

Рис. 6. График крутящего момента в зависимости от величины относительного смещения

### Литература:

1. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
3. Применение нелинейных сил при динамическом анализе 3D-моделей двигателей в ADAMS: Метод. указания / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев. Самар.: Самар. гос. аэрокосм. ун-т; 2007. - 30 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТНОШЕНИЯ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА НА БОКОВУЮ СИЛУ И КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморгалов Д.В. (Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева)

В настоящее время, наряду с классическим аналитическим анализом ДВС, активно применяются численные методы на базе CAE, CAD, CAM пакетов при совместном их использовании, для проведения кинематического, динамического, а также статического анализа системы.

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма. Одной из важнейших его характеристик является  $\lambda = R / L_{ш}$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Установлено, что с уменьшением  $\lambda$  (за счет увеличения длины шатуна) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают  $\lambda = 0,23-0,30$ . При проектировании двигателя за основу принимается значение  $\lambda = 0,275$ .

В этой работе исследованы значения боковой силы, действующей на стенки цилиндра, и крутящего момента при разных значениях  $\lambda$  с использованием пакета ADAMS. В программе ADAMS произведено построение и расчет стержневой модели кривошипно-шатунного механизма двигателя.

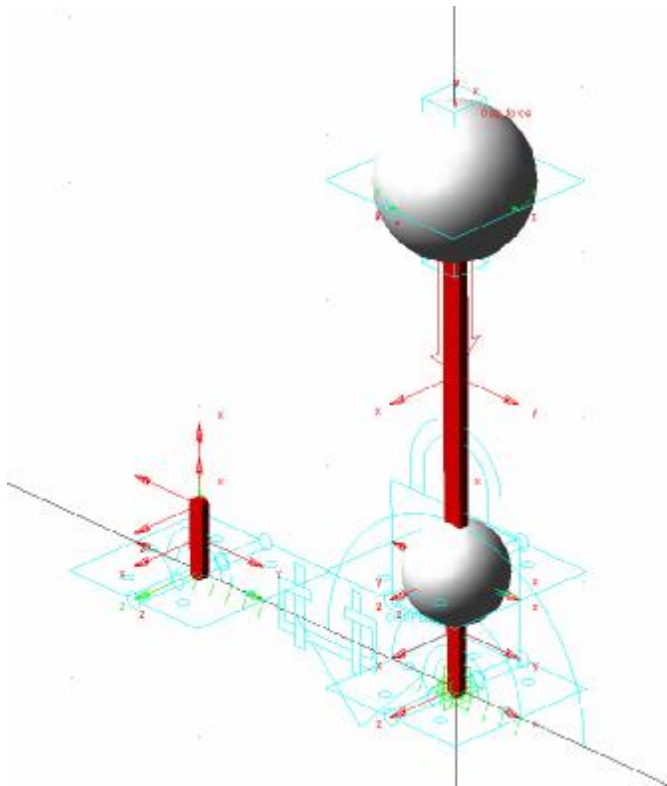


Рис. 1. Стержневая модель кривошипно-шатунного механизма

На рис. 1 изображен приведенный кривошипно-шатунный механизм: поршень, поршневой палец, часть шатуна, совершающая поступательное движение заменены эквивалентной массой 0,66кг, а коренная шейка кривошипа вместе с другой частью шатуна, совершающей вращательное движение заменены массой равной 1,36кг. Кривошип и шатун заменены невесомыми стержнями.

Характеристики модели

Радиус кривошипа  $R = 35.5\text{мм}$ ; Длина шатуна

$$L_1 = 355, L_2 = 177.5, L_3 = 129, L_4 = 118.3, L_5 = 88.75$$

$$\text{Соответственно } I_1 = 0.1, I_2 = 0.2, I_3 = 0.275, I_4 = 0.3, I_5 = 0.4$$

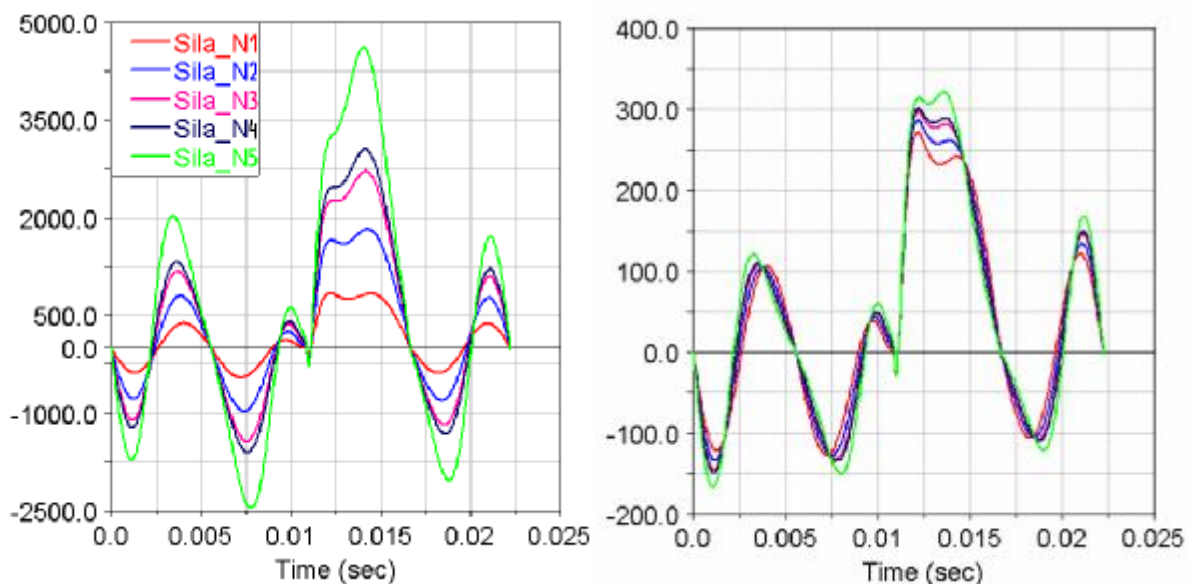


Рис. 2. Величина боковой силы и крутящего момента

В результате расчета получены графики боковой силы и крутящего момента (рисунок 2) для одного цикла.

Осредненные значения боковых сил и крутящих моментов приведены в таблице 1.

С уменьшением длины шатуна происходит резкое увеличение боковой силы, действующей на стенки цилиндра. Проследить динамику изменения силы можно по рисунку 3.

Таблица 1. Результаты расчета

	$L_{ш}$ , мм	$N_{ср}$ , Н	$N_{макс}$ , Н	$M_{ср}$ , Н*м	$M_{макс}$ , Н*м
$I_1 = 0.1$	355	411,3	837,8	123,6	271,6
$I_2 = 0.2$	177,5	860,5	1821,9	128,9	296,9
$I_3 = 0.275$	129	1237,2	2717,1	133,8	297,8
$I_4 = 0.3$	118,3	1371,6	3049,1	135,6	301,4
$I_5 = 0.4$	88,75	1977,8	4615,8	143,8	321,1

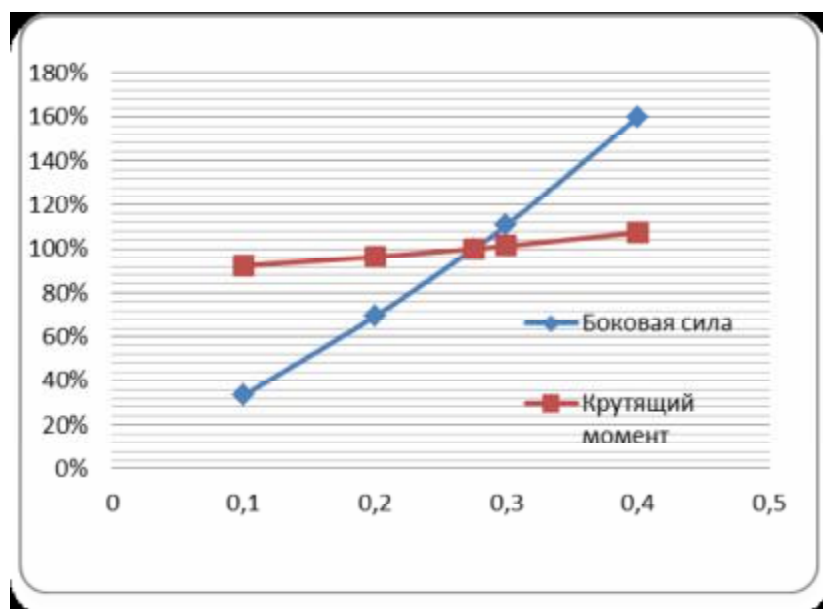


Рис. 3. Динамика изменения боковой сила и крутящего момента.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что не существует оптимального значения  $\lambda$ . Если стремиться к уменьшению силы действующей на стенки цилиндра, то это необратимо приведет к увеличению длины шатуна и всего двигателя в целом. И наоборот, проектируя максимально компактный двигатель, нужно быть готовым к существенному возрастанию боковой силы и как следствие

повышения требований, предъявляемых к деталям цилиндропоршневой группы. Выбирать значение  $\lambda$  необходимо исходя из назначения проектируемого двигателя.

#### Литература:

- Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
- Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
- Применение нелинейных сил при динамическом анализе 3D-моделей двигателей в ADAMS: Метод. указания / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев. Самар.: Самар. гос. аэрокосм. ун-т; 2007. - 30 с.

### ВЫБОР ДЕТЕРМИНИРОВАННОЙ МОДЕЛИ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПЕРЕМЕННЫЕ НАГРУЗКИ

Гоц А.Н (Владимирский государственный университет)

При расчете деталей поршневых двигателей МКЭ возникает вопрос о выборе детерминированных моделей усталостной долговечности. Как правило, при ис-