

УДК 621.01

В. М. Пашкевич, канд. техн. наук, доц.**МЕТОД АССОЦИАТИВНОЙ ОЦЕНКИ НОРМ ТОЧНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В СБОРЕ**

Приведено описание подхода к нормированию точности механических передач в сборе, базирующегося на ассоциативном методе назначения допусков по аналогии с допусками цилиндрических зубчатых передач. Приведено обоснование выбора абсолютных величин таких допусков, не связанного с учетом особенностей конструкций конкретных передач.

Известно, что нормирование точности зубчатых передач осуществляется по трем нормам точности (кинематической точности, плавности работы и полноты контакта) и норме бокового зазора. Известно также [1], что при нормировании точности цилиндрических зубчатых колес в качестве базовой была принята восьмая степень точности, которая может быть обеспечена при формообразовании колес на зубофрезерных станках без использования чистовых операций. При разработке стандартов для других видов передач (червячных, конических) в основу выбора допусков положен аналогичный принцип, согласно которому базовая (восьмая) степень точности не требует отделочной обработки.

К сожалению, принцип, базирующийся на технологических особенностях процессов формообразования зубчатых передач, неприменим к передачам других типов, использующим для преобразования движения другие принципы. Для многих типов передач соответствующие нормы точности вообще отсутствуют.

Альтернативу технологическому подходу может составить подход, основывающийся на оценке абсолютных величин отдельных составляющих кинематической погрешности передачи в сборе. Он базируется на обобщенном описании, согласно которому передача рассматривается (вне зависимости от типа, типоразмера, принципа преобразования движения от ведущего звена к ведомому) как «черный ящик» с известными входными и выходными параметрами. В этом случае все нормы точно-

сти оказываются производными от абсолютного параметра — отклонения угла поворота ведомого звена от его номинальной величины — и выражаются не в относительных (например, в виде отклонений, выраженных в микрометрах на делительном диаметре зубчатого колеса), а в абсолютных величинах (например, в угловых минутах).

Метод строится на результатах экспериментальных исследований передач различных типов, свидетельствующих, что кинематическая точность передач тесно коррелирует с низко- и среднечастотным участком спектра ее кинематической погрешности, плавность работы — со среднечастотным, полнота контакта — с высокочастотным участком [2].

На основе описанного подхода осуществляется оценка точности передачи любого типа по аналогии с цилиндрическими зубчатыми передачами, используя при этом в качестве прототипа для построения норм точности ГОСТ 1643–81.

Согласно этому стандарту **норма кинематической точности** передачи в сборе может быть охарактеризована параметром наибольшей кинематической погрешности F'_{io} . Ее допуск описывается уравнениями:

$$F'_{io} = F'_{io1} + F'_{io2}; \quad (1)$$

$$F'_{io1} = F'_p + f'_f, \quad (2)$$

где F'_{io1}, F'_{io2} – допуски на наибольшую кинематическую погрешность колес передачи; F_p – допуск на накопленную погрешность шага колеса; f_f – допуск погрешности профиля зуба колеса.

Исходя из этого подхода, величина наибольшей кинематической погрешности должна быть одинаковой для передач любых типов, имеющих одну и ту же степень точности по норме кинематической точности.

На рис. 1 проиллюстрировано это положение, базирующееся на анализе численных значений показателей F_p и f_f , используемых ГОСТ 1643–81 для степеней точности от четвертой до восьмой. По вертикальной оси отложено отношение величины F'_{io} , рассчитанной по формулам (1) и (2) в микрометрах, к делительному диаметру ведомого колеса в

миллиметрах. С целью улучшения графического представления некоторые промежуточные точки опущены. По горизонтальной оси отложены соответствующие значения делительного диаметра ведомого зубчатого колеса в миллиметрах.

Из рисунка видно, что при делительных диаметрах более 300 мм значение этого отношения стабилизируется. Следовательно, абсолютная величина наибольшей кинематической погрешности, выраженная в угловых минутах, оказывается практически постоянной вне зависимости от величины делительного диаметра D :

$$F'_{io}[\text{угл. мин}] = \frac{360 \cdot 60 \cdot F'_{io}[\text{мкм}]}{1000 \cdot \pi \cdot D[\text{мм}]} \quad (3)$$

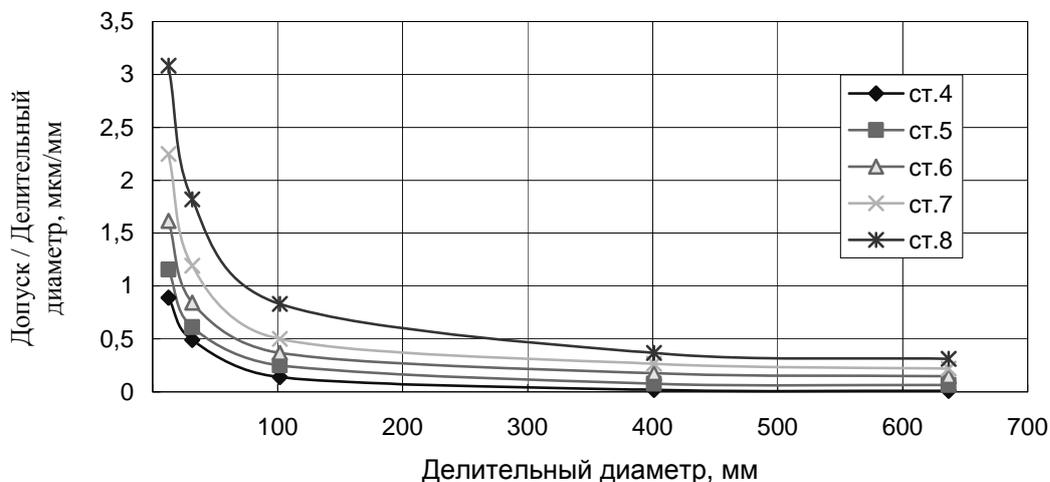


Рис. 1. Зависимость отношения допуска наибольшей кинематической погрешности к делительному диаметру ведомого колеса от делительного диаметра

Большее значение имеет такое отношение для делительных диаметров менее 100 мм, что объясняет и характеризует недостатки технологического подхода к назначению допусков. При малых делительных диаметрах, что свойственно мелко-модульным колесам и колесам с малым числом зубьев, труднее обеспечить их точ-

ность, и потому разработчики стандарта расширили соответствующее поле допуска с тем, чтобы получаемая точность укладывалась в принятую гипотезу однократной обработки.

С учетом представленного анализа и положения о том, что система допусков использует принцип геометриче-

ской прогрессии, ориентировочная величина допуска наибольшей кинематической погрешности передачи в угловых минутах может быть описана уравнением

$$F'_{io}(N) = 1' \cdot 1,6^{N-4}, \quad (4)$$

где N – степень точности передачи (4...12).

В формуле (4) используется в качестве базовой степени точности четвертая степень, не связанная с какими-либо частными геометрическими параметрами передачи (модулем, числом зубьев, делительным диаметром) и имеющая расхождения с величинами, предусмотренными ГОСТ 1643–81, не более 20 %, что соответствует ошибке определения допуска, не превышающей третьей части от разницы допусков, полученной для двух соседних степеней точности.

Норма плавности может быть определена, согласно ГОСТ 1643–81, величиной местных кинематических погрешностей

$$f'_{ior} = |f_{Pi}| + f_f, \quad (5)$$

где $|f_{Pi}|$ – допуск (модуль верхнего или нижнего предельного отклонения) углового шага зацепления.

Как правило, местные кинематические погрешности проявляются в записи кинематической погрешности передачи с

зубцовой частотой. Исследования передач различных типов (червячных, зубчатых цилиндрических, конических, прецессионных, планетарных шариковых и роликовых) показывают, что эта частота за оборот ведомого звена совпадает или с числом зубьев зубчатых колес, или с величиной, равной передаточному отношению:

$$k = z_1 \cap z_2 \cap U. \quad (6)$$

На рис. 2 представлена зависимость отношения допуска местной кинематической погрешности в микрометрах к делительному диаметру в миллиметрах от величины делительного диаметра.

Из графика видно, что для упомянутого отношения прослеживается та же тенденция (см. рис. 1), однако в несколько меньшей степени. Тем не менее, данная зависимость также может быть описана приближительной формулой, аналогичной формуле (4):

$$f'_{io}(N) = 0,25' \cdot 1,41^{N-4}. \quad (7)$$

Данная формула дает ошибку около 30 % от разницы допусков, полученной для двух соседних степеней точности по норме плавности.

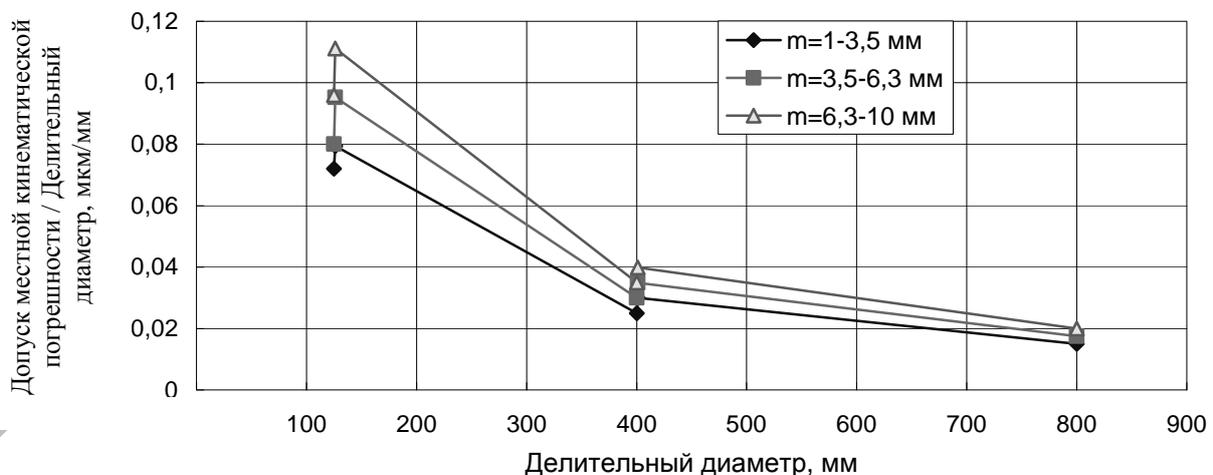


Рис. 2. Зависимость отношения допуска местной кинематической погрешности к делительному диаметру от величины делительного диаметра

Норма контакта зубьев для зубчатых передач характеризуется суммарным или мгновенным пятном контакта и, как правило, контролируется с помощью довольно субъективного метода нанесения краски на активные боковые поверхности зубьев. Однако определить этот параметр можно и другим способом, если учесть следующее обстоятельство.

В [2] показано, что изменение мгновенной точки контакта активных боковых поверхностей зубьев, происходящее многократно за цикл пересопряжения двух зубьев, должно приводить к появлению в спектре кинематической погрешности частот, многократно превышающих зубцовую частоту. В связи с этим контакт зубьев может характеризоваться как показатель «плавности второго порядка» для высокочастотных составляющих кинематической погрешности с номерами

$$k \gg 2z_2 \cap U, \quad (8)$$

где z_2 – число зубьев ведомого колеса.

По результатам исследований более восьмидесяти конических пар в условиях РУП «Минский тракторный завод» было установлено, что величина суммарного пятна контакта тесно коррелирует со средней геометрической величиной высокочастотных гармоник кинематической погрешности (рис. 3).

На рисунке представлен график такой зависимости, который аппроксимируется линейной зависимостью с коэффициентом корреляции, равным 0,97:

$$PK_{\%}(N) = 313 - 3887 \cdot A_{\sigma}'; \quad (9)$$

$$A_{\sigma}' = 2 \sqrt{\frac{\sum_{i=k}^n A_i^2}{n}}; \quad (10)$$

$$A_i > \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n A_j. \quad (11)$$



Рис. 3. Зависимость суммарного пятна контакта от среднего геометрического высокочастотных гармоник кинематической погрешности

На основе такой статистической зависимости величина среднего геометрического высокочастотных гармоник может быть пронормирована для разных степеней полноты контакта следующим образом:

$$PK(N) = 0,05' \cdot 1,26^{N-4}, \quad (12)$$

что позволяет свести ее определение к анализу кинематической погрешности передачи в сборе и не учитывать конструктивные особенности передачи.

Норма **бокового зазора передачи** в сборе определяется величиной минимального (гарантированного) зазора $j_{n \min}$. В таблицах ГОСТ 1643-81 приведены его величины в зависимости от межосевого расстояния передачи a_w . Однако эти значения также могут быть выражены в угловых величинах. Так, на рис. 4 приведена зависимость отношения допуска минимального бокового зазора в микрометрах для вида сопряжения E к величине межосевого расстояния передачи в миллиметрах.

Из рисунка видно, что упомянутое отношение незначительно изменяется уже при межосевом расстоянии свыше 200 мм. Если принять это отношение равным 0,22 для любых межосевых расстояний, т. е.

$$k_1 = \frac{j_{n \min} [\text{мкм}]}{a_w [\text{мм}]} = 0,22, \quad (13)$$

а также с учетом того, что

$$\begin{aligned} a_w &= \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_2 + D_2}{2} = \\ &= D_2 \frac{U + 1}{2U} = D_2 \cdot k_2, \end{aligned} \quad (14)$$

где D_1 и D_2 – делительные диаметры ведущего и ведомого колес; U – передаточное отношение, получим следующее соотношение для вычисления линейного бокового зазора:

$$j_{n \min} [\text{мкм}] = k_1 a_w [\text{мм}] = k_1 k_2 D_2 [\text{мм}]. \quad (15)$$

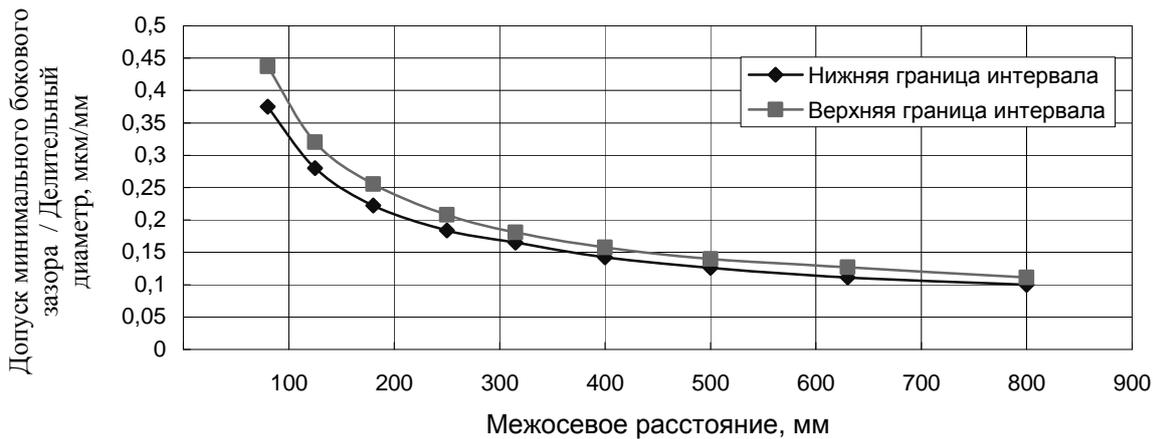


Рис. 4. Зависимость отношения допуска минимального бокового зазора к величине межосевого расстояния от межосевого расстояния

Если затем преобразовать линейный зазор к соответствующему свободному угловому ходу ведомого звена в угловых минутах, то с учетом соотношения

$$j_{n \min} [\text{угл. мин}] = \frac{360 \cdot 60 \cdot j_{n \min} [\text{мкм}]}{1000 \cdot \pi \cdot D_2 [\text{мм}]} \quad (16)$$

можно получить следующую величину минимального бокового зазора для вида сопряжения E :

$$j_{n \min} [\text{угл. мин}] = 1,5' \cdot \frac{U + 1}{2U}. \quad (17)$$

С учетом же того, что система допусков бокового зазора построена по принципу геометрической прогрессии со знаменателем 1,6, получим следующее выражение для нормирования величины бокового зазора передачи, учитывающее ее передаточное отношение, но не использующее дополнительной информации о конструкции передачи:

$$j_{n \min} [\text{угл. мин}] = 1,5' \cdot \frac{U + 1}{2U} \cdot 1,6^{N - N_E}. \quad (18)$$

Вычисленные по формулам (4), (7) и (12) абсолютные величины допусков по нормам кинематической точности, плавности работы и полноты контакта приведены в табл. 1.

Наибольшие значения гарантированного бокового зазора передач (при этом учитывались только понижающие передачи с $U \geq 1$) для различных видов сопряжения приведены в табл. 2.

Табл. 1. Абсолютные нормы точности передач

Степень точности	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Наибольшая кинематическая погрешность, угл. мин	1	1,6	2,6	4	6,6	10,5	16,8	26,8	43
Местная кинематическая погрешность, угл. мин	0,25	0,35	0,5	0,7	1	1,4	2	2,8	4
Высокочастотная кинематическая погрешность, угл. мин	0,05	0,06	0,08	0,1	0,13	0,16	0,2	0,25	0,32

Табл. 2. Абсолютные нормы бокового зазора

Вид сопряжения	H	E	D	C	B	A
Гарантированный зазор, угл. мин	0	1,5	2,4	3,8	6,1	9,8

Безусловно, описанный подход не обеспечивает возможности операционного контроля деталей зацепления конкретного вида, однако он может использоваться при сравнении передач разных типов.

При использовании такого подхода возникает также и задача выбора допусков отдельных деталей зацепления, обеспечивающих требуемую точность передачи в сборе, соответствие которым необходимо проверить на этапе операционного контроля при изготовлении этих деталей. Одним из способов решения такой задачи

является методика 2D- или 3D-моделирования образования кинематических погрешностей

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Производство зубчатых колес : справочник / Под ред. Б. А. Тайца. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1975. – 708 с.
2. Пашкевич, В. М. Комплексный метод технологического контроля и управления точностью процесса сборки механических передач / В. М. Пашкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 140–149.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.10.2008

V. M. Pashkevich
Method of the associative estimation
of the accuracy of the assembled
mechanical transmission

The article contents the description of the approach to standardization of accuracy of the assembled mechanical transmissions, based on associative method of the purpose tolerance in analogy with tolerance of cylindrical gearings. Reasoning of the choice of the absolute values of such tolerance which are not connected with the account of the peculiarities of concrete gear design is given in the article.