М к состоянию разрушения Р. Вычислим запасы прочности.

Запас прочности по максимальным [redacted] напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_v^{(p)} + \sigma_m^{(p)}}{\sigma_v + \sigma_p} = \frac{\overline{AP} + \overline{OA}}{\overline{BM} + \overline{OB}} = 1$$

Запасы прочности по И.А.Биргеру:

$$n_v = \frac{\sigma_v^{(p)}}{\sigma_v} = \frac{\overline{AP}}{\overline{BM}} > 1 \qquad n_m = \frac{\sigma_m^{(p)}}{\sigma_m} = \frac{\overline{OA}}{\overline{OB}} < 1$$



Фиг.3

Запас прочности по усилиям:

$$n_p = \frac{P_{разр}}{P} > 1$$

Как видим, запас прочности по напряжениям n_σ не характеризует прочности, т.к. $n_\sigma = 1$ для любого исходного состояния конструкции. В данном конкретном примере $n_p = n_v$, что следует из пропорциональности переменной составляющей напряжений усилиям (ф-ла 2). В общем случае это не обязательно и тогда n_v и n_m будут определять прочность детали настолько сложно, что не оправдают их ввода в расчет. Например, прочность стержня фиг. 2 возрастает, если n_v увеличивается, а n_m уменьшается.

Решать экспериментальные задачи с помощью запаса прочности по максимальным напряжениям в приводимом примере невозможно, а с помощью n_v и n_m – по меньшей мере затруднительно. Достаточно наглядно и исчерпывающе это можно сделать только при вводе запаса прочности по усилиям.

Рассмотрим вопрос о назначении потребных величин n_v и n_m. Хорошо, если один из этих запасов прочности полностью характеризует изменение внешнего усилия (как n_v в приводимом примере). Тогда из учета условий эксплоатации, специальных требований, вероятности случайных изменений и т.п. будет известен хотя бы один из них, n_v или n_m. Если же каждый из запасов прочности, и n_v и n_m, лишь в какой-то степени определяет изменение внешнего усилия, потребная их величина становится, очевидно, неопределенной. Построение предлагаемой И.А.Биргером кривой $n_v = f(n_m)$ для данного напряженного состояния детали бесполезно, так как указанная неопределенность этим не уничтожается. Может быть нам помогут статистические данные о величинах запасов прочности n_v и n_m в подобных рассчитываемой, выполненных и работающих конструкциях? Оказывается, что и в этой области применение запасов n_v и n_m ограничено. Действительно, если рассчитываемая деталь будет работать при другом диапазоне усилий, чем та, о которой имеются статистические данные, то вопрос о величине потребных запасов прочности n_v и n_m для расчитываемой детали опять останется открытым.

Выводы

В самолетостроении расчет обычно ведется с вводом запаса прочности по усилиям. Его определяют произведением двух коэфициентов:

$$n_p = Э n_o .$$

где Э - коэфициент эксплоатационной перегрузки (в самолетостроении - перегрузка при различных эволюциях самолета по сравнению с горизонтальным установившимся полетом).

n_o - основной запас прочности, определяемый точностью наших знаний о действительных свойствах материала, условиях нагружения эксплоатации и т.п. детали. В приводимом примере и в некоторых рассуждениях для упрощения мы принимали $n_o = 1$.

Имеются предложения о вводе запаса прочности по усилиям и в общем машиностроении (см.напр.,одну из последних работ (2) академика С.В.Серенсена). Эти предложения необходимо развить далее, распространив их как на переменные, так и на постоянные напряжения.

Об"ем небольшой статьи не позволил автору более полно изложить свои взгляды на методику назначения запасов прочности и дать более солидный пример в их подтверждение, однако он надеется сделать это в самом ближайшем времени.

Литература

1. И.А.Биргер, "Запасы прочности при переменных нагрузках". Вестник машиностроения, 1948 г. № 6.

2. С.В.Серенсен, Энциклопедический справочник "Машиностроение" т.1 кн.2, Машгиз, 1947, гл.У.