

Определяющим размером шарикового зацепления является диаметр вершин зубьев центрального колеса (минимальный диаметр D_{min}), численно равный наибольшему диаметру сепаратора D_{max} . Наиболее рациональным значением этого диаметра является его наименьшая величина, исключая, однако, срезание профиля зубьев у их вершин при переходе плунжеров с одной стороны профиля зуба на другую. Было установлено, что этому требованию удовлетворяет равенство

$$\pi D_{min} = 2D_{ш} n ,$$

где n – количество плунжеров.

Отсюда следует, что $D_{min} = 2D_{ш}n / \pi = 0,6366D_{ш}n$.

С другой стороны (см. рис. 1), $D_{min} = 2(R_э + D_{ш} / 4 + D_{ш} / 2)$.

Из этого соотношения получим $D_э = D_{min} - 1,5 D_{ш}$.

Из полученных зависимостей найдем $D_э = 0,6366D_{ш}(n-2,3563)$.

Это – усредненное значение $D_э$ при различных сочетаниях величин n и $D_{ш}$. Ниже будут приведены соотношения для конкретных сочетаний этих величин.

Из рис. 1 следует, что на основе значений $D_э$ и $D_{ш}$ можно определить величины всех других геометрических параметров шарикового зацепления.

$D_{min} = D_э + 1,5 D_{ш}$, $D_{max} = D_э + 2,5 D_{ш}$, $e = D_{ш} / 4$, $D_{cp} = D_э + 2 D_{ш}$,
где D_{cp} – средний диаметр профиля центрального колеса.

Диаметры сепаратора также могут быть определены через диаметр эксцентрика: $D_{maxc} = D_э + 1,5 D_{ш}$, $D_{minc} = D_э + 0,5 D_{ш}$.

На основе выполненного моделирования шариковых зацеплений и аппроксимации его результатов была установлена зависимость радиусов впадин между зубьями центрального колеса от диаметра плунжеров $D_{ш}$ (при любом их количестве) в виде $R = 0,9724D_{ш} + 0,1759$.

Достоверность аппроксимации в этом случае составляет $R^2 = 0,9993$. Следовательно, с достаточно высокой точностью можно принимать

$$R = D_{ш} .$$

На основе аппроксимации представленных графиков, получены следующие соотношения для различных диаметров шаровых плунжеров и их количества 5–50:

- $D_{ш} = 5$ мм; $D_э = 3,188D_{ш} - 7,4045$;
- $D_{ш} = 8$ мм; $D_э = 5,0802D_{ш} - 11,714$;
- $D_{ш} = 10$ мм; $D_э = 6,3725D_{ш} - 15,351$;
- $D_{ш} = 12$ мм; $D_э = 7,6331D_{ш} - 17,846$;
- $D_{ш} = 15$ мм; $D_э = 9,5661D_{ш} - 22,953$.

Значения $D_э$ для конкретных сочетаний величин n и $D_{ш}$ приведены ниже. Они получены также на основе компьютерного моделирования за-

цеплений и последующего построения графиков в среде Microsoft Excel (рис. 2).

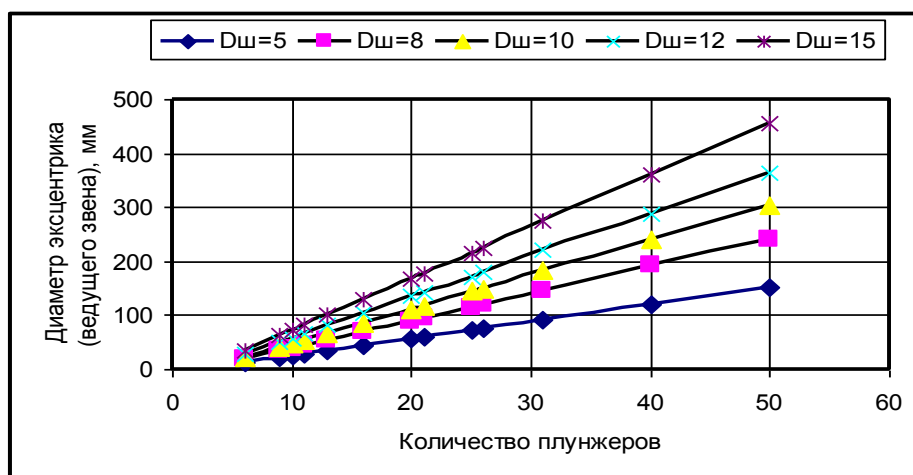


Рис. 2. Графики зависимости диаметра эксцентрика от количества плунжеров (передаточного отношения редуктора) и их диаметра

Зависимости (13–17) с высокой точностью характеризуют связь между $D_{э}$ и $D_{ш}$ при количестве плунжеров от 5 до 50. Для всех этих зависимостей аппроксимации $R^2 = 1$.

Зависимость угла профиля впадины 2β от количества плунжеров при значениях $D_{ш}$ от 5 до 15 представляется одной и той же кривой (рис. 3).

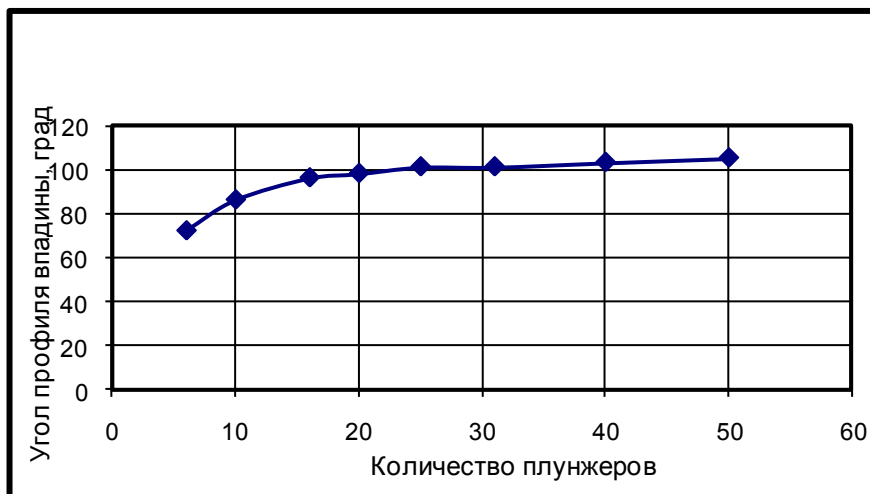


Рис. 3. Кривая зависимости угла профиля впадины между зубьями центрального колеса от количества плунжеров (передаточного отношения редуктора)

Эту кривую в зависимости от n с высокой точностью (достоверность аппроксимации $R^2 = 0,9878$) можно представить полиномом

$$2\beta = 0,0014 n^3 - 0,1403 n^2 + 4,7324 n + 49,636 .$$

Таким образом, созданная и построенная в среде AutoCAD компьютерная модель радиально-плунжерного зацепления, позволила выполнить аппроксимацию периодического профиля центрального колеса простейшими линиями и получить для широкого диапазона передаточных отношений и размеров зацепления математические зависимости для оценки величин параметров аппроксимации. Эти зависимости представляют собой новую методику геометрического расчета радиально-плунжерных редукторов и могут быть положены в основу расчетов для определения геометрических параметров профилирования формообразующих инструментов. Более того, эти зависимости обеспечивают минимальные размеры и минимальную материалоемкость радиально-плунжерных редукторов.

На основе анализа компьютерных моделей установлено, что при определенных сочетаниях диаметров эксцентрика $D_{\text{Э}}$, шарового плунжера $D_{\text{Ш}}$, а также количества зубьев z_2 центрального колеса имеет место подрезание его периодического профиля в процессе формообразования. Исключить это подрезание и, следовательно, повысить нагрузочную способность и технический уровень редуктора можно в том случае, если при любых значениях $D_{\text{Ш}}$ и z_2 величину диаметра эксцентрика выбирать в соответствии с соотношением $D_{\text{Э}} = 0,6366D_{\text{Ш}} (n-2,3563)$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашкевич, М. Ф.** Торцовые шариковые редукторы и их кинематика / М. Ф. Пашкевич // Вестник машиностроения. – 1985. – № 7. – С. 23–26.
2. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.