

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ

А.Г. Адамович

Научный руководитель – *Э.И. Астахов*

Белорусский национальный технический университет

В двигателях внутреннего сгорания кроме традиционного кривошипно-ползунного механизма начинают использовать и другие рычажные механизмы, в частности кривошипно-коромысловые. Ранее автором предложено вместо известного кривошипно-коромыслового механизма, в котором точка М треугольного шатуна двигается по кривой траектории, использовать прямолинейно-направляющий механизм П.П. Чебышева, в котором точка М треугольного шатуна двигается по прямой. Это позволяет почти полностью исключить попеременную составляющую реакции поршня на цилиндр и значительно снизить износ цилиндра и поршневых колец поршня. Методики динамического анализа как известного кривошипно-коромыслового механизма, так и предлагаемого прямолинейно-направляющего механизма ДВС.

Динамический анализ движения включает комплекс компьютерных программ

1) Определение кинематических характеристик (координат точек и звеньев, аналогов скоростей и аналогов ускорений) кривошипно-коромыслового механизма в функции обобщенной координаты- угла поворота входного кривошипа. Расчёт ведётся от координат звена, затем для звеньев и точек первой структурной группы (шатуна и коромысла), потом для звеньев и точек другой структурной группы (шатуна и ползуна).

2) Динамический синтез машины- двигателя при заданных силах давления газов на поршень. В первом приближении расчёт велся по упрощенной динамической модели с вращающимся звеном привода без учёта упругости звеньев и зазоров в подшипниках. Методом Мерцалова Н.И. численно рассчитывалась необходимая величина постоянной части приведенного момента инерции маховика для обеспечения заданного коэффициента неравномерности.

3) Динамический анализ движения звена привода с определением действительной угловой скорости и углового ускорения кривошипа путём численного решения дифференциального уравнения движения звена привода.

4) Кинематический анализ механизма с определением действительных скоростей и ускорений всех точек и звеньев механизма.

5) Расчёт инерционных динамических нагрузок звеньев.

По результатам расчётов получено, что угловая скорость кривошипа коленвала за цикл установившегося движения изменяется от 551,99 до 557,58 рад/сек, а угловое ускорение от – 1519 до 1561,3 рад/с². Такие большие изменения углового ускорения создают значительные добавочные динамические инерционные нагрузки на звенья механизма.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РОМБОВИДНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

А.Ю. Пилатов

Научный руководитель – *Э.И. Астахов*

Белорусский национальный технический университет

Двигатели Стирлинга, работающие по регенеративному замкнутому термодинамическому циклу с любым внешним источником теплоты, получили в настоящее время более широкое применение. Даже по сравнению с современными дизельными двигателями двигатели Стирлинга имеют лучшие показатели по токсичности и уровню шума, более высокий КПД и, главное, возможность использования любого источника теплоты. Среди

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.