

## Приложение на размерния анализ за оразмеряване на машинни възли сглобявани с нерегулируеми компенсатори

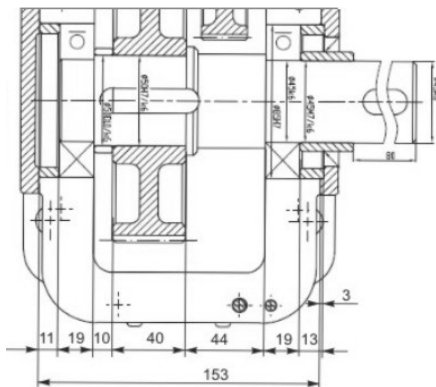
Силвия Салапатева, Илия Четроков, Васил Георгиев

**Application of Dimensional Analysis in Dimensioning of Groups of Parts Assembled by Non-adjustable Compensators:** The application of compensators for achieving accuracy in assembly is widely spread in mechanical engineering. Here we suggest an algorithm for tolerance distribution among the parts in group of parts by non-adjustable compensators, the parts dimensions being pre-defined by using CAD systems. In this sense, the suggested algorithm for dimensional analysis is to be viewed as an application of these systems.

**Key words:** Mechanical Engineering, Dimensional Chains, Dimensional Analysis, Tolerance Analysis.

### ВЪВЕДЕНИЕ

Използването на компенсатори е широко разпространен в практиката метод за постигане точността на машинни възли при сглобяването. Той се предпочита пред взаимозаменяемите методи поради това, че дава възможност детайлите от конструкцията да се изработят с точност, която е обусловена от експлоатационни, конструкторски и технологични съображения, а не от размерния анализ. В болшинството от случаите, когато се прилага взаимозаменяемо сглобяване, изискванията към точността на детайлите са по-високи от икономически целесъобразната точност на тяхното изработване, при постигане на едни и същи експлоатационни показатели. В потвърждение на казаното на фиг.1 е показана конструкция на лагерен възел от редуктор [3]. В него 9 детайла определят осовата хлабина между лагерите и капачките, които затварят възела в корпуса. Тяхните



Фиг.1. Изходящ вал на редуктор

размери са показани на фигурата. Те са определени от конструкторски съображения при конструирането с CAD продукти. От експлоатационни съображения се препоръчва хлабината да бъде:

$$j = j_t + 0,15 \text{ mm}; \quad j_t = 12 \cdot 10^{-6} \Delta T \cdot L,$$

където:  $j_t$  е топлинната деформация;

$\Delta T$  - температурна разлика;

$L$  - дължината на възела.

При температурна разлика в процеса на експлоатация  $40^\circ$  и дължина на възела 156 mm. се получава  $j = 0,08^{+0,15}$  mm.

Целесъобразната точност на детайлите от технологични съображения (според методите за изработване) е представена в таблица 1. Ако допуските се определят от размерния анализ, при предпоставка за изработване на детайлите с еднаква степен на точност и вероятно сумиране на допуските, се получават резултатите показани в последната колонка на таблицата. Вижда се, че изискванията към точността на детайлите съществено се повишават.

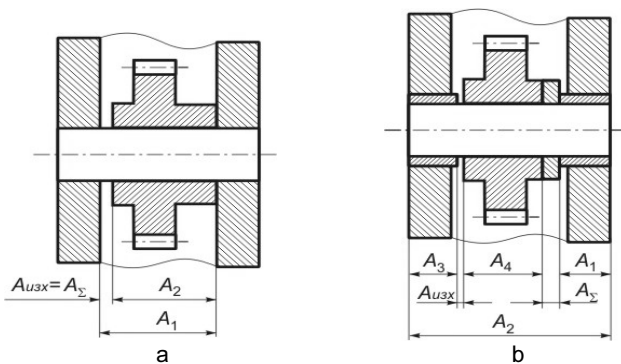
Таблица 1. Технологични ( $T_{Tex}$ ) и от размерния анализ ( $T_{PA}$ ) допуски

Размер, mm	Метод за обработване	Степен на точност	Допуск, $T_{Tex}$ mm	Допуск, $T_{PA}$ mm
153	Фрезование чисто	10	0,16	0,09
3	Разстъргване чисто	10	0,05	0,03
13	Подрязване чисто	10	0,07	0,04
19	Шлифование чисто	7	0,02	0,02
44	Обстъргване чисто	10	0,10	0,06
40	Подрязване чисто	10	0,10	0,06
10	Подрязване чисто	10	0,07	0,04
19	Шлифование чисто	7	0,02	0,02
11	Подрязване чисто	10	0,07	0,04

### ИЗЛОЖЕНИЕ

Компенсаторите може да бъдат различни по конструкция елементи: дистанционни втулки, набор от подложни шайби, пружини, пластично деформируеми детайли, регулируеми по дължина дистанционни елементи, винтови съединения и др. Обект на разглеждане в работата са нерегулируемите компенсатори от вида на дистанционните втулки.

При размерния анализ на възли с компенсатор е на лице съществена разлика в структурата на размерната верига спрямо тези без компенсатор. При взаимозаменяемо сглобяване изходното и затварящото звена на размерната верига са един и същи размер. При конструкции с компенсатор това са два различни размера. На фиг.2 са представени конструкции на възли, с които се демонстрира тази разлика.



Фиг.2. Конструкторски възли: а – без компенсатор; б – с компенсатор

Изходното звено  $A_{u3x}$  на размерната верига е размерът, който трябва да се осигури при сглобяването. В примерите на фиг.2 това е осовата хлабина.

Затварящото звено  $A_{\Sigma}$  е размерът с най-голямо разсейване т.е., най-неточният размер. В него се акумулират грешките на останалите размери от размерната верига. На фиг.2 б това е дистанционната втулка.

### Алгоритъм за оразмеряване на възлите с компенсатори

Изхожда се от следните начални условия: номиналните размери  $A_i$  на детайлите от възела, включително и на компенсатора  $A_{\Sigma}$ , са определени при

конструирането с CAD продукти; допуските на размерите, без този на компенсатора, се определят от технологични съображения; размерът на изходното звено се определя от експлоатационни съображения по номинал  $A_{u3x}$ , допуск  $T_{u3x}$  и средно отклонение  $EM_{u3x}$ ; размерите на детайлите от възела се разглеждат като случайни независими величини, които се разсейват по нормалния закон в границите на допуските си с поле на разсейване  $\omega_j = T_j = 6\sigma_j$ ; допуските на размерите се сумират вероятносно (статистически); алгоритъмът се отнася за едноосни (1D) задачи.

Оразмеряването се осъществява с последователно изпълнение на следните процедури:

1. Съставя се размерната верига на възела и се определят предавателните коефициенти  $\xi_j$  на съставните звена, включително и на изходното звено;

2. Определя се разсейването  $\omega_\Sigma$  на размера на компенсатора:

$$\omega_\Sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n T_i^2}, \quad (1)$$

където  $T_i$  е допускът на съставното звено с пореден номер  $i$ ;

$n$  - броят на съставните звена.

3. Определя се броят  $K$  на групите компенсатори ( $K > 1$  цяло число):

$$K_{u3ч} = \frac{\omega_\Sigma}{T_{u3x} - T_{k,мех}}, \quad (2)$$

където  $T_{k,мех}$  е допускът за изработване на компенсаторите избран по технологични съображения и колкото е възможно по-малък от допуската на изходното звено  $T_{u3x}$ .

Броят на групите  $K$  се определя, като изчисленият брой  $K_{u3ч}$  се закръглява до цяло число. На практика това означава да се преизчисли допускът за изработване на компенсатора.

4. Провежда се конструкторски и технологичен анализ, ако броят на групите компенсатори се получи  $K > 4$ . За да се намали до  $K \leq 4$  трябва или да се увеличи допускът на изходното звено, или да се намали допускът за изработване на компенсаторите. Когато това е нецелесъобразно, следва да се откаже използването на нерегулируеми компенсатори и да се потърси конструктивно решение с регулируеми.

5. Преизчислява се допускът на компенсатора:  $T_k = T_{u3x} - \frac{\omega_\Sigma}{K}$  (3)

6. Избират се средите на допусковите полета  $EM_i$  на съставните звена.

Използват се вариантите:  $EM_i = 0$  (4)

или  $EM_i = 0,5T_i\xi_j$  (5)

7. Изчислява се средата на допусковото поле на затварящото звено:

$$EM_\Sigma = \sum_{j=1}^n \xi_j EM_j + \xi_{u3x} EM_{u3x} \quad (6)$$

8. Изчислява се най-малкият размер на компенсатора, като размер на първата група:

$$A_{k,1} = A_\Sigma + EM_\Sigma - 0,5\omega_\Sigma = \bar{A}_\Sigma - 0,5\omega_\Sigma \quad (7)$$

9. Изчисляват се размерите на следващите групи компенсатори:

$$A_{k,j} = A_{k,1} + (j-1)(T_{u3x} - T_k) \quad (j = 2, 3, \dots, K) \quad (8)$$

10. Допускът за изработване на компенсаторите се разполага симетрично спрямо номиналния размер:

$$A_{k,j} = A_{k,j} \pm 0,5T_k \quad (9)$$

### Определяне на броя компенсатори по групи

При организиране на производството е необходимо да се планира изработването на необходимите количества компенсатори от всеки типоразмер, за да се осигури съгласяване на изделието без прекъсване на технологичния процес. Поради големия брой на съставните звена на размерната верига може да се приеме хипотезата, че разсейването на размера на затварящото звено се подчинява на нормалния закон на разпределение. В този случай полигонът на нормалния закон на разпределение се разделя на  $K$  интервала и се определя процентната част на всеки интервал (типоразмер) от общия брой  $N$  на изделията (компенсаторите). Броят на компенсаторите във всяка от групите се определя от израза:

$$N_j = N [\Phi(t_{j+1}) - \Phi(t_j)] \quad (10)$$

където  $N_j$  е броят на компенсаторите от групата с пореден номер  $j$ ;

$N$  - общият брой на компенсаторите (изделията планирани за производство);

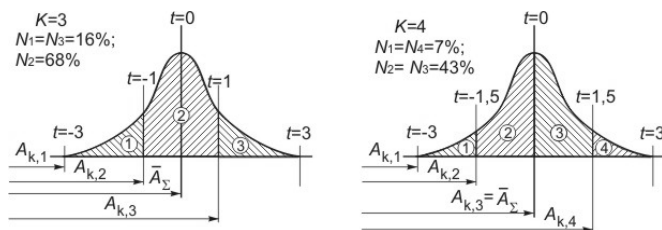
$\Phi(t)$  - табличните стойности на функцията на нормираното нормално разпределение.

Параметрите на функцията  $\Phi(t)$  се определят от размерите на групите и характеристиките на затварящото звено:

$$t_j = \frac{A_{k,j} - \bar{A}_\Sigma}{\sigma_\Sigma}; \quad t_{(j+1)} = \frac{A_{k,(j+1)} - \bar{A}_\Sigma}{\sigma_\Sigma}; \quad (11)$$

$$\text{При заместване } \sigma_\Sigma = \frac{\omega_\Sigma}{6} \text{ се получава: } t_j = (j-1) \frac{6}{K} - 3 \quad (12)$$

На фиг.3 е показано разпределение на броя компенсатори по групи, изразено в проценти от общия брой на изделията, при  $K = 3$  и  $K = 4$ .



Фиг.3. Разпределение на броя компенсатори при 3 и 4 групи

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложеният алгоритъм се характеризира със следните решения:

1. Размерът на компенсатора се дефинира, като затварящо звено на размерната верига на възела, което е различно от изходното звено;
2. Допуските на съставните звена и средните им отклонения се определят на основата на технологичен анализ;
3. Разсейването на размера на компенсатора се определя чрез вероятностно сумиране на допуските на съставните звена;
4. Точността на изработването на компенсаторите е математически обоснована. Ако тя е икономически нецелесъобразна и се налага броят на групите да е  $K > 4$ , следва да се използват регулируеми компенсатори.

5. Размерът на първата група компенсатори е математически обоснован и се изчислява от определения чрез CAD проектиране номинален размер на компенсатора и изчислените му средно отклонение  $EM_{\Sigma}$  и разсейване  $\omega_{\Sigma}$ ;

6. Предложени са зависимости и примери за определяне броя на компенсаторите по групи, според обема за производство на изделието.

### ЛИТЕРАТУРА

[1] Балакшин, Б. С. Основы технологии машиностроения. Машиностроение, Москва, 1966.

[2] Георгиев В., П. Йорданов, И. Четроков. Решаване на размерни вериги при проектиране с CAD продукти. VII международен конгрес „Машини, технологии, материали”, София, 2010.

[3] Дюлгерян Т., П. Ненов, Е. Ангелова, Б. Калоянов. Нови възможности за проектиране на цилиндрични зъбни предавки и редуктори (част II). Научни трудове на русенския университет - 2008, том 47, серия 4.

[4] Салапатева С., Четроков И., Георгиев В. Приложение за автоматизирано оразмеряване на машинни възли при сглобяване с компенсатори. Международна конференция АВТОМАТИКА И ИНФОРМАТИКА'10, София, България, 2010.

[5] Chiesi, F.; Governi, L.: Software Review-Tolerance analysis with eTol-Mate, ASME Transactions on the J. of Computing & Information Science in Eng., special issue on GD&T, 3(1), 2003, 100-105.

[6] Davidson J. K., J. Shah. Mathematical Model to Formalize Tolerance Specifications and Enable Full 3D Tolerance Analysis. NSF Design, Service and Manufacturing Grantees and Research Conference/SMU - Dallas, Texas, 2004.

[7] Jami J. Shah J.1, G. Ameta1, Z. Shen, J. Davidson. Navigating the Tolerance Analysis Maze. Computer-Aided Design & Applications, Vol. 4, No. 5, 2007, pp 705-718

[8] Shen, Z., J. Shah, J. Davidson. Automatic Generation of min/max Tolerance Charts for Tolerance Analysis From CAD Models. International Journal of Computer Integrated Manufacturing 21 (8), 2008, pp. 869-884.

### За контакти:

1. Д-р инж. Силвия Чавдарова Салапатева. ТУ-София, филиал Пловдив.  
Тел.: 0893 691 913; E-mail: [sisisal@abv.bg](mailto:sisisal@abv.bg)

2. Д-р инж. Илия Ангелов Четроков. Университет „Проф. Асен Златаров” Бургас.  
Тел.: 0896 669 172; E-mail: [il\\_chetrokov@abv.bg](mailto:il_chetrokov@abv.bg)

3. Проф. д-р инж. Васил Иванов Георгиев. ТУ-София, филиал Пловдив.  
Тел.: 0895 587 290; E-mail: [vigeorgy@abv.bg](mailto:vigeorgy@abv.bg)

### Докладът е рецензиран