

**КОМПЕНСАЦИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ КАК МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ СОБИРАЕМОСТИ
КРУПНЫХ МАШИН****Мартынов А. П., Чепель А. Л.**

Приведен анализ взаимосвязи технических требований к точности геометрических параметров некоторых сборочных единиц и их габаритов. Показаны возможности решения проблемы собираемости крупных машин на основе анализа кинематических и размерных связей с использованием самоустанавливающихся механизмов, при относительно нежестких допусках на изготовление деталей, предложены некоторые конструкции таких механизмов с компенсацией погрешностей составляющих звеньев. С учетом современных нормативных документов представлен вариант подхода к нормированию геометрических параметров поверхностей ступенчатого вала редуктора, позволяющие при сборке изделий обеспечить собираемость с достижением при этом оптимального вида взаимозаменяемости.

Наведено аналіз взаємозв'язку технічних вимог до точності геометричних параметрів деяких складаних одиниць та їхніх габаритів. Показані можливості вирішення проблеми складаємості крупних машин на основі аналізу кінематичних і розмірних зв'язків з використанням механізмів, що самовстановлюються, при відносно нежорстких допусках на виготовлення деталей, запропоновані деякі конструкції таких механізмів з компенсацією похибок складових ланок. З урахуванням сучасних нормативних документів представлено варіант підходу до нормування геометричних параметрів поверхонь ступінчастого вала редуктора, що дозволяють при складанні виробів забезпечити складаємість з досягненням при цьому оптимального виду взаємозамінності.

An analysis of the relationship of technical requirements for the accuracy of geometrical parameters of some sub-assemblies and their size. The possibilities of solving the problem of large collection of machines based on the analysis of the kinematic and dimensional relationships using self-aligning mechanism, with a relatively non-rigid manufacturing tolerances of parts and propose some design mechanisms such error is compensated links. With current regulations is a variation of the approach to the valuation of geometric surface parameters stepped shaft gear, allowing the assembly of products to ensure the achievement of the collection with the best kind of interchangeability.

Мартынов А. П.

канд. техн. наук, доц. каф. ОПМ ДГМА
okmm@dgma.donetsk.ua

Чепель А. Л.

студент ДГМА

УДК 621.9.025

Мартынов А. П., Чепель А. Л.

КОМПЕНСАЦИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ КАК МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ СОБИРАЕМОСТИ КРУПНЫХ МАШИН

В процессе изготовления любого изделия всех типов производства решается задача обеспечения его собираемости.

В специальной технической литературе широко используется термин «обрабатываемость» детали, под которой понимают комплекс её свойств, обеспечивающих при обработке резанием достижение оптимальных значений основных технологических показателей (скорость резания, качество поверхности, силы резания и т. д.).

Аналогично этому под собираемостью изделия в настоящее время следует понимать свойство конструкции машины и технологического процесса её сборки обеспечивать необходимые показатели точности сборочных единиц при оптимальных затратах на основе так называемого процессного подхода в соответствии с ДСТУ ISO 9001:2009 [1].

В последние годы для решения проблемы обеспечения собираемости современных высокотехнологичных соединений на основе подбора соединяемых деталей разработаны различные методы сборки: виртуальная, мехатронная, по действительным размерам, по принципу равножесткости и др. [2]. Несмотря на различные подходы к решению проблемы, по физической сути все эти методы основаны на использовании технологических воздействий с целью компенсации суммирования различных геометрических отклонений поверхностей деталей при сборке.

Но перечисленные современные подходы к решению проблемы собираемости относятся к машиностроительным изделиям с серийным и массовым типом производства. Что касается изделий единичного и мелкосерийного производства, объем которого из-за тенденции постоянного повышения запросов потребителей непрерывно возрастает, то, к сожалению, проблема собираемости изделий здесь значительно менее изучена, особенно применительно к крупным машинам в тяжелом машиностроении [1, 3].

Целью данной работы является исследование возможных путей повышения собираемости машиностроительных изделий за счет компенсации погрешностей в условиях единичного и мелкосерийного производства и оптимального нормирования геометрических параметров точности деталей.

Обеспечение собираемости машиностроительных изделий в условиях многономенклатурного производства, особенно крупных изделий, затруднено, поскольку здесь невозможно полностью исключить из сборочного процесса пригоночно-доделочные операции, и приходится учитывать проблему минимизации этих работ [4, 5].

Опыт тяжелого машиностроения показывает, что наибольшие затруднения вызывает обеспечение собираемости сборочных единиц с зубчатыми и червячными передачами, представляющие тяжело нагруженные тихоходные редукторы, основным требованием к точности которых является полнота контакта сопрягаемых поверхностей зубьев [5].

Нормы контакта регламентируются соответствующими стандартами с помощью комплексных и поэлементных показателей, из которых комплексный показатель – пятно контакта является при проверке нормы точности наиболее наглядным, вследствие чего его рекомендуют как основной, особенно для крупных зубчатых передач.

Величину пятна контакта Q по длине зуба оценивают его относительными размерами в процентах – отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превосходящих величину модуля, к длине зуба B :

$$Q = \frac{a-c}{B} 100\%. \quad (1)$$

Согласно ГОСТ 1643-81, регламентирующего нормы точности цилиндрических зубчатых передач, для каждой степени точности зацепления требуемая величина суммарного пятна контакта по длине и высоте зуба является величиной постоянной (например, для 7-й степени – 60 %, для 8-й степени – 50 % и т. д.).

Действительно, поскольку при сборке цилиндрических зубчатых передач разрывы, превосходящие величину модуля, не наблюдаются [5], то можно считать, что:

$$Q = \frac{a-c}{B} 100\% . \quad (2)$$

Это означает, что для обеспечения точности сборки, например, по 8-й степени необходимо выдержать одинаковое соотношение $a/B = 0,5$ независимо от габаритов передачи.

Однако регламентированный стандартом показатель контакта в таком виде не дает представления о степени жесткости требований к точности сборки, поскольку величина пятна контакта при сборке определяется угловыми погрешностями изготовления поверхностей сопряженных деталей редуктора, причем в общем балансе погрешностей.

Доминирующее влияние на точность сборки крупных зубчатых зацеплений оказывают погрешности направления зубьев $F\beta_r$ – их доля в общем балансе точности сборки составляет около 60 % при расчете по вероятностному методу и около 40 % при расчете по методу максимума-минимума [6].

Поскольку согласно ГОСТ 1643-81 погрешность направления зуба $F\beta_r$ (элементный показатель согласно стандарту, равноправный с пятном контакта), представляет собой расстояние между двумя ближайшими друг к другу номинальными делительными линиями зуба в торцовом сечении, между которыми размещается действительная делительная линия зуба, соответствующая рабочей ширине зубчатого венца, логично проанализировать в таком понимании норму точности сборки по пятну контакта.

На рис. 1, а показаны построенные зависимости этого параметра от габаритов передачи для 8-й степени точности, наиболее распространенной в тяжелом машиностроении.

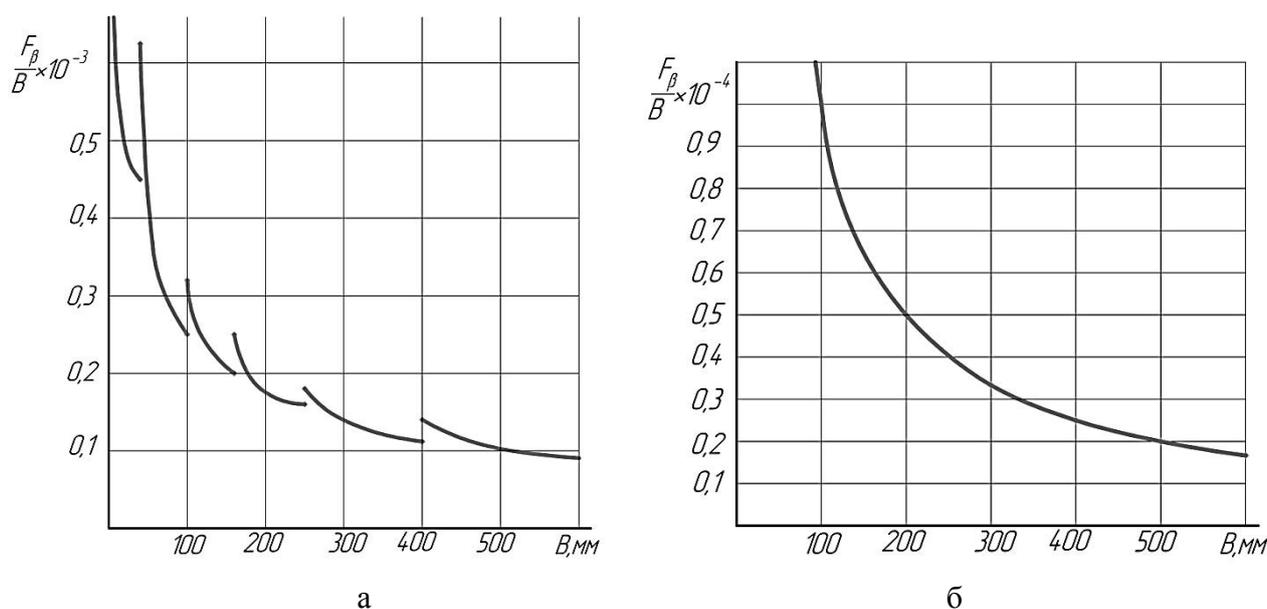


Рис. 1. Графики изменения допускаемых отклонений угла направления зуба колеса (а) и угла неприлегания зубьев (б) цилиндрических зубчатых передач 8-й степени точности

Как свидетельствует график, хотя согласно стандарту величина допустимой погрешности, задаваемая в линейных величинах (мкм), с увеличением длины зуба расширяется, угловой допуск расположения зубьев цилиндрического колеса с увеличением габаритов ужесточается (пилообразный характер кривых обусловлен нормированием в рассматриваемых стандартах показателей точности по интервалам размеров).

Для анализа требований собираемости зубчатых передач целесообразно замыкающим звеном сборочной размерной цепи принять зазор неприлегания сопряженных зубьев передачи, соответствующий требуемому пятну контакта (рис. 2).

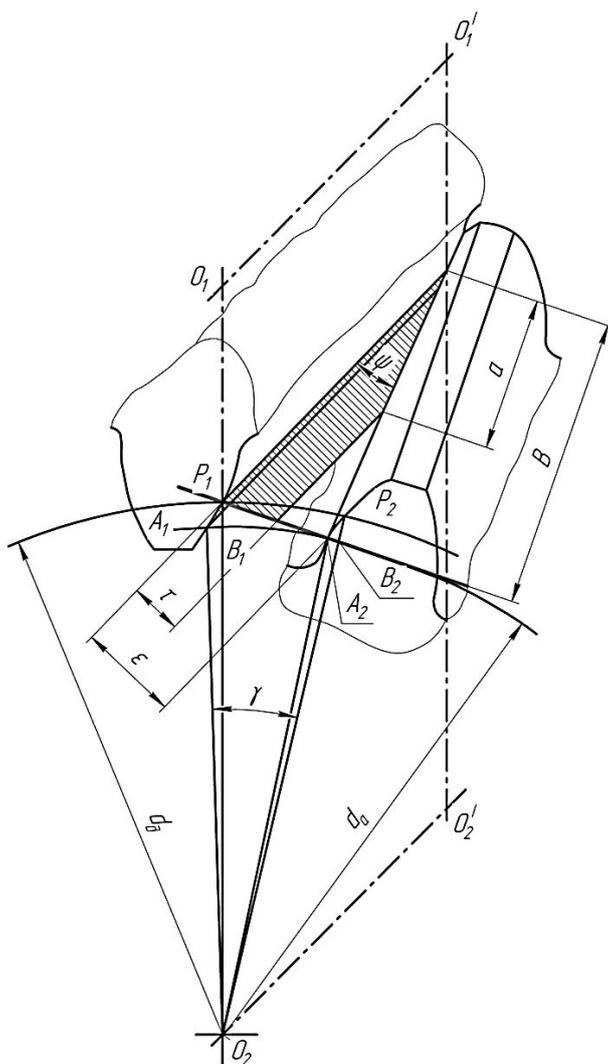


Рис. 2. Схема сопряжения боковых поверхностей зубьев цилиндрической передачи и образования угла их неприлегания

Этот параметр, определяемый углом φ между линиями пересечения поверхностей зубьев плоскостью зацепления, может характеризовать точность относительного расположения зубьев сопряженных колес цилиндрической передачи.

Поскольку этот угол мал, из схемы сопряжения получаем, что:

$$\varphi = \varepsilon/B = \tau/a, \quad (3)$$

где τ – толщина слоя краски;

ε – величина торцового зазора неприлегания зубьев.

Отсюда, из формул (2) и (3) получаем, что:

$$\varepsilon = \frac{\tau}{Q} 100\% . \quad (4)$$

Пятно контакта для данной степени точности является величиной постоянной, не зависящей от ширины колеса. Поэтому из выражения (4) следует, что величина зазора неприлегания зубьев также не связана с шириной колеса и при постоянной толщине слоя краски зависит лишь от требуемой величины пятна контакта в передаче.

Если требования к точности сборки зубчатой передачи выразить с помощью допускаемого зазора неприлегания зубьев, легко оценить степень жесткости этих требований. Действительно, из выражений (3) и (4) получаем, что:

$$\varphi = \frac{\tau}{B \cdot Q} 100\% ,$$

откуда следует, что в пределах одной степени точности допустимый угол неприлегания имеет гиперболическую зависимость от ширины колеса.

На рис. 1, б в качестве примера показана зависимость $\varphi = f(B)$ для 8-й степени точности при обычно применяемой величине $\tau = 0,005$ мм.

Таким образом, требования к точности сборки крупных зубчатых передач более жестки по сравнению с передачами средних и тем более мелких размеров. Как видно из рис. 1, б, особенно ужесточаются требования к точности сборки зацеплений, имеющих длину зубьев (ширину колес) 100 и более мм.

В [6] на основе построенных графиков изменения допускаемых отклонений межосевого угла в конической и червячной передачах, изготавливаемых соответственно по ГОСТ 1758-81 и ГОСТ 3675-81, также доказано относительное ужесточение допусков на изготовление с увеличением габаритов этих видов передач.

Вместе с тем, как показывает анализ ГОСТ 2110-93 и ГОСТ 11576-83, соответствующие допуски на точность горизонтально-расточных станков, на которых обрабатываются отверстия корпусов, с увеличением диаметра расточного шпинделя и габаритов станка не только не снижаются, но по многим параметрам даже расширяются.

Следовательно, из-за ужесточения требований к относительному расположению зубчатых и червячных колес с увеличением габаритов передачи и одновременного снижения относительной точности станков, используемых для обработки корпусов, в крупных передачах и механизмах значительно труднее обеспечить необходимую точность сборки.

Поэтому в крупных механизмах и машинах особенно приемлемо использование технологической или конструктивной компенсации.

Рациональным способом повышения собираемости является улучшение конструкции изделия с целью получения так называемых основных кинематических пар, то есть, имеющих только необходимое число геометрических связей [4, 7].

Научно обоснованным методом определения числа избыточных связей для пространственных механизмов является использования для этого известной формулы Малышева:

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} (6 - i)p_i,$$

где W – число степеней свободы механизма;

n – число подвижных звеньев;

i – подвижность кинематической пары;

p_i – число пар с подвижностью i .

В литературе по теории механизмов и машин приводятся многочисленные примеры механизмов без избыточных связей (вносящих статическую неопределимость) и называемых самоустанавливающимися, которые, в конечном счете, позволяют снизить требования к точности изготовления составляющих элементов [4, 7].

Поскольку в машиностроении степени свободы кинематических пар выбирают, как правило, эмпирически, в [8] предложена более логичная и доступная практикам форма выражения уравнения Малышева, позволяющая с учетом перераспределения и варьирования пар выбрать такие сочетания, которые позволяют компенсировать погрешности изготовления, а также деформации звеньев, в том числе в результате проявления остаточных напряжений в них при эксплуатации, и повышают, таким образом, собираемость машин.

Ниже (рис. 3) представлены некоторые конструктивные решения механизмов, позволяющие компенсировать погрешности составляющих звеньев размерной цепи.

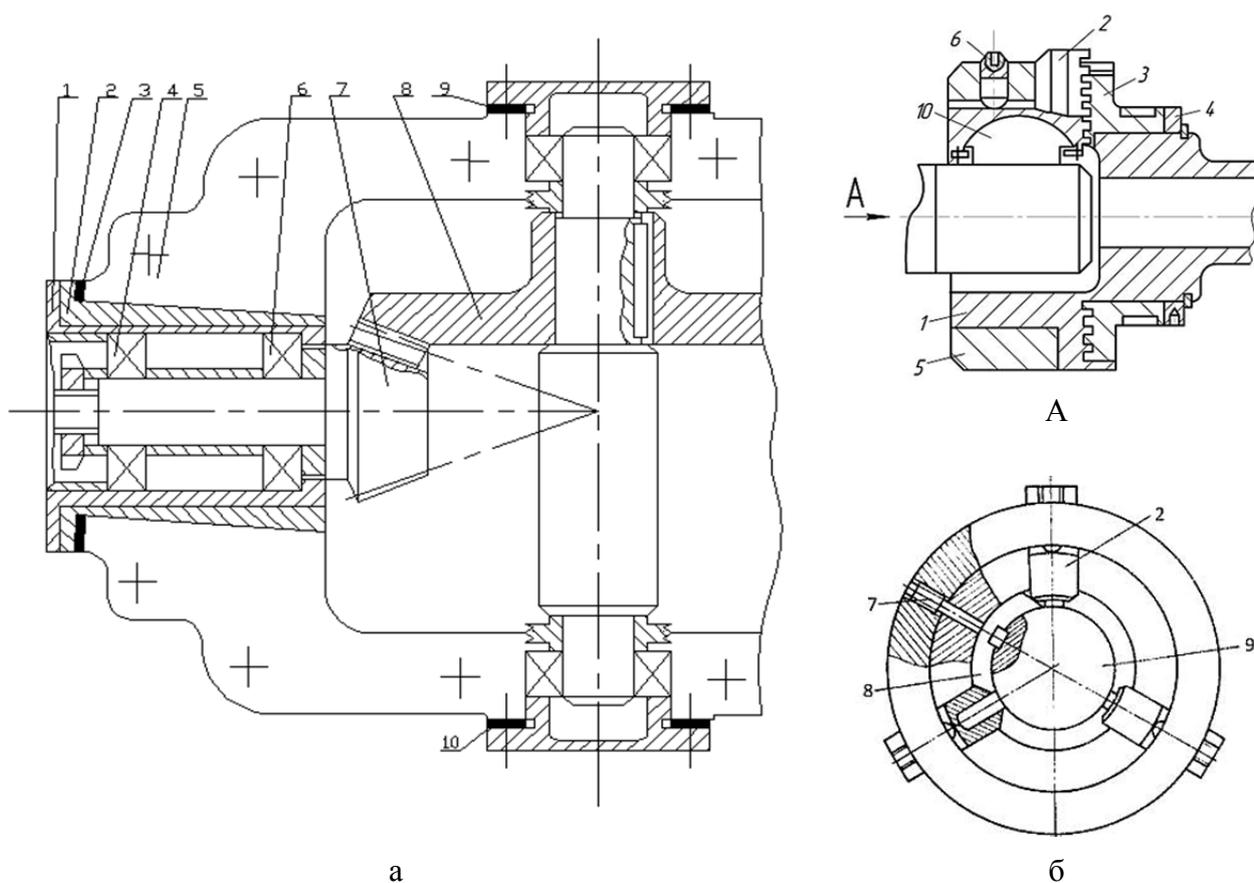


Рис. 3. Коническая передача (а) и соединительная муфта (б) с элементами регулирования параметров точности сборки

В конической передаче [9], показанной на рис. 3, а, точность сборки по всем её геометрическим параметрам достигается применением в ней двух стаканов, один из которых 1, эксцентричный и размещен в отверстии стакана 2, ось внутренней поверхности которой наклонена к оси наружной ее поверхности. Зацепление конической пары регулируют путем поворота стакана 2 относительно корпуса 5 до равенства угла между осями вращения колес 7 и 8 его номинальному значению, а затем с помощью поворота стакана 1 (вместе с опорами 4 и 6) относительно втулки 2 ликвидируют отклонение от пересечения осей вращения колес. После этого с помощью набора прокладок 3, 9 и 10 известным способом производят осевую регулировку конических колес до совпадения вершин делительных конусов с осями вращения, необходимого в соответствии с ГОСТ 1758-81 для обеспечения собираемости передачи.

Муфта [10] (рис. 3, б) содержит корпус 1, в Т-образных пазах которого расположены три кулачка 2, диск 3 с радиальными пазами, воздействующий через спираль Архимеда на кулачки, опорное кольцо 4 с радиальными отверстиями, кольцо 5, охватывающее корпус.

Для обеспечения возможности центрирования конических валов муфта снабжена по количеству кулачков вставками 10 в виде самоустанавливающихся сегментов, размещенных на опорных частях кулачков 2 и сопрягающихся с ними по цилиндрической поверхности.

Установка муфты на вал производится следующим образом. По диаметру вала 9 подбирают втулку 8 и насаживают ее на шпонку. Вставляя штыри специального рычажного ключа в радиальные отверстия опорного кольца 4 и паза диска 3, проворачивают последний, сводя кулачки 2 до размера, примерно соответствующего диаметру вала 9. Затем надевают муфту 8 на вал 9 и проворачивают диск 3 до тех пор, пока сухари, проворачиваясь по поверхностям сопряжения с кулачками 2, не будут прижаты последними к валу 9. Винтами 6 и 7 окончательно прижимают кулачки 2 к валу 9 и втулку 8 к шпонке, после чего муфта готова к работе.

Таким образом, благодаря наличию промежуточных самоустанавливающихся вставок, обеспечивается возможность центрирования не только цилиндрических, но и конических валов и отказаться от изготовления специальных муфт, что важно, например, в агрегатах обкатки и испытания редукторов производства крупных редукторов единичного и мелкосерийного изготовления [5].

В [11] описаны несколько запатентованных конструкций устройств, применяемых на заводах тяжелого машиностроения и позволяющих производить статическую балансировку дискообразных деталей вместо ранее использовавшихся стенов с параллельными призмами с предварительным насаживанием деталей на контрольные оправки. В соответствии с принципиальной схемой балансировки (рис. 4, а) деталь 1 подвешивают над контрольной плитой 2 базовым торцом вниз с помощью устройства 3, в котором конструктивно объединены механизмы: центрирования 4 с центральной штангой 5, поворота 6 и выключения (на схеме этот механизм не показан). Под действием неуравновешенной массы деталь поворачивается, и, после определения величины дисбаланса по отклонению базового торца от горизонтальной плоскости, деталь устанавливают на подставку 4; а при дальнейшем опускании устройства в результате срабатывания механизма выключения в сложенном положении устройство выводится из отверстия детали.

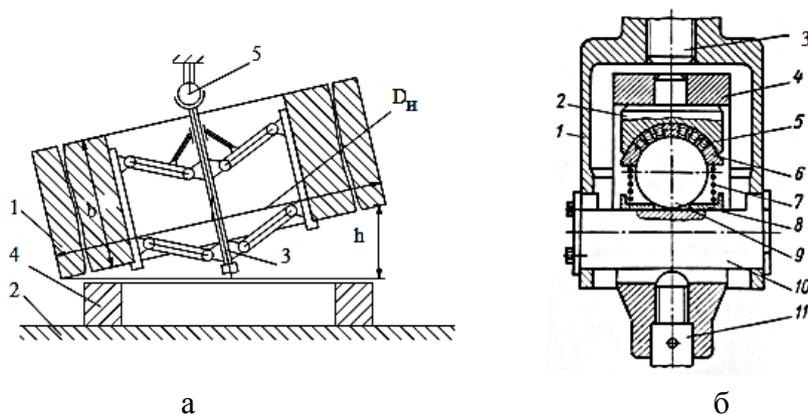


Рис. 4. Принципиальная схема определения статического дисбаланса дискообразных деталей (а) и самоустанавливающаяся шаровая опора механизма поворота (б)

Во всех этих устройствах очень важно обеспечить минимальные потери на трение в механизме поворота 5, а в исходном положении – еще и совпадение оси последнего и оси штанги механизма центрирования. Для этого указанный механизм выполнен в виде самоустанавливающейся шаровой опоры (рис. 4, б), которая состоит из центрального шара 9,

установленного на траверсе 10 в проеме шайбы 8, подпружиненного сепаратора 6 с шариками 5 пяты 2, установленной в проушине 4 с центральной штангой механизма центрирования 11, серьги 1 с грузовым винтом 3, в которой закреплена траверса.

Для конструктивной компенсации могут быть использованы: для цилиндрических передач – эксцентричные стаканы-опоры подшипников [5], а для червячных передач – наборы эксцентричных втулок, в которых находятся самоустанавливающиеся подшипники [12].

Однако в любом случае, поскольку сборка изделия с точки зрения теории размерных цепей является процессом обеспечения в нужных пределах величины замыкающего звена, необходимо определить вид сборки по оптимальному методу взаимозаменяемости (полная, неполная или с компенсацией погрешностей звеньев) и на этой основе нормировать точность геометрических параметров поверхностей деталей сборочной единицы.

В настоящее время формирование и обозначение в технической документации геометрических параметров поверхностей должно реализовываться на основе новейших стандартов, гармонизированных с международными стандартами GPS (Geometrical product specification – геометрические требования к изделиям), которые охватывают все стадии нормирования и контроля этих параметров (ДСТУ ISO 1101:2009, ДСТУ ISO 2768-2001, ДСТУ ISO 5458-2001, ДСТУ ISO 129-1:2007 и др.).

На рис. 5 представлен в качестве примера эскиз ступенчатого вала, являющегося, как известно, основной несущей деталью в узлах большинства изделий.

Для обеспечения наиболее высокой точности относительного расположения поверхностей детали следует, по возможности совмещать технологическую, измерительную и конструкторскую базы (в технологии машиностроения это называется принципом совмещения баз – желательнее все поверхности детали обрабатывать и измерять относительно одних и тех же баз, которые назначают с учетом конструкторских баз, то есть, служебного назначения поверхностей).

Конструкторской базой рассматриваемого вала является общая ось (как правило, подшипниковых шеек).

В случае отклонения от прямолинейности оси вала появляются избыточные связи и вращение вала возможно только при наличии дополнительных подвижностей. Такие подвижности обеспечиваются установкой сферических подшипников, позволяющие ротору вращаться при наличии отклонений осей шеек вала от соосности и прямолинейности [4, 7].

Если установка вала на подшипники со сферическими поверхностями неприемлема, то необходимо установить требуемый уровень точности путем назначения соответствующих допусков на форму и расположение поверхностей деталей.

При разработке эскиза принят вариант, когда подшипниковые узлы изготавливаются в соответствии с ГОСТ 520:2003 и ГОСТ 3325 – 85. Однако, если разрабатываются чертежи с учетом действующих в Украине на альтернативной основе стандартов GPS, то вместо отклонений от круглости и профиля продольного сечения, указанных в эскизе, необходимо нормировать отклонения от круглости, параллельности и прямолинейности образующей подшипниковых шеек вала.

Остальные технические требования и базы необходимо указывать с учетом обеспечения собираемости соединений (биение базового торца вала – относительно оси соответствующей шейки, допуски расположения шпоночного паза – с учетом научно-обоснованных расчетных зависимостей, шлицевой поверхности – согласно ГОСТ 1139-80 и т. д.

К сожалению, как показал анализ основной учебной литературы и справочников, приведенные в них примеры нормирования допусков формы и расположения поверхностей в полной мере не учитывают рассмотренный принцип учёта связей и, например, в качестве допусков формы и расположения подшипниковых шеек приводят допуски цилиндричности шеек валов и перпендикулярности торцев (для контроля которых, кстати, на промышленных предприятиях отсутствуют необходимые контрольно-измерительные средства).

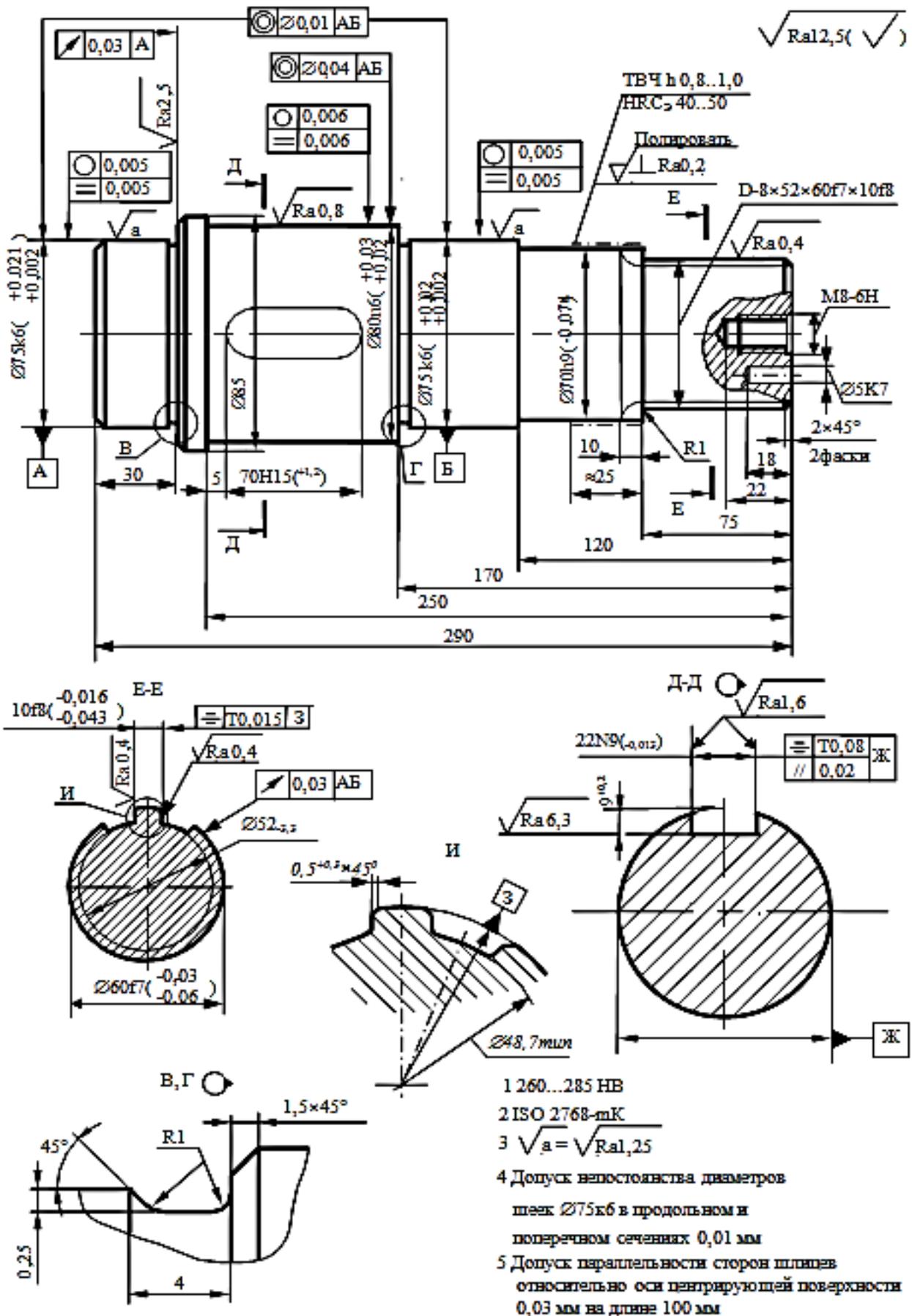


Рис. 5. Эскиз вала

Уместно заметить, что даже солидные издания не свободны от наличия значительных неточностей и ошибок относительно нормирования геометрических параметров в чертежах. Так, в приведенном в энциклопедии [13] в качестве примера эскизе несложного ступенчатого вала можно насчитать не менее 10 таких досадных недоработок и ошибок (даже с учетом стандартов, действовавших на момент издания книги).

Изложенная методика анализа кинематических и размерных связей может быть применена к любым сборочным единицам машин, особенно в тяжёлом машиностроении.

ВЫВОДЫ

Показано относительное ужесточение требований к точности геометрических параметров некоторых узлов крупных машин с увеличением их габаритов.

Для решения проблемы собираемости машин в условиях единичного и мелкосерийного производства естественное диалектическое противоречие между требуемыми высокими точностными параметрами и технологическими возможностями их достижения рационально на основе анализа кинематических и размерных связей использовать самоустанавливающиеся, то есть, без избыточных связей, механизмы, конструктивную и технологическую компенсацию.

Предложены некоторые конструкции механизмов, позволяющие компенсировать погрешности составляющих звеньев размерных цепей и при изготовлении крупных машин обеспечить собираемость с достижением оптимального вида взаимозаменяемости.

С учетом современных нормативных документов, регламентирующих основные нормы взаимозаменяемости, в том числе, стандартов GPS, представлен в качестве примера вариант подхода к разработке чертежа ступенчатого вала редуктора с нормированием оптимальных геометрических параметров.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мартынов А. П. Геометрическая взаимозаменяемость соединений на основе процессного подхода по ISO 9001:2009 / А. П. Мартынов // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2011. – Вип. 28. – С. 235–243.
2. Семенов А. Н. Сборка высокотехнологичных изделий машиностроения с использованием технологических компенсирующих воздействий / А. Н. Семенов // *Сборка машиностр., приборост.* – 2006. – № 3. – С. 3–7.
3. Juster Neal P. J. Framework of an integrated tolerance synthesis model and using FE simulation as a Virtual tool for tolerance allocation in assembly design / P. J. Juster Neal // *Mater. Process. Technol.* – 2004. – 150, № 1–2. – С. 182–193.
4. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы : справочник / Л. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1985. – 272 с.
5. Жабин А. И. Сборка изделий в единичном и мелкосерийном производстве / А. И. Жабин, А. П. Мартынов. – М. : Машиностроение, 1988. – 184 с.
6. Мартынов А. П. Исследование взаимосвязи параметров, определяющих качество силовых зубчатых и червячных передач / А. П. Мартынов, Е. С. Корчак, Е. В. Туник // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. пр. – Краматорськ – Київ, 2003. – Вип. 13. – С. 120–125.
7. Теория механизмов и механика машин : учебник для вузов / К. В. Фролов и [др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 2001. – 496 с.
8. Савинов Е. А. Численный метод решения уравнения Малышева для определения степеней свободы кинематических пар механизмов машин / Е. А. Савинов // *Вестник машиностроения*. – 2005. – № 12. – С. 19–20.
9. А. с. № 544801, УДК 62183338 (088.8). Коническая передача / С. А. Певзнер, А. П. Мартынов, А. В. Солод (СССР). – № 2049250/28 ; заявл. 02.04.74 ; опубл. 30.01.77 ; Бюл. № 4. – 3 с.
10. А. с. № 739270, УДК 621.825 6 (088.8). Муфта соединительная / А. П. Мартынов, А. И. Жабин, И. С. Чигиринцев. – № 2670448/25-27 ; заявл. 30.10.78 ; опубл. ; Бюл. № 21. – 2 с.
11. Мартынов А. П. Оптимизация балансировочной системы крупных дискообразных деталей с использованием многомерных параметрических рядов / А. П. Мартынов, И. Н. Стародубцев // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2009. – Вип. 25. С. 127–132.
12. А. с. № 245510, СССР, МПК F16n. Червячная передача / Е. И. Калачев (СССР). – № 1223991 / 25-28 ; заявл. 11.03.68 ; опубл. 04.06.69, Бюл. № 10. – 2 с.
13. Машиностроение. Энциклопедия. Т. Ш-З Технология изготовления деталей машин / А. М. Дальский [и др.] ; под общ. ред. А. Г. Сулова. – М. : Машиностроение, 2002. – 840 с.