

ОСОБЕННОСТИ РАЗМЕРНОГО АНАЛИЗА КОНСТРУКЦИИ ИЗДЕЛИЯ

В.И. Савчук, канд. техн. наук;

Б.С. Корниенко, студент

Сумский государственный университет, г. Сумы

В работе выполнен размерный анализ конструкции двухходового крана, который позволил обосновать выбор метода достижения требуемой точности изделия, точность размеров технологической оснастки, измерительных устройств, значения допусков в рабочих чертежах деталей крана.

У праці зроблений розмірний аналіз конструкції двоходового крана, який дозволив обґрунтувати вибір методу досягнення необхідної точності виробу, точності розмірів технологічної оснастки, вимірювальних приладів, значення допусків у робочих кресленнях деталей крана.

В связи с развитием нефтегазового комплекса Украины возникла потребность в изготовлении надежных и качественных изделий гидро- или пневмоаппаратуры. Например, одним из основных требований, предъявляемых к служебному назначению двухходового крана, является его герметичность (отсутствие утечки газа или жидкости), которая должна сохраняться на весь период эксплуатации изделия (см. рис. 1).

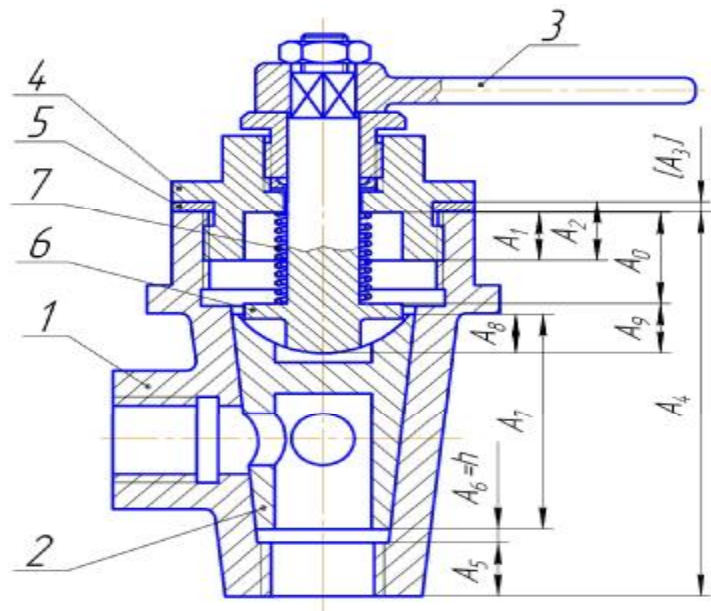


Рисунок 1 – Сборочный чертеж двухходового крана и его СРЦ

Названное требование реализуется коническими исполнительными поверхностями корпуса 1 и пробки 2. Кран устанавливается на трубопроводах. Газ или жидкость, поступающие через нижнее отверстие в кран, расходятся по двум трубопроводам. Для изменения площади сечения при проходе газа или жидкости нужно повернуть ручкой 3 на некоторый угол коническую пробку 2. Чтобы обеспечить герметичность, коническая пробка 2 притирается к внутренней конической поверхности корпуса 1. Между крышкой 4 и корпусом 1 ставится прокладка 5. Ключ

6 своими выступами входит в пазы пробки 2. Пружина 7 ставится для надежного прилегания пробки 2 к внутренней конической поверхности корпуса 1.

Анализ конструкции двухходового крана показал, что для достижения требуемой герметичности деталей в сборочной единице необходимо обеспечить ряд требований. Первое требование состоит из назначения точности размеров и форм сопряженных поверхностей, которое должно быть обеспечено на стадии сборки. В производственных условиях требуемую посадку конических поверхностей не рассчитывают, а назначают из опыта эксплуатации подобных изделий в промышленности. Необходимое требование реализуется при отдельной обработке конических поверхностей пробки и корпуса промежуточным инструментом – притиром, а затем и взаимной притиркой сопрягаемых поверхностей. Отсутствие анализа конструкции увеличивает трудоемкость отделочного этапа изготовления изделия. Выполнение проверочного расчета действительной величины допуска конического звена h (см. рис. 2) позволит упростить решение поставленного требования.

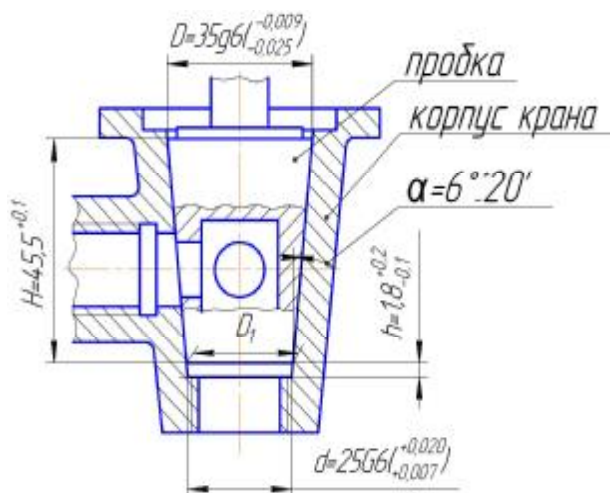


Рисунок 2 – Схематизированный чертеж узла корпуса крана с пробкой

Для решения задачи необходимо составить сборочную размерную цепь (СРЦ), которая реализовывала бы размерную связь в конструкции изделия. Ее решение позволяет обосновать метод достижения точности изделия, избранный конструктором, а также точность размеров технологической оснастки, измерительных устройств, значения допусков в рабочих чертежах деталей двухходового крана. Условие задачи: «Обеспечить при сборке конический размер $h=1,8 (+0,2; -0,1)$ мм» (см. рис. 2).

Первой задачей является выполнение проверочного расчета действительной величины допуска конечного звена h . Полученное расчетное значение допуска Th необходимо сравнить с заданным чертежом, т. е. проверить правильность задания необходимых размеров конических поверхностей пробки и корпуса.

Составим уравнение номинальных значений по схеме сборочной размерной цепи (см. рис. 3):

$$h = \frac{D_1 - d}{2tg\alpha} \quad (1)$$

В уравнении (1) величину диаметра D_1 можно определить из подетальной размерной цепи пробки (см. рис. 4).

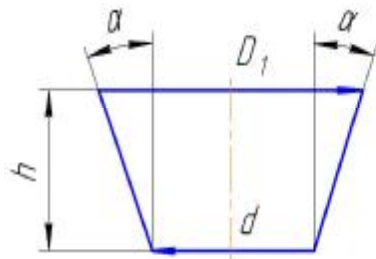


Рисунок 3 – Сборочная размерная цепь узла

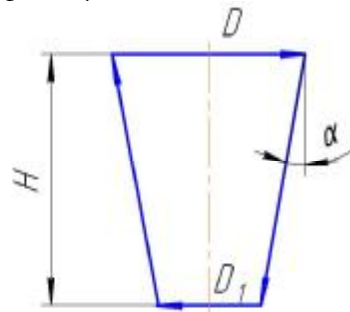


Рисунок 4 – Детальная размерная цепь пробки

$$D_1 = D - 2Htg\alpha. \quad (2)$$

Подставим в уравнение (1) вычисленное значение D_1 из уравнения (2) и определим конечное звено h :

$$h = \frac{D - d}{2tg\alpha} - H.$$

Находим коэффициенты приведения при составляющих звеньях:

$$\frac{\partial h}{\partial H} = 1; \quad \frac{\partial h}{\partial D} = \frac{1}{2tg\alpha} = \frac{1}{2tg6^\circ} = 4,757; \quad \frac{\partial h}{\partial d} = -\frac{1}{2tg\alpha} = -\frac{1}{2tg6^\circ} = -4,757.$$

Угол α является постоянной величиной, так как технологический процесс изготовления конической пробки и корпуса крана обеспечивает очень малые отклонения их углов для всей партии деталей.

Определим средние значения составляющих звеньев, то есть размеры, соответствующие середине поля допуска:

$$E_c D = \frac{E_s D + EID}{2} = \frac{34,991 + 34,975}{2} = 34,983 \text{ мм};$$

$$E_c d = \frac{ESd + EId}{2} = \frac{25,020 + 25,007}{2} = 25,0135 \text{ мм};$$

$$E_c H = \frac{ESH + EIH}{2} = \frac{45,6 + 45,5}{2} = 45,55 \text{ мм}.$$

Определим среднее значение конечного звена:

$$E_c h = \frac{E_c D - E_c d}{2 \cdot tg\alpha} - E_c H = \frac{34,983 - 25,0135}{2 \cdot tg6^\circ} - 45,55 = 1,879 \text{ мм}.$$

Определим величину допуска Th конечного звена по формуле [1]:

$$Th' = \left| \frac{\partial h}{\partial D} \right| \cdot TD + \left| \frac{\partial h}{\partial d} \right| \cdot Td + \left| \frac{\partial h}{\partial H} \right| \cdot TH = 4,757 \cdot 0,016 + 4,757 \cdot 0,013 + 1 \cdot 0,1 = 0,238 \text{ мм}.$$

Приняв симметричное расположение допуска относительно среднего размера E_ch , находим предельные отклонения по формулам

$$ESh = E_ch + \frac{Th}{2} = 1,879 + \frac{0,238}{2} = 1,998 \text{ мм};$$

$$EIh = E_ch - \frac{Th}{2} = 1,879 - \frac{0,238}{2} = 1,76 \text{ мм}.$$

Таким образом, можно записать $h = 18 \begin{matrix} +0,198 \\ -0,040 \end{matrix} \text{ мм}.$

Сравнение расчетного значения конечного звена с заданным условием показывает, что отклонения размера $h=1,8 (+0,198; -0,040)$ мм не выходят за пределы поля допуска, заданного чертежом $h=1,8 (+0,2; -0,1)$ мм. Таким образом, заданная конструктором точность размеров D, d, H обеспечит служебное назначение изделия.

Другой задачей при сборке конструкции двухходового крана является обеспечение требуемого размера сжатой пружины $55 (+0,15; -0,15)$ мм, которая создает усилие на пробку $P=5 (+0,5; -0,5) H$ в процессе эксплуатации изделия [2,3]. Названные параметры являются исходными (заданные конструктором) и должны быть обеспечены при сборке изделия. Для решения задачи составим СРЦ, в которой замыкающим звеном будет размер сжатой пружины $A_0=55 (+0,15; -0,15)$ мм, а составляющими звеньями – размеры деталей, входящие в изделие. Методом достижения точности замыкающего звена примем метод регулирования, т. к. конструкцией изделия предусмотрена специальная деталь (прокладка), которая непосредственно влияет на точность звена A_0 и является звеном-компенсатором (смотри рисунок 1).

Построим СРЦ для замыкающего звена A_0 и определим количество увеличивающих и уменьшающих звеньев (см. рис. 5):

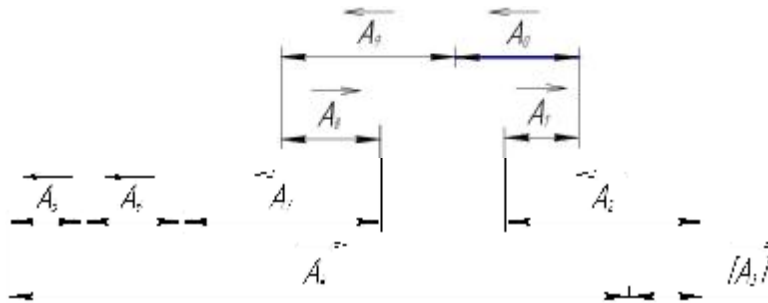


Рисунок 5 – СРЦ двухходового крана

$$A_0 = A_1 - A_2 + A_3 + A_4 - A_5 - A_6 - A_7 + A_8 - A_9, \quad (3)$$

где A_1, A_3, A_4, A_8 – увеличивающие звенья;

A_2, A_5, A_6, A_7, A_9 – уменьшающие звенья.

Запишем в таблицу (смотри таблицу 1) номинальные размеры звеньев, которые взяты из сборочного чертежа двухходового крана, допуски всех ее звеньев, их отклонения и дадим необходимый комментарий.

Чтобы обеспечить допуск $TA_0=0,3$ мм замыкающего звена A_0 , необходимо одно из звеньев СРЦ сделать регулируемым

Таблиця 1 – Розміри звеньев для расчета СРЦ

Обозначение	Квалитет точности	Номинальный размер звена $A_{i,j}, \text{мм}$	Допуск звена $T_{A_{i,j}}, \text{мкм}$	Координата середины поля допуск звена $D_{cA_{i,j}}, \text{мкм}$	Верхнее отклонение звена $ESA_{i,j}, \text{мкм}$	Нижнее отклонение звена $EIA_{i,j}, \text{мкм}$	Комментарий
A_0	...	55	300	0	+150	-150	Длина пружины в сжатом состоянии
$A_1=B_1$	Is12	15	180	0	+90	-90	Размер выемки в крышке
$A_2=B_2$	Is12	36	250	0	+125	-125	Высота резьбы крышки
$[A_3]^*=B_0$	h7*	3*	10*	-5*	0*	-10*	Толщина прокладки (размер звена-компенсатора)
$A_4=B_3$	h12	140	400	-200	0	-400	Длина корпуса
$A_5=B_4$	h12	20	210	-105	0	-210	Толщина дна корпуса
$A_6=B_5$...	1,8	300	+50	+200	-100	Размер конечного звена h
$A_7=B_6$	h10	45,5	100	+50	+100	0	Длина пробки
$A_8=B_7$	Is12	20,3	210	0	+105	-105	Размер выемки в пробке под ключ
$A_9=B_8$	h12	20	210	-105	0	-210	Размер ключа
B_9	...	55	50	-25	0	-50	Размер эталона
B_{10}	...	0	200	0	+100	-100	Погрешность установки эталона
*Д		*Данные звена-компенсатора $[A_3]$ внесены в таблицу после расчета СРЦ					

На все звенья СРЦ, кроме звена-компенсатора, назначены, или уже рассчитаны, легко выполнимые допуски согласно среднеэкономической точности методов механической обработки [2]. Требуемая точность замыкающего звена будет обеспечена набором прокладок одинаковой или разной толщины.

Из уравнения (3) определим номинальный размер звена-компенсатора $[A_3]$:

$$[A_3] = A_0 - A_1 + A_2 - A_4 + A_5 + A_6 + A_7 - A_8 + A_9 = \\ = 55 - 15 + 36 - 140 + 20 + 1,8 + 45,5 - 20,3 + 20 = 3 \text{ мм.}$$

Для определения точности A_0 методом регулирования необходимо предварительно собрать корпус 1, пробку 2, ключ 6, крышку 4 и эталон 8. Последний имитирует пружину в сжатом состоянии (см. рисунок 6). Затем измеряют зазор B_0 и по полученному значению определяют требуемый размер компенсатора, который при окончательной сборке крана компенсирует погрешность замыкающего звена A_0 .

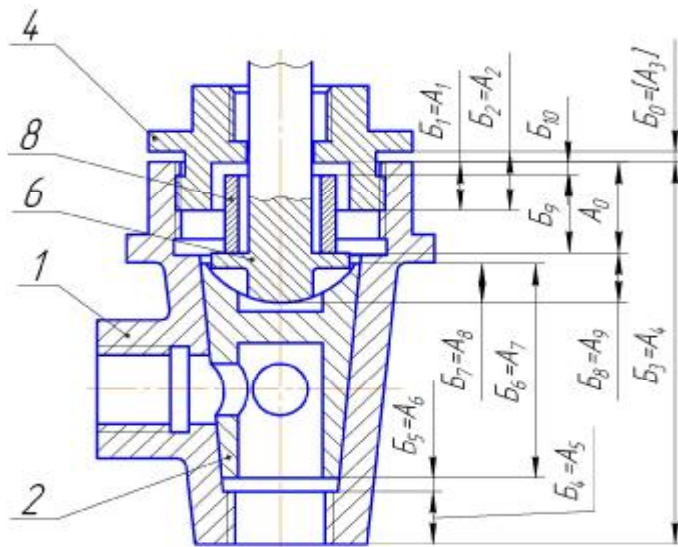


Рисунок 6 – СРЦ, которая определяет зазор B_0 между корпусом и крышкой

Точность A_0 зависит от точности изготовления эталона T_{B_9} , точности его установки $T_{B_{10}}$, точности измерения зазора T_{B_0} между корпусом и крышкой, точности изготовления компенсатора T_{ω} и не зависит от точности составляющих звеньев СРЦ «А» (см. формулу 3).

Значение $T_{A_0}=0,3$ мм допускает отклонение размеров эталона $T_{B_9}=0,05$ мм; погрешность установки эталона $T_{B_{10}}=0,2$ мм; точность измерения зазора $T_{B_0}=0,01$ мм; точность изготовления компенсатора $T_{\omega}=0,01$ мм (7 квалитет точности).

Тогда

$$T_{A_0}=0,3 \text{ мм} > T_{B_9} + T_{B_{10}} + T_{B_0} + T_{\omega} = 0,05 + 0,2 + 0,01 + 0,01 = 0,27 \text{ мм.}$$

Размеры компенсаторов и их количество определяются решением СРЦ «В» (см. рисунок 6):

$$B_0 = B_2 - B_1 - B_3 + B_4 + B_5 + B_6 - B_7 + B_8 + B_9 + B_{10},$$

где $B_1 = A_1$; $B_2 = A_2$; $B_3 = A_4$; $B_4 = A_5$; $B_5 = A_6$; $B_6 = A_7$; $B_7 = A_8$; $B_8 = A_9$; B_9 – размер эталона; B_{10} – погрешность установки эталона.

Методом регулирования точность TA_0 обеспечивается косвенным путем и зависит от соответствия размера компенсатора действительному зазору B_0 и некомпенсирующих звеньев B_9 и B_{10} .

Ожидаемая погрешность замыкающего звена $T'B_0$ определяется по формуле

$$T'B_0 = \sum_{i=1}^{10} TB_i = 180 + 250 + 400 + 210 + 300 + 100 + 210 + 210 + 50 + 200 = \\ = 2110 \text{ мкм} .$$

Значение $T'B_0=2110$ мкм должно быть больше $TB_0=10$ мкм, т. е. $T'B_0 > TB_0$.

Требуемая компенсация достигается прокладкой, допуск которой равен погрешности метода ее обработки (метод компенсации). Допуск метода компенсации $T_{мк}$ не должен превышать допуск замыкающего звена TB_0 , т. е. $T_{мк} \leq TB_0$. Примем $T_{мк}=10$ мкм= $T[A_3]$. Эти данные запишем в таблицу 1 (см. графу с обозначение * таблицы 1).

Требуемая величина компенсации K определится по формуле

$$K = T'B_0 - TA_0 + T_{мк} = 2110 - 300 + 10 = 1820 \text{ мкм} .$$

Определим координату середины поля компенсации

$$E_c K = \pm(E'B_0 - E_c B_0) = \pm\left(\sum_{i=1}^n E_c B_i - \sum_{j=1}^K E_c B_j - E_c B_0\right),$$

где i – увеличивающие, а j – уменьшающие звенья СРЦ.

Подставив значения из таблицы 1, получим $E_c K = -60$ мкм, приняв знак « - » перед скобкой [4].

Размер компенсационной прокладки определим по формуле

$$A_k = B_0 = [A_3] + E_c K \pm \frac{K}{2} = 3 - 0,06 \pm \frac{1,82}{2} = 2,94 \pm 0,91 \text{ мм} .$$

В полученных расчетах $ESB_0 = +0,91 > 0$, а $EIB_0 = -0,91 < 0$. Необходимо исключить случай, когда $EIB_0 < 0$. Для этого необходимо изменить номинальный размер какого-либо составляющего звена, например $B_3 = A_4 = 140$ мм. Новое номинальное значение определится по формуле

$$B_3' = A_4' = A_4 - EIB_0 = 140 - 0,91 = 139,09 \text{ мм} .$$

В этом случае на величину $EIB_0 = 0,91$ мм будет сдвинута середина поля рассеивания ожидаемой погрешности замыкающего звена. Таким образом, компенсация величины K осуществляется только требуемым количеством прокладок.

Размерный анализ СРЦ показал, что компенсацию лучше выполнять прокладками разной толщины. Наибольшая суммарная величина всех прокладок составляет $ESA_k = 3,85$ мм. Примем шаг компенсации, кратный допуску TB_0 . Тогда размеры толщины прокладок составят:

$$S_1 = TB_0 = 0,01 \text{ мм} ; S_2 = 2S_1 = 2 \cdot 0,01 = 0,02 \text{ мм} ; \\ S_3 = 2S_2 = 2 \cdot 0,02 = 0,04 \text{ мм} ; S_4 = 2S_3 = 2 \cdot 0,04 = 0,08 \text{ мм} ; \\ S_5 = 2S_4 = 2 \cdot 0,08 = 0,16 \text{ мм} ; S_6 = 2S_5 = 2 \cdot 0,16 = 0,32 \text{ мм} ;$$

$$S_7 = 2S_6 = 2 \cdot 0,32 = 0,64 \text{ мм};$$

$$S_8 = 2S_7 = 2 \cdot 0,64 = 1,28 \text{ мм}; S_9 = 2S_8 = 2 \cdot 1,28 = 2,56 \text{ мм}.$$

Размер последней (девятой) прокладки $S_9=2,56\text{мм}$ должен превышать $ESA_K/2=3,85/2=1,925\text{мм}$ – половину толщины сменных прокладок. Наибольшая толщина прокладок, которая является интервалом регулирования, определится по формуле

$$S_z = (2^z - 1) \cdot TB_0 = (2^9 - 1) \cdot 0,01 = (512 - 1) \cdot 0,01 = 5,11 \text{ мм} > 3,85 \text{ мм},$$

где $z=9$ – количество прокладок в наборе.

В пределах интервала регулирования можно получать размер компенсатора через $0,01$ мм путем различного сочетания девяти прокладок разной толщины.

Таким образом, анализ конструкции крана позволил на конструкторско-технологическом этапе производства рассчитать и принять экономически достижимую точность размеров деталей, входящих в изделие, а также оценить правильность назначенных конструктором точностных размеров конического соединения пробки с корпусом.

Отсутствие анализа конструкции крана не позволило бы оценить технологичность изделия и принять правильное решение при разработке оптимального технологического процесса сборки.

ВЫВОДЫ

Размерный анализ конструкции изделия позволил обосновать выбор метода достижения точности изделия для выполнения им служебного назначения непосредственно.

Анализ размерных связей в изделии на основании составленных СРЦ позволил обосновать требования конструктора к работе изделия, а также точность размеров в рабочих чертежах деталей, технологической оснастке, измерительных устройствах.

Выполнение размерного анализа конструкции обеспечивает на этапе конструкторской и технологической подготовки производства устранение недостатков, которые возникают при проектировании оптимального технологического процесса сборки, а также снижение трудоемкости механосборочных операций.

SUMMARY

FEATURES OF THE DIMENSIONAL ANALYSIS OF THE PRODUCT'S DESIGN

V.I. Savchuk, B.S. Korniyenko

Sumy State University

The article under consideration gives the dimensional analysis of a double-thread crane design which determines the choice of method of necessary product accuracy achievement and accuracy of the sizes of industrial equipment and measuring devices, values of tolerances in working drawings of crane details.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Размерный анализ конструкций: Справочник / С. Г. Бондаренко, О. Н. Чередниченко, В. П. Губий, Т. М. Игнатцев / Под общей редакцией С. Г. Бондаренко. – К.: Техника, 1989. – 150 с.
2. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей: Метод. указ. РД50-635-87. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 46 с.
3. Савчук В. І. Наукові основи складання машин: Навчально-методичний посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2004. – 131 с.
4. Дука А. Н. Расчеты размерных цепей машин и механизмов. – Киев: Техніка, 1969. – 124 с.

Поступила в редакцию 12 декабря 2008 г.