

различных вариантов схем механизмов двигателя Стирлинга с двумя противоположно двигающимися поршнями наиболее распространён симметричный ромбический механизм. Имеющаяся литература по проектированию и динамическому исследованию ромбического механизма довольно ограничена, а вопросы динамики его работы почти не исследованы. Ранее автором показан один из вариантов проектирования схемы ромбического механизма. Задачей данной работы является исследование динамической нагруженности звеньев и кинематических пар спроектированного механизма.

В разработанный комплекс компьютерных программ вошли следующие:

1) Определение кинематических характеристик ромбического механизма в функции обобщённой координаты-угла поворота ведущего кривошипа (координат, аналогов скоростей и аналогов ускорений точек и звеньев). В симметричном ромбическом механизме подпрограмма расчёта одной шатунно-поршневой группы повторялась для аналогичных трёх групп при различных значениях начального угла дальнего крайнего положения кривошипа каждой группы.

2) Динамический анализ ведущего кривошипа ромбического механизма при заданных силах давления газов на поршни. В первом приближении расчёт вёлся по упрощённой динамической модели с вращающимся звеном приведения (ведущем кривошипе) без учёта упругости звеньев и зазоров в подшипниках. Численным решением дифференциального уравнения движения звена приведения получены численные зависимости угловой скорости и углового ускорения ведущего кривошипа за цикл установившегося движения. Угловая скорость кривошипа меняется незначительно от 314,72 до 315,58 рад/сек. за один оборот, а угловое ускорение имеет значительно большие изменения от 437,8 до -496,0 рад/сек².

3) Кинематический анализ механизма с определением действительных скоростей и ускорений всех точек и звеньев механизма при найденном законе изменения угловой скорости и ускорения ведущего кривошипа.

4) Динамический анализ нагруженности звеньев и кинематических пар механизма с определением реакций в подшипниках и поступательных парах и внешнего момента сопротивления на входном звене от рабочего органа. В первом приближении динамический анализ проведён без учёта трения от сил веса звеньев, сил давления газов на поршни и инерционных нагрузок. Программа расчёта включает подпрограмму расчёта шатунно-поршневой группы, повторяемой 4 раза для ромбического механизма, и подпрограмму расчёта входного звена в виде двух ведущих зубчатых колёс.

Полученные значения реакций в подшипниках позволяют в дальнейшем произвести их конструктивный расчёт, а силы и реакции на звеньях дают возможность рассчитать конструктивную форму и сечения звеньев. Кроме того, варьируя некоторые размеры и закон изменения сил на поршнях можно оптимизировать как нагруженность ромбического механизма, так и его КПД.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЭШП

А.С. Захарьев

Научные руководители – к.т.н., доцент *Д.М. Макаревич*, к.т.н. *М.Е. Лустенков*
Белорусско – Российский университет

В Белорусско–Российском университете ведутся разработки по совершенствованию конструкций планетарных передач нового типа с использованием тел качения. Была предложена конструкция эллипсной (эллипсоидной) шариковой передачи (ЭШП) [1] с примерами ее практической реализации [2], отличающаяся небольшими габаритами и массой, невысокой стоимостью изготовления и эксплуатации. Целью исследований являлось совершенствование конструкций редуцирующих устройств, создаваемых на базе ЭШП для снижения механических потерь в передаче, дальнейший поиск областей применения ЭШП с использованием их кинематических возможностей.

Оптимизация геометрических параметров производилась на основании разработанной математической модели зацепления с использованием средств ЭВМ для обработки данных и результатов. Математическая модель передачи представляет собой пересечение в пространстве двух эллипсов. Точки пересечения являются телами качения. При повороте одного эллипса относительно другого, неподвижного, угловое расстояние между двумя точками пересечения (шариками) все время остается постоянным и равным 180°. Передаточное отношение редуктора равно двум и постоянно за цикл зацепления (правильное зацепление). Развертки эллипсов на плоскость представляют однопериодные синусоиды с амплитудами A_1 и A_3 , при равенстве которых и обеспечивается правильность зацепления.

Недостатком рассмотренной конструкции редуктора являются повышенные потери на трение в зацеплении и опорах. При установке подшипников качения момент трения в опорах уменьшается в несколько раз и КПД эллипсного шарикового редуктора (ЭШР) становится сопоставимым с КПД червячных передач (70-80%), а может быть достигнуто и более высокое значение.

ЭШР позволяют создавать механизмы преобразования вращательного движения во обратно – поступательное, что позволяет разрабатывать объемные насосы на базе этой передачи. При этом, достаточно вместо исполнения двух пазов на выходном валу профрезеровать только один паз, параллельный оси редуктора, а симметрично ему исполнить углубление цилиндрической формы с радиусом, равным радиусу шарика. При этом для выходного вала необходимо снять ограничения на его перемещение в осевом направлении. Тогда, при вращении ведущего вала (внутреннего кулачка) под действием наложенных связей выходной вал будет не только вращаться, но и совершать обратно – поступательное (колебательное) движение. Скорости и ускорения выходного вала будут изменяться по синусоидальному закону.

Результатом работы явились опытные образцы редуктора и поршневого насоса, а также рекомендации по их разработке и проектированию. Исследования основных режимов работы ЭШР проводились на основании положений теоретической механики, теории машин и механизмов, основных положений расчетов на трение и износ, вычислительной математики, дифференциального и интегрального исчисления.

При проведении экспериментальных исследований использовались методы математического планирования эксперимента и статистической обработки полученных результатов, разрабатывалось программное обеспечение в среде TurboPascal 7.0. Графики строились с помощью табличного процессора Excel 97.

Литература

1. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи: недостатки и преимущества // Приводная техника. - 2003. - №3(43). - С.20-22.
2. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ // Автомобильная промышленность. - 2003. - №5. - С.24-25.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РУЧНЫХ ТАЛЕЙ ДЛЯ АВАРИЙНО – СПАСАТЕЛЬНЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ

С.Д. Макаревич

Научный руководитель – д.т.н., доцент *П.Н.Громыко*
Белорусско – Российский университет

Подъемно-тяговые устройства широко используются аварийно-спасательными подразделениями (АСП) при различных авариях (автоавариях, разборках завалов, разрушений и т. п.), при ликвидации последствий аварий в местах, где ограничен доступ аварийно-спасательных автомобилей и другой специальной автотехники. Очевидно, что существует необходимость в создании подъемно-тягового устройства с низкими массо-габаритными показателями. При применении ручной тали на базе планетарной прецессионной передачи в конструкциях подъемно-тяговых устройств массогабаритные параметры данных устройств в