

Вибродиагностика повреждений деталей машин на основе исследования их собственных форм колебаний

А. Л. Михайлов, С. В. Крюков

ОАО НПО “Сатурн”, Рыбинск, Россия

Описан метод вибродиагностики упругих тел, основанный на использовании их собственных форм колебаний в качестве диагностического признака. Приведены результаты экспериментальных исследований по обнаружению повреждений упругих тел предложенным методом.

Ключевые слова: собственная форма колебаний, эквивалентная масса, диагностический признак, параметр наблюдения, вибронапряжение, виброперемещение.

В настоящее время все больше возрастают требования к надежности конструкций современных ГТД при одновременном повышении их сложности, форсировании параметров термодинамического цикла и уменьшении массы. Известно, что большинство отказов элементов машин происходит из-за проблем их недостаточной динамической прочности, что обуславливает появление усталостных дефектов. В связи с этим разработка эффективных, надежных и достаточно дешевых методов диагностики технического состояния сложных механических систем – одна из важных проблем современного машиностроения.

Главной задачей методов вибродиагностики является выбор наиболее информативного признака, по которому оценивается техническое состояние объекта. Основные вибрационные параметры упругого тела – это прежде всего модальные параметры. К ним можно отнести собственные частоты колебаний, коэффициенты демпфирования и собственные формы колебаний. Известно широкое использование в качестве диагностического признака технического состояния деталей их собственных частот и коэффициентов демпфирования. Однако, будучи интегральной характеристикой колеблющегося тела, с развитием дефекта они изменяются очень медленно, что отражено, в частности, в работах [1, 2]. Собственные формы колебаний тела – это единственный из модальных параметров, являющийся его локальной характеристикой и сильно зависящий от точки, в которой определяется. С собственными формами колебаний тесно связаны эквивалентные массы. Зная собственные формы колебаний тела, можно вычислить его эквивалентные массы, и наоборот, зная эквивалентные массы, вычислить собственные формы колебаний.

Использование эквивалентных масс упругого тела в качестве диагностического признака предложено в [3]. Суть способа диагностики заключается в возбуждении колебаний эталонной и исследуемой конструкций и определении нескольких первых эквивалентных масс M_k ($k = 1, 2, \dots, n$) этих конструкций. О возникновении дефекта судят по разности значений M_k , полученных для эталонной и исследуемой конструкций.

Использование величин M_k в качестве диагностического признака метода вибродиагностики возникновения и развития дефекта детали ограничивается следующим. Для практической реализации метода вибродиагностики при вычислении величин M_k обязательным условием является измерение наряду с параметрами наблюдения какого-либо параметра возмущающей силы колебаний, т.е. динамической податливости конструкции. Однако часто процедура таких измерений усложняется по различным причинам, в частности из-за недоступности необходимых мест для установки датчиков по измерению параметра возмущающей силы. Поэтому из процесса вибродиагностики необходимо исключить измерение этого параметра. К тому же, проще измерять один параметр, а не два, так как упрощается виброизмерительная процедура.

В данной работе описан новый метод вибродиагностики упругих тел, основанный на использовании их собственных форм колебаний [4]. Предлагается использовать одновременно амплитуды $y(B_j, \Omega)$ и $y(A, \Omega)$ двух точек наблюдения A и B_j на исследуемой детали при колебаниях конструкции по k -й собственной форме колебаний (рис. 1), в качестве диагностического параметра – отношение измеренных амплитуд в этих точках (виброперемещения, вибронапряжения, виброскорости или виброускорения, т.е. любой параметр, определяющий форму колебания системы) $\bar{X}(B_j) = \frac{y(B_j, \Omega)}{y(A, \Omega)}$, что, по сути, определяет отношение эквивалентных масс детали в указанных точках:

$$\bar{X}(B_j) = \frac{y_k(B_j, \Omega)}{y_k(A, \Omega)} = \frac{M_k(A, O)}{M_k(B_j, O)}. \quad (1)$$

При изменении этого параметра (амплитудной функции) по отношению к исходному значению дефект считается обнаруженным.

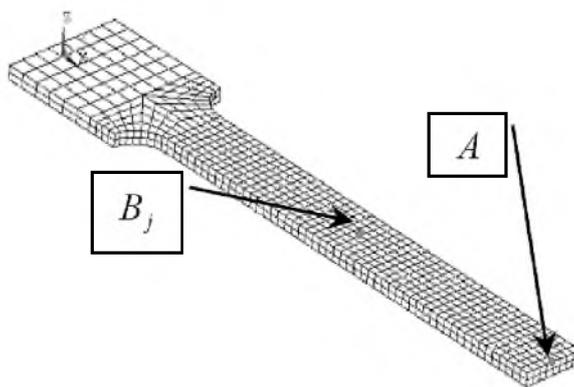


Рис. 1. Выбор точек наблюдения на объекте исследования.

В качестве базовой зависимости отношения $\frac{y_k(B_j, \Omega)}{y_k(A, \Omega)}$ от частоты возбуждения Ω принято выражение

$$\frac{y_k(B_j, \Omega)}{y_k(A, \Omega)} = \bar{X}_1(B_j) \frac{\frac{1}{\omega_k^2 - \Omega_i^2} + \sum_{k=2}^n \frac{1}{\eta_k(B_j)(\omega_k^2 - \Omega_i^2)}}{\frac{1}{\omega_k^2 - \Omega_i^2} + \sum_{k=2}^n \frac{1}{\eta_k(A)(\omega_k^2 - \Omega_i^2)}}, \quad (2)$$

где

$$\eta_k(B_j) = \frac{M_k(B_j, O)}{M_1(B_j, O)}; \quad \eta_k(A) = \frac{M_k(A, O)}{M_1(A, O)}, \quad k = 2, 3, \dots, n.$$

Экспериментальное определение собственных форм колебаний упругой конструкции осуществляется следующим образом.

Измеряют n собственных частот $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ колебаний конструкции. Затем N раз возбуждают конструкцию на нескольких частотах вне окрестности собственных частот, вызывая ее гармонические вынужденные колебания с частотами возбуждения $\Omega_1, \Omega_2, \dots, \Omega_N$. В этом случае уменьшается влияние коэффициентов демпфирования при определении формы колебаний, а также исключается работа конструкции в условиях резонанса, что увеличивает срок ее службы. Далее выбирают m точек наблюдения B_j и точку A , по отношению к которой будут определяться точки B_j , и измеряют амплитуды одного из параметров наблюдения (виброперемещение, виброскорость, виброускорение, вибронапряжение) на каждой из частот возбуждения $\Omega_1, \Omega_2, \dots, \Omega_N$. При этом амплитуды параметра наблюдения в заданных точках B_j измеряют одновременно. Значения амплитудных функций $\bar{X}_1(B_j), \bar{X}_2(B_j), \dots, \bar{X}_n(B_j)$, определяющих собственные формы колебаний конструкции в каждой заданной точке B_j , находят из условия минимума целевой функции методом наименьших квадратов:

$$\varphi\{\bar{X}_1(B_j), \eta_1(A), \eta_2(A), \dots, \eta_n(A), \eta_1(B_j), \eta_2(B_j), \dots, \eta_n(B_j)\} = \sum_{i=1}^N \left[\frac{y(B_j, \Omega_i)}{y(A, \Omega_i)} - \bar{X}_1(B_j) \frac{\frac{1}{\omega_k^2 - \Omega_i^2} + \sum_{k=2}^n \frac{1}{\eta_k(B_j)(\omega_k^2 - \Omega_i^2)}}{\frac{1}{\omega_k^2 - \Omega_i^2} + \sum_{k=2}^n \frac{1}{\eta_k(A)(\omega_k^2 - \Omega_i^2)}} \right]^2, \quad (3)$$

где $\bar{X}_k(B_j) = \frac{\eta_k(A)}{\eta_k(B_j)} \bar{X}_1(B_j)$, $k = 2, 3, \dots, n$; $y(A, \Omega_i)$ – амплитуда колебаний

в выбранной точке наблюдения A конструкции, измеренная на частоте возбуждения Ω_i ($i = 1, 2, \dots, N$); $y(B_j, \Omega_i)$ – амплитуда колебаний в каждой из заданных B_j точек конструкции, измеренная на частоте возбуждения Ω_i .

Проведены также численные и натурные эксперименты на плоском образце (рис. 2), подтверждающие эффективность использования нового

метода вибродиагностики. Опытный образец с размером рабочей части $0,33 \times 0,045 \times 0,0075$ м изготавливали из стали 45. При проведении эксперимента исследовали процесс изменения первой и второй изгибных собственных форм колебаний образца при развитии в нем дефекта. Дефект в образце имитировался надпилом различной глубины (1, 2, 3, 4 и 5 мм) в области максимальных напряжений по первой изгибной форме колебаний.

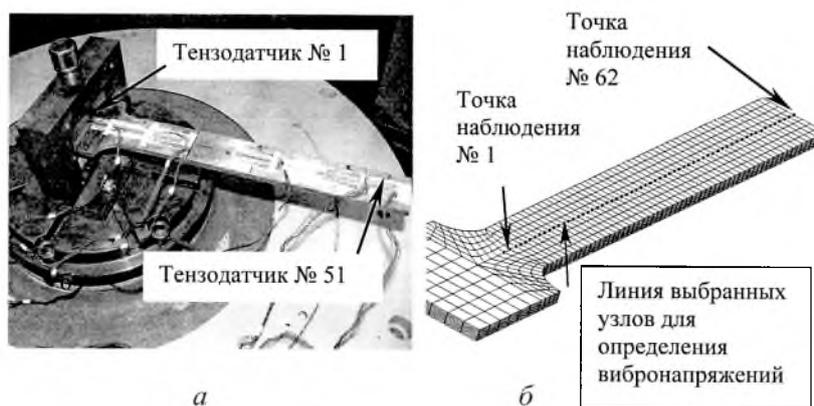


Рис. 2. Препарированный образец на вибростенде (а) и конечноэлементная модель образца (б).

Необходимые измерения и имитирование трещины проводили при испытании образца на вибростенде (рис. 2,а). Образец, консольно закрепленный в рамке за широкую часть, подвергали кинематическому возбуждению, при этом стол вибростенда совершает вертикальные колебания по заданному гармоническому закону. В качестве диагностического признака метода рассматривали первые две изгибные собственные формы колебаний образца, соответствующие вибронпряжению как параметру наблюдения. Напряжения в точках наблюдения определяли тензометрированием. Поэтому перед установкой на вибростенд образец препарировали вдоль рабочей части тензодатчиками с базой 4 мм и омическим сопротивлением 48 Ом (рис. 2,а). Точки наблюдения (места наклейки тензорезисторов) брали на средней линии образца (рис. 2,а). Всего наклеено 51 тензодатчик ($m = 51$).

Для определения напряжений в выбранных точках наблюдения по измеренной упругой деформации необходимо предварительно провести тарировку тензорезисторов на контрольно-тарировочном устройстве (камертоне), где устанавливается соотношение между напряжением электрического сигнала в милливольт-цепи тензорезистора при замере деформации и значением механических напряжений в МПа. За контрольный датчик принимали тензодатчик № 1, наклеенный в корневом сечении образца, в котором значение напряжения при резонансе системы $\omega_1 = 54,4$ Гц на милливольтметре равнялось $U = 274$ мВ, что соответствует динамическим напряжениям по камертону $\sigma_v = 25$ МПа и не превышает предела выносливости образца на базе $N = 2 \cdot 10^7$ цикл ($\sigma_{-1} = 215$ МПа). Для выбора частот возбуждения при определении собственных форм колебаний нерезонансным способом снимали амплитудно-частотную характеристику испытываемого образца в диапазоне первых двух изгибных форм колебаний.

Следует отметить, что значение U на милливольтметре при отсутствии возбуждения образца составляют 5,5 мВ, т.е. эта величина напряжения характеризует уровень шумов виброизмерительной аппаратуры, что значительно меньше уровня полезного сигнала.

Измеренные собственные частоты колебаний исходного образца оказались равными $\omega_1 = 54,4$ Гц и $\omega_2 = 326,7$ Гц.

Наряду с натурным экспериментом проводили численный эксперимент с выполнением всех необходимых расчетов методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS.

При численном эксперименте геометрическая модель образца была построена в системе объемного моделирования UNIGRAPHICS, далее в программном комплексе инженерного исследования напряженно-деформированного состояния твердых тел ANSYS она была разбита на конечные элементы типа SOLID 45 (рис. 2,б). Дефект был смоделирован разрывом связей между элементами в месте запила глубиной 2 мм. В качестве параметра наблюдения также использовали вибронапряжения первых двух изгибных форм колебаний образца (рис. 3). Вибронапряжения рассматривали для узлов, расположенных вдоль рабочей части образца на расстоянии 5,3 мм друг от друга, количество выбранных узлов (точек наблюдения) – 62 ($m = 62$) – рис. 2,б.

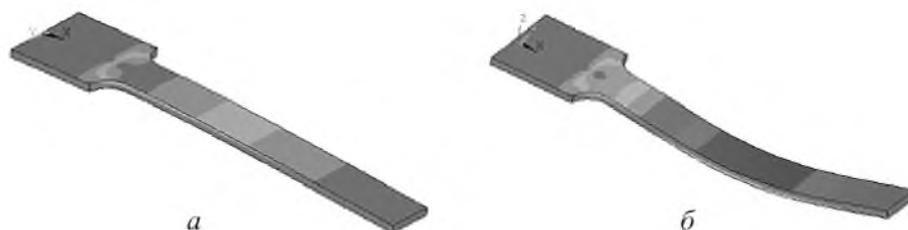


Рис. 3. Распределение относительных изгибных напряжений по первой (а) и второй (б) формам собственных колебаний образца.

По результатам модального анализа были рассчитаны частоты и формы собственных колебаний образца, а также определены относительные вибронапряжения в выбранных узлах по первой и второй формам колебаний по отношению к первой точке наблюдения $\bar{X}_k(B_j) = \frac{\sigma_{j0}^{(k)}}{\sigma_{10}^{(k)}}$, $j = 2, 3, \dots, m$.

Расчетные собственные частоты колебаний исходного образца оказались равными $\omega_1 = 53,5$ Гц и $\omega_2 = 332,7$ Гц.

Затем определяли изменение вибронапряжений (в процентах) относительно значений в исходном состоянии:

$$\Delta \bar{X}_k(B_j) = \left| \frac{\frac{\sigma_{j0}^{(k)}}{\sigma_{10}^{(k)}} - \frac{\sigma_j^{(k)}}{\sigma_1^{(k)}}}{\frac{\sigma_{j0}^{(k)}}{\sigma_{10}^{(k)}}} \right| \cdot 100\%, \quad (4)$$

где $\sigma_{j0}^{(k)}$, $\sigma_{10}^{(k)}$ – амплитуды вибронпряжений j -й и первой точки наблюдения образца без дефекта; $\sigma_j^{(k)}$, $\sigma_1^{(k)}$ – то же образца с дефектом; $k = 1, 2$.

Графическое представление изменения амплитудной функции $\Delta\bar{X}_k(B_j)$ при параметре наблюдения вибронпряжения показано на рис. 4. Видно, что при возникновении дефекта в образце значительно изменяются собственные формы колебаний в определенных точках. Если в качестве критерия обнаружения дефекта взять ординату 15%, то дефект можно считать выявленным.

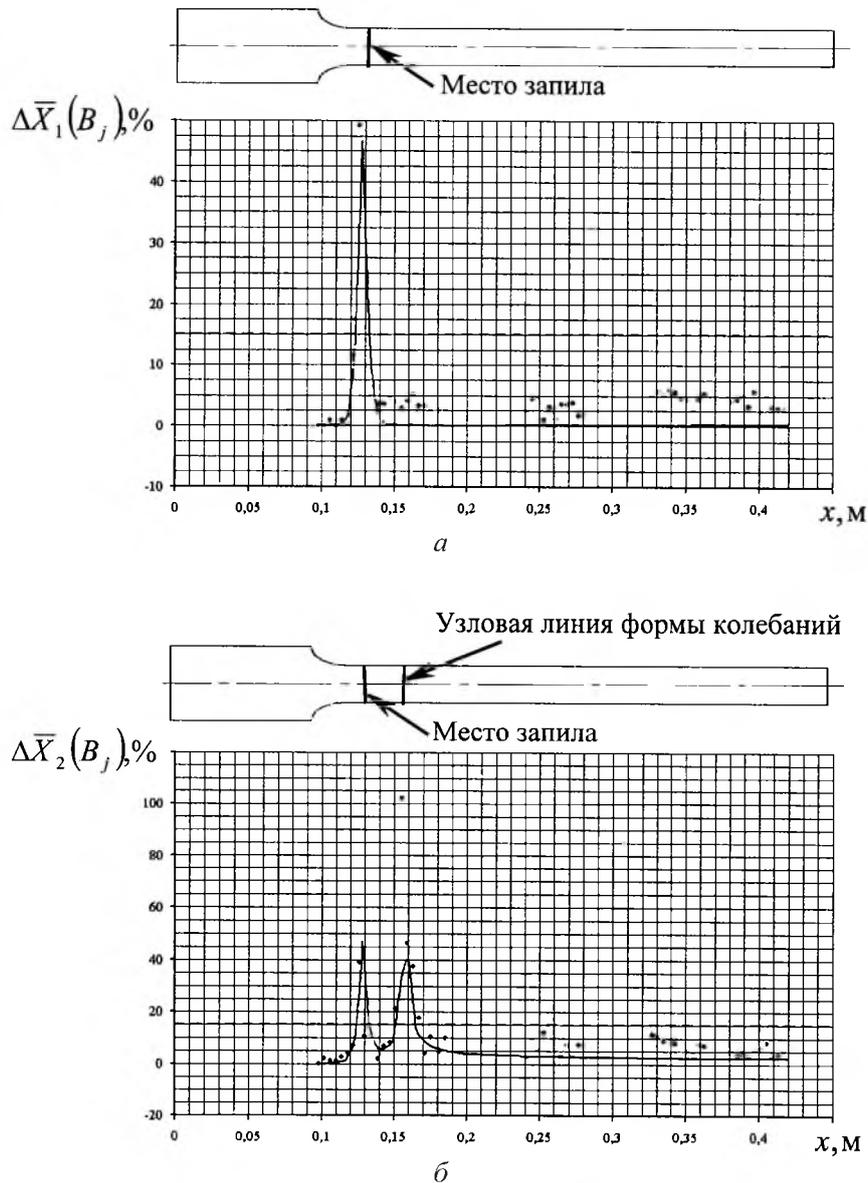


Рис. 4. Относительное изменение амплитудной функции $\Delta\bar{X}_k(B_j)$ по первой (а) и второй (б) формам колебаний образца. (Точки – натуральный эксперимент, линии – численный эксперимент; горизонтальные штриховые линии – ордината 15%.)

Отметим две характерные особенности метода, от которых зависит его эффективность: 1) одна из точек наблюдения должна лежать вблизи узловой линии формы колебаний детали (амплитуда в точках наблюдения равна нулю) или вблизи дефекта, что видно из представленных графиков; 2) изменение амплитудной функции $\Delta \bar{X}_k(B_j)$ зависит от выбора точки наблюдения A , по отношению к которой определяются все остальные точки B_j .

Дальнейшие эксперименты проводили с целью сравнения скоростей изменения собственных частот колебаний и собственных форм колебаний образца при развитии в нем дефекта. На различных стадиях развития трещины экспериментально определяли собственные частоты колебаний лопатки ω_k ($k=1, 2$) и собственные формы колебаний (амплитудная функция $\bar{X}_k(B_j)$) в наиболее информативных точках наблюдения.

Степень развития трещины на лопатке целесообразно охарактеризовать отношением $\gamma = S_1/S_0$, где S_1 – площадь сечения, занятого трещиной; S_0 – общая площадь сечения.

Площади сечений, занятых трещиной глубиной 1, 2, 3, 4 и 5 мм, по отношению к общей площади сечения оказались равными $\gamma_1 = 0,13$, $\gamma_2 = 0,27$, $\gamma_3 = 0,40$, $\gamma_4 = 0,53$ и $\gamma_5 = 0,67$ соответственно.

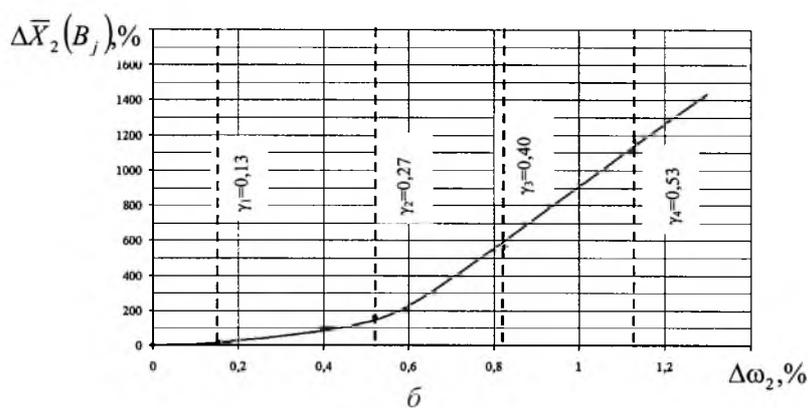
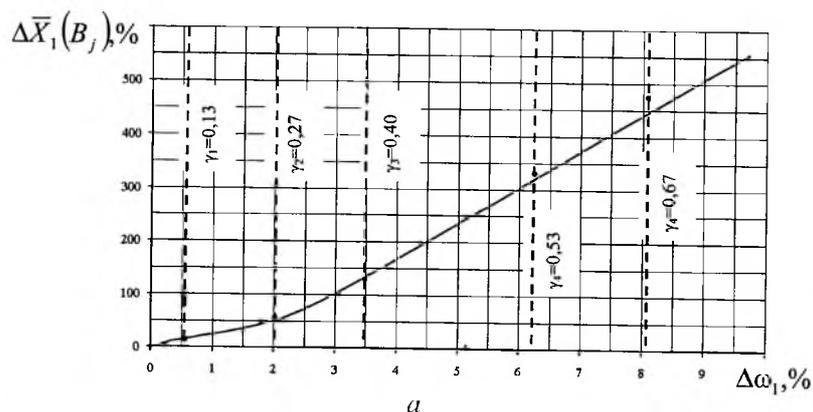


Рис. 5. Зависимость скорости относительного изменения первой (а) и второй (б) собственной форм колебаний (параметр наблюдения – вибронапряжения) от относительного изменения собственной частоты колебаний образца при развитии в нем дефекта. (Линии – численный эксперимент, точки – натуральный эксперимент.)

Результаты экспериментов по исследованию развития трещины представлены на рис. 5 в виде зависимости относительного изменения собственной формы колебаний $\Delta\bar{X}_k(B_j)$ от относительного изменения собственной частоты колебаний образца $\Delta\omega_k$. Скорости изменения собственных форм колебаний взяты по точкам наблюдения № 8 для первой формы (область дефекта) и № 14 для второй формы колебаний (область узловых линий).

Относительное изменение собственной частоты колебаний рассчитывали по формуле

$$\Delta\omega_k = \left| \frac{\omega_{k0} - \omega_k}{\omega_{k0}} \right| \cdot 100\%, \quad (5)$$

где ω_{k0} – собственная частота колебаний образца без дефекта; ω_k – собственная частота колебаний образца с дефектом, $k = 1, 2$.

Из представленных зависимостей видно, что с развитием дефекта изменение собственных частот колебаний происходит медленно, в то время как изменение собственных форм колебаний – значительно быстрее. Полученные результаты показывают достаточно точное согласование расчетных данных с экспериментальными. Это может служить подтверждением эффективности предлагаемого способа вибродиагностики дефектов упругих конструкций, основанного на исследовании собственных форм колебаний.

Резюме

Описано метод вібродіагностики пружних тіл, де їх власні форми коливань використовуються як діагностична ознака. Наведено результати експериментальних досліджень щодо виявлення пошкодженості пружних тіл запропонованим методом.

1. Вернигор В. Н., Михайлов А. Л. Модальный анализ механических колебаний упругих систем. – Рыбинск: НПО “Сатурн”, 2001. – 288 с.
2. Михайлов А. Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объемного напряженно-деформированного состояния / Под ред. В. М. Чепкина. – Рыбинск: РГАТА, 2005. – 216 с.
3. А.с. 2190207, Россия, 7 G 01 № 19/08, 29/00. Способ обнаружения дефектов в материале упругой конструкции / А. Л. Михайлов, В. Н. Вернигор // Открытия. Изобретения. Полезные модели. – 2002. – № 27. – Ч. 2. – С. 319.
4. Михайлов А. Л., Крюков С. В. Вибродиагностика упругих тел на основе исследования их собственных форм колебаний // Контроль. Диагностика. – 2007. – № 1 (103). – С. 60 – 64.

Поступила 25. 10. 2007