

УДК 621.791.3

Ю. А. Цумарев, канд. техн. наук, доц., В. П. Куликов, д-р техн. наук, проф.,  
Т. С. Латун, А. А. Радченко, канд. техн. наук

## МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

В статье рассмотрена проблема корректной оценки механических характеристик паяных соединений при статических и динамических испытаниях. Показано, что при определении статической прочности паяных соединений стыкового типа необходимо пользоваться истинной диаграммой растяжения, а для количественной оценки эффекта контактного упрочнения мягкой прослойки паяного шва применять истинное сопротивление разрыву. Предложена конструкция образца для определения циклической прочности паяных соединений методом изгиба с вращением, обеспечивающая возможность исследования влияния остаточных напряжений на результаты испытаний и снижение расхода дорогостоящих цветных металлов на их изготовление.

Важнейшим направлением совершенствования процессов пайки является повышение характеристик работоспособности паяных соединений, что, в свою очередь, требует совершенствования методик их испытания.

Основными конструктивными типами паяных соединений при капиллярной пайке являются стыковое и нахлесточное [1]. Г. А. Николаев [2] отмечал, что паяные соединения встык, несмотря на наличие «мягкой прослойки», обладают значительным потенциалом для применения их в паяных изделиях. Стыковые паяные соединения во многих случаях менее прочны, чем основной материал, что обусловлено меньшей прочностью металла паяного шва. В изделиях, подвергающихся после пайки изгибу или штамповке, а также работающим при больших статических нагрузках, воспринимающих динамические нагрузки, стыковые паяные швы не рекомендуются и редко применяются в практике пайки. Однако они являются важными элементами других разновидностей паяных соединений, которые находят гораздо более широкое применение. К ним относятся соединения с накладками, стыковые соединения ступенчатого и гребенчатого типов [1, 3].

Стыковые паяные соединения работают под нагрузкой аналогично сварным

с мягкой прослойкой [4]. Особенности напряженного состояния таких соединений при работе под нагрузкой обусловлены различием в механических свойствах основного металла и мягкой прослойки материала паяного шва. Прослойка припоя имеет предел текучести и модуль упругости меньший, чем у паяемого конструкционного материала. При работе такого соединения под нагрузкой материал прослойки испытывает упрочнение и его прочностные характеристики заметно повышаются. Из-за различия в модулях упругости в процессе осевого деформирования диаметр прослойки уменьшается в большей мере, чем диаметр соединяемых стержней. Поэтому прослойка испытывает растяжение со стороны основного металла как в радиальном, так и в окружном направлениях. Таким образом, при испытании стыкового паяного соединения в материале прослойки реализуется трехосное растяжение, характеризуемое составляющими  $\sigma_z$ ,  $\sigma_r$  и  $\sigma_t$ . В результате этого повышается предел текучести и понижается пластичность материала прослойки. Согласно одной из аппроксимаций [1] предел прочности таких соединений определяется следующим образом (рис. 1):

$$\sigma_z = \sigma_T^M \left( \frac{\pi}{4} + \frac{1}{3\sqrt{3}} \cdot \frac{R}{\delta_{np}} \right), \quad (1)$$

где  $\sigma_T^M$  – предел текучести материала прослойки при свободном одноосном его растяжении;  $R$  – радиус стержня;  $\delta_{np}$  – толщина мягкой прослойки.

При малых толщинах прослоек, характерных для капиллярной пайки, результаты расчетов по формуле (1) плохо согласуются с экспериментальными данными. Например, при толщине прослойки  $\delta_{np} = 0,08$  мм и радиусе стержня  $R = 6$  мм прочность стыкового паяного соединения должна в 15 раз превышать предел текучести материала прослойки. На практике наблюдается гораздо мень-

шая степень упрочнения и пределы прочности стыковых паяных соединений превышают предел прочности используемых припоев в 2,5...3 раза [1]. По-видимому, из-за плохой сходимости расчетных результатов с экспериментальными данными авторы [5] при построении зависимости осевых напряжений разрушения от относительной толщины прослойки  $\chi = \frac{\delta_{np}}{R}$  в области тонких прослоек аппроксимируют соответствующую кривую отрезком горизонтальной прямой (рис. 2).

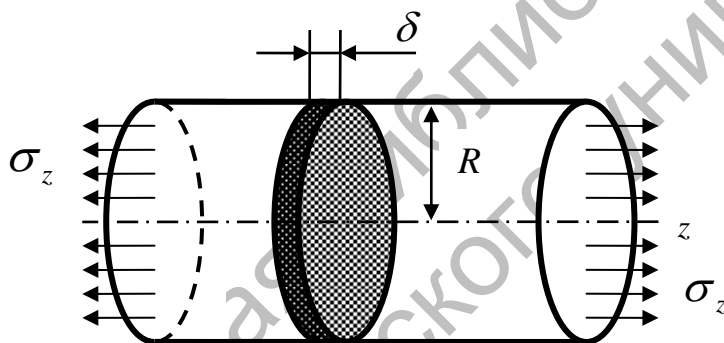


Рис. 1. Схема испытания на растяжение стыкового паяного соединения с мягкой прослойкой

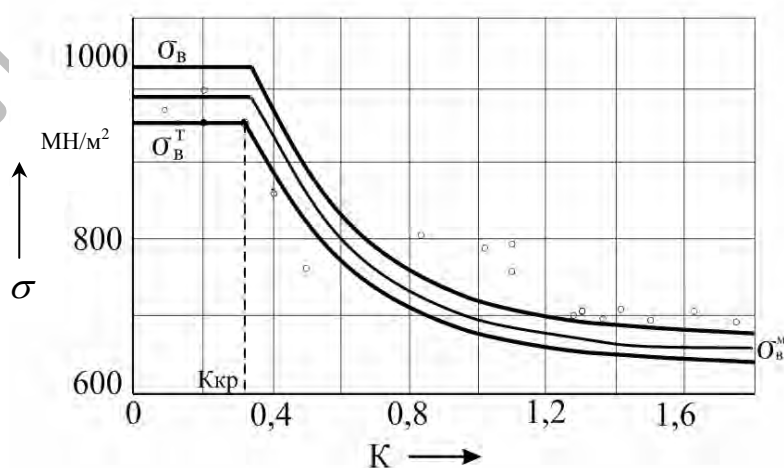


Рис. 2. Зависимость средних осевых напряжений разрушения от относительной толщины прослойки (по данным [5])

Все это указывает на наличие существенных противоречий в оценке несущей способности паяных соединений стыкового типа, а также на необходимость новых подходов к этой проблеме.

Для правильной оценки материала необходимо ясно понимать, что обычно измеряемые и используемые для оценки работоспособности паяных соединений механические свойства (временное сопротивление, относительное удлинение и сужение) определяются в пластической области при напряженном состоянии, которое часто не поддается строгому количественному подсчету. До сих пор при анализе процессов разрушения паяных соединений принимают временное сопротивление  $\sigma_{ep}$  и относительное удлинение  $\delta$  за основные важнейшие механические свойства. Однако это справедливо только для малопластичных металлов, у которых максимальная нагрузка отражает сопротивление разрушению, а удлинение – максимальную деформацию, выдерживаемую материалом до разрушения. Что же касается пластичных металлов, играющих наиболее важную роль в технике, то для них максимальное условное напряжение, с одной стороны, и максимальное истинное напряжение, с другой, достигаются в различные моменты деформации и поэтому величина  $\sigma_{ep}$  характеризует у этих материалов некоторую среднюю ординату диаграммы истинных напряжений. Это в полной мере относится и к подавляющему большинству припоев.

По нашему мнению, при анализе процессов, имеющих место в случаях растяжения стыковых паяных соединений, недостаточное внимание уделено явлению образования шейки на стандартных образцах, подвергшихся испытанию для определения предела прочности. Как известно, пределом прочности материала при растяжении или временным сопротивлением  $\sigma_{ep}$  называют отношение максимального усилия, ко-

торое способен выдержать образец, к его начальной площади поперечного сечения [6]. Следует заметить, что  $\sigma_{ep}$  не является напряжением, при котором разрушается образец. Во-первых, оно связано с нагрузкой, приложенной на стадии пластического деформирования без разрушения образца и поэтому не имеющей отношения к процессу разрушения. Во-вторых, оно не учитывает уменьшения поперечного сечения образца в процессе деформирования. Если использовать растягивающую силу в момент разрушения образца и отнести ее не к начальной площади сечения, а к фактическому сечению шейки, то получим величину  $S_K$ , называемую истинным сопротивлением разрыву и которая больше предела прочности  $\sigma_{ep}$ . Таким образом, предел прочности припоев, используемых для пайки стыковых соединений, является условной величиной, по которой нельзя судить о действительной прочности этих материалов при их растяжении в стесненных условиях. Для анализа рассматриваемого процесса разрушения стыкового паяного соединения и связанного с ним процесса контактного упрочнения следует использовать истинную диаграмму растяжения, которая строится с учетом уменьшения площади поперечного сечения и местного увеличения деформации испытываемого образца. Другим отличием истинной диаграммы растяжения от условной является использование истинных относительных удлинений, учитывающих непрерывно изменяющуюся длину образца и неравномерность распределения деформаций, концентрирующихся в области шейки.

Важнейшими параметрами истинной диаграммы растяжения являются истинное сопротивление разрыву  $S_K$  и истинное удлинение при разрыве  $\varepsilon_K$ , которые можно определить по результатам стандартных механических испытаний следующим образом:

$$S_K = \frac{P_D}{F_{III}}, \quad (2)$$

где  $P_D$  – величина растягивающей силы в момент разрыва;  $F_{III}$  – площадь поперечного сечения шейки после разрыва образца.

Величина  $F_{III}$  легко определяется обмером разрушенного образца, а значение растягивающей силы  $P_D$  фиксируется при проведении испытания.

Величину  $\varepsilon_K$  можно определить из условия равенства объемов материала до и после испытания по следующей формуле:

$$\varepsilon_K = \frac{F}{F_{III}} - 1. \quad (3)$$

Истинная диаграмма растяжения и истинные напряжения имеют больший физический смысл, чем условные. Выводы, сделанные на основании данных об условных напряжениях, приводят к ошибочным заключениям.

По нашему мнению, работа мягкой прослойки паяного стыкового шва ничем не отличается от хорошо изученной работы растягиваемого образца, снабженного выточкой [7]. Максимальная нагрузка у таких образцов ввиду малой деформации и малой изменчивости поперечного сечения (так же, как у стыковых паяных соединений) практически отвечает моменту разрушения, которому соответствует истинное напряжение, большее, чем  $\sigma_{ep}$ . Таким образом, выточка (надрез) у пластичных металлов препятствует образованию шейки и понижению нагрузки за счет снижения площади поперечного сечения, характерного для гладких образцов. Поэтому для пластичных металлов следует сопоставлять прочность надрезанного образца не с временным сопротивлением  $\sigma_{ep}$ , а с истинным сопротивлением разрыву  $S_K$  [7]. Аналогичным образом и прочность стыкового паяного соединения, при растяжении которого шейка также не образуется, должна сравни-

ваться с величиной  $S_K$ .

Таким образом, для количественной оценки упрочнения стыковых соединений с мягкой прослойкой при малой ее относительной толщине  $\chi$  следует использовать истинное сопротивление разрыву  $S_K$  для оценки прочности соединений такого типа.

Сопоставление данных по прочности гладких и надрезанных образцов показывает, что в ряде случаев, например, для круговых надрезов глубиной 1 мм, прочность надрезанного образца близка к величине  $S_K$  гладкого образца. Для образцов с большей глубиной надреза и большим радиусом в вершине надрезанный образец может быть прочнее гладкого даже при сопоставлении по параметру  $S_K$  [7]. Например, для стали 40ХН2МА при глубине кругового надреза 2 мм и радиусе при вершине надреза величиной 0,5 мм отношение  $\frac{\sigma_{вн}}{S_K} = 1,1$

[7]. Иными словами, в этом случае среднее напряжение у надрезанного образца на 10 % превышает величину  $S_K$  гладкого образца. Такое превышение, вероятно, объясняется влиянием объемного напряженного состояния в средних зонах надрезанного образца.

Представляют интерес данные о влиянии формы образцов на результаты механических испытаний, опубликованные в [8]. Согласно этим данным, различные разновидности концентраторов напряжений, имеющих у испытываемых образцов, повышают характеристики прочности низкоуглеродистой стали. Однако наибольшее упрочнение обеспечивает именно выточка шириной 0,4 мм диаметром 10 мм, выполненная в центральной части образца диаметром 18 мм. При этом условный предел прочности повышается с 400 МПа (гладкий образец диаметром 10 мм) до 640 МПа (у образца с выточкой). Одновременно отмечается снижение показателей пластичности. Например, относи-

тельное сужение уменьшается с 69 % у гладкого образца до 22 %, характерных для образца с выточкой.

Следует отметить, что в литературных источниках отсутствуют данные, необходимые для оценки упрочнения припоев в области малых значений параметра  $\chi$ . По нашему мнению, это обусловлено тем, что действующие стандарты, например ГОСТ 21930-76 *Припой оловянно-свинцовые* не требуют определения истинного сопротивления разрыву при проведении механических испытаний припоев. Это не позволяет выполнять рациональное конструирование паяных соединений стыкового типа и тем самым ограничивает их применение в промышленности, препятствует развитию пайки.

Проведенные нами механические испытания припоя ПОС 40 показали, что у оловянно-свинцовых припоев отсутствует физическое упрочнение, обусловленное наклепом, а относительное сужение достигает 100 %. Это затрудняет определение величины  $S_K$ . Результаты этих испытаний не подтвердили альтернативного разделения роли касательных и нормальных напряжений и показали наличие двух стадий процесса разрушения:

1) подготовительная (повреждаемость), вызванная главным образом касательными напряжениями;

2) потеря устойчивости (лавинное разрушение), вызванная в основном растягивающими напряжениями.

В процессе эксплуатации паяные соединения часто подвергаются воздействию переменных нагрузок, поэтому циклическая прочность является важной характеристикой их работоспособности. Однако работоспособность паяных соединений при циклическом нагружении исследована недостаточно полно и приведенные результаты далеко не всегда корректны.

Все вопросы, связанные с проведением экспериментальных исследований циклической прочности паяных соедине-

ний, регламентируются ГОСТ 26446-85 [9]. Характерным примером испытаний, проведенных в полном соответствии с этим стандартом, являются испытания паяных нахлесточных соединений, в которых использована схема плоского консольного изгиба, рекомендуемая ГОСТ 26446-85 [9]. При этом авторы [10] установили, что во всех случаях, независимо от величины нахлестки, размеров галтелей, температуры испытания и величины напряжений, трещины образуются в галтелях швов. Такие результаты испытаний заставляют задуматься о методической корректности проведенного исследования. Ведь при испытаниях других видов (например, на статическое растяжение) и температура испытания, и размеры галтелей, и, тем более, величина нахлестки или рабочее напряжение самым заметным и даже решающим образом влияют на окончательный результат. В этой связи необходимо подробно рассмотреть особенности напряженного состояния при изгибе нахлесточного пластинчатого образца, схема нагружения которого показана на рис. 3.

Максимальное нормальное напряжение в области нахлестки на участке между плоскостями  $S_1$  и  $S_2$  [5] определяется по формуле

$$\sigma_1^{\max} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{6M_1}{b(2\delta)^2}, \quad (4)$$

где  $M_1$  – максимальный изгибающий момент в области нахлестки;  $W_1$  – момент сопротивления сечения,  $W_1 = \frac{bh^2}{6}$ ;

$h$  – высота сечения в области нахлестки,  $h = 2\delta$ ;  $b$  – ширина пластин;  $\delta$  – толщина пластин.

Распределение нормальных напряжений, обозначенное как  $\sigma_1$  на рис. 3, в соответствии с напряженным состоянием изгиба таково, что на поверхности образца напряжения максимальны, а в испытываемом паяном шве их величина равна нулю. Таким образом, схема нагружения, рекомендуемая ГОСТ 26446-85, не соз-

дает рабочей нагрузки в основном конструктивном элементе испытываемого паяного соединения – паяном шве и испытанию подвергается фактически основной материал. Это является серьезным ее недостатком принципиального характера. Аналогичным образом можно

определить максимальное нормальное напряжение за пределами нахлестки:

$$\sigma_2^{\max} = \frac{M_2}{W_2} = \frac{6M_2}{b\delta^2}. \quad (5)$$

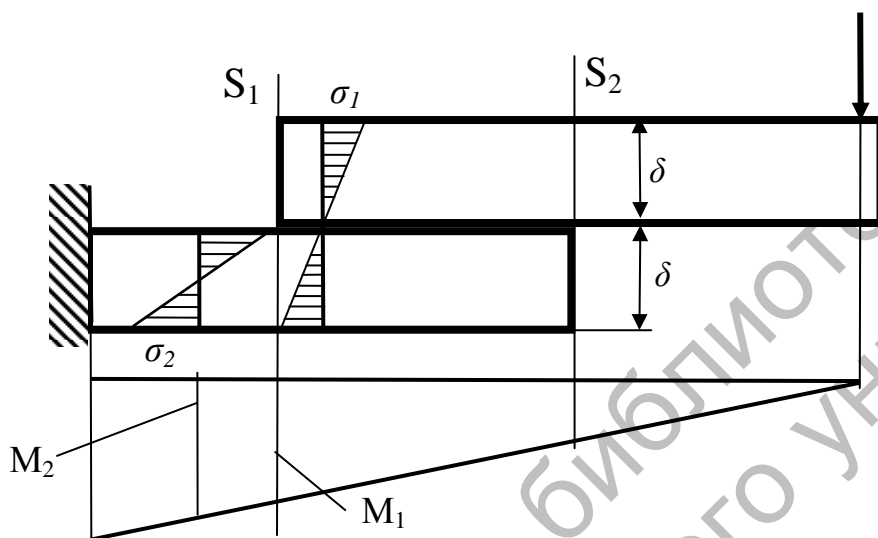


Рис. 3. Схема проведения испытаний нахлесточного паяного соединения на консольный изгиб по ГОСТ 26446-85

Поскольку изгибающие моменты  $M_1$  и  $M_2$  примерно одинаковы, то максимальное нормальное напряжение  $\sigma_2^{\max}$ , имеющее место в области галтели, более чем в 4 раза превышает значение нормальных напряжений  $\sigma_1^{\max}$ , действующих в области нахлестки.

Чтобы более точно оценить распределение рабочих напряжений при проведении испытаний в соответствии с ГОСТ 26446-85 и учесть влияние концентрации напряжений, обусловленной резким изменением сечения по краям нахлестки, были проведены расчеты методом конечных элементов с использованием прикладной программы COSMOS. Эти результаты показали, что распределение напряжений в реальном паяном соединении и в монолитной детали аналогичной формы и размеров, не

имеющей паяного шва, практически одинаково. Иными словами, наличие паяного шва никак не влияет на напряженное состояние образцов при нагружении их по схеме консольного изгиба (рис. 4). При этом наличие галтелей несколько смягчает распределение напряжений. Это еще раз показывает, что схема испытаний паяных нахлесточных соединений на консольный изгиб, приведенная на рис. 3 и соответствующая требованиям ГОСТ 26446-85, характеризуется весьма слабым воздействием на паяный шов испытываемого образца.

Схема нагружения и закрепления испытываемого нахлесточного паяного соединения по ГОСТ 26446-85 предопределяет возникновение и развитие усталостных трещин сначала в материале галтелей (ведь именно этот материал находится на поверхности, где нор-

мальные напряжения достигают максимальной величины) в полном соответствии с рис. 4. Изложенное показывает, что схема поперечного изгиба с консольным нагружением обладает слабой информативностью, не обеспечивает

решения задач, сформулированных в ГОСТ 26446-85, и поэтому использование этой схемы для проведения усталостных испытаний паяных соединений нахлесточного типа нельзя признать целесообразным.

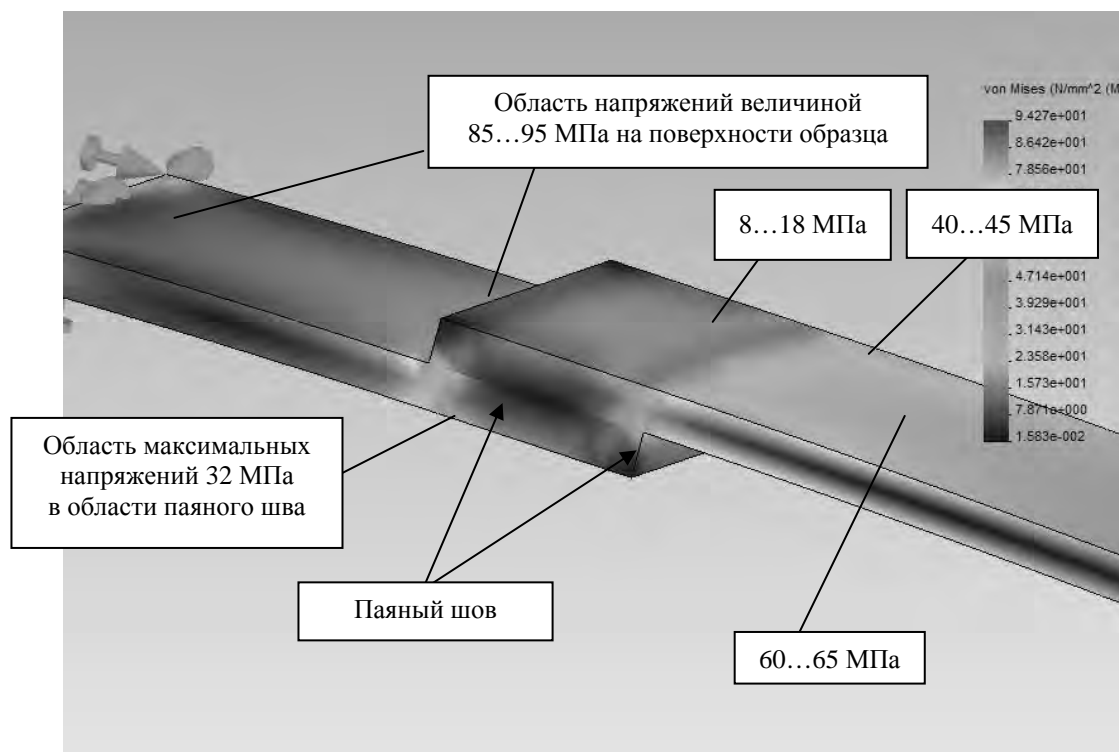


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений в паяном нахлесточном соединении при его консольном изгибе

Таким образом, необходимо воздержаться от использования схемы консольного изгиба нахлесточного соединения пластин и принять схему изгиба вращающегося образца, также предусмотренную ГОСТ 26446-85. Для этого нами была разработана конструкция образца, в которой из дорогого паяемого материала (например, меди) выполнены только небольшая вставка и стержень (рис. 5). Остальные элементы образца выполнены из стали, что позволило сократить расход дорогостоящих испытываемых цветных металлов не менее, чем на 75 %. Кроме того, в предлагаемой нами конструкции общая ось стержня и

вставки может смещаться относительно оси закрепляющих пластин на величину  $e$  (см. рис. 5). Это позволяет проводить испытания в условиях воздействия на испытываемый паяный шов не только изгибающего, но и крутящего момента. Напряжения среза от крутящего момента достигают максимума на краю паяного шва (там же максимальны и нормальные напряжения). Они также изменяются по схеме симметричного цикла, т. к. в процессе вращения крутящий момент изменяет не только свою величину, но и направление. Их величину можно определить по формуле

$$\tau = \frac{M_{кр} R}{J_n} = \frac{M_{кр}}{W_n}, \quad (6)$$

где  $R$  – радиус стержня;  $J_n$  – полярный момент инерции сечения стержня;  $W_n$  – полярный момент сопротивления сечения диска.

Окончательно максимальные касательные напряжения цикла определяются по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{16Pe}{\pi D^3}, \quad (7)$$

где  $D$  – диаметр стержня,  $D = 2R$ .

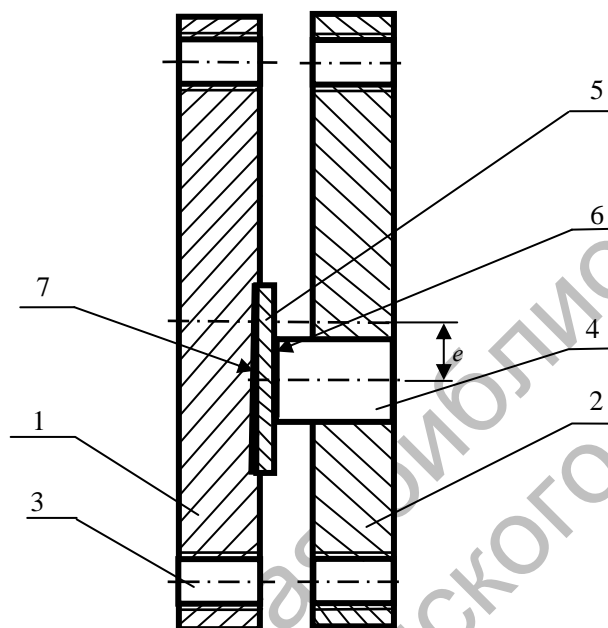


Рис. 5. Конструкция образца для испытаний на циклическую прочность, снабженного вставкой из испытываемого материала: 1, 2 – диски; 3 – крепежные отверстия; 4 – стержень из паяемого материала; 5 – вставка из паяемого материала; 6 – испытываемый паяный шов; 7 – прикрепляющий паяный шов

Различие в материалах, из которых изготавливаются пластина и различные элементы предлагаемого образца, приводит к образованию остаточных термических напряжений в нем. Эти напряжения могут оказать значительное влияние на результаты проводимых испытаний, искажая их. Поэтому нами было проведено исследование поля остаточных напряжений, обусловленных различием в коэффициентах термического расширения материалов, используемых в конструкции образца. Было установлено значительное влияние, которое оказывает толщина вставки не только на величину напряжений, но и на характер их распределения. Поэтому,

изменяя толщину вставки, можно в широких пределах регулировать напряженное состояние в испытываемом паяном шве. Это позволяет избежать искажения результатов испытаний однородных паяных соединений, обусловленных воздействием поля остаточных термических напряжений, и с успехом применять образцы данного типа в практике. При исследовании влияния, которое оказывают остаточные термические напряжения на циклическую прочность, следует применять вставки небольшой толщины порядка 1 мм и за счет этого создавать остаточные напряжения величиной до 100 МПа.



### Выводы

1. Установлено, что истинное сопротивление разрыву является важной характеристикой припоев и его необходимо ввести в действующие стандарты, что обеспечит более эффективное конструирование паяных соединений стыкового типа.

2. Показано, что испытания паяных нахлесточных соединений на циклическую прочность по схеме консольного изгиба не обеспечивают достижения целей, поставленных ГОСТ 26446-85, и должны быть исключены из этого стандарта.

3. Предложена конструкция паяного образца для проведения испытаний на изгиб вращающихся образцов, отличающаяся экономичностью, высокой достоверностью получаемых данных и возможностью проведения исследований влияния остаточных термических напряжений на циклическую прочность паяных соединений.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лашко, Н. Ф. Пайка металлов / Н. Ф. Лашко, С. В. Лашко. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.

2. Николаев, Г. А. Применение пайки в конструкциях / Г. А. Николаев // Пайка : опыт, искусство, наука : сб. докл. науч.-техн. конф. за 1967–2002 гг. : в 2 т. – М. : Альфа Доминанта, 2005. – Т. 1. – С. 17–22.

3. Гржимальский, Л. Л. Технология и оборудование пайки / Л. Л. Гржимальский, И. И. Ильевский. – М. : Машиностроение, 1979. – 240 с.

4. Николаев, Г. А. Работа мягкой прослойки паяных соединений / Г. А. Николаев, А. И. Киселев // Сварочное производство. – 1990. – № 12. – С. 3–4.

5. Бакши, О. А. Работоспособность сварных цилиндрических труб с поперечной мягкой прослойкой при осевом растяжении / О. А. Бакши, А. С. Богомолова // Сварочное производство. – 1969. – № 4. – С. 3–4.

6. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1986. – 512 с.

7. Фридман, Я. Б. Механические свойства металлов. Ч. 2 : Механические испытания. Конструкционная прочность / Я. Б. Фридман. – М. : Машиностроение, 1974. – 368 с.

8. Майзель, В. С. Сварные конструкции / В. С. Майзель, Д. И. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1973. – 302 с.

9. ГОСТ 26446-85. Соединения паяные. Методы испытаний на усталость. – М. : Изд-во стандартов, 1985. – 23 с.

10. Образование усталостных трещин в нахлесточных паяных соединениях / Б. Л. Груздев [и др.] // Автоматическая сварка. – 1982. – № 7. – С. 73–74.

Белорусско-Российский университет  
Материал поступил 22.04.2009

Y. A. Tsumarev, V. P. Kulikov,  
T. S. Latun, A. A. Radchenko  
**The estimation method of mechanical characteristics of solder connections at static and dynamic tests**

In article the problem of a correct estimation of mechanical characteristics solder bonds at static and dynamic tests is considered. It is shown, that at definition of static capacity of solder bonds of butt type it is necessary to use the true stress-strain diagram and for a quantitative estimation of the effect of local strengthening of a soft interlayer of the solder bond to apply true tear resistance. The design of the sample for definition of cyclic strength of solder bonds by a bend-and-rotation method, providing the possibility to research the influence of residual stress on the results of tests and decrease in the expense of expensive nonferrous materials on their manufacturing has been offered.