

¹М. Н. Регульский, канд. техн. наук, старш. науч. сотр.,

²Г. М. Борозенец, канд. техн. наук, доц.,

²А. В. Баишта, канд. техн. наук,

²К. В. Карпова, студ.

УЧЕТ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИН ОСЕВОГО НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА УСТАЛОСТЬ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСИММЕТРИЧНОГО ПРОФИЛЯ

¹Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины,

²Национальный авиационный университет, ptznau@ukr.net

На примере анализа напряженного состояния модельных образцов с односторонней выборкой и односторонним выступом при их осевом нагружении показана необходимость учета жесткостных характеристик испытательных машин по углу поворота захватов от изгибающих моментов в процессе испытаний на усталость конструктивных элементов несимметричного профиля

Введение. Определение характеристик сопротивления усталости конструкций нередко связано с необходимостью проведения испытаний на усталость специальных образцов сложной конфигурации при осевом приложении переменной циклической нагрузки. Такие образцы, как правило, имитируют некоторый конструктивный элемент или фрагмент конструкции с определенным типом концентратора напряжений. В ряде случаев для определения эффективных коэффициентов концентрации напряжений проводят испытания модельных образцов, имеющих форму вырезки из конструкции в натуральном масштабе [1; 2].

В тонкостенных конструкциях несимметрия профиля сечения стенок может быть обусловлена выборкой, выступом, валиком одностороннего сварного шва, приваренной полкой и др. Особенностью, характеризующей нагруженность указанных конструкций в зоне концентраторов, является инициирование изгибающих моментов в местах одностороннего изменения толщины стенки. В результате, при осевом нагружении стенка в зоне концентратора воспринимает кроме осевой силы еще и момент изгиба, инициированный вследствие несимметрии профиля. С целью расчетно-экспериментальной оценки характеристик усталости таких конструкций проводят испытания соответствующих

модельных образцов, продольное сечение которых воспроизводит профиль сечения стенки конструкции (рис. 1).

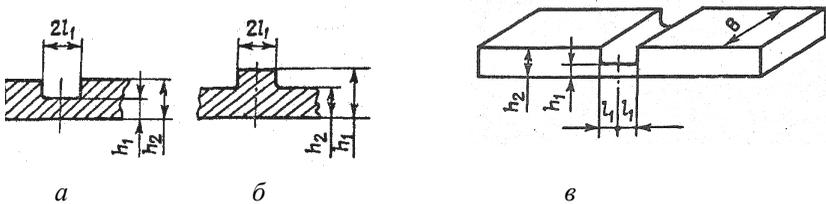


Рис. 1. Несимметричные профили сечения стенок конструкции, обусловленные выборкой (а), выступом (б) и модельный образец с выборкой (в)

Таким образом, при испытаниях на усталость соответствующих модельных образцов, которые в данном случае могут рассматриваться как фрагменты исследуемой конструкции, необходимо обеспечить в зоне ожидаемого разрушения такое же соотношение напряжений от осевой силы и момента, которое имеет место при работе фрагментов в составе цельной конструкции. При этом на захваты и другие узлы испытательных машин передаются изгибающие моменты, что может приводить к искажению ожидаемых условий нагружения в результате неучета жесткости машины по углу поворота захватов.

Целью настоящей работы является оценка влияния жесткости машин осевого нагружения по углу поворота захватов на напряженное состояние образцов и элементов конструкций сложной формы с несимметричным профилем сечения при испытаниях на усталость.

Постановка задачи и исходные соотношения. Для оптимизации условий испытаний и повышения достоверности экспериментальных данных требуется совместный анализ жесткостных характеристик объекта испытаний и машины осевого нагружения. Такой анализ проведен на примере модельных образцов несимметричного профиля с выборкой (рис.1, в). Поскольку при испытаниях на многоцикловую усталость деформации образца невелики, анализ проведен в рамках упругого взаимодействия системы образец-машина. Схема нагружения образца и внутренние силовые факторы в поперечных сечениях образца показаны на рис. 2. Изгибающий момент, инициированный эксцентричным расположением меньшего сечения образца относительно силовой оси машины, равен произведению осевой нагрузки и величины эксцентриситета (см. рис. 2, б):

$$M = Pe, \quad (1)$$

где $e = \frac{h_2 - h_1}{2}$, т.е. составляет полуразность высот большего и меньшего сечений модельного образца.

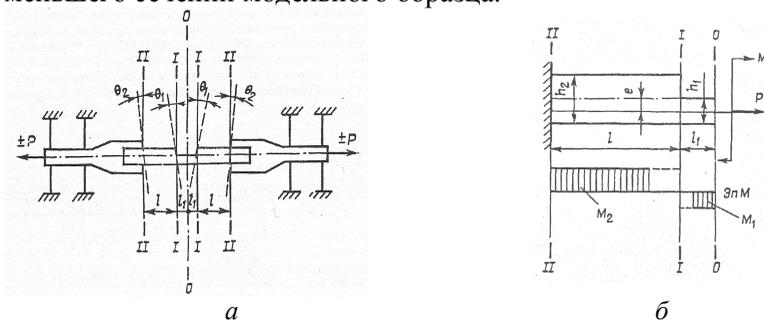


Рис. 2. Схема нагружения модельных образцов с варьированием расстояния l от среза захватов до выборки: *а* – модельный образец в захватах машины; *б* – распределение изгибающего момента M по участкам образца с большим и меньшим сечением ($M = M_1 + M_2$)

Иницированный в местах изменения сечений образца изгибающий момент M распределяется между участками образца пропорционально изгибным жесткостям этих участков, как это показано на рис.2, б.

Охарактеризуем отношение максимальных нормальных напряжений от изгибающего момента, действующего в сечении модельного образца поперечной плоскостью симметрии (сечение $0-0$), к растягивающим (сжимающим) напряжениям от осевой силы в том же сечении посредством коэффициента изгиба K_u :

$$K_u = \frac{\sigma_u}{\sigma_p} \quad (2)$$

При этом, σ_u и σ_p определены соотношениями:

$$\sigma_u = M_1 / W_1; \quad \sigma_p = P / F_1, \quad (3)$$

где M_1 , W_1 , F_1 – изгибающий момент, момент сопротивления изгибу и площадь поперечного сечения образца в сечении $0-0$.

Таким образом, номинальные нормальные напряжения на середине дна выборки определяются следующим образом:

$$\sigma_{н} = \sigma_p (1 + K_u). \quad (4)$$

При необходимости, дальнейший анализ напряженного состояния может быть продолжен, например, с целью определения пиков концентрации напряжений по контуру концентратора в виде выборки или выступа с учетом радиусов перехода от одного сечения к другому. Однако исходной для такого анализа является величина номинального напряжения σ_n .

В работе [3] для модельных образцов в виде пластин с выборкой (см. рис. 1, в) были получены соотношения для расчета коэффициента изгиба K_u , а также для расчета варьируемого размера l в тех случаях, когда необходимо обеспечить, заданное по условиям проведения испытаний, значение коэффициента изгиба:

$$K_u = \frac{3(l + B\Pi_m D_2)(n - 1)}{l + B\Pi_m D_2 + ln^3}; \quad (5)$$

$$l = \frac{B\Pi_m D_2 (6e - K_u h_1 l n^3)}{K_u h_1 - 6e}, \quad (6)$$

где Π_m – податливость машины по углу поворота захватов от изгибающего момента (величина обратная жесткости); D_2 – цилиндрическая жесткость участков модельного образца от среза захватов до выборки, определяемая соотношением: $D_2 = \frac{Eh_2^3}{12(1 - \mu^2)}$, в котором E – модуль упругости материала образца, а μ – коэффициент Пуассона; $n = \frac{h_2}{h_1}$. Остальные геометрические параметры, входящие в формулы (5) и (6) показаны на рис. 1, а и 1, в, а также на рис. 2.

Соотношение (5) позволяет находить коэффициент изгиба и, тем самым, определять напряженное состояние модельных образцов в зоне концентратора в виде выборки. Такая задача может быть названа в данном случае прямой. Тогда задача обеспечения заданного по условиям испытаний модельного образца коэффициента изгиба называется обратной и её следует решать посредством соотношения (6), которое позволяет находить расстояние l от среза захватов до концентратора в виде выборки для обеспечения заданного значения K_u .

В работе [3] получены также формулы аналогичные (5) и (6) для модельных образцов с выступом, показанным на рис. 1, б.

Как видим для решения как прямой, так и обратной из названных выше задач необходимо располагать значениями жесткостных

характеристик испытательных машин по углу поворота захватов от изгибающих моментов, воспринимаемых ими.

В соотношениях (5) и (6) такая характеристика присутствует в виде величины обратной жесткости, т.е. в виде податливости машины P_m , что обусловлено удобством записи формул. Податливость P_m определим как угол поворота захвата в радианах при действии на него изгибающего момента величиной 1 Н·м, что одновременно характеризует и жесткость осевого негружения по углу поворота захватов от изгибающих моментов. Ввиду того, что определить такую характеристику как P_m с достаточной для практики точностью путем расчета весьма затруднительно её следует определять экспериментально.

Экспериментальное определение жесткости захватов машин осевого нагружения по углу поворота захватов. На рис. 3, *а* показана схема приспособления для определения указанной жесткости захватов. Основными элементами приспособления являются вмонтированные в захваты перпендикулярно силовой оси машины жесткие стержни 1 и 2, а также динамометр сжатия 3, включенный последовательно в силовую цепь передачи осевого усилия P от активного захвата 6 к пассивному захвату 7 через призмы 4 и 5. Определение жесткости захватов проводили для машины испытательного комплекса МИР-20 [4], на которой проводились и испытания на усталость модельных образцов с выборкой из сплава АМг-6 (см. рис. 1, *в*). На рис. 3, *б* приведена фотография приспособления, установленного в захваты машины МИР-20.

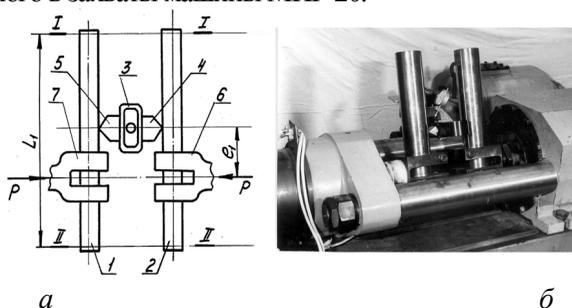


Рис. 3. Схема приспособления для определения угла поворота захватов (*а*) и фотография приспособления, установленного в захваты машины для испытания образцов на усталость при растяжении-сжатии МИР-20 (*б*)

Определение угла поворота захватов выполнялось согласно следующей методике. После жесткой фиксации стержней в захва-

тах и установки между ними динамометра с эксцентриситетом e_1 относительно продольной силовой оси машины к активному захвату машины прикладывалось предварительное усилие P_0 , а индикатор часового типа, установленный в скобе динамометра, устанавливался на нулевую отметку. Далее производились измерения расстояний между концами стержней в плоскостях $I-I$ и $II-II$ (см. рис.3, а). После дальнейшего наращивания усилия до величины $P_{\text{изм}}$, определяемой по показаниям динамометра, вновь производились измерения расстояний между стержнями в тех же плоскостях у концов стержней. Далее вычислялись изменения расстояний между стержнями в указанных плоскостях Δ_{I-I} и Δ_{II-II} , что дает возможность определить углы поворота стержней. При этом углы поворота стержней равны углам поворота захватов. Поскольку в данных опытах углы поворота захватов были весьма невелики, то тангенс угла поворота захватов практически равен углу поворота с относительной погрешностью менее 1 %. Таким образом, в соответствии с описанной методикой угол поворота захватов θ_g может быть вычислен следующим образом:

$$\theta_g = \text{arctg} \frac{\Delta_{I-I} + \Delta_{II-II}}{2L_1}, \quad (7)$$

где Δ_{I-I} и Δ_{II-II} – абсолютные величины изменений расстояний между стержнями до и после нагружения; L_1 – база измерений, т.е. расстояние между плоскостями, в которых выполнялись замеры.

База измерений L_1 в опытах с машиной МИР-20 составляла 500 мм. Изменение расстояний между стержнями в опытах находилось в пределах до 4 мм. Наблюдалась линейная зависимость между нагрузкой и углом поворота захватов, что соответствовало упругому взаимодействию всех элементов конструкции машины и измерительного приспособления. Жесткость захватов по углу поворота определена следующим соотношением:

$$G = \frac{M_u}{\theta_g}, \quad (8)$$

где $M_u = P_{\text{изм}}e_1$.

Податливость машины определяется обратным соотношением:

$$\Pi_m = \frac{1}{G_m} = \frac{\theta_g}{M_u}. \quad (9)$$

Податливость Π_m машины МИР-20 по углу поворота захватов от изгибающих моментов составила $9,98 \cdot 10^{-7} \text{ (Нм)}^{-1}$. На рис. 4 при-

ведена зависимость коэффициента изгиба K_u от соотношения геометрических параметров модельного образца h_1/h_2 по параметру податливости машины P_M . Линиями показаны кривые, рассчитанные по формуле (5), а точками экспериментально определенные значения коэффициента изгиба по результатам тензометрирования модельных образцов.

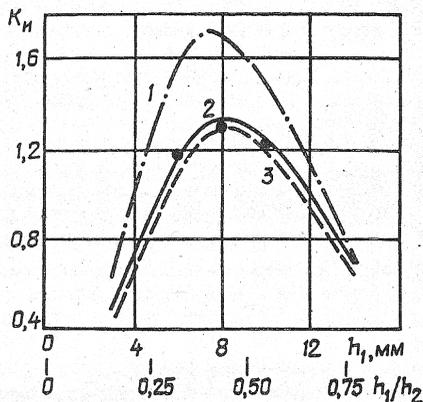


Рис. 4. Зависимость коэффициента изгиба модельных образцов от толщины среднего участка h_1 в зоне выборки и податливости машины:
 1 – $P_M = 10^{-5}(\text{Нм})^{-1}$; 2 – $P_M = 10^{-6}(\text{Нм})^{-1}$; 3 – $P_M = 0$.

Опыты были проведены на модельных образцах с выборкой из сплава АМг-6, установленных в машине МИР-20, при следующих геометрических параметрах модельных образцов (рис. 1, в): $2l_1=20$ мм; $l = 60$ мм; $B = 100$ мм; $h_2 = 18$ мм. Как видим (см. рис. 4), жесткость машины по углу поворота захватов существенно влияет на величину коэффициента изгиба и её следует учитывать как при решении прямой задачи, так и при решении обратной задачи, когда при испытаниях на усталость несимметричных элементов конструкций необходимо обеспечить требуемое соотношение изгиба и растяжения (сжатия).

Обсуждение результатов. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений коэффициента изгиба дает основания полагать, что зависимость (5) позволяет рассчитывать коэффициент изгиба для модельных образцов с приемлемой точностью. Расхождения расчета и эксперимента не превысили в данном случае 8%. При проведении указанного вида испытаний существенным является соотношение

изгибных жесткостей объекта испытаний и испытательной машины. Поскольку при экспериментальном определении коэффициента изгиба модельных образцов из сплава АМг-6 жесткость машины по углу поворота захватов превышала изгибную жесткость образцов в 12,5 раза, то отличия, между кривой 3, соответствующей абсолютно жестким захватам ($P_m = 0$) и кривой 2, соответствующей жесткости захватов машины МИР-20, оказались менее 10% по коэффициенту изгиба. При расчете номинальных напряжений по формуле (4) это может приводить к ошибкам, не превышающим 5%. Таким образом, если указанная жесткость машины превышает жесткость образцов на полтора порядка и более, то её влияние на напряженное состояние образца несимметричного профиля не существенно и им можно пренебречь. При отношении жесткостей образца и машины близком к единице (кривая 1 на рис. 4), погрешности в оценке напряженного состояния будут уже велики, если не учитывать величину жесткости захватов и принимать в формулах (5) и (6) $P_m = 0$. В данном случае для рассматриваемых модельных образцов ошибка по номинальным напряжениям в исследованном диапазоне толщин образцов составит в этом случае от 10,5 до 15,5%, что является уже неприемлемым.

Закключение. Учет жесткости захватов по углу поворота от изгибающих моментов, инициированных наличием эксцентриситета при передаче осевых усилий по сечениям объектов испытаний несимметричного профиля, является важной особенностью метрологического обеспечения испытаний на усталость конструктивных элементов и модельных образцов сложной конфигурации с асимметрией сечений относительно оси приложения нагрузок. В связи с этим, при испытаниях на усталость сложных конструктивных элементов с несимметричным профилем сечения в машинах осевого нагружения необходимо нормирование жесткости машины по углу поворота захватов от изгибающих моментов. Введение такой метрологической характеристики для машин осевого нагружения в тех случаях, когда планируются испытания образцов или конструктивных элементов с несимметричным профилем продольного сечения, позволит повысить достоверность результатов испытаний за счет более точной оценки напряженного состояния в зоне ожидаемого разрушения. С другой стороны, знание такой метрологической характеристики машины позволит более корректно решать вопросы о возможности получения требуемого по условиям эксперимента напряженного состояния в зоне ожидаемого разрушения.

Список литературы

1. *Почтенный Е. К.* Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин/ Е. К.Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1983. –246 с.
2. *Гарф М. Э.* Испытания на усталость применительно к задачам оптимизации конструкций / М.Э.Гарф. – Киев: Наук, думка, 1984. – 176 с.
3. *Регульский М.Н.* К вопросу испытаний на усталость конструктивных элементов несимметричного профиля при осевом нагружении / М.Н.Регульский // Пробл. прочности, 1995, № 5–6.–С. 62–68.
4. *Филатов Э.Я.* Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость/ Э.Я.Филатов, В.Э.Павловский. – Киев: Наук. Думка, 1985. – 92с.

Регульський М.М., Борозенець Г.М., Башта О.В., Карпова К.В. **Урахування характеристик жорсткості машин осьового навантаження під час випробувань на втому конструктивних елементів несиметричного профілю** // Проблеми тертя та зношування: наук.- техн. зб. – К.: НАУ, 2011. – Вип. 56. – С.133–141.

На прикладі аналізу напруженого стану модельних зразків з однобічною вибіркою і однобічним виступом при їх осьовому навантаженні показано необхідність урахування характеристик жорсткості машин осьового навантаження за кутом повороту захватів від згинаючих моментів під час випробувань на втому конструктивних елементів несиметричного профілю.

Рис. 4, список літ.: 4 найм.

Regulskyi M.M., Borozenets G.M., Bashta O.V., Karpova K.V. **The influence of stiffness of testing machine on stress state of asymmetric objects of study during experimental researches of fatigue**

An analysis of stress state of asymmetric model specimens is performed. The necessity is shown for normalization of bending stiffness of axial loading machine grips used for tests of complex constructive elements with unsymmetrical profile in longitudinal section.

Ключевые слова: испытания на усталость, модельный образец, напряженное состояние, жесткость машины, податливость, угол поворота захватов от изгибающих моментов.

Стаття надійшла до редакції 24.10.2011