

УДК 620.179.12:629.7

С.И.Ткаченко

НЕРАЗРУШАЮЩИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Существуют различные методы прогнозирования критических нагрузок потери устойчивости конструктивных элементов в ходе испытаний. Широко известен, например, метод Саусвелла [1-3], который в значительной степени может быть использован при определении классической критической нагрузки простых конструкций. Однако метод Саусвелла является ненадежным при изучении свойств сложного продольного элемента. Другой метод [4] основан на измерении частоты колебаний элемента, которая при достижении нагрузки критического значения падает в нуль. При решении сложных задач этот метод имеет тот же недостаток, что и предыдущий. Для прогнозирования критической нагрузки можно использовать явление падения местной жесткости по мере приближения к моменту потери устойчивости [5]. Однако подобный метод является дорогостоящим, имеет низкую оперативность и требует доступа к испытываемому образцу в процессе нагружения.

В работе Jones, Greene [6] предлагается метод, основанный на анализе зависимости некоторых величин, характеризующих жесткость системы, от внешней нагрузки (F/S -метод). На испытываемый образец наклеиваются в нескольких местах тензорезисторы. Отношения внешней нагрузки к показаниям тензорезисторов служат измерительными характеристиками жесткости системы. По изменению этих величин с ростом нагрузки судят о приближении критического состояния. Приведенные в [6] примеры использования этого метода иллюстрируют его практическую ценность, которая обусловлена относи-

тельно высокой точностью прогноза критической нагрузки как местной, так и общей потере устойчивости сложных конструктивных элементов. Кроме того, он дает возможность быстро обработать большое количество данных испытания и не требует доступа к образцам во время нагружения. Однако в случае отсутствия мощной базы автоматической обработки данных и техники их индикации, что может наблюдаться в условиях производственных лабораторий, оперативность последнего метода резко падает.

Рассмотрим продольный изгиб стержня, шарнирно опертого по концам и сжатого силой F . Как показано Саусвеллом [1-3], прогиб δ в середине стержня может быть найден приближенно по формуле

$$\delta = \delta_0 (F_{кр} / F - 1), \quad (1)$$

где δ_0 - начальный прогиб, $F_{кр}$ - критическая нагрузка. Примем в этом случае в качестве S отношение

$$S = F / \delta$$

и представим равенство (1) в виде

$$S = (F_{кр} - F) / \delta_0. \quad (2)$$

Отсюда видно, что зависимость $S(F)$ выражается прямой линией пересекающей ось F в точке, соответствующей классической критической нагрузке. Эта зависимость в случае продольного изгиба стержня представлена прямой 1 на рис. 1. Через F_0 обозначена

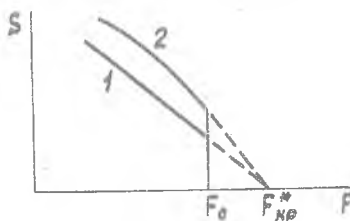


Рис. 1

нагрузка, до которой ведется нагружение. Достигнув F_0 и осуществляя линейную экстраполяцию графика $S(F)$ до пересечения его с осью F , можно получить прогнозируемую критическую нагрузку $F_{кр}^*$.

В отличие от метода Саусвелла в F/S -методе в качестве параметра S используется отношение внешней нагрузки к величине деформации, измеряемой тензорезистором. Если измерительная схема обеспечивает регистрацию изгибных деформаций $\epsilon_{изг}$, то согласно [6] зависимость $S(F)$ будет определяться равенством

$$S = (1 - F / F_{кр}) / \kappa \delta_0, \quad (3)$$

как в середине стержня величина ϵ_{432} может быть вычислена по формуле

$$\epsilon_{432} = KF(\delta + \delta_0). \quad (4)$$

Здесь K - постоянная величина, определяемая физическими свойствами материала и характеристиками сечения стержня.

Для схемы, измеряющей полную деформацию ϵ , т.е. с одного тензорезистора, график F/S теряет свойство линейности. Зависимость $S(F)$ в этом случае выразится в виде [6]:

$$F/\epsilon = (1 - F/F_{кр}) / [K\delta_0 + (1 - F/F_{кр})/fE], \quad (5)$$

где f - площадь поперечного сечения стержня; E - модуль упругости материала.

Пример подобного графика для шарнирно опертого стержня представлен кривой 2 на рис. 1.

Одним из факторов, определяющих несущую способность конструкции, является местная потеря устойчивости ее элементов. Как показали исследования [6], F/S - метод позволяет определить и критическую нагрузку местной потери устойчивости. Чтобы решить эту задачу, для каждой серии образцов экспериментально или расчетным путем находится уровень предельной нагрузки $F_{пр}$ и соответствующей ей деформации $\epsilon_{пр}$, при которых происходит местное разрушение образца. Через начало координат графика $S(F)$ и точку $(F_{пр}, \epsilon_{пр})$ проводится предельная прямая, пересечение которой непосредственно с кривой $S(F)$, как это показано на рис. 2, и даст критическую нагрузку местной потери устойчивости $F_{кр}^*$.

В настоящей работе предлагается вместо кривой $S(F)$ использовать одновременно две зависимости: $S = S(t)$ и $F = F(t)$, где t - время испытания. Если названные зависимости записаны в ходе нагружения на одной осциллограмме в виде некоторых кривых, то по этим кривым можно произвести анализ состояния системы в каждый момент времени и предсказать величину критической нагрузки. Скорость

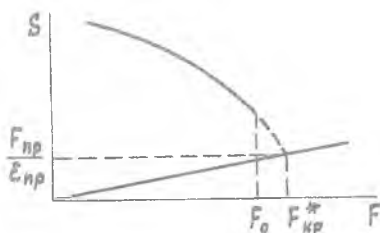


Рис. 2

движения ленты осциллографа в течение эксперимента выдерживается постоянной. На рис. 3, например, показана осциллограмма с со-

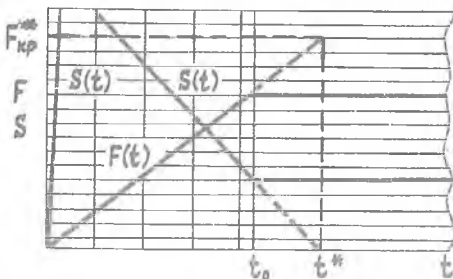


Рис. 3

ответствующими кривыми для случая классического большого изгиба стержня шарнирно опертого по концам.

Прогнозируемая критическая нагрузка $F_{кр}^*$ находится по осциллограмме следующим образом. Кривая $S(t)$ экстраполируется от точки t_0 ,

от которой было прекращено нагружение, до пересечения с осью t . Полученное значение времени t^* определит при этом искомую нагрузку на экстраполированной кривой $F(t)$.

Следует отметить, что непосредственному измерению поддаются лишь значения силы F и деформации ϵ . Однако для анализа состояния системы требуется величина S , представляющая собой отношение F/ϵ . Во избежание трудностей, связанных с ручным делением F на ϵ в каждый момент времени, была разработана специальная электронная схема импульсного делителя напряжений. Она позволяет делить величины напряжений, пропорциональных F и ϵ , и подает результирующий сигнал на гальванометр шлейфового осциллографа.

Этим методом можно пользоваться для анализа не только общей, но и местной потери устойчивости. При определении критической нагрузки местной потери устойчивости осциллограмма зависимостей $S(t)$ и $F(t)$ имеет вид, показанный на рис. 4.

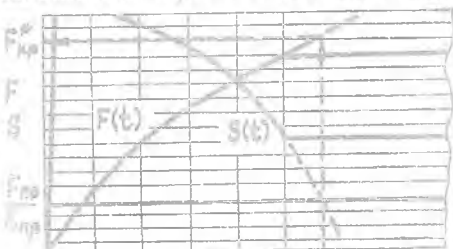


Рис. 4

В этом случае $F_{кр}$ определяется как $F(t^*)$, где величина t^* находится пересечением экстраполированной кривой $S(t)$ не с осью t , а с некоторой предельной прямой, параллельной t . Как было сказано

отношение $F_{кр}/\epsilon_{кр}$ определяется экспериментально на нескольких образцах. Эксперимент показал, что при достижении предельной нагрузки кривая $S(t)$ на осциллограмме меняет знак своей производной. Ордината экстремума функции $S(t)$ дает уровень предельной нагрузки, который устанавливается с помощью дополнительного гальванометра, работающего в качестве отметчика, и выдерживается постоянным для всей серии образцов.

Как показал опыт многих исследователей [6, 5, 4], для точного прогнозирования общих и местных критических нагрузок, предсказания закритического поведения образцов недостаточно графиков Саусвелла или F/S -графиков, построенных по измерениям деформаций или прогибов в одной точке. Предлагаемый здесь подход позволяет вести на одной осциллограмме одновременную запись графиков для большого числа тензодатчиков, что существенно повышает точность прогноза.

Ниже представлены некоторые результаты испытаний, проведенные на разрывной машине УММ-5. Машина снабжена потенциометрическим устройством для записи усилия на шлейфный осциллограф НИИ5. Для измерения деформаций использовалась тензостанция типа Т-ВТ-12.

Стержни длиной $l = 450$ мм, диаметром $d = 15$ мм были выточены из тригранника сплава Д16АТ, ГОСТ 13890-68. В эксперименте осуществлялось: защемление стержня на одном конце и шарнирное опирание (сферический шарнир) на другом (схема I), защемление на одном конце и частичное защемление на другом (схема II). При частичном защемлении край образца был жестко зажат, однако защемляющий элемент имел возможность двигаться в направляющих, допускающих люфт 0,3-0,5 мм.

Расчеты показали, что потеря устойчивости стержня наступает в напряжениях, не превосходящих предел пропорциональности.

Критические значения критических нагрузок определялись по формуле Эйлера $F_{кр} = \frac{\pi^2 E J}{(\mu l)^2}$. Для схемы I $\mu = 0,699$, а $F_{кр} = 1779$ кГ. Для схемы II $F_{кр}$ лежит в интервале от 1779 кГ ($\mu = 0,699$) до 1779 кГ ($\mu = 0,5$).

Для каждого случая закрепления испытания проводились на нескольких образцах. Вначале трижды стержни нагружались до 80% теоретического значения критической нагрузки. При этом нагрузка увеличивалась ступенчато, и на каждом этапе снимались с помощью

стрелочного индикатора значения величин прогибов δ_1 , δ_2 в двух взаимно-перпендикулярных направлениях (для графиков Саусвелла). Суммарный прогиб δ вычислялся по формуле $\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}$. Далее со скоростью движения штока машины, равной 2 мм/мин, осуществлялось нагружение образцов с записью графиков $S(t)$, $F(t)$ на ленту осциллографа. Нагружение производилось также до 80% от минимального значения теоретической критической силы. Для проверки правильности прогноза образцы нагружались затем до потери устойчивости. Момент потери устойчивости определялся по началу резкого увеличения перемещений.

На рис. 5 представлены графики Саусвелла для рассмотренных схем нагружения. Средняя действительная критическая нагрузка для схемы I равнялась 1732 кГ, для схемы II - 2490 кГ. Прогнозируемые критические нагрузки получены соответственно равными 1760 кГ и 2410 кГ. На рис. 6 для схем I и II показаны осциллограммы, на которых проведена экстраполяция графиков $S(t)$, $F(t)$ и получены прогнозируемые критические нагрузки. Для схемы I $F_{кр}^* = 1750$ кГ, для схемы II $F_{кр}^* = 2375$ кГ.

Пластины из сплава Д16АТ1, ГОСТ 13890-13 толщиной $h = 1$ мм размером $a = 202$ мм, $b = 486$ мм вырезались из одного листа поперек прокатки. В эксперименте реализовывалось частичное защемление коротких сторон и шарнирное опирание длинных (схема III); шарнирное опирание всех сторон (схема IV); шарнирное опирание пластинок обеспечивалось V-образным пазом. Как и стержни на первом этапе эксперимента пластины подвергались нагрузке, равной 80% от критической расчетной. Трижды при ступенчатом увеличении нагрузки замерялись прогибы в центре пластины для построения графиков Саусвелла. Затем, так же не превышая 80% критической расчетной нагрузки, вышеописанным методом проводилась запись графиков $S(t)$, $F(t)$ на ленту осциллографа. Скорость нагружения составляла 2 мм/мин. Для проверки правильности прогноза образцы нагружались до потери устойчивости. Достижение экспериментальных критических нагрузок определялось по резкому увеличению прогиба пластинок. Теоретические значения критических напряжений в обоих случаях закрепления получены по формуле [7]

$$\sigma_{кр} = K \frac{\pi^2 D}{b^2 h},$$

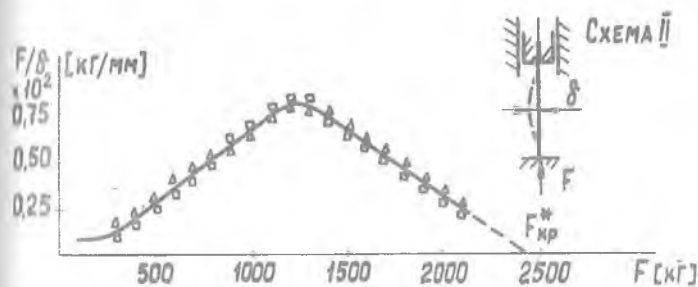
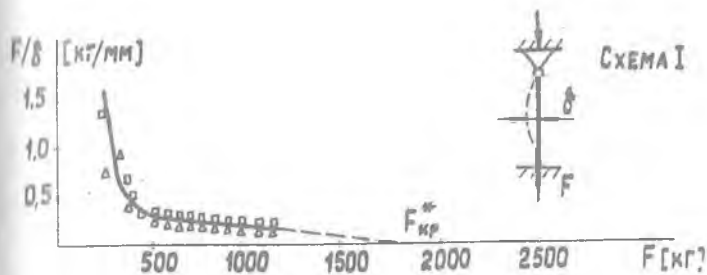


Рис. 5

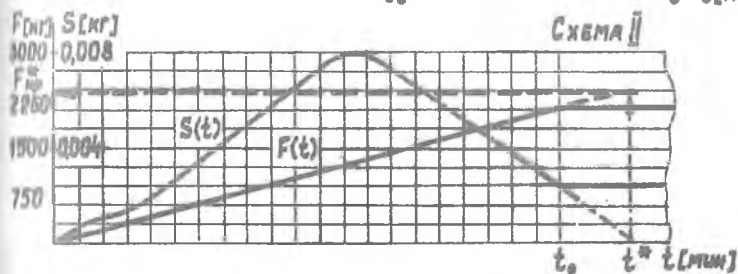
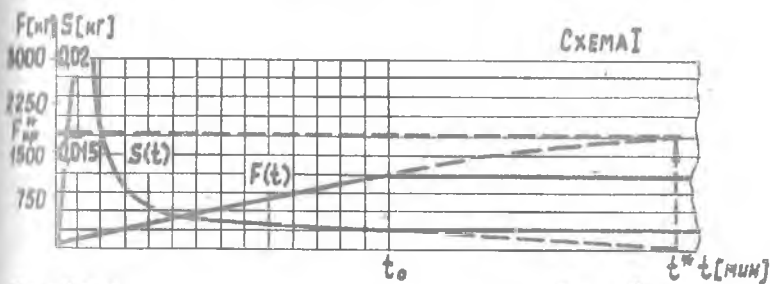


Рис. 6

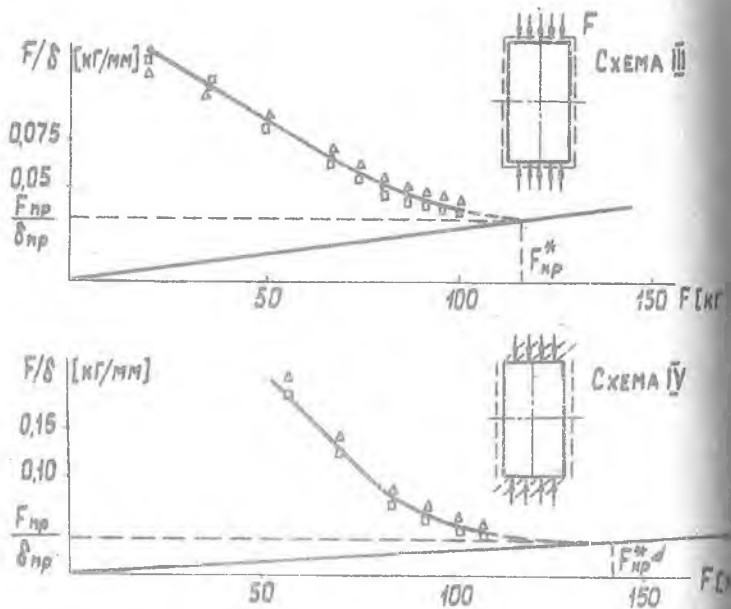


Рис. 7

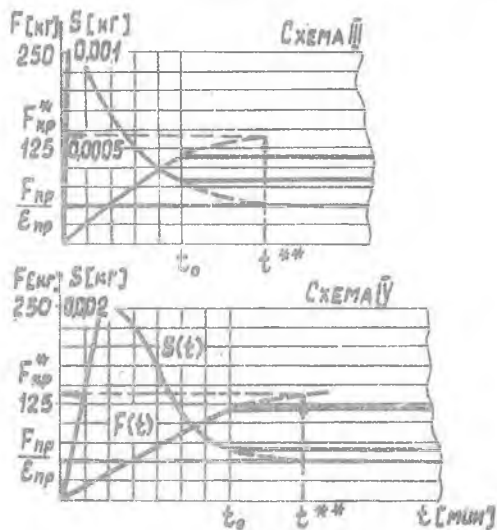


Рис. 8

D - изгибная жесткость пластины, K - коэффициент устойчивости.

Предполагалось, что пластины теряют устойчивость в упругой области. Для шарнирно опертой пластины расчетная критическая нагрузка составляет 129,6 кГ, а для пластины с частично защемленными короткими сторонами она лежит в интервале от 129,6 кГ ($K = 4,08$) до 141,6 кГ ($K = 4,75$).

Эксперименты с пластинами показали, что прогноз критического усилия оказывается гораздо точнее, если ввести предельную нагрузку как при определении критических усилий местной потери устойчивости. Величиной $F_{кр}$ (соответственно $\epsilon_{кр}$) необходимо считать нагрузку (деформацию), при которой происходит переход от одной формы равновесия к другой. На рис. 7 схем III, IV показаны графики Саусвелла. Средние действительные критические нагрузки соответственно равнялись 121 кГ, 139 кГ. Для схемы III $F_{кр}^* = 113$ кГ, для схемы IV $F_{кр}^* = 143$ кГ. Осциллограммы для схем III, IV (рис. 8) дали прогнозируемые критические нагрузки соответственно равными 126 кГ и 140 кГ. Из приведенных графиков осциллограмм видно, что прогнозируемые и действительные нагрузки отличаются друг от друга не более чем на 10-12%.

Л и т е р а т у р а

1. J.I. Craig, M.F. Duggan, "Nondestructive Shell-Stability Estimation by a Combined-Loading Technique." *Exp. Mech.*, 1973, N13, N9.
2. K.V. Venkataramaiah, "On the Local Buckling Analysis of Experimental Observations in Problems of Elastic Stability." *CANCAM*, 73 C. r. 4eme congr. can. mic, appl, Montreal, 1973.
3. Саусвелл Р.В. Введение в теорию упругости. М., Госиздат. Издательство иностранной литературы, 1948.
4. P.K. Datta, R. Z. Carlson, "Buckling and Vibration of a Thin Tensioned Shell with an Elliptical Hole." *Exp. M.*, 1973, N13, N7.
5. H. Becker, "Nondestructive Testing for Structural Stability" *J. Ship. Res.*, 1969, 13, N4.
6. Robert E. Jones and Bruce E. Greene, "The force/stiffness Technique for Nondestructive Buckling Testing" *ASAA Paper*, N354, 1974.
7. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М., "Наука", 1967.