

УДК: 006.062

## ИСХОДНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ КОМПЬЮТЕРНОЙ БАЗЫ ДАННЫХ ПО РАЦИОНАЛЬНОМУ ОФОРМЛЕНИЮ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ. ЧАСТЬ 5. ПОСАДКИ С НАТЯГОМ

© Валерий Владимирович Кириловский

*Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана), Москва, Россия*  
[proekt.33@yandex.ru](mailto:proekt.33@yandex.ru)

**Аннотация.** Настоящая работа посвящена разработке исходных материалов для компьютерной базы данных по профессиональному оформлению конструкторской документации в соответствии с ЕСКД. Эти материалы основаны на обширном опыте большого количества практических инженеров-конструкторов и включают в себя сложные или нетривиальные моменты, которые могут встретиться в практической работе. Как предполагается, в дальнейшем, исходные материалы будут использованы для разработки компьютерной базы данных и программного обеспечения, которые, в свою очередь, будут работать совместно с графическими редакторами при разработке графических и текстовых конструкторских документов, блокируя ошибочные действия конструктора, а также, информируя его о рациональных вариантах выхода из сложной ситуации.

**Ключевые слова:** ЕСКД (единая система конструкторской документации), оформление конструкторской документации, текстовые конструкторские документы, база данных по оформлению конструкторской документации.

## SOURCE MATERIALS FOR THE DEVELOPMENT OF COMPUTER DATABASES FOR THE RATIONAL PREPARATION OF DESIGN DOCUMENTS. PART 5. LANDING WITH A PULL

©Valery Vladimirovich Kirilovsky

*Federal state budgetary institution of higher professional education Bauman Moscow State Technical University (National research university of technology) (BMSTU), Moscow, Russia*  
[proekt.33@yandex.ru](mailto:proekt.33@yandex.ru)

**Abstract.** The present work is devoted to the development of source materials for a computer database for professional preparation of design documentation in accordance with ESKD. These materials are based on extensive experience of a large number of practical design engineers and include complex or non-trivial moments that can meet in the practical work. It is assumed that in the future, the source materials will be used for the development of a computer database and software, which, in turn, will be used in conjunction with graphics editors in the development of graphic and text design documents, blocking erroneous actions of the designer, as well as informing him about rational options for overcoming the difficult situation.

**Keywords:** ESKD (unified system for design documentation), preparation of design documents, text design documents, database on registration of design documentation.

**Введение.** Целью настоящей работы является подготовка исходных данных для разработки компьютерной базы данных по рациональному оформлению в соответствии с ЕСКД конструкторской документации соединений с натягом.

Соблюдение требований, норм и правил ЕСКД при оформлении конструкторской документации является важным показателем профессионализма и компетентности конструктора. Несмотря на то, что в последние годы некоторые специалисты считают ЕСКД и вообще любые стандарты не обязательными, а рекомендательными материалами, следует отметить необходимость детального и точного соблюдения ЕСКД в повседневной работе конструктора.

По поводу исключительной важности ЕСКД в общей системе организации разработки и обращения конструкторской документации привожу выдержку из пунктов 3.1 и 3.2 ГОСТ 2.001–93 «ЕСКД. Общие положения».

Здесь и далее выдержки из ГОСТ, а также примеры записей в технических требованиях к чертежам приведены со смещением вправо, выделены курсивом и отчерчены вертикальной линией вдоль левой границы текста.

**Цитирую:**

*«3.1. ЕСКД – комплекс стандартов, устанавливающих взаимные правила, требования и нормы по разработке, оформлению и обращению конструкторской документации, разрабатываемой и применяемой на всех стадиях жизненного цикла изделия (при проектировании, разработке, изготовлении, контроле, приемке, эксплуатации, ремонте, утилизации).*

*3.2. Основное назначение стандартов ЕСКД состоит в установлении единых оптимальных правил, требований и норм выполнения, оформления и обращения конструкторской документации...».*

**Конец цитаты.**

Подчеркнем еще одну важную особенность ЕСКД. Данная система является основой для разработки нормативных документов по организации работы всех структурных подразделений предприятий, участвующих в жизненном цикле конструкторской документации, а также документов, определяющие порядок взаимодействия друг с другом подразделений внутри предприятия. Необходимо помнить, что на основе конструкторской документации разрабатывается технологический процесс изготовления продукции, который, в свою очередь, является основополагающим документом для организации работы не только цехов-изготовителей, но и многих других служб предприятия – плановых, диспетчерских, экономических, финансовых, транспортных, складских и т.п. Отсюда понятно, что на конструктора ложится большая ответственность по рациональному оформлению конструкторской документации, так как даже небольшое непрофессиональное нарушение требований ЕСКД, может, в ряде случаев, дезорганизовать работу крупных структурных подразделений предприятия.

Особую актуальность имеет соблюдение ЕСКД и исключение ошибок в конструкторской документации при проектировании соединений с натягом. Как мы увидим ниже, обеспечение работоспособности собранных соединений даже при профессионально оформленной конструкторской документации часто связано с необходимостью проведения большого количества дополнительных организационно-технических мероприятий.

Настоящая работа посвящена подготовке исходных материалов для разработки компьютерной базы данных, включающей, главным образом, сложные и нетривиальные ситуации, встречающиеся в реальной конструкторской практике. Как предполагается, в дальнейшем, будет разработано программное обеспечение, которое будет использоваться совместно с графическими редакторами для блокирования ошибочных действия конструктора, а также для информирования его о рациональных вариантах выхода из сложной ситуации.

Работа является **Частью 5** цикла статей, направленных на совершенствование оформления конструкторской документации в соответствии с ЕСКД. В предыдущих частях были рассмотрены вопросы рационального оформления графических и текстовых конструкторских документов, а также текстовой части графических документов. (**Часть 1** – см. [1], **Часть 2** – см. [2], **Часть 3** – см. [3], **Часть 4** – см. [4]).

В настоящей статье будут рассмотрены вопросы рационального оформления конструкторской документации соединений с натягом.

### **Общие сведения об особенностях проектирования и сборки соединений с натягом.**

Соединение с натягом – это соединение вала с отверстием, когда размер вала больше размера отверстия. ЕСДП (Единая система допусков и посадок) дает такое определение посадки с натягом (привожу выдержку из ГОСТ 25346-89 «Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений»).

#### **Цитирую:**

*«1.1.31. Посадка с натягом – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала».*

#### **Конец цитаты.**

В соответствии с тем же ГОСТ 25346–89 термины «вал» и «отверстие» трактуются следующим образом.

#### **Цитирую:**

*«1.1.19. Вал – термин, условно применяемый для обозначения наружных элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.*

*1.1.20. Отверстие – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы».*

#### **Конец цитаты.**

В производственной практике наиболее часто встречаются соединения с натягом по цилиндрическим поверхностям. В данной работе мы будем понимать под термином «вал» любую деталь, имеющую наружный цилиндрический элемент, образующий с сопряженной деталью (отверстием) соединение с натягом, а под термином «отверстие» – любую деталь, имеющую внутренний цилиндрический элемент, устанавливаемый на вал и образующий с ним соединение с натягом.

Расчет соединения с натягом сводится к выбору стандартной посадки с натягом, обеспечивающей работоспособность соединения. Следует выбирать предпочтительные посадки из числа рекомендованных ГОСТ 25347–82 «Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки».

Условием прочности соединения с натягом является несдвигаемость деталей под действием внешней нагрузки. Например, при нагружении соединения осевой силой  $F_a$  прочность будет обеспечена, если сила трения  $F_{Tp} = f p \pi d l$ , возникающая на контактной поверхности деталей, будет в  $S$  раз больше осевой сдвигающей силы:

$$F_{Tp} = S F_a, \quad (1)$$

где:  $f$  – коэффициент трения на контактной поверхности;  $p$  – контактное давление;  $d$  – номинальный диаметр соединения;  $l$  – длина запрессовки;  $S=2...3$  – коэффициент запаса сцепления [5], в некоторых литературных источниках рекомендуются еще более высокие значения  $S$ . Параметр  $S$  вводят для компенсации колебаний радиального натяга в пределах полей допусков на размеры соединяемых деталей и возможного рассеяния значения коэффициента трения  $f$ .

Из условия несдвигаемости конструктор определяет величину минимального измеренного натяга  $N_{II\ min}$  (его еще называют действительным натягом). Это минимально допустимая разность действительных размеров вала и отверстия до сборки, которая может быть получена путем измерения окончательно обработанных годных деталей и которая обеспечивает работоспособность собранного соединения с натягом.

Используя значение  $N_{II\ min}$ , подбирают стандартную посадку, обеспечивающую несдвигаемость деталей под действием заданной внешней нагрузки. Если нет специальных требований к проектируемому соединению, назначают посадку в системе отверстия.

Особенности оформления конструкторской документации, содержащей сборочные чертежи соединений с натягом, а также рабочие чертежи деталей, образующих такое соединение, связаны с особенностями выбора стандартной посадки и особенностями сборки соединений. Существуют четыре основных способа выбора стандартной посадки и сборки соединений:

- способ №1 – обеспечение работоспособности всех собранных соединений с натягом;
- способ №2 – использование вероятностного метода;
- способ №3 – селективная сборка;
- способ №4 – индивидуальная подгонка размеров.

В настоящей **части 5** будут рассмотрены способы №1 и №2, способы №3 и №4 будут рассмотрены при последующем рассмотрении.

**Способ №1. Обеспечение работоспособности всех собранных соединений с натягом.** Для того, чтобы была обеспечена работоспособность всех 100% собранных соединений, необходимо соблюдение двух условий.

**Условие №1. Условие прочности всех собранных соединений.** Данное условие выражается следующим образом: минимальный натяг в выбранной стандартной посадке  $N_{min}^{cm}$  (рис. 1, а), должен быть больше или равен требуемому минимальному измеренному натягу  $N_{II\ min}$ ,

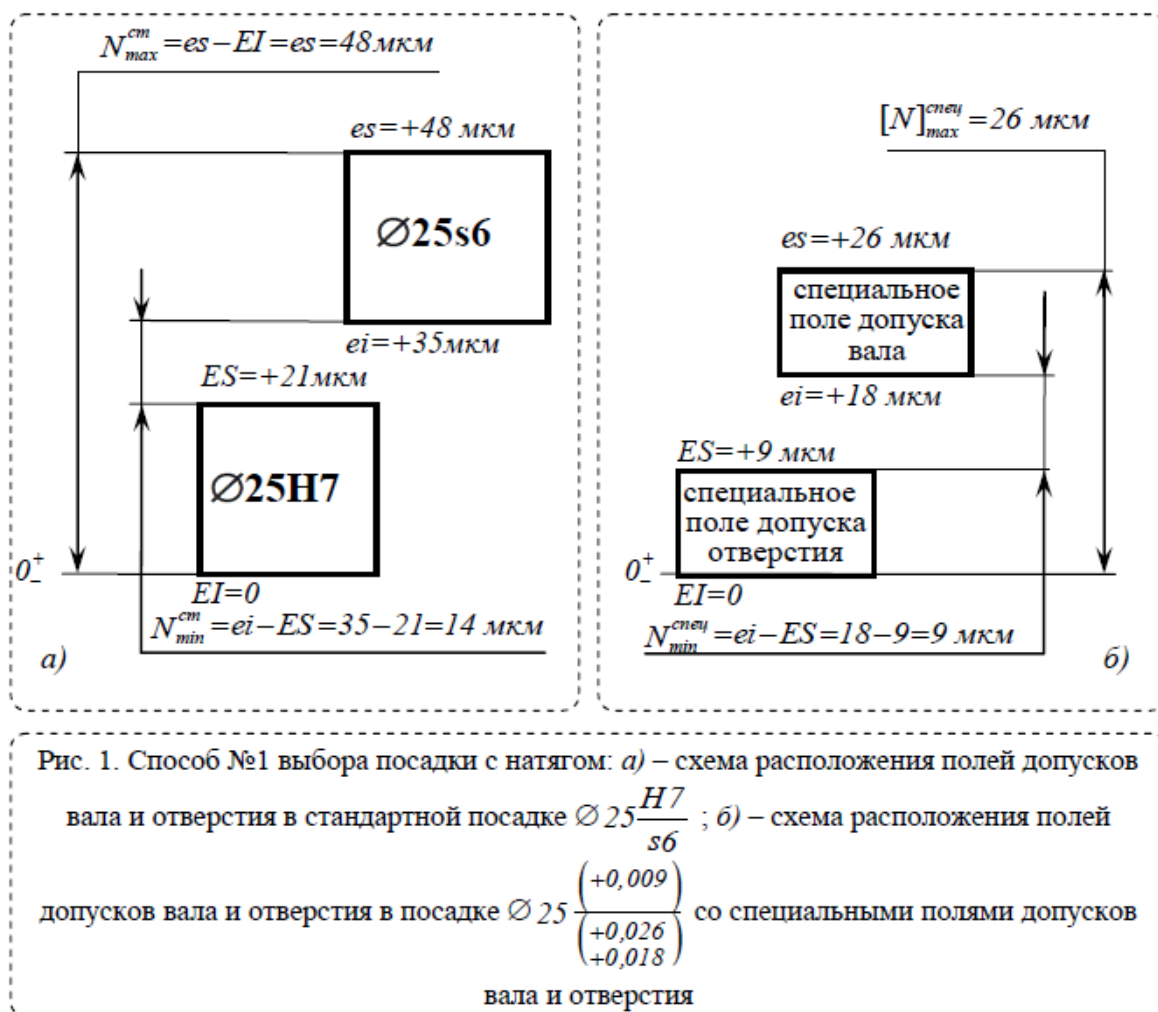
$$N_{min}^{cm} \geq N_{II\ min},$$

где:  $N_{min}^{cm} = ei - ES$ ;  $ei$  (мкм) – нижнее отклонение поля допуска вала в выбранной стандартной посадке,  $ES$  (мкм) – верхнее отклонение поля допуска отверстия в выбранной стандартной посадке.

**Условие №2. Условие прочности деталей, образующих соединение.** Согласно данному условию детали, образующие соединение, должны сохранять прочность при максимальном натяге, который может быть получен в выбранной стандартной посадке, то есть  $N_{max}^{cm}$  должен быть меньше или равен максимальному допустимому для данного соединения натягу  $[N]_{max}$ :

$$N_{max}^{cm} \leq [N]_{max},$$

где  $N_{max}^{cm} = es - EI = es$  – максимальный натяг в стандартной посадке;  $es$  – верхнее отклонение поля допуска вала;  $EI = 0$  – нижнее отклонение поля допуска отверстия в системе отверстия;  $[N]_{max}$  – максимальный допустимый для данного соединения натяг с точки зрения отсутствия разрушения или пластической деформации соединенных деталей.



При сборке соединений по данному способу может быть собран любой вал из партии изготовленных годных валов с любым отверстием из партии изготовленных годных отверстий. Детали считаются годными, если их действительные размеры находятся в пределах выбранных полей допусков вала и отверстия.

Достоинствами данного способа являются простота осуществления и низкие затраты, поскольку не требуется проведение каких-либо дополнительных организационных, технических или технологических мероприятий. Благодаря своим достоинствам способ нашел наибольшее распространение в промышленности.

Недостатком способа являются повышенные натяги и, соответственно, высокое рассеяние натягов во всей партии собранных соединений. Максимальный натяг в выбранной стандартной посадке  $N_{max}^{cm} = es$  может в несколько раз превышать минимальный натяг этой

посадки  $N_{min}^{cm}$ . Например, в посадке  $\text{Ø}25 \frac{H7}{s6} \begin{pmatrix} +0,021 \\ +0,048 \\ +0,035 \end{pmatrix}$  минимальный натяг составляет

$N_{min}^{cm} = ei - ES = 35 - 21 = 14 \text{ мкм}$ , а максимальный  $N_{max}^{cm} = es = 48 \text{ мкм}$ , то есть приблизительно в 3,5 раза больше. Повышенные натяги и, в наибольшей степени, натяги, близкие к максимальному  $N_{max}^{cm}$ , могут привести к повреждению соединенных деталей, а рассеяние натягов – к рассеянию нагрузочной способности собранных соединений. Соединения с повышенными натягами составляют значительную часть партии собранных соединений.

Минимальные же натяги, близкие к требуемому измеренному натягу  $N_{II\min}$ , маловероятны и составляют лишь малую часть от партии собранных соединений, так как такие натяги формируются только в случае сборки отверстия, действительный размер которого выполнен вблизи верхнего отклонения поля допуска отверстия стандартной посадки, с валом, действительный размер которого выполнен вблизи нижнего отклонения поля допуска вала стандартной посадки.

Способ №1 применим, когда расчетом подтверждено сохранение прочности соединяемых деталей при максимальном натяге  $N_{max}^{cm} = es$ .

Следует признать, что иногда бывает невозможно подбором стандартной посадки обеспечить одновременное соблюдение условий №1 и №2. Эта ситуация встречается, например, когда необходимо на валу установить с натягом тонкостенную втулку. В этом случае минимальный измеренный натяг  $N_{II\min}$  имеет относительно близкое значение к максимальному допустимому  $[N]_{max}$ .

В технически и экономически обоснованных случаях ГОСТ 25347–82 допускает применение посадок, не входящих в число рекомендованных, а также внесистемных посадок, то есть не относящихся ни к системе отверстия, ни к системе вала. Поля допусков, не относящиеся к числу рекомендованных, ГОСТ 25347–82 называет специальными.

**Пример** применения нестандартной посадки. Исходные данные:

- номинальный диаметр соединения  $\varnothing 25$  мм;
- минимальный измеренный натяг  $N_{II\min} = 9$  мкм;
- максимальный допустимый натяг, при котором сохраняется прочность относительно тонкостенной втулки  $[N]_{max} = 26$  мкм.

Перебор посадок со стандартными полями допусков отверстия  $H6$ ,  $H7$ ,  $H8$  и стандартными полями допусков вала  $r$ ,  $s$ ,  $t$  в 6, 7 и 8 квалитетах показал, что прочность втулки при максимальных натягах в стандартных посадках не будет обеспечена. Например, в стандартной посадке  $\varnothing 25 \frac{H7}{s6}$  (рис. 1, а):

$$N_{max}^{cm} = 48 \text{ мкм} > [N]_{max} = 26 \text{ мкм}.$$

Переход к нестандартной посадке  $\varnothing 25 \frac{(+0,009)}{(+0,026) / (+0,018)}$  (рис. 1, б) со специальными полями допусков вала  $\varnothing 25 \frac{(+0,026)}{(+0,018)}$  и отверстия  $\varnothing 25 \frac{(+0,009)}$  позволил обеспечить оба условия.

**Условие №1.** Минимальный натяг в специальной посадке  $N_{min}^{cneu}$  равен минимальному измеренному натягу  $N_{II\min}$ :

$$N_{min}^{cneu} = ei - ES = 18 - 9 = 9 \text{ мкм} = N_{II\min}.$$

**Условие №2.** Максимальный натяг в специальной посадке  $N_{max}^{cneu}$  равен максимальному допустимому  $[N]_{max}$ :

$$N_{max}^{cneu} = [N]_{max} = 26 \text{ мкм}.$$

Подчеркнем еще раз. Специальные поля допусков допускается назначать только, когда стандартной посадкой невозможно обеспечить одновременное соблюдение условий №1 и №2. Необходимо также учитывать экономическую целесообразность такого назначения, так

как возможное уменьшение допуска на размер детали приведет к повышению стоимости ее изготовления.

### Оформление конструкторской документации при выборе посадки по способу №1.

1. На сборочном чертеже соединения (рис.2, а) указывают справочный размер, отражающий выбранную стандартную посадку (здесь и далее конкретные значения номинальных размеров, полей допусков и числовые значения других параметров указаны условно), а в технических требованиях не приводят никаких требований, предъявляемых к сборке соединений. Отсутствие записи о требованиях к сборке означает, что допускается производить сборку в произвольном сочетании валов и отверстий, а натяг, образующийся в соединении, может быть любым от  $N_{min}^{cm} = ei - ES$  до  $N_{max}^{cm} = es$  в пределах возможных натягов данной стандартной посадки.

2. На чертежах вала (рис. 2, б) и отверстия (рис. 2, в) указывают их номинальные размеры с полями допусков соответственно вала и отверстия в выбранной стандартной посадке (это исполнительные размеры), а также допуски формы и расположения поверхностей и шероховатость обрабатываемых поверхностей.

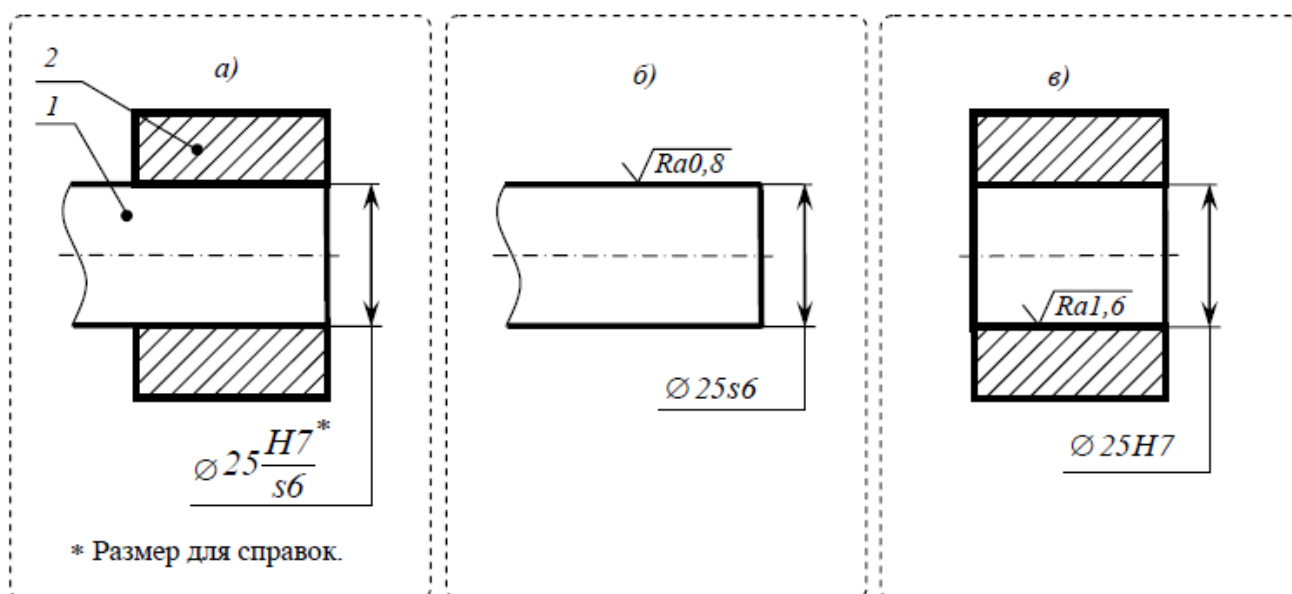


Рис. 2. Способ №1 выбора стандартной посадки: технические требования и размеры соединения с натягом, проставляемые на сборочном чертеже (а), а также на чертеже вала (б) и отверстия (в)

### Способ №2 выбора стандартной посадки. Вероятностные натяги $N_p$ . Способ №2

основан на вероятностном принципе распределения действительных размеров в партии изготовленных деталей. В соответствии с этим принципом очень мала вероятность того, что действительные размеры изготовленных деталей будут близки к наибольшему или наименьшему предельным размерам. Но еще меньше вероятность того, что вал и отверстие с такими маловероятными действительными размерами окажутся собранными в одном соединении.

Метод, фактически, заключается в том, что в стандартной посадке по ГОСТ 25347–82 пренебрегают некоторыми областями, расположенными вблизи верхних и нижних предельных отклонений полей допусков вала и отверстия, попадание в которые действительных размеров деталей маловероятно. Это позволяет назначить более мягкую посадку, чем вытекает из **способа №1**. В качестве примера на схеме расположения полей

допусков вала и отверстия в стандартной посадке  $\varnothing 25 \frac{H7}{s6}$  (рис. 3) области полей допусков, которыми, как считается, можно пренебречь, заштрихованы. При таком подходе максимальные и минимальные натяги, вычисленные с использованием математического аппарата теории вероятностей, называются максимальными и минимальными вероятностными натягами  $N_{Pmax}$  и  $N_{Pmin}$ . Значения  $N_{Pmax}$  и  $N_{Pmin}$  для основных рекомендованных посадок сведены в специальную таблицу [6], [7].

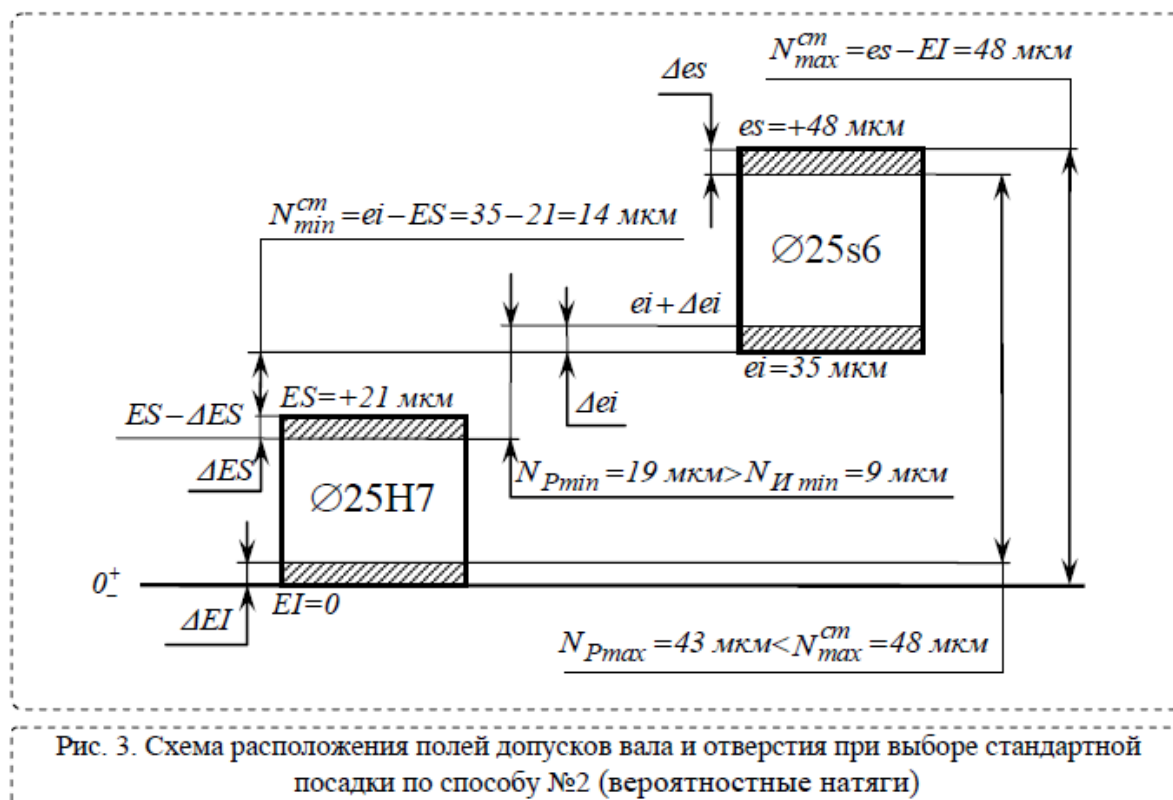


Рис. 3. Схема расположения полей допусков вала и отверстия при выборе стандартной посадки по способу №2 (вероятностные натяги)

Если используется способ №2, стандартную посадку выбирают из указанной таблицы так, чтобы соблюдались два условия.

**Условие №1.** Требуемый минимальный вероятностный натяг должен быть больше или равен требуемому минимальному измеренному натягу  $N_{II min}$ :

$$N_{Pmin} \geq N_{II min}$$

**Условие №2.** Максимальный допустимый натяг в соединении  $[N]_{max}$  должен быть больше или равен максимальному вероятностному натягу:

$$[N]_{max} \geq N_{Pmax}$$

Вероятностный подход декларирует, что если не принимать во внимание валы и отверстия, которые попадают в заштрихованные диапазоны, натяги в партии собранных соединений будут изменяться от  $N_{Pmin}$  до  $N_{Pmax}$ .

Следует отметить, что при этом минимальный натяг стандартной посадки  $N_{min}^{cm} = ei - ES$  будет меньше минимального вероятностного натяга  $N_{Pmin}$ :

$$N_{min}^{cm} < N_{Pmin}$$



А максимальный натяг стандартной посадки  $N_{max}^{cm} = es - EI = es$  будет больше максимального вероятностного натяга  $N_{Pmax}$ :

$$N_{max}^{cm} > N_{Pmax}.$$

**Достоинства способа №2.** Главным достоинством вероятностного подхода является возможное уменьшение максимального вероятностного натяга  $N_{Pmax}$  по сравнению с максимальным натягом стандартной осадки  $N_{max}^{cm}$ .

$$N_{Pmax} < N_{max}^{cm}.$$

Для соединенных деталей это, с одной стороны, снижает вероятность возможного повреждения, которое может быть вызвано воздействием максимального натяга после сборки, а, с другой, уменьшает рассеяние натягов в партии собранных соединений.

**Недостатки способа №2.** Основным недостатком является игнорирование некоторого количества деталей, попадающих в заштрихованные области.

Поясним. В конструкторской документации указывают выбранную из таблицы вероятностных натягов стандартную посадку, например,  $\varnothing 25 \frac{H7}{s6}$ , а это означает, что любое

отверстие, действительный размер которого находится в пределах поля допуска  $\varnothing 25H7$ , и любой вал, действительный размер которого находится в пределах поля допуска  $\varnothing 25s6$ , должны быть признаны годными, в том числе и неблагоприятные валы и отверстия, находящиеся в заштрихованных зонах.

Таким образом, в партии изготовленных деталей всегда могут присутствовать и неблагоприятные детали, из которых, если не будут приняты специальные меры, могут быть получены бракованные соединения. Это произойдет, в случае сборки годных валов из области  $\Delta ei$  с годными отверстиями из области  $\Delta ES$ . В таких соединениях действительный натяг  $N_{\partial}$  может оказаться меньше требуемого минимального измеренного натяга  $N_{II min}$ :

$$N_{\partial} < N_{II min}.$$

Отметим, что некоторая возможность выявить бракованные соединения имеется только в процессе их сборки (см. ниже), однако после окончания сборки сделать это будет крайне сложно.

Иногда высказывается мнение о том, что, в действительности, бракованных соединений не будет, так как введение в формулу (1) коэффициента запаса сцепления  $S$  приведет к увеличению в несколько раз действительных натягов в партии соединений. Однако это не совсем так. Вводя параметр  $S$ , увеличивают расчетное значение силы трения  $F_{TP}$  и компенсируют тем самым неопределенность реального значения коэффициента трения  $f$  на контактной поверхности и неопределенность действительной величины радиального натяга в пределах полей допусков на размеры соединяемых деталей, с учетом отклонений сопрягаемых поверхностей от идеальной цилиндрической формы в пределах их допусков формы.

Справедливости ради следует отметить, что при благоприятных сочетаниях указанных параметров введение коэффициента запаса сцепления  $S$ , действительно, снизит вероятность появления бракованных соединений, но при неблагоприятных параметрах исключить полностью брак, опираясь только на вероятностный подход, невозможно.

В условиях производства сознательное игнорирование даже маловероятных событий может обернуться выпуском заведомо бракованных изделий, а это может в дальнейшем в процессе их эксплуатации привести к тяжелым последствиям. Сознательное изготовление

бракованных изделий является недопустимым при любой вероятности получения брака. Исключение может быть сделано для примитивных изделий, в которых брак считается обычным явлением и его наличие не воспринимается как критичное событие. Однако эти изделия мы здесь не рассматриваем. Поэтому конструкторская документация и, соответственно, технологический процесс, построенный на ее основе, должны быть скорректированы таким образом, чтобы выпуск заведомо бракованных изделий был полностью исключен. Это может быть достигнуто, например, одним из трех перечисленных ниже методов.

**Метод №1. Административно-технологический метод.** В соответствии с этим методом можно, например, административным распоряжением по цеху или записью в технологической документации запретить станочникам изготавливать детали в заштрихованных зонах  $\Delta ei$  и  $\Delta es$ , а также  $\Delta EI$  и  $\Delta ES$ . Однако такой подход, фактически, означает переход к другой посадке, отличной от той, которая указана в конструкторской документации.

**Метод №2. Контроль качества собранных соединений.** Если сборка соединений осуществляется запрессовкой, наиболее простым методом контроля качества сборки является контроль усилия запрессовки. Соединения со слишком низкими или слишком высокими натягами, забракованные по усилию запрессовки, следует изъять из партии собранных изделий и утилизировать. В ряде случаев допускается разборка бракованных соединений, контроль параметров посадочных поверхностей, и, при получении положительного результата, – последующая сборка с другими деталями, действительные размеры которых обеспечат приемлемый натяг.

**Метод №3. Метод разбивки полей допусков на группы.** Данный метод предполагает целый комплекс мероприятий, который включает в себя следующее:

- измерение всех 100% изготовленных валов и отверстий и определение их действительных отклонений от номинального размера;
- разбивку всех изготовленных отверстий на две группы:  $O_{\text{№1}}$  и  $O_{\text{№2}}$  (сокращение «О» означает «отверстие»). В группу  $O_{\text{№1}}$  должны попасть отверстия, предельные отклонения которых находятся в диапазоне от 0 до  $(ES - \Delta ES)$  (рис. 3), в группу  $O_{\text{№2}}$  должны попасть отверстия, предельные отклонения которых находятся в диапазоне от  $(ES - \Delta ES)$  до  $ES$  (это заштрихованная зона  $\Delta ES$ );
- разбивку всех изготовленных валов на две группы  $B_{\text{№1}}$  и  $B_{\text{№2}}$  (сокращение «В» означает «вал»). В группу  $B_{\text{№1}}$  должны попасть валы, предельные отклонения которых находятся в диапазоне от  $(ei + \Delta ei)$  до  $es$ , в группу  $B_{\text{№2}}$  – валы, предельные отклонения которых находятся в диапазоне от  $ei$  до  $ei + \Delta ei$  (это заштрихованная зона  $\Delta ei$ );
- размещение всех групп валов и отверстий в отдельных контейнерах и надежное хранение их до сборки, не смешивая друг с другом;
- сборку соединений. При этом сборку отверстий из группы  $O_{\text{№1}}$  можно производить с любым валом из группы  $B_{\text{№1}}$ ; сборку отверстий из группы  $O_{\text{№2}}$  можно производить только с валами из группы  $B_{\text{№1}}$ ; сборку валов из группы  $B_{\text{№2}}$  можно производить только с отверстиями из группы  $O_{\text{№1}}$ . Сборка соединений в произвольном порядке недопустима, а также недопустима сборка без дополнительной сортировки отверстий из группы  $O_{\text{№2}}$  с валами из группы  $B_{\text{№2}}$ .

В случае, если при максимальном вероятностном натяге не обеспечивается прочность любой из соединенных деталей, необходимо разбить группы  $O_{\text{№1}}$  и  $B_{\text{№1}}$  на две части каждую ( $O_{\text{№1.1}}$ ,  $O_{\text{№1.2}}$  и  $B_{\text{№1.1}}$ ,  $B_{\text{№1.2}}$ ) так, чтобы при избирательной сборке не превысить максимальный допустимый натяг  $[N]_{\text{max}}$ . В этом случае будут образованы, как минимум, три группы валов и три группы отверстий. Сборка усложнится.

В технических требованиях к сборочному чертежу должны быть даны указания о минимальном, а, при необходимости, и максимальном натягах, которые должны быть достигнуты при сборке. Отметим, указанные технические требования являются обязательными требованиями. Работоспособность проектируемого соединения будет обеспечена только при их соблюдении. Отсутствие указанных требований на сборочном чертеже будет означать, что сборка соединения допускается в произвольном сочетании годных валов и отверстий, но тогда часть изделий может оказаться бракованными.

При передаче изделия заказчику исполнитель гарантирует его работоспособность. Поэтому ответственность за выпуск заведомо бракованных изделий, а, главное, за любые последствия, к которым может привести эксплуатация такого заведомо бракованного изделия, ложится на конструктора, и других должностных лиц, подписавших данный конструкторский документ, допустивших, тем самым, в конструкторской документации возможность нерациональной сборки и не предусмотревших необходимость разработки мер, исключающих брак. Ответственность должностных лиц существенно усугубится, если предприятие выпускает технически сложные и ответственные изделия, неработоспособность которых может привести к тяжелым последствиям.

### **Оформление конструкторской документации при выборе посадки по способу №2.**

1. На сборочном чертеже соединения указывают посадку, выбранную из таблицы с учетом вероятностных натягов, например,  $\varnothing 25 \frac{H7}{s6}$

2. В технических требованиях к сборочному чертежу отмечают, что размер  $\varnothing 25 \frac{H7}{s6}$  является справочным.

3. Дополнительно в технических требованиях к сборочному чертежу приводят запись:

| При сборке обеспечить натяг в соединении не менее 12 мкм.

### **Замечания к п.3:**

– необходимо помнить, что технологический процесс сборки соединений разрабатывается на основе информации, приведенной в конструкторской документации, поэтому, если в технических требованиях к сборочному чертежу соединения не приведены сведения о таких важных параметрах, как минимальный измеренный натяг  $N_{И\ min}$  или максимальный допустимый натяг  $[N]_{max}$ , эта информация может остаться неизвестной технологам;

– значение натяга  $N=12\text{ мкм}$ , приведенное в примере записи в технических требованиях, указано условно, эта величина должна быть больше или равна значению требуемого минимального измеренного натяга;

– если минимальный натяг в соединении (в нашем случае это 12 мкм) может быть обеспечен любым известным методом, конкретный метод достижения такого натяга не указывают в технических требованиях;

– если, по мнению конструктора, требуемое качество собранных соединений может обеспечить единственный из известных методов, допускается этот метод указывать в технических требованиях. Например:

| При сборке контролировать натяг по усилию запрессовки. Обеспечить натяг в соединении не менее 12 мкм.

Последняя рекомендация (о единственном методе) не является обязательной;

– если в технических требованиях не оговаривают значение максимального допустимого натяга  $[N]_{max}$ , это означает, что величина натяга может быть любой, вплоть до  $N_{max}^{ст}$ , максимально возможного в данной стандартной посадке;

– если же максимальный допустимый натяг  $[N]_{max}$  должен быть меньше величины  $N_{max}^{cm}$ , конкретное значение  $[N]_{max}$  также указывают в технических требованиях, например, в следующем виде:

При сборке обеспечить натяг в соединении не менее 12 мкм и не более 26 мкм.

Такая запись означает, что в технологическом процессе сборки соединений необходимо предусмотреть третью группу валов и третью группу отверстий.

### Конец замечаний к п. 3.

Продолжим перечислять особенности оформления конструкторской документации при способе №2.

4. В сборочном чертеже соединения не приводят каких-либо других технологических указаний по рациональной организации сборки соединений. Последовательность такой сборки будет отражена в технологическом процессе, который разработает технолог, сопровождающий данное изделие.

5. На чертеже вала приводят исполнительный размер  $\varnothing 25s6$  с указанием допусков формы и расположения поверхностей, а также шероховатости обрабатываемой поверхности. Исполнительный размер  $\varnothing 25s6$  является критерием для оценки годности изготовленных валов.

6. На чертеже отверстия приводят исполнительный размер  $\varnothing 25H7$  с указанием допусков формы и расположения поверхностей, а также шероховатости обрабатываемой поверхности. Исполнительный размер  $\varnothing 25H7$  является критерием для оценки годности изготовленных отверстий.

При использовании вероятностного способа выбора стандартной посадки необходимо помнить, что вероятностный натяг это всего лишь математическая абстракция, теоретическая модель, а в реальной жизни есть партия валов и отверстий с предельными отклонениями, неблагоприятные сочетания которых могут привести к реальному браку. Для исключения брака необходимо принять реальные, не виртуальные меры.

### Список литературы

1. Кириловский В.В. Совершенствование оформления курсового проекта по дисциплине «Детали машин» в соответствии с ЕСКД (Часть 1) // Инженерный вестник: электронный научно-технический журнал МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2015. - №8. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/791721.html> (дата обращения 08.08.2015).
2. Кириловский В.В. Совершенствование процедуры разработки конструкторской документации // Инженерный вестник: электронный научно-технический журнал МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2015. - №9. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/812892.html> (дата обращения 09.09.2015).
3. Кириловский В.В. Подготовка исходных материалов для компьютерной базы данных по рациональному оформлению конструкторской документации. Часть 3 // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. - Москва. – №2-1. – С. 25 – 32.
4. Кириловский В.В. Подготовка исходных материалов для компьютерной базы данных по рациональному оформлению конструкторской документации. Часть 4 // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. - Москва. – 2017. – № 3-3. – С. 62 – 66.
5. Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, М.Н. Захаров, С.А.Поляков, О.А. Ряховский, В.П. Тибанов, М.В. Фомин. Детали машин / под ред. О.А. Ряховского. 4-е изд., перераб и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. - 465 с.

6. Б.А. Байков, А.В. Клыпин, О.П. Леликов, И.К. Ганулич, В.И. Зворыкин, Л.П. Варламова, Л.П. Соболева, Л.А. Андриенко, П.К. Попов, В.А. Финогенов, М.В. Фомин, В.М. Зябликов, В.П. Тибанов, Л.И. Смелянская, Е.А. Язева, В.Н. Богачев, П.А. Соколов, Д.С. Блинов, В.П. Варламов, В.А. Верещака, В.В. Гудков, В.Е. Богачев. Атлас конструкций узлов и деталей машин /под ред. О.А. Ряховского, О.П. Леликова. 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. - 400 с.
7. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Академия, 2009. - 496 с.

*Дата поступления: 12 марта 2018 г.*