

УДК 551.13.15.21.19

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

д-р техн. наук, проф. В.Л. СОЛОМАХО, канд. техн. наук Ю.Б. СПЕСИВЦЕВА
(Белорусский национальный технический университет, Минск)

Между допусками функциональных геометрических параметров и стоимостью изделия существуют взаимосвязи, характеризующиеся тем, что ужесточение допусков, с одной стороны, позволяет улучшить эксплуатационные показатели изделий, а с другой, как правило, приводит к их удорожанию. Очевидной является необходимость оптимизации норм точности параметров по критерию минимальных затрат на их реализацию при безусловном выполнении требований к точности всех составных частей и изделия в целом. В работе на примере решения задачи назначения допусков на параметры деталей, влияющих на герметичность сопряжения «седло – клапан» механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания, рассматривается комплексная методика расчета размерных цепей, позволяющая рационально повышать точность менее «затратных» звеньев и снижать точность более «затратных» таким образом, чтобы стоимость изготовления изделия была минимальной при условии обеспечения требуемых эксплуатационных показателей.

Введение. При проектировании изделий нормирование точности входящих в него конструктивных элементов во многих случаях осуществляется с применением метода аналогов. При этом с целью повышения технических возможностей механизмов, как правило, прибегают к ужесточению точности параметров деталей. Это традиционный и очевидный путь, который неизбежно связан с повышением стоимости продукции. Более эффективным направлением улучшения эксплуатационных и технологических показателей изделия является использование расчетных принципов обоснования точности его составных частей. Результаты расчетов на точность должны обеспечивать как безусловное функционирование изделия, так и технические возможности его изготовления, которые могут характеризоваться таким показателем как технологичность, определяющим приспособленность объекта проектирования к минимизации затрат при производстве.

Постановка задачи. Одним из эффективных путей решения сложной комплексной задачи обеспечения требуемых эксплуатационных показателей является рационализация норм точности функциональных параметров изделий путем оптимизации размерных цепей. Очевидным критерием такой оптимизации является обеспечение требуемой точности исходных звеньев размерных цепей изделия при минимальной его технологической себестоимости.

Применяемые на практике методы определения точности составляющих звеньев при заданной точности исходных звеньев (метод равных допусков, метод одинаковых квалитетов, метод пробных расчетов и др.) ориентированы в основном на обеспечение точностной эквивалентности составляющих звеньев [1 – 2]. В их основу положено допущение, что равноточные звенья характеризуются и одинаковой технологической себестоимостью их реализации, но эквивалентные с точки зрения точности звенья размерной цепи могут характеризоваться различными технологической себестоимостью и трудоемкостью изготовления определяющих их элементов, которые зависят от формы, размеров и физико-механических свойств материала деталей. Оптимизация частично реализуется только при использовании метода пробных расчетов (метода проб и ошибок). При этом зависимость стоимости от точности учитывается интуитивно на основании опыта разработки и изготовления предшествующих конструкций изделий «так грубо, как только возможно». Сам принцип традиционных способов решения прямой задачи не является эффективным в технико-экономическом отношении, поскольку не связывает процесс проектирования норм точности с производством.

Существующие в настоящее время методы оптимизации размерных цепей по стоимостному критерию не нашли широкого применения из-за отсутствия четкого, практически реализуемого механизма количественной оценки технологической себестоимости реализации различных составляющих звеньев в зависимости от их точности. Отправной точкой этих методов является предположение, что зависимость стоимости изготовления каждого составляющего звена от его точности уже известна и описывается аналитическими выражениями того или иного вида.

Таким образом, при разработке практически любых подходов к оптимизации норм точности составляющих звеньев размерных цепей по стоимостному критерию с использованием количественных методов необходимо прежде всего создать эффективный механизм количественной оценки технологической себестоимости составляющих звеньев размерных цепей в зависимости от назначаемых норм точности этих звеньев. Основу функционирования такого механизма должны составлять как собственно методики оценки технологической себестоимости звеньев, так и информационное обеспечение этих методик,

которые должны быть ориентированы на решение поставленной задачи на этапе проектирования изделия, когда вопросы разработки технологических процессов его изготовления еще не решены. Состав, структурная организация, принципы построения, а также форма представления информационной базы во многом определяются особенностями методического обеспечения указанных расчетов.

Модель связи уровня точности составляющих звеньев с затратами на ее реализацию. Для создания теоретической модели с целью оценки производственных затрат нами введено понятие технологичности размерной цепи. Технологичность размерной цепи – это свойство размерной цепи, определяющее ее приспособленность к достижению оптимальных затрат на производстве.

Количественной характеристикой технологичности размерной цепи является показатель технологичности Q_{Σ} , равный сумме показателей технологичности составляющих звеньев Q_{ij} :

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m Q_{ij}; \quad (1)$$

$$Q_j(\delta_j) = \sum_{j=1}^m q_j t_j, \quad (2)$$

где i – порядковый номер звена размерной цепи; n – количество составляющих звеньев; j – уровень точности; m – количество технологических операций, необходимых для получения элемента детали j -й точности; δ_j – допуск составляющего звена размерной цепи, соответствующий j -й точности; q_j – коэффициент, учитывающий стоимость выполнения технологической операции при получении j -й точности составляющего звена размерной цепи; t_j – время, затрачиваемое на выполнение технологической операции.

Технологичными допусками составляющих звеньев названы такие допуски, которые обеспечивают технологичность размерной цепи, т.е. оптимальные затраты на производстве при достижении заданного уровня точности замыкающего звена.

Уменьшение допусков повышает трудоемкость и себестоимость обработки приблизительно по закону гиперболы. Это объясняется тем, что при этом возрастает основное время в связи с появлением дополнительных проходов и снижением режимов резания, применяются более сложные и точные, а следовательно, более дорогие станки, возрастают затраты на режущий инструмент.

Зависимость показателя технологичности от допуска звена носит дискретный характер, поскольку точность конструктивных элементов деталей является результатом выполнения отдельных технологических операций. Поэтому встает проблема построения адекватной модели, описывающей данные. При аппроксимации табличных данных зависимости показателя технологичности от допуска звена будут нелинейными монотонно убывающими функциями как от допусков, так и от параметров, определяющих функцию:

$$Q_k(\delta_j) = F_k(\delta_j)(\Theta_{t,k}), \quad (3)$$

где Q_k – показатель технологичности звена размерной цепи; j – уровень точности; k – вид аналитической зависимости; δ_j – допуск составляющего звена размерной цепи; $\Theta_{t,k}$ – параметры, определяющие функцию; t – номер параметра.

Нами предлагается метод, позволяющий поставить в соответствие заданной табличной зависимости показателя технологичности составляющего звена Q_j от его допуска δ_j аналитическую зависимость $F(\delta_j)$, обеспечивающую минимум суммы квадратов отклонений, что аналитически можно описать следующим образом:

$$\sum_{j=1}^m (Q_j - F_k(\delta_j))^2 \min. \quad (4)$$

Вид зависимости $F_k(\delta_j)$ выбирается таким, чтобы он, во-первых, обеспечивал очевидное условие – более высокой точности соответствовала большая стоимость, во-вторых, выполнялись условия: $dF/d\delta < 0$ и $d^2F/d\delta^2 > 0$, поскольку лишь в этом случае существует решение поставленной задачи оптимизации размерной цепи.

Такая зависимость хорошо описывается нелинейно-параметризованными аналитическими выражениями вида:

$$F_k(\delta_j, \Theta_{t,k}) = \Theta_{0,k} + \Theta_{1,k} \cdot \varphi_k(\delta_j, \Theta_{2,k}), \quad (5)$$

где $\Theta_{0,k}, \Theta_{1,k}, \Theta_{2,k}$ – параметры, определяющие функцию.

Для применения на практике при аппроксимации опытных данных в качестве функций $\varphi_k(\delta_j, \Theta_{i,k})$ были выбраны элементарные функции, удовлетворяющие ранее перечисленным условиям:

- а) степенная $\varphi_1(\delta_j, \Theta_{i,1}) = \delta_j^{\Theta_{i,1}}$;
- б) экспоненциальная $\varphi_2(\delta_j, \Theta_{i,2}) = \exp \Theta_{i,2} \cdot \delta_j$;
- в) логарифмическая $\varphi_3(\delta_j, \Theta_{i,3}) = \ln \delta_j + \Theta_{i,3}$,

для которых определены конкретные уравнения для расчета искомых параметров:

$$\Theta_{0,k}(\Theta_{2,k}) = \frac{\langle Q \rangle \cdot \langle \varphi_k^2 \rangle - \langle \varphi_k \cdot Q \rangle \cdot \langle \varphi_k \rangle}{\langle \varphi_k^2 \rangle - \langle \varphi_k \rangle^2} ; \tag{6}$$

$$\Theta_{1,k}(\Theta_{2,k}) = \frac{\langle Q \cdot \varphi_k \rangle - \langle Q \rangle \cdot \langle \varphi_k \rangle}{\langle \varphi_k^2 \rangle - \langle \varphi_k \rangle^2} , \tag{7}$$

где
$$\langle \varphi_k \rangle = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \varphi_k(\delta_j, \Theta_{2,k}) ; \tag{8}$$

$$\langle \varphi_k^2 \rangle = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \varphi_k(\delta_j, \Theta_{2,k})^2 ; \tag{9}$$

$$\langle Q \rangle = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Q_j ; \tag{10}$$

$$\langle Q \cdot \varphi_k \rangle = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Q_j \cdot \varphi_k(\delta_j, \Theta_{2,k}) ; \tag{11}$$

$$\langle Q \cdot \varphi_k^2 \rangle = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Q_j \cdot \varphi_k(\delta_j, \Theta_{2,k})^2 . \tag{12}$$

Выбор оптимальной из аппроксимирующих функций осуществляется методом наименьших квадратов. Зависимости для определения оптимизированных допусков составляющих звеньев размерной цепи, обеспечивающих минимальные затраты на обеспечение требуемой точности замыкающего звена (табл. 1), получены методом неопределенных множителей Лагранжа.

Расчет размерной цепи с использованием полученных зависимостей можно производить как методом максимума-минимума, так и вероятностным с использованием степенной, экспоненциальной и логарифмической аппроксимирующих функций.

Таблица 1

Зависимости для определения оптимизированных допусков звеньев конструкторских размерных цепей

Вид аппроксимирующей функции	Метод расчета размерной цепи	
	максимум-минимум	вероятностный
Степенная: $F_i(\delta_i) = A_i + C_i \delta_i^{p_i}$	$\delta_i = e^{\frac{1}{p_i-1} \ln \left(\frac{\lambda_i}{C_i \cdot p_i} \right)}$	$\delta_i = \frac{k_{\Sigma}}{k_i} \sqrt[e^{\frac{1}{p_i/2-1} \ln \left(\frac{\lambda}{\frac{C_i k_{\Sigma}^{p_i}}{2k_i^{p_i}}} \right)}]{}$
Логарифмическая: $F_i(\delta_i) = A_i + C_i \ln(\delta_i + p_i)$	$\delta_i = C_i \left(\frac{\delta_{\Sigma} + \sum_{i=1}^n p_i}{\sum_{i=1}^n C_i} \right) - p_i$	$\delta_i = \frac{k_{\Sigma}}{k_i} \sqrt{\frac{C_i + \frac{p_i^2 k_i^2}{4k_{\Sigma}^2}}{2\lambda} - \frac{p_i k_i}{2k_{\Sigma}}}$
Экспоненциальная: $F_i(\delta_i) = A_i + C_i e^{p_i \delta_i}$	$\delta_i = \frac{\ln \lambda - \ln(C_i \cdot p_i)}{p_i}$	$\delta_i = -\frac{1}{p_i} LW \left(-\frac{k_{\Sigma}^2 p_i^2 C_i}{2\lambda k_i^2} \right)$

A, C, p – параметры аппроксимирующих функций; λ – множитель Лагранжа; LW – функция Ламберта.

Оценка технологичности составляющих звеньев размерных цепей. Для практического использования формул таблицы 1 нужны реальные зависимости технологичности звеньев от их допусков. Для этого необходимы:

- 1) методика оценки производственных затрат на реализацию того или иного уровня точности звена размерной цепи, ориентированная на этап проектирования изделия;
- 2) информационная база такой методики.

Укрупненную оценку норм времени и технологической себестоимости обработки целесообразно осуществлять на базе применения типовых технологических процессов, типового технологического оборудования, усредненных режимов резанья, укрупненных нормативов трудовых затрат и т.д. с учетом серийности производства.

Звено размерной цепи можно рассматривать как совокупность элементарных поверхностей, точность размеров, геометрической формы и взаимного расположения которых определяют точность звена. Поэтому определение технологичности составляющих звеньев различных уровней точности может быть сведено к нахождению суммы показателей технологичности типовых поверхностей, определяющих звенья.

Признаками для классификации звеньев являются вид номинального параметра звена, конфигурация детали, размеры детали, форма поверхности. При составлении размерной цепи следует учитывать, что звенья могут иметь номинальный размер и быть нулевыми параметрами, к которым относятся форма и расположение поверхностей. При классификации звеньев использованы классификационные подходы, принятые в машиностроении. Для каждой элементарной поверхности может быть построен типовой технологический процесс обработки достижения различных уровней точности.

В основу такой структуры информационного обеспечения положены базовые звенья, в качестве которых приняты звенья с единичной протяженностью и средними физико-механическими свойствами материала детали. Модификация базового звена учитывается набором коэффициентов.

Трудоемкость и экономичность обработки с целью построения зависимости технологичности звена от его допуска оцениваем показателем технологичности (2), для определения которого необходима информация о стоимости и продолжительности технологической операции.

Для этой цели можно использовать, в принципе, существующие, достаточно развитые САПР технологических процессов обработки деталей в машиностроении, включающие функции технического нормирования и определения технологической себестоимости получения элементов деталей [3 – 4]. При отсутствии подходящей САПР может быть разработан специализированный модуль укрупненной оценки технологической себестоимости получения элементов звеньев размерных цепей, ориентированный на решение поставленной задачи. В основу его построения предлагается положить следующие принципы.

Для нахождения коэффициентов стоимости операции предлагается использовать методику расчета технологической себестоимости элементным методом, когда отдельные слагаемые себестоимости предварительно рассчитываются и сводятся в нормативные таблицы затрат, отнесенных к одному часу работы станка.

Время, необходимое для обработки элемента конструкции детали, должно быть представлено в виде зависимости, позволяющей учесть, во-первых, различный вклад составляющих технологичности в общей продолжительности операции, во-вторых, отличие звеньев реальной протяженности и физико-механических свойств от базовых.

Для определения основного времени используется формула вида:

$$T = K \cdot R, \quad (13)$$

где K – коэффициент, зависящий от точности и условий обработки. Его получение основано на изменении параметров режимов резания; R – функционал, зависящий от геометрических размеров обрабатываемой поверхности.

Время на отдых и техническое обслуживание может учитываться в процентном соотношении от основного времени. Вспомогательное время нелинейно зависит от размеров обрабатываемого элемента и для его определения могут быть использованы двухфакторные зависимости степенного вида, которые можно построить на основе небольшого числа исходных данных. Таким образом, для оценки технологической себестоимости и трудоемкости получения конструктивных элементов деталей, определяющих звенья размерных цепей с целью построения зависимостей «показатель технологичности звена – точность звена», можно использовать соотношение:

$$Q_j = q_j b x_1^{a_1} x_2^{a_2}, \quad (14)$$

где x_1, x_2 – значения факторов (геометрические параметры обрабатываемого элемента конструкции детали); b, a_1, a_2 – постоянные вида и условий обработки.

Пример использования комплексной методики расчета размерных цепей. С целью апробации предлагаемого комплексного подхода была рассчитана размерная цепь, позволяющая решить задачу обеспечения герметичности узла «седло – клапан» механизма газораспределения дизельного двигателя внутреннего сгорания (рис. 1). При расчете использована документация реального изделия. Каждое из составляющих звеньев размерной цепи рассчитывалось в соответствии с принципом суперпозиции погрешностей как независимое при фиксации других дефектных воздействий. Числовые значения параметров и их допуски были приняты в соответствии с конструкторской документацией.

Сопряжение «клапан – седло» будет герметичным, если в нем отсутствует зазор, для этого в идеальном случае при закрытом клапане должны выполняться следующие условия:

а) оси стержня клапана, отверстия направляющей втулки, конических поверхностей фасок седла и тарелки клапана должны совпадать;

б) поверхности фасок клапана и седла должны быть номинально конической формы;

в) микрорельеф поверхностей фасок должен обеспечить непрерывный контакт поверхностей фасок клапана и седла.

Исследования работоспособности данного узла, проведенные в работе [5], показали, что под воздействием давления газов в камере сгорания происходит некоторое деформирование седла и тарелки клапана, уменьшая при этом величину микрощелей в сопряжении и повышая его герметичность. Этим объясняется удовлетворительная работа разгерметизированных в подпружиненном состоянии клапанов. За счет деформации в сопряжении «клапан – седло» может быть ликвидирован зазор порядка 60 мкм. Учитывая закономерности облитерации капиллярных щелей жидкостями величину зазора для сопряжения «клапан – седло» можно увеличить еще на 10 мкм. Таким образом, при наличии зазора $[\delta_{\Sigma}] = 70$ мкм сопряжение может считаться герметичным.

Определим влияющие параметры – звенья размерной цепи A . Отклонение от круглости фаски клапана, ограниченное допуском $\delta_1 = 6$ мкм – звено A_1 . Отклонение от соосности фаски и направляющей цилиндрической поверхности стержня клапана (на чертеже (см. рис. 1) указан допуск биения в заданном направлении, равный 0,03 мм, радиальное биение $0,03 \cdot \cos 45,5^\circ = 0,021$ мм) с учетом отклонения от круглости $\delta_2 = 4,5$ мкм – звено A_2 . Отклонение от круглости рабочей конической поверхности седла, ограниченное допуском $\delta_3 = 6$ мкм, – звено A_3 . Допуск отклонения от соосности конической поверхности фаски седла и внутренней цилиндрической поверхности втулки (на чертеже (см. рис. 1) задан допуск биения в заданном направлении, равный 0,03 мм) составляет $\delta_4 = 4,5$ мкм – звено A_4 . Протяженность рабочих участков конических поверхностей седла и клапана в продольном направлении очень мала, поэтому влиянием погрешностей форм этих участков в продольном направлении можно пренебречь и учитывать доминирующее отклонение формы в поперечном сечении – овальность.

Определим коэффициенты влияния составляющих звеньев размерной цепи (рис. 1, в). Ввиду большого вылета стержня клапана велико влияние отклонения от соосности фаски и стержня клапана (рис. 1, а) на зазор между стержнем клапана и направляющей втулкой (рис. 1, б). В итоге с учетом заданного допуска биения величины этого зазора может быть недостаточно, и тарелка клапана располагается в седле с перекосом. Аналогичное влияние на замыкающее звено размерной цепи оказывает отклонение от соосности фаски седла и внутренней поверхности втулки. Возможность частичной компенсации перекоса осей зазором сопряжения «стержень клапана – втулка» можно оценить по углу γ (рис. 1, б). Тогда угол поворота фаски клапана β от номинального положения равен $\beta = \varphi - \gamma$ (φ – угол фаски клапана).

Поскольку имеет место рассогласованность углов фасок седла и клапана ($\varphi_{\text{клапана}} > \varphi_{\text{седла}}$), контакт рабочих поверхностей должен происходить по нижнему краю седла, причем в месте контакта диаметры седла и клапана равны. Ось поверхности фаски клапана отклоняется от своего номинального положения на угол β , вследствие чего появляется зазор между рабочими поверхностями клапана и седла OM (рис. 1, г).

Величину зазора между седлом и клапаном, вызванную отклонением от соосности рабочей фаски и стержня клапана, можно найти из зависимости:

$$\xi_2 \delta_2 = 81,2 \cdot \sin \left(\frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_2}{2,425} - 0,000315 \right) \cdot \sin \left(0,79444 - \frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_2}{2,425} \right), \quad (15)$$

где δ_2 – допуск звена A_2 ; ξ_2 – коэффициент влияния.

Расчет зазора, вызванного отклонением от соосности конической поверхности седла и внутренней цилиндрической поверхности втулки ($\xi_4 \delta_4$), будет аналогичным, отличие заключается в разной высоте рабочих фасок клапана и седла, на которых рассматривается заданное отклонение от соосности:

$$\xi_4 \delta_4 = \delta'_4 = 81,2 \cdot \sin \left(\frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_4}{0,775} - 0,000315 \right) \cdot \sin \left(0,79444 - \frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_4}{0,775} \right), \quad (16)$$

где δ_4 – допуск звена A_4 ; ξ_4 – коэффициент влияния.

Коэффициенты влияния звеньев A_1 и A_3 (отклонения от круглости рабочих конических поверхностей седла и клапана) равны +1.

При комплексировании допусков составляющих звеньев было учтено, что они относятся к векторными случайным величинами и их распределения могут быть аппроксимированы законом Релея. Процент риска выхода исходного размера за пределы поля допуска принят 0,27 %. В результате получен допуск замыкающего звена $\delta_z = 111$ мкм, что превышает значение допускаемого зазора $[\delta_z]$. Таким образом, для обеспечения герметичности соединения методом полной взаимозаменяемости необходимо уменьшение допусков составляющих звеньев. Очевидно, что стоит изменять допуски звеньев, имеющих большие коэффициенты влияния. К таким звеньям относятся отклонения от соосности рабочих и базовых поверхностей клапана и седла с направляющей втулкой.

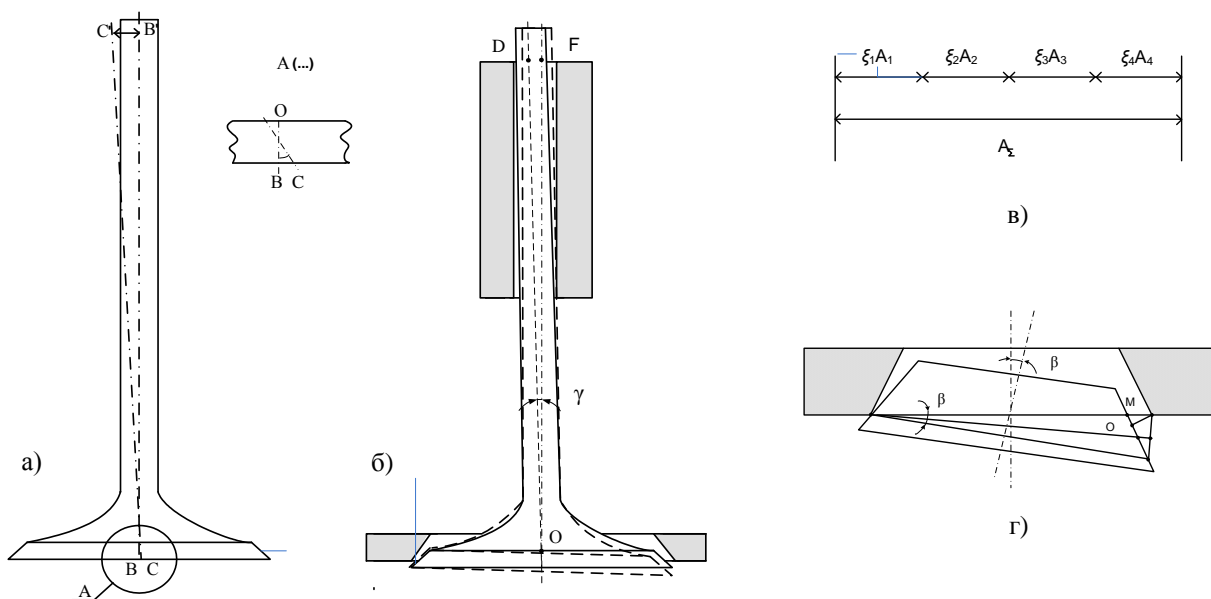


Рис. 1. Расчетные схемы оценки влияния отклонения от соосности фаски и стержня клапана на зазор в соединении «седло – клапан»

Величины зазоров, вызванных отклонениями от соосности стержня и фаски клапана ($\xi_2\delta_2$) и поверхностями фаски седла и направляющей втулки ($\xi_4\delta_4$), для различных уровней точности рассчитаны по зависимостям (15), (16) и приведены в таблице 2. Небольшие отклонения от соосности (1...2 уровень точности) поверхностей деталей сопряжения компенсируются зазором между стержнем клапана и направляющей втулкой, поэтому их влияние сводится к нулю.

Таблица 2

Характеристики звеньев A_2 и A_4

Уровень точности	Звено A_2			Звено A_4		
	δ_2	$\xi_2\delta_2$	Q_2	δ_4	$\xi_4\delta_4$	Q_4
1	0,6	0	1,85	0,6	0	3,05
2	1,5	0	1,27	1,5	38	2,14
3	3,5	24	0,8	3,5	112	0,81
4	9	89	0,42	9	316	0,4

На базе укрупненного нормирования и шкалы коэффициентов относительной стоимости технологических операций [6] были построены зависимости показателей технологичности Q от допусков звеньев с учетом их коэффициентов влияния. В процессе расчета рассматривались по три возможных технологических процесса получения элементов деталей, определяющих звенья размерной цепи, и были выбраны оптимальные с точки зрения трудоемкости и себестоимости, имеющие минимальные значения Q (см. табл. 2).

Аппроксимируем полученные для каждого составляющего звена зависимости «показатель технологичности – допуск» функциями: степенной, логарифмической, показательной.

Полученные параметры аппроксимирующих функций приведены в таблицах 3 и 4. Наиболее оптимальной для звена A_4 является экспоненциальная зависимость (точность аппроксимации – 0,208). Для звена A_4 все зависимости имеют одинаковую точность аппроксимации, равную 0,41.

Таблица 3

Звено A_2 . Значения параметров аппроксимирующих функций

$F(\delta)=A+C\delta^p$		$F(\delta)=A+C\ln(\delta+p)$		$F(\delta)=A+Ce^{p\delta}$	
A	1,561	A	1,793	A	0,396
C	-0,285	C	-0,304	C	1,164
p	0,309	p	2,153	p	-0,044
$\sum_{j=1}^m (Q_j - F(\delta_j))^2$	0,41	$\sum_{j=1}^m (Q_j - F(\delta_j))^2$	0,41	$\sum_{j=1}^m (Q_j - F(\delta_j))^2$	0,41

Таблица 4

Звено A_4 . Значения параметров аппроксимирующих функций

$F(\delta)=A+C\delta^p$		$F(\delta)=A+C\ln(\delta+p)$		$F(\delta)=A+Ce^{p\delta}$	
A	3,084	A	2,948	A	0,297
C	-0,3	C	-0,401	C	2,802
p	0,389	p	14,553	p	-0,013
$\sum_{j=1}^m (Q_j - F(\delta_j))^2$	0,508	$\sum_{j=1}^m (Q_j - F(\delta_j))^2$	0,76	$\sum_{j=1}^m (Q_j - F(\delta_j))^2$	0,208

Для определения оптимальных допусков воспользуемся комбинированной формулой, содержащей различные аппроксимирующие функции:

$$\delta_{\Sigma}^2 - \delta_1^2 - \delta_2^2 = e^{\frac{1}{p_i/2 - 1} \ln \left(\frac{\lambda}{C_i \cdot p_i/2} \right)} + \left(-\frac{1}{p_i} LW \left(-\frac{p_i^2 C_i}{2\lambda} \right) \right)^2; \tag{17}$$

$$9329 = e^{\frac{1}{0,309/2 - 1} \ln \left(\frac{\lambda}{-0,285 \cdot 0,309/2} \right)} + \left(-\frac{1}{-0,013} LW \left(-\frac{(-0,013)^2 \cdot 2,802}{2\lambda} \right) \right)^2.$$

Для численного решения уравнения (17) была использована программа Maple ($\lambda = -0,000088566$).

Находим оптимизированные допуски на составляющие звенья размерных цепей:

$$\xi_2 \delta_2 = \sqrt{e^{\frac{1}{0,309/2 - 1} \ln \left(\frac{-0,000088566}{-0,285 \cdot 0,309/2} \right)}} = 59 \text{ мкм}$$

$$\xi_4 \delta_4 = -\frac{1}{-0,013} LW \left(-\frac{(-0,013)^2 \cdot 2,802}{-2 \cdot 0,000088566} \right)^2 = 76 \text{ мкм}$$

Определим величины допусков звеньев A_2 и A_4 по зависимостям (15) и (16):

$$\delta_2 = 0,0065 \text{ мкм};$$

$$\delta_4 = 0,0025 \text{ мкм}.$$

Таким образом, получены следующие допуски на звенья размерной цепи A : A_2 – допуск на отклонение от соосности поверхностей рабочей фаски и стержня клапана (в радиальном выражении) $\delta_2 = 6,5$ мкм, что соответствует биению в заданном на чертеже направлении 24 мкм; A_4 – допуск на отклонение от соосности поверхностей рабочей фаски седла и внутренней поверхности направляющей втулки (в радиальном выражении) $\delta_4 = 2,5$ мкм, что соответствует биению в заданном на чертеже направлении 14 мкм.

Нормы точности на отклонения формы рабочих поверхностей оставлены прежними: A_1 – отклонение от круглости рабочей фаски клапана $\delta_1 = 6$ мкм; A_3 – отклонение от круглости рабочей фаски седла $\delta_3 = 6$ мкм.

Таким образом, в результате перераспределения норм точности параметров деталей на более «затратное» звено – отклонение от соосности конической поверхности фаски седла и внутренней цилиндрической поверхности втулки – назначен менее жесткий допуск, составляющий 83 % от ранее установленного. На менее «затратное» звено – отклонение от соосности рабочей конической поверхности фаски и направляющей цилиндрической поверхности стержня клапана – назначен более жесткий допуск, составляющий 42 % от ранее установленного.

Заключение. Рассмотренная методика расчета размерных цепей позволяет назначать оптимальные с точки зрения технологичности допуски на параметры конструктивных элементов деталей, входящих в звенья размерной цепи. При использовании методики в массовом и крупносерийном производстве рекомендуется создать собственную информационную базу предприятия, построенную по указанным принципам и содержащую данные о конкретном оборудовании и технологических процессах, что позволит повысить достоверность расчетов.

Имеющиеся в настоящее время трудности учёта технологической себестоимости при проектировании изделия, связанные с тем, что конструирование и технологическая подготовка производства разделены и выполняются в разное время разными подразделениями, будут устранены при создании и внедрении комплексных систем автоматизированного проектирования, охватывающих задачи конструирования, техническое нормирование и проектировании технологии. При назначении допусков в таких системах может использоваться предлагаемый подход.

ЛИТЕРАТУРА

1. Размерный анализ конструкций: справ. / С.Г. Бондаренко [и др.]. – Киев: Техника, 1989.
2. Дунаев, П.Ф. Расчет допусков размеров / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2006. – 400 с.
3. Кураксин, С. Автоматизация подготовки производства на базе программных продуктов T-FLEX / С. Кураксин, Д. Ксенофонов, А. Ефремов // САПР и графика. – № 5. – 1999. – С. 55 – 60.
4. Helfrich, P. Per Mausklick Zeit und Kosten sparen / P. Helfrich // Maschinenmarkt. – 2000. – № 33. – P. 94 – 95.
5. Янсикене, И.А. Исследование технологического процесса герметизации клапанов механизма газораспределения тракторных двигателей при ремонте: автореф. дис. ... канд. техн. наук / И.А. Янсикене, 1974. – 15 с.
6. Великанов, К.М. Расчеты экономической эффективности новой техники: справ. / К.М. Великанов. – Л.: Машиностроение, 1989. – 430 с.

Поступила 12.06.2009