

# ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКАЯ УСТАЛОСТЬ: МОДЕЛИ, ОСНОВАННЫЕ НА ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

К.Тихомиров<sup>1</sup>, С.Алексеев, к.х.н.<sup>2</sup>

УДК 621.3.019.3  
БАК 05.27.06

В предыдущих статьях [1, 2] мы описали факторы, вносящие наибольший вклад в эффект повреждения паяного соединения (ПС) при температурных воздействиях, дали определение отказа ПС, рассмотрели пример конституционного уравнения, описывающего напряженно-деформированное состояние ПС, а также дали классификацию моделей для прогнозирования отказа ПС вследствие термомеханической усталости (ТМУ).

Напомним, что в [2] была приведена сводная таблица типов моделей, основанных на разных подходах к описанию причин разрушения ПС. Группа, принимающая в качестве основной причины пластическую деформацию, представлена в таблице моделями Коффина – Мэнсона, Соломона, Энгельмейера и Майнера, к которым примыкает модель полной деформации. Каждая из этих моделей прогнозирует количество циклов до отказа, основываясь на расчете при помощи теории пластичности или экспериментальном – при помощи датчиков деформации – определении величины пластической деформации, испытываемой образцом. Об этих моделях и пойдет речь в данной статье\*.

### УСТАЛОСТНАЯ МОДЕЛЬ КОФФИНА – МЭНСОНА

На сегодняшний день усталостная модель Коффина – Мэнсона [3] и различные ее вариации являются одними

из самых известных и широко применяемых моделей. Разработанная независимо Коффином и Мэнсоном в 1954-м и 1953-м годах соответственно, она изначально применялась в аэрокосмической отрасли для оценки усталости металлов. Позже это уравнение применили для описания ТМУ в ПС. Различные ученые, базируясь на уравнениях типа Коффина – Мэнсона, предлагали свои варианты моделей, различающиеся принятыми в них допущениями, главными из которых являются определенные экспериментально константы, учитывающие особенности геометрии печатного узла и характер температурных нагрузок. Объединяющим признаком, позволяющим отнести их к типу Коффина – Мэнсона, является схожая степенная зависимость между главным

<sup>1</sup> ОАО "Авангард", инженер, магистрант Университета ИТМО, tixkost@gmail.com.

<sup>2</sup> ОАО "Авангард", зам. главного технолога, Alexeev@corp.avangard.org.

\* В уравнениях и графических материалах, которые приводятся в работах, использованных при написании этой и последующих статей, одни и те же физические величины могут быть обозначены разными символами. Считая, что изменение авторских обозначений некорректно, мы оставляем их такими, какими они приведены в первоисточниках. Поэтому следует внимательно читать описание значений символов после каждой из приводимых в статье формул.

параметром модели – пластической деформацией, энергией деформации – и количеством циклов до отказа.

Модель Коффина – Мэнсона более всего подходит для описания малоциклового усталости. Последняя типична для низкочастотных высокоамплитудных пластических деформаций. Различение малоциклового и многоциклового усталости вводится для удобства аналитических построений; обычно в качестве граничного принимается значение  $N_f = 10^4$ .

Графически зависимость напряжений от деформаций при термомеханической усталости (которая в случае ПС чаще всего является малоциклового усталостью) представляет собой петлю гистерезиса (рис. 1), ее характерные параметры: ширина  $\Delta\varepsilon$  (состоящая из упругой  $\Delta\varepsilon_e$  и пластической  $\Delta\varepsilon_p$  зон) и максимальное напряжение  $\sigma_{max}$ . Петля гистерезиса является полезным инструментом для описания установившегося циклического поведения материала. Ее строят по результатам испытаний на основании показаний датчиков, при этом в первых температурных циклах форма петли заметно разнится, а затем выходит на установившийся режим. На основании полученных данных строится так называемая обобщенная диаграмма циклического деформирования, по которой затем рассчитывают реальные параметры диапазона напряжений / деформаций. При моделировании методом конечных элементов (в дальнейшем – КЭ-моделирование) обычно достаточно трех-пяти циклов, после чего можно прекращать расчет и переходить к использованию моделей.

Общее количество циклов до отказа  $N_f$  в модели Коффина – Мэнсона зависит от амплитуды пластической

деформации  $\Delta\varepsilon_p$  ( $\varepsilon_p = \frac{1}{2}(\varepsilon_{pmax} - \varepsilon_{pmin})$ ), коэффициента уста-

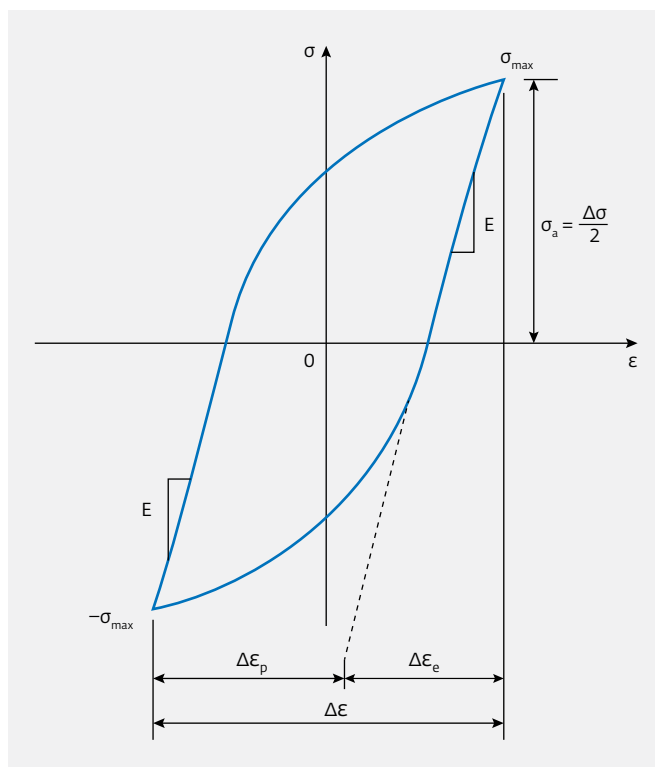
лостной пластичности  $\varepsilon'_f$  и показателя степени усталостной пластичности  $c$ . Зависимости между этими величинами показаны в формуле (1):

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \tag{1}$$

Эта версия уравнения Коффина – Мэнсона учитывает только пластическую деформацию, а эффект упругой деформации для процесса выхода ПС из строя предполагается незначительным. Для того чтобы учесть упругие деформации, уравнение комбинируется с уравнением Баскина и называется моделью полной деформации [4]; такая комбинация применима к процессам как малоциклового, так и многоциклового усталости:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E(T)} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \tag{2}$$

Здесь  $\Delta\varepsilon$  – диапазон деформаций (т.е.  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{max} - \varepsilon_{min}$ );  $E(T)$  – температурно-зависимый модуль упругости (пока-



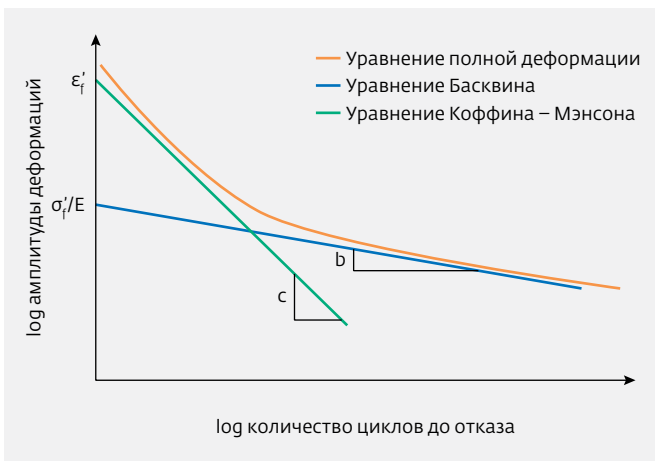
**Рис.1.** Типичная петля гистерезиса в координатах напряжение – деформация для материала, подверженного малоциклового усталости (определение отображенных на графике величин см. в тексте)

зан на рис.1 как тангенс угла наклона участка упругой деформации); и константы материала:  $\sigma'_f$  – коэффициент усталостной прочности,  $b$  – показатель степени усталостной прочности,  $\varepsilon'_f$  – коэффициент усталостной пластичности,  $c$  – показатель степени усталостной пластичности. Эти константы можно найти в соответствующей литературе [5, 6] или определить самостоятельно, проводя типовые испытания с контролируруемыми условиями деформации (см. рис. 2).

### МОДЕЛЬ СОЛОМОНА

Модель, предложенная Соломоном [7], представляет собой усовершенствование модели Коффина – Мэнсона по результатам изотермических тестов на усталость ПС. Она довольно хорошо согласуется с экспериментальными данными, полученными Соломоном и некоторыми другими учеными для LQFP и Flip chip. Стоит отметить, что Соломон провел очень большую работу по экспериментальному исследованию эвтектического и околоэвтектических припоев SnPb, и его результаты могут быть использованы в более современных методах анализа ПС.

Модель Соломона может применяться для случаев, когда ПС испытывает деформацию сдвига с некоторой



**Рис.2.** Кривая усталости в координатах логарифма амплитуды деформации и логарифма количества циклов до отказа  $N_f$ . Как можно видеть, при малоцикло- вой усталости преобладают пластические деформации, а при увеличении количества циклов до отказа (много- цикловой усталости) наибольшую роль в оценке усталости начинают играть упругие деформации

частотой при постоянной или незначительно меняю- щейся температуре (вплоть до 65 °С):

$$\Delta \gamma_p N_p^\alpha = \theta. \quad (3)$$

Здесь  $\Delta \gamma_p$  – диапазон пластической деформации сдвига (ширина петли гистерезиса);  $N_p$  – количество циклов до отказа;  $\theta$  – величина, обратная коэффициенту усталостной пластичности;  $\alpha$  – константа материала, полученная из низкоциклового тестирования образца на усталость.

### МОДЕЛЬ ЭНГЕЛЬМЕЙЕРА

Следующий шаг в развитии надежностного проекти- рования сделал Энгельмейер [8]. Причиной послужили обнаруженные им большие расхождения между резуль- татами, которые давали расчеты по модели Коффина – Мэнсона, и экспериментальными данными, получен- ными Вайлдом [9]. Таким образом, методика Энгель- мейера основывается на уравнении Коффина – Мэнсона и усталостной экспериментальной базе Вайлда. Эта методика включена в такие стандарты, как IPC-9701 и IPC-SM-785, и сейчас считается так называемым пер- вым приближением при расчете надежности ПС. Она показана в уравнениях (4) для безвыводных ПС и (5) для выводных ПС:

$$N_f(x\%) = \frac{1}{2} \left( \frac{F L_d \Delta a \Delta T_e}{2 \varepsilon'_f h} \right)^{\frac{1}{c}} \left( \frac{\ln(1-0,01x)}{\ln 0,5} \right)^{\frac{1}{\beta}}, \quad (4)$$

$$N_f(x\%) = \frac{1}{2} \left( \frac{F K_d (L_d \Delta a \Delta T_e)^2}{2 \varepsilon'_f 200 A h} \right)^{\frac{1}{c}} \left( \frac{\ln(1-0,01x)}{\ln 0,5} \right)^{\frac{1}{\beta}}. \quad (5)$$

Здесь  $A$  – эффективная площадь паяного соедине- ния;  $h$  – высота паяного соединения ( $\gamma$  Энгельмейера для выводного паяного соединения  $h$  равняется  $\frac{1}{2}$  глу- бины трафарета пасты, однако многие авторы впослед- ствии переопределяли это значение);  $c$  – показатель сте- пени усталостной пластичности;  $L_d$  – максимальная дис- танция между "нейтральной точкой" (центром компонента) и центром паяного соединения;  $N_f(x\%)$  – количество циклов до отказа,  $x\%$  – вероятность отказа;  $\beta$  – параметр формы Вейбулла (наклон графика функ- ции распределения Вейбулла°, обычно 4° – для жестких безвыводных соединений и 2° – для пластичных выво- дных соединений);  $F$  – коэффициент "неидеальности" ПС (для столбиковых выводных ПС коэффициент "неи- деальности" ПС равен 1,5 > F > 1, для безвыводных чип- компонентов с галтелями 1,2 > F > 0,7, для пластичных выводов F ~ 1);  $\varepsilon'_f$  – коэффициент усталостной пластич- ности;  $\Delta a$  – абсолютная разница коэффициентов тер- мического расширения компонента и подложки;

$\Delta T_e$  – разница температур,  $\Delta T_e = \left| \frac{a_s \Delta T_s - a_c \Delta T_c}{\Delta a} \right|$ , где  $s$  и  $c$  –

индексы, обозначающие подложку и компонент соответственно.

Число 200 в уравнении (5) является поправочным коэффициентом. Коэффициент имеет такое значе- ние, если расчет идет в системе единиц, применяемой в англоязычных странах; тогда его размерность – lbf/in<sup>2</sup>. Если же расчет производится в СИ, то этот коэффициент имеет размерность МПа, а его значение равно 1,38.

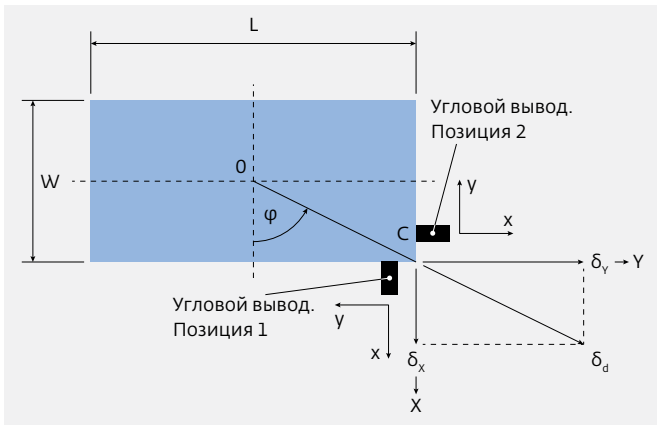
$K_d$  – параметр диагональной изгибной жесткости [11]. Диагональная жесткость определяется через размеры устройства, изгибные жесткости  $K_x$ ,  $K_y$  и позицию вывода. Для пояснения смысла этого понятия рассмо- трим компонент с выводами типа "крыло чайки", пока- занный на рис.3.

В инженерном приближении было сделано предпо- ложение, что перемещение выводов в позициях 1 и 2 в результате термоциклирования идентично переме- щению края устройства в точке С. Результирующее пере-

\* Распределение Вейбулла – один из типов распределения слу- чайной величины в теории вероятностей, часто применяемый в теории надежности и при анализе отказов. Подробное рас- смотрение распределения и графика Вейбулла выходит за рам- ки данной статьи; с ними можно ознакомиться, например, в [10].

\*\* Оригинальные величины, определенные Энгельмейером. Реаль- ные числовые значения параметра формы для конкретных усло- вий могут значительно отличаться, для их получения требуется проводить типовые испытания на термоциклирование.





**Рис.3.** Схема диагонального перемещения вывода – деформации, величина которой существенным образом зависит от  $K_d$

мещение  $\delta_d$  направлено по диагонали от так называемой "нейтральной точки" устройства (по направлению вектора OC).

Детали вывода формулы  $K_d$ ,  $K_x$  и  $K_y$  опущены в интересах краткости. Диагональная выводная жесткость для вывода в позиции 1 может быть окончательно определена [11] как:

$$(K_d)_1 = \frac{K_x K_y \sqrt{1+r^2}}{\sqrt{r^2 K_x^2 + K_y^2}}, \quad (7)$$

где  $r (r \geq 1)$  показывает соотношение сторон  $L/W$  поверхностно-монтируемого устройства.

Точно так же – для углового вывода в позиции 2:

$$(K_d)_2 = \frac{K_x K_y \sqrt{1+r^2}}{\sqrt{K_x^2 + K_y^2 r^2}}. \quad (8)$$

Для квадратных в плане поверхностно-монтируемых устройств выражение для диагональной изгибной жесткости упрощается:

$$K_d = 1,414 \frac{K_x K_y \sqrt{1+r^2}}{\sqrt{K_x^2 + K_y^2}}. \quad (9)$$

В связи с большой распространенностью модели Энгельмейера в мире и некоторой ее известностью в отечественной промышленности авторы считают важным сделать ремарку по поводу диагональной изгибной жесткости. Инженерам, решившим воспользоваться моделью Энгельмейера и изучить другие современные работы, надо обратить внимание на следующее обстоятельство. Зарубежные исследователи очень часто переписывают друг у друга формулы, опуская или даже путая [12, 13] единицы измерения  $K_d$ . Этот коэффициент измеряется в  $lbf/in$  (или, в системе СИ, в  $N/m$ ), но в литературе часто пишут в  $lb/in$  ( $кг/м$  в системе СИ); при этом вычисления, по всей видимости, выполняются правильно.

Диагональная изгибная жесткость – полезная сравнительная метрика для поверхностно-монтируемых устройств, поскольку она в явном виде показывает соответствие сформованного вывода размерам устройства, а также позволяет предварительно оценить надежность устройства [11]. Однако с развитием методов КЭ-моделирования и ростом вычислительных мощностей этот параметр практически вышел из употребления.

В случае использования КЭ-моделирования, позволяющего сразу получить величину пластической деформации, модель Энгельмейера будет выглядеть следующим образом:

$$N_f(x\%) = \frac{1}{2} \left( \frac{\Delta\gamma_p}{2\varepsilon'_f} \right)^{\frac{1}{c}} \left( \frac{\ln(1-0,01x)}{\ln 0,5} \right)^{\frac{1}{b}}. \quad (10)$$

Здесь  $\Delta\gamma_p$  – диапазон сдвиговых деформаций, то есть  $\Delta\gamma_p = \sqrt{3} \Delta\varepsilon_{экр}$  [14], где  $\Delta\varepsilon_{экр}$  – эквивалентная пластическая деформация – типичная величина, получаемая при расчетах в пакетах КЭ-моделирования, которую важно не забыть пересчитать в  $\Delta\gamma_p$ .

Сальмела [12] (компания Нокиа), решавший в своей диссертации вопросы повышения надежности телекоммуникационного оборудования, сделал заключение, что коэффициент "неидеальности", а также коэффициент усталостной пластичности сильно зависят от температуры. Его идея заключалась в том, что даже в случае идентичности или близкой схожести условий эксплуатации с условиями испытаний, внутренние напряжения (вследствие различной ориентации зерен внутренней структуры ПС) могут отличаться и будут зависеть как от жесткости сборки, так и от других механических свойств. Для того чтобы учесть это, он предложил заменить их корректировочным членом, имеющим следующий вид:

$$\text{corr } T = A \ln(\Delta T) + B, \quad (11)$$

где  $A$  и  $B$  – константы, отображающие, соответственно, особенности формы испытываемого поверхностно-монтируемого устройства и физические свойства материала ПС;  $\Delta T$  – абсолютная разница температур. Модифицированное Сальмелой уравнение Энгельмейера для безвыводных ПС выглядит следующим образом:

$$N_f(x\%) = \frac{1}{2} \left( \frac{L_d \Delta a \Delta T_e}{\text{corr } T \cdot h} \right)^{\frac{1}{c}} \left( \frac{\ln(1-0,01x)}{\ln 0,5} \right)^{\frac{1}{b}}. \quad (12)$$

Аналогичная замена производится и в уравнении Энгельмейера для выводных ПС.

Здесь не приводятся методы определения коэффициентов и значения усталостной пластичности, пока-



зателя степени усталостной пластичности / прочности и коэффициента "неидеальности". В известной степени это обусловлено естественным ограничением объема журнальной статьи; но главная причина состоит в том, что последние публикации в данной области часто идут вразрез с определенными оригинально величинами, и выбор этих значений остается за инженером, применяющим эти модели. Методы получения данных констант можно найти в источниках, на которые даны ссылки при описании каждой из моделей.

### ПРИМЕНИМОСТЬ И ДОСТОВЕРНОСТЬ МОДЕЛЕЙ

Одно из главнейших допущений, которое делается в каждой из усталостных моделей, описанных выше, – принятие пластической деформации как главной движущей силы усталостного отказа.

Хонг и соавторы [15], Ивасаки и соавторы [16], Расаян и соавторы [17] для определения надежности ПС использовали разные формы уравнения Коффина – Мэнсона и проводили КЭ-моделирование для ПС BGA-компонентов разной геометрии. Суммируя их исследования, можно сказать, что существует не только зависимость от температуры коэффициента "неидеальности" и коэффициента усталостной пластичности в модели Энгельмейера. Другие "константы материала", такие как коэффициент усталостной прочности, показатель степени усталостной прочности, показатель степени усталостной пластичности в модели полной деформации, а также коэффициент материала, полученный Соломоном, зависят также от геометрии печатного узла и скоростей приращения амплитуды пластической деформации. Последняя зависимость, отметим, подтверждает вывод, который был постулирован в [1]: надежность ПС при термоциклировании зависит от скоростей приращения температуры.

Подводя итог, следует еще раз подчеркнуть, что модели, основанные на пластической деформации, не могут дать точного прогнозирования надежности ПС во всех условиях эксплуатации и вариантах исполнения печатных узлов. Говоря о достоверности получаемых результатов, можно сделать вывод, что эти модели можно применять для методик испытаний или условий эксплуатации, идентичных или близких тем, в которых были получены параметры этих моделей. Но даже тогда разброс между теоретически полученными результатами и экспериментальными данными может быть довольно велик. В следующих статьях мы расскажем о моделях других классов, которые дают возможность в значительной мере компенсировать недостатки моделей, основанных на пластической деформации.

\* \* \*

В заключение хотелось бы обратить внимание на то, что в серии журнальных статей разумного объема невозможно дать подробное описание всех разновидностей моделей, их вариантов, особенностей их расчета и т.п. Авторы ограничивают свою задачу общим ознакомлением читателя с основными положениями и отличительными чертами моделей разных типов, а также принятыми в настоящее время условиями их применения до уровня, позволяющего начать ориентироваться в данном вопросе. Для более подробного знакомства, с расчетом на практическое применение, следует обращаться к первоисточникам, многие из которых приведены в списках литературы, использованной при написании статей.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Тихомиров К.С., Алексеев С.А.** Прогнозирование надежности паяных соединений: факторы, приводящие к повреждениям // ЭЛЕКТРОНИКА: Наука, Технология, Бизнес. 2016. № 6. С. 172–180.
2. **Тихомиров К.С., Алексеев С.А.** Прогнозирование надежности паяных соединений. Термомеханическая усталость: критерий отказа, классификация моделей // ЭЛЕКТРОНИКА: Наука, Технология, Бизнес. 2016. № 10. С. 136–142.
3. **Hall P.M.** Creep and stress relaxation in solder joints. In: Lau J.H., editor. Solder joint reliability theory and applications. – New York: Van Nostrand Reinhold, 1991. P. 313 (Chapter 10).
4. **Dowling N.E.** In: Mechanical behavior of materials. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1993. P. 347.
5. **Wang C., Zhu Y., Li X., Gao R.** Low Cycle Fatigue Behavior of SnAgCu Solder Joints // Rare Metal Materials and Engineering. April 2016. Vol. 45, Issue 4. P. 829–835.
6. **Lau J.H.** Solder joint reliability theory and applications. – New York: Van Nostrand Reinhold, 1991.
7. **Barsom J.M., Rolfe S.T.** In: Fracture and fatigue control in structures. – Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1977. P. 239.
8. **Evans J., Engelmaier W. (editor).** A Guide to Lead-free Solders: Physical Metallurgy and Reliability. – Springer-Verlag London Limited, 2007. 206 p.
9. **Wild R.N.** Some Fatigue Properties of Solders and Solder Joints. – IBM Tech. Rep. 73Z000421, January 1973.
10. **Abernethy R.B.** The New Weibull Handbook, Reliability & Statistical Analysis for Predicting Life, Safety, Risk, Support Costs, Failures, and Forecasting Warranty Claims. Substantiation and Accelerated Testing, Using Weibull, Log Normal, Crow-AMSAA, Probit, and Kaplan-Meier Models, Fifth Edition, December 2006.
11. **Kotlowitz R.W.** Comparative compliance of representative lead designs for surface mounted components // IEEE Tran. Components, Hybrids, and Manufacturing Technology. Dec. 1989. Vol. 12. No. 4. P. 431–448.





12. **Salmela O.** Reliability Assessment of Telecommunications Equipment, Dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology, Department of Electrical and Communications Engineering, Helsinki University of Technology for public examination and debate in Auditorium S4 at Helsinki University of Technology (Espoo, Finland) on the 11th of March, 2005.
13. **Engelmaier W.** Functional Cycles and Surface Mounting Attachment Reliability // Circuit World. 1985. Vol. 2. P. 61–72.
14. **Wei H., Huang Ch., Wul S., Guo G., Li T.** Stress-Strain Analysis of Double-Bump Solder Joints under Temperature Cycling Loading Using Finite Element Modeling // International Conference on Electronic Packaging Technology & High Density Packaging. 2012. P. 653–656.
15. **Hong B.Z., Yuan T.D.** Integrated flow-thermomechanical and reliability analysis of a low air cooled Flip Chip PBGA package. In: Electronic Components and Technology Conference, June. 1998. P. 1354–60.
16. **Iwasaki K., Ikemizu M., Ando T., Mukai M., Kawakami T.** Thermal fatigue analysis for solder bump in BGA packages. In: Advances in Electronic Packaging.
17. **Rassaian M., Chang W., Lee J.** Multi-domain analysis of PBGA solder joints for structural design optimization. In: Electronic Components and Technology Conference, June. 1998. P. 1332–8.

## КНИГИ ИЗДАТЕЛЬСТВА "ТЕХНОСФЕРА"



# ДАРРА И НАУКА ТРЕТЬЕГО РЕЙХА: ОБОРОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ США И ГЕРМАНИИ

Под общ. ред. А.Е.Суворова

М.: ТЕХНОСФЕРА,  
2015. – 208 с.  
ISBN 978-5-94836-392-9

Цена 350 руб.

В книге представлены материалы, содержащие анализ, обобщение и систематизацию опыта США и Германии, накопленного при организации, планировании, финансировании и проведении оборонных исследований. Выбор этих стран неслучаен и определен наличием существенных различий в процессах формирования и функционирования систем обеспечения вооруженных сил новейшими образцами оружия и военной техники.

В целом монография дает представления о функционировании системы оборонных исследований в США, а также опыте Германии в сфере управления НИОКР.

Материалы книги будут полезны широкому кругу специалистов, участвующих в процессах разработки и выполнения как государственного оборонного заказа и государственной программы вооружения, так и других государственных, федеральных целевых программ, имеющих оборонную направленность.

Также книга может представлять интерес для руководителей государственных органов законодательной и исполнительной власти, работников промышленных предприятий, научных сотрудников и преподавателей учреждений высшей школы, изучающих организационные принципы и подходы к планированию крупных научно-технических проектов.

### КАК ЗАКАЗАТЬ НАШИ КНИГИ?

✉ 125319, Москва, а/я 91; ☎ (495) 234-0110; 📠 (495) 956-3346; [knigi@technosphera.ru](mailto:knigi@technosphera.ru), [sales@technosphera.ru](mailto:sales@technosphera.ru)

