

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Д. И. Зеленковский

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

Научный руководитель О. А. Лапко

Рассмотрены механизмы лопастного и роторного насосов, изучены их достоинства и недостатки, область применения.

Ключевые слова: зубчатые гидروпневматические механизмы, лопастной насос, роторный насос, распределительный ротор.

Гидроприводы являются одной из наиболее интенсивно развивающихся подотраслей современного машиностроения. По сравнению с другими известными приводами (в том числе электромеханическими и пневматическими) гидроприводы обладают рядом преимуществ. Рассмотрены конструкция и принцип работы следующих насосов: лопастного и роторного [1].

Механизм лопастного насоса представлен на рис. 1.

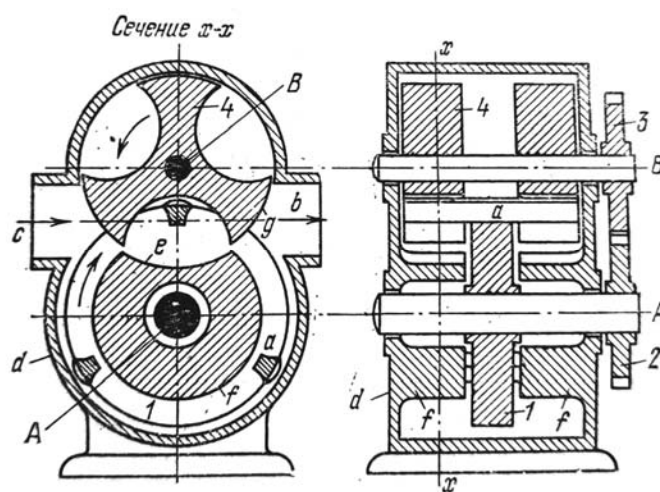


Рис. 1. Механизм лопастного насоса

Диск 1 вращается вокруг неподвижной оси A и имеет лопасти a. Неподвижный цилиндр f жестко связан с кожухом d и имеет круговой вырез e. При вращении диска 1 лопасти a непрерывно перемещают жидкость в направлении стрелок c и b. Разделение всасывающей и нагнетательной полостей обеспечивается входением зубьев g ротора 4, вращающегося вокруг неподвижной оси B, в круговой вырез e. Привод диска 1 и ротора 4 осуществляется посредством двух равных зубчатых колес 2 и 3, жестко связанных с диском 1 и ротором 4.

Механизм лопастной воздуходувки с распределительными роторами представлен на рис. 2.

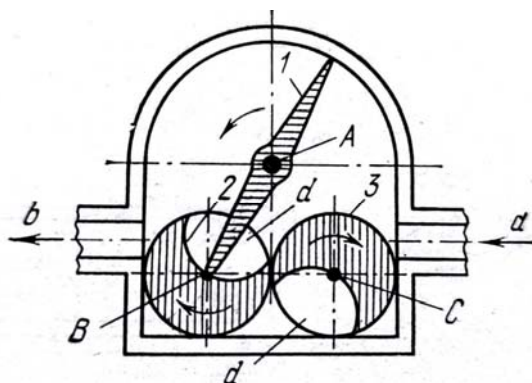


Рис. 2. Механизм лопастной воздуходувки с распределительными роторами

Лопасть 1 вращается вокруг неподвижной оси A . Два равных распределительных ротора 2 и 3 вращаются вокруг неподвижных осей B и C и имеют круговые прорезы d . При вращении лопасти 1 воздух непрерывно перемещается в направлении, указанном стрелками a и b . Роторы 2 и 3 служат для разделения всасывающих и нагнетающих полостей. Лопасть 1 и роторы 2 и 3 приводятся в движение зубчатыми колесами.

Механизмы роторных зубчатых насосов представлены на рис. 3 и 4.

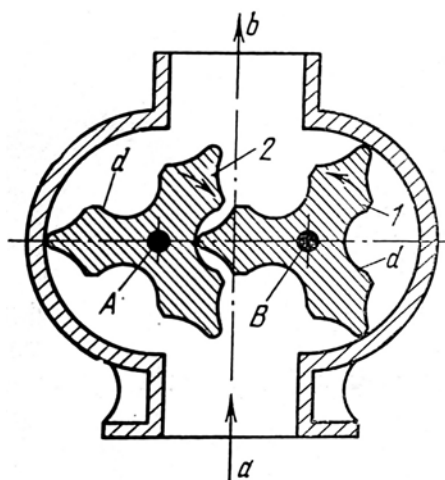


Рис. 3. Механизм роторного зубчатого насоса

Роторы 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей B и A и имеют по три равных зуба d , профили которых образованы участками циклических кривых. При вращении роторов 1 и 2 жидкость непрерывно перемещается в направлении, указанном стрелками a и b . Разделение всасывающей и нагнетательной полостей обеспечивается профилем зубьев d роторов 1 и 2. Привод роторов осуществляется посредством двух равных зубчатых колес, жестко связанных с роторами 1 и 2.

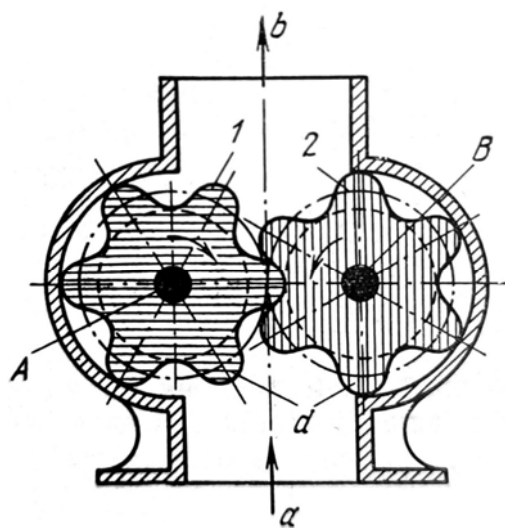


Рис. 4. Механизм роторного зубчатого насоса

Роторы 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B и имеют по шесть равных зубьев d , профили которых образованы участками циклических кривых. При вращении роторов 1 и 2 жидкость непрерывно перемещается в направлении, указанном стрелками a и b . Разделение всасывающей и нагнетательной полостей обеспечивается профилем зубьев d роторов. Привод роторов осуществляется посредством двух равных зубчатых колес, жестко связанных с роторами 1 и 2.

В результате изучения и исследования конструкций зубчатых гидропневматических механизмов можно сделать следующие выводы о преимуществах и недостатках использования таких механизмов:

Преимущества:

- Высокая мощность и усилие: гидропневматические системы способны передавать значительные усилия и мощность при относительно небольших размерах;
- Плавность работы: гидравлические системы обеспечивают плавное и точное управление движением;
- Регулируемость: легко регулировать скорость и усилие;
- Надежность: при правильной эксплуатации и обслуживании гидропневматические системы достаточно надежны;
- Защита от перегрузок: гидравлические системы могут быть оснащены предохранительными клапанами, защищающими от перегрузок;
- Точность позиционирования: зубчатые передачи обеспечивают точное передаточное отношение и позиционирование;
- Компактность: зубчатые передачи могут быть достаточно компактными при высокой передаваемой мощности.

Недостатки:

- Необходимость смазки: зубчатые передачи требуют смазки для снижения трения и износа;
- Утечки: гидравлические системы подвержены утечкам рабочей жидкости, что может снижать эффективность и загрязнять окружающую среду;
- Чувствительность к загрязнениям: гидравлические системы требуют чистой рабочей жидкости, загрязнения могут приводить к износу и поломкам;

- Сложность обслуживания: гидравлические системы требуют квалифицированного обслуживания;
- Износ: зубчатые передачи подвержены износу, особенно при высоких нагрузках и скоростях.

Литература

1. Артоболевский, И. И. Механизмы в современной технике / И. И. Артоболевский. – М. : Альянс, 2014. – 640 с.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА НА ВРЕМЯ АКТИВАЦИИ ПРИ ПЛАКИРОВАНИИ ОБРАТНЫМ ВЫДАВЛИВАНИЕМ

М. О. Прядко

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

Научный руководитель Н. В. Иноземцева

Исследовано влияние параметров процесса на время активации при плакировании обратным выдавливанием. Построены графики, показывающие степень влияния на время активации скорости, степени деформации и температуры процесса. Выявлены параметры, оказывающие наибольшее влияние на время активации. Варьируя этими параметрами, можно достичь схватывания в зоне деформации.

Ключевые слова: обратное выдавливание, плакирование, адгезия, деформация, схватывание.

Процесс нанесения на металлическую основу покрытия путем совместной пластической деформации основы и плакирующего материала является достаточно перспективным, вследствие высокой производительности и малой энергоемкости.

Плакирование обратным выдавливанием позволяет получать изделия с глухими отверстиями, на поверхность которых наносится покрытие. Проблемы надежности соединения между слоем покрытия и основой достаточно актуальны, так как именно качество этого соединения во многом обеспечивает эксплуатационные характеристики получаемого материала. В результате исследований получены аналитические зависимости для параметров, входящих в условие схватывания [1]:

$$t_d \geq t_a \geq t_p,$$

где t_d – длительность совместной пластической деформации, с; t_a – длительность активации поверхности менее деформируемой основы в зоне соединения, с; t_p – длительность релаксации остаточных напряжений в покрытии, с.

Длительность совместной пластической деформации определяется по зависимости: $t_d = \frac{l_d}{v_n}$, где l_d – длина очага деформации, м; v_n – скорость процесса деформирования металла, м/с;

Если предположить, что активным центром при схватывании является дислокация с полем напряжения для определения длительности активации используется следующая зависимость [2]: