

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА РОТОРНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Базаров Б.И.

Научный руководитель доцент Г.Р. Зиякаев

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Ключевые слова: геометрический синтез

Введение. Актуальность: в нефтяной и химической отраслях промышленности до 80 процентов всех процессов связано с перемещением жидкостей и газов. Среди всех перекачивающих устройств рассмотрим планетарную роторную гидромашину.

Планетарная роторная гидромашина (ПРГМ) – это объемная гидромашина, состоящая из центральных зубчатых колёс и плавающих сателлитов. Они используются в основном для перекачки высоковязких жидкостей, таких как масло.

Достоинствами ПРГМ является уравнированность, простая конструкция опорных узлов, высокая быстроходность, надёжность работы, высокий КПД. На данный момент имеет малое распространения из-за сложности проектирования их звеньев и их изготовления. С развитием технологий изготовление становится экономически выгодным. На данный момент такие механизмы применяются в гидромоторах, которые производятся на предприятии ГИДРОМЕХ в Польше.

Обзор.

Теоретические исследования некруглых зубчатых колёс проводились Ф.Л. Литвиным [3]. Он заложил теоретические основы геометрии и способы нарезания некруглых колёс. В дальнейшем, такие учёные, как Bing-Wen Bai, Jian Gang Li, начинали синтез некруглых колёс с получения их центроид. Далее к центроидам, тем или иным методом, «привязывают» эвольвентные зубья. Выбор шага и формы зубьев представляет достаточно сложную задачу, которая решается разными методами. При этом учитываются углы давления, отсутствие подрезания и заострения зубьев при их профилировании тем или другим инструментом. Решение задачи «озубления» осуществляется аналитическими либо виртуальными методами.

В России изучением гидромашин с некруглыми зубчатыми колёсами занимался Ан И-Кан. По его методике сначала задаётся центроида одного из центральных колёс и две центроиды сателлита [1]. Задаются зависимости, обеспечивающие выполнение необходимых кинематических соотношений и условий замкнутости центроид. В итоге получается центроида второго центрального колеса как огибающая второй центроиды сателлита. Затем на эти центроиды накладываются профили зубьев с использованием методов теории зацеплений. Но в статье Д. В. Фадюшина и Г. Ю. Волкова «Методика геометрического проектирования некруглых зубчатых звеньев планетарной роторной гидромашин» указали, что недостатком такого метода является сложность его реализации [4].

Также они указали, что методика, изложенная в статье Geometric Synthesis of the Planetary Mechanism for a Rotary Hydraulic Machine (Volkov G.Yu., Kurasov D.A., Gorbunov M.V.), проще, чем метод предложенный Ан И-Каном. Эта методика доступна для широкого круга пользователей и вполне работоспособна в большинстве практических случаев, но в некоторых схемах гидромашин возникает проблема в виде уменьшения боковых зазоров между зубьями (вплоть до подклинивания). Поэтому в своей статье Д. В. Фадюшин и Г. Ю. Волков рассмотрели причину данного явления и разработали уточнённую методику геометрического синтеза некруглых звеньев планетарно-роторных гидромашин.

Причинами уменьшения боковых зазоров между зубьями является то, что сателлит не может прийти в точку пересечения траекторий центров сателлита (точка O_c на рис.) так, чтобы угол его поворота в точности соответствовал обоим зацеплениям. В таком механизме вблизи этой критической точки центр X сателлита смещен относительно этой точки в окружном направлении на расстояние δT .

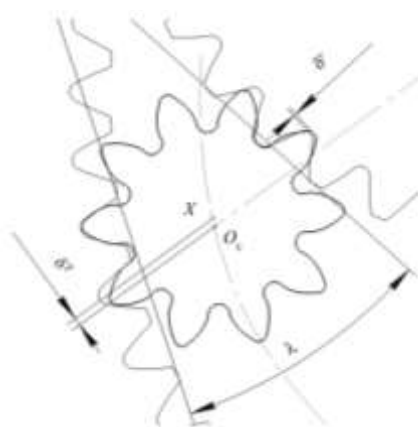


Рис. Положение сателлита в критической фазе движения: O_c – расчетное положение центра сателлита;
 X – фактическое положение центра сателлита;
 δT – ошибка положения сателлита в окружном направлении;
 δr – радиальный натяг; λ – угол удержания сателлита

Уточнённая методика заключается в том, что на первом этапе проектирования выбираются параметры исходного круглозвенного механизма. Расчет ведётся по методике, описанной в справочнике по геометрическому проектированию эвольвентных и червячных передач Болотовского И.А [2].

На втором этапе задаются числа волн центральных колес M и N взаимозависимые (однотипные) циклические функции F , характеризующие траектории центра сателлита в системах координат, связанных с каждым из центральных зубчатых колёс.

На третьем этапе рассчитываются полярные координаты центра сателлита во множестве положений на траектории, заданной уравнением, а также предварительные величины углов поворота сателлита относительно данного центрального колеса. Для вычисления этих углов используются формулы методики, изложенной в статье «Методика геометрического расчета и профилирования зубчатых венцов планетарной роторной гидромашины» (Волков Г. Ю., Смирнов В. В., Горбунов М. В.)

На четвертом этапе осуществляется корректировка значений углов поворота сателлита.

На заключительном этапе проектирования используются графические программы (например, КОМПАС). Сателлит строится во множестве положений, а профиль соответствующего некруглого зубчатого венца находится как огибающая семейства кривых – профилей сателлита. Предложенная методика проектирования, почти не усложняя процесс профилирования этих колес, устраняет получавшееся ранее незначительное, но негативное явление сближения их венцов в критических фазах вращения ротора. Методика проектирования достаточно проста и доступна широкому кругу инженеров промышленных предприятий.

Вывод. Были рассмотрены методики расчета некруглых зубчатых колёс планетарного механизма роторной гидромашины. В рассмотренных методиках геометрический синтез начинается с поиска одного из центроид. На дальнейших этапах каждая методика отличается, так, например: Д. В. Фадюшин и Г. Ю. Волков разработали уточненную методику геометрического проектирования некруглых звеньев планетарно-роторных гидромашин, описанной в статье *Geometric Synthesis of the Planetary Mechanism for a Rotary Hydraulic Machine* (Volkov G.Yu., Kurasov D.A., Gorbunov M.V.).

Литература

1. Ан И. Кан. Геометрический расчет роторной гидромашины с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами // Вестник машиностроения. – 2000. – Т. 9. – С. 22-24.
2. Болотовский И.А. Справочник по геометрическому проектированию эвольвентных и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. – 448 с
3. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. – М.- Л.: МАШГИЗ, 1956. – 218 с.
4. Фадюшин Д. В., Волков Г. Ю. Методика геометрического проектирования некруглых зубчатых звеньев планетарной роторной гидромашины // Вестник ИжГТУ имени МТ Калашникова. – 2021. – Т. 24. – №. 2. – С. 40-45.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНОГО АГРЕГАТА НАПОРНОГО НЕФТЕПРОВОДА НА ПРИМЕРЕ ОБЪЕКТА В ВОСТОЧНОЙ СИБИРИ

Башуров К.А.

Научный руководитель доцент О.В. Брусник

¹*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

В соответствии с «Энергетической стратегией Российской Федерации на период до 2035 года» приоритетом является максимально возможное использование оборудования, имеющего подтверждение производства на территории Российской Федерации. Таким образом, актуальной является задача обеспечения повышения эффективности и времени наработки на отказ оборудования [6].

Целью исследования является выбор организационно-технических мероприятий по повышению эффективности эксплуатации насосного агрегата напорного нефтепровода.

Задачи исследования:

- изучить нормативно-техническую документацию по проектированию и эксплуатации насосных агрегатов;
- проанализировать организационно-технические мероприятия по повышению эффективности эксплуатации насосных агрегатов;
- провести статистический анализ времени наработки на отказ торцевых уплотнений насосных агрегатов;
- разработать рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации насосных агрегатов напорного нефтепровода.

Объектом исследования является насосный агрегат напорного нефтепровода НЦСН 180-800 УХЛ1 производства ООО «Линк-Продукт». Электродвигатель ВАО7А-560М-2 ХЛ1 производства НП ЗАО «Электромаш». Частотно-регулируемый привод отсутствует. Торцевые уплотнения валов насосного агрегата 361.C2.090.884 ЕК (19) производства ООО «НПК «ГЕРМЕТИКА». Конструкция торцевого уплотнения представлена на рисунке 1.

Ключевые слова: насосный агрегат, эффективность, торцевое уплотнение.

Согласно [3] классифицируем уплотнение следующим образом:

- конфигурация 1 – одно уплотнение на картриджный узел;
- контактное одинарное мокрое уплотнение с неподвижной дросселирующей втулкой – 1CW-FX;