

ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ И ВЕЛИЧИНУ ПУЛЬСАЦИИ ПОДАЧИ

С. А. Малкова

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Беларусь*

Научный руководитель Ю. А. Андреевец

Современные тенденции проектирования объемных гидромашин в целом и шестеренных гидромашин в частности основаны на уменьшении габаритных размеров гидромашин с одновременным увеличением рабочего давления. Пульсация подачи жидкости приводит к пульсации давления, что ограничивает повышение его значения.

Рассмотрим влияние количества зубьев шестеренных насосов на геометрические размеры и величину пульсации подачи на примере наиболее распространенной конструкции насос типа НШ (рис. 1).

Для расчета используем основные технические характеристики насоса типа НШ-32:

Рабочий объем, см ³	31,7
Номинальное/максимальное давление, МПа	10/13,5
Число оборотов, об/мин	1100–1650
Объемный КПД	0,92
Масса, кг	6,7
Число зубьев	8

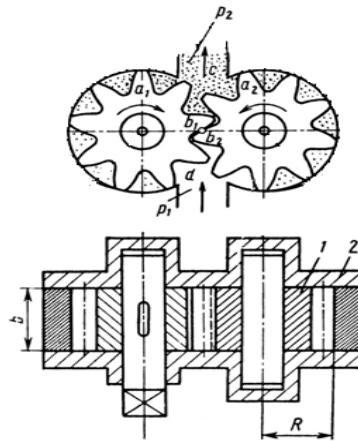


Рис. 1. Шестеренный насос:
1 – корпус; 2 – крышка

Теоретическая подача шестеренного насоса рассчитывается по формуле [2]:

$$Q_T = 2\pi n m^2 (z+1), \quad (1)$$

где z – число зубьев; b – ширина зуба; $n = \frac{\omega}{2z}$ – частота вращения шестерен; m – модуль зубчатого колеса, рассчитывается по формуле

$$m = \frac{D_3}{(z+2)}, \quad (2)$$

где D_3 – диаметр зубьев.

Подставив выражение (2) в (1) и выразив диаметр по внешней окружности зубьев D_3 , получим формулу

$$D_3 = (z+2) \sqrt{\frac{Q_T}{2\pi n b (z+1)}}. \quad (3)$$

Изменяя количество зубьев – 8; 12; 18, получаем следующие значения диаметров (рис. 2).

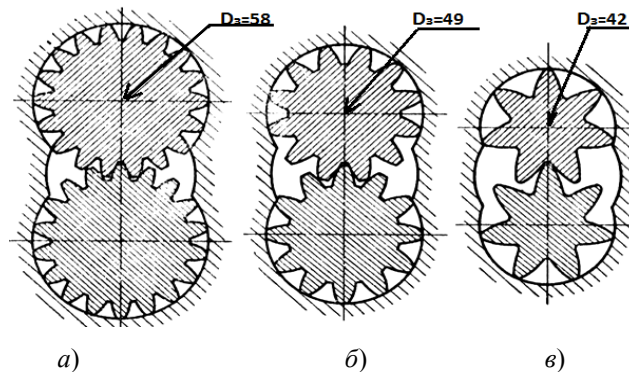


Рис. 2. Зависимость габаритных размеров от количества зубьев:
а – 18; б – 12; в – 8

Следовательно, для уменьшения габаритов насоса число зубьев желательнее выбирать при всех прочих равных условиях, возможно, меньшим, а модуль – большим.

Текущая подача жидкости шестеренным насосом носит пульсирующий характер и пульсация подачи повторяется при повороте шестерни на угол, соответствующий одному шагу (за один оборот происходит число колебаний, равное числу зубьев ведущей шестерни).

Форма периодической кривой пульсации зависит от ряда факторов и в первую очередь от коэффициента τ перекрытия и давления жидкости. Коэффициент неравномерности потока (отношение максимальной амплитуды пульсации к среднему значению) шестеренного насоса с цилиндрическим эвольвентным зацеплением для шестерен с коэффициентом перекрытия $\tau = 1$ определяется по выражению [2]. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем:

$$\delta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_{\text{cp}}} 100 = \frac{2}{z + 1} 100 \%. \quad (4)$$

Подставляя выбранные числа зубьев 18; 12; 8, получим числовые значения неравномерности пульсации подачи.

– при $z = 18$ $\delta = 10,5 \%$;

– при $z = 12$ $\delta = 15 \%$;

– при $z = 8$ $\delta = 22 \%$.

Исходя из этого можем сделать вывод, что с уменьшением числа зубьев шестерен насоса пульсация подачи рабочей жидкости возрастает почти в два раза. Но при снижении числа зубьев снижается их прочность. Следовательно, выбор количества зубьев нужно производить для каждого насоса индивидуально, исходя из требований эксплуатации.

Литература

1. Андреевц, Ю. А. Объемные гидро- и пневмомашинны : пособие по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреевц. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 96 с.
2. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учеб. для вузов по специальности «Гидропневоавтоматика и гидропривод» / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
3. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы : учеб. для машиностроит. вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.