

# ДЕЗАКСИАЛЬНЫЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ В ДИЗЕЛЕ

А.С. Антошкин

*В статье рассмотрено влияние дезаксиального расположения кривошипно-шатунного механизма дизеля на его экономические параметры. Особо отмечается влияние дезаксиала на вибрацию агрегатированного механизма.*

В журнале «Двигателестроение» № 2 за 1999 год была опубликована статья к.т.н. Дурманова Б.А. и инж. Большатовой З.А. «Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм на дизельном двигателе».

При внимательном рассмотрении статьи [1] обращают на себя внимание несколько противоречий.

1. Боковые силы, действующие на рабочую и нерабочую сторону цилиндра дизеля разнесены по времени. В таком случае возникает вопрос, каким образом эти силы (точнее сила) уравниваются?

2. Если экспериментом, проведенном на Барнаульском заводе транспортного маши-

ностроения, определено оптимальное смещение поршневого пальца (дезаксаж) равное 2...2,5 мм (это же подтверждено в статье В.Д. Курнатов [2] и справочнике «Тракторные дизели» [3]), то не совсем логичным представляется вывод о необходимости увеличения дезаксажа за счет смещения оси коленчатого вала на 15 мм относительно осей цилиндров. Тем более что согласно рис. 1 статьи [1] после оптимума 2...2,5 мм наступает увеличение уровня вибрации, достигающее первоначальной величины при дезаксаже 4,5...5 мм.

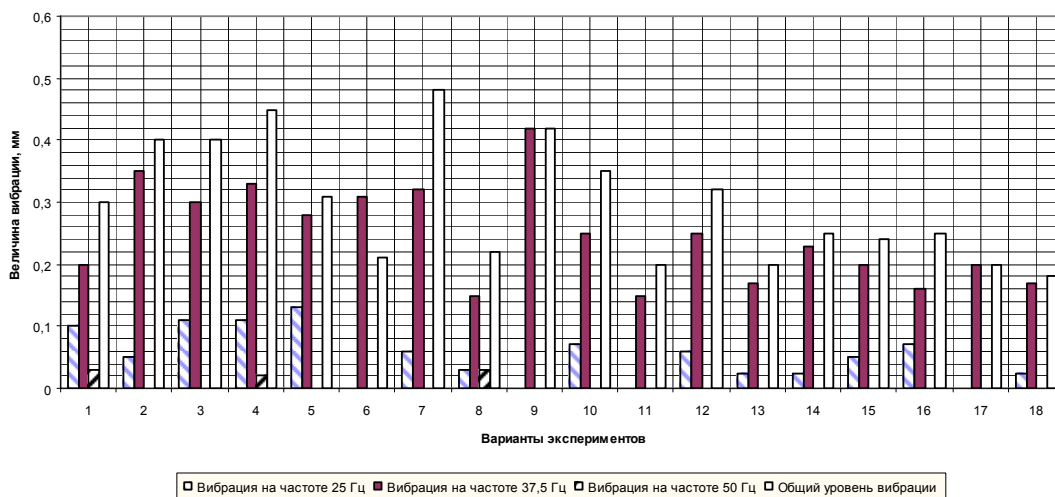


Рис. 1. Уровни вибрации дизель-генератора У92 с двигателем БМД-3

3. Обращает на себя величина вибрации в точках 4` и 5` равная 0,3 мм (рис. 3 [1]). Если для транспортных машин можно согласиться с указанной величиной, то для дизель-электрического агрегата это неприемлемо, т.к. изготовители генераторов оговаривают величину двойной амплитуды колебаний не выше 0,2 мм.

4. Указанные на рис. 3 [1] величины получены на дизельном испытательном стенде.

При установке двигателя БМД-3 (ЗЧН 15/18) в агрегат, где расположение амортизированных опор и приложение сил относительно центра масс фланцевого блока «дизель-генератор» значительно отличается от стеновых, картина изменяется решительным образом. Было проведено большое количество экспериментов по снижению уровня вибрации дизель-генератора. В ряде случаев были получены удовлетворительные резуль-

## ДЕЗАКСИАЛЬНЫЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ В ДИЗЕЛЕ

таты, но неприемлемые по условиям размещения и эксплуатации дизель-генератора в

объекте. Результаты экспериментов на наиболее характерной точке – см. рис. 1.

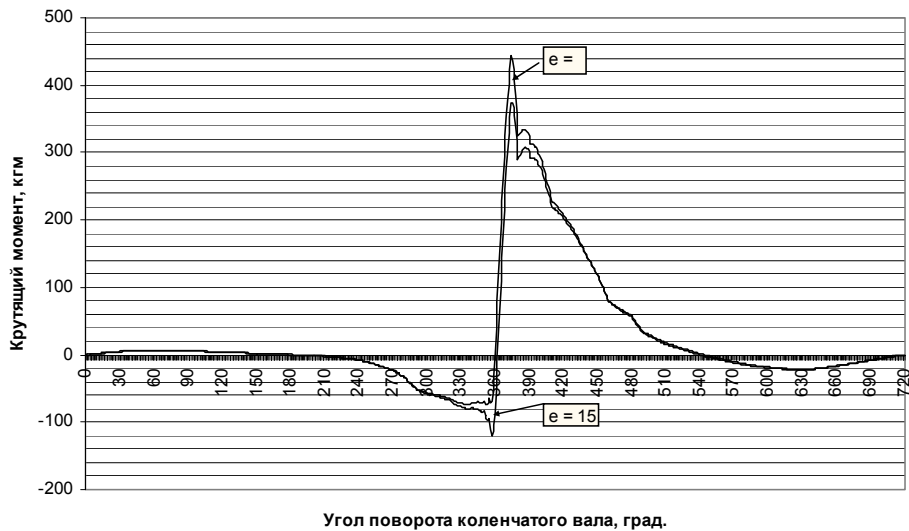


Рис. 2. График зависимости  $M_k/v=f(e)$

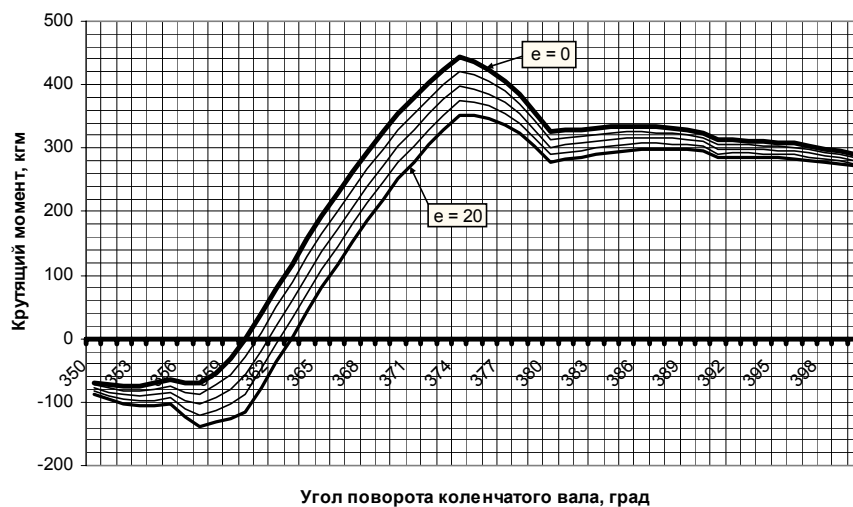


Рис. 3. График зависимости  $M_k/v=f(e)$ , а диапазоне 350...400 град. поворота к.в.,  $e = 0, 5, 10, 15, 20$  мм

При этом были выделены уровни вибрации на частотах 25, 37,5 и 50 Гц. Обращает на себя внимание превалирование уровня вибрации на частоте 37,5 Гц – частоте рабочего процесса дизеля. Дополнительно в виброакустической лаборатории экспериментального цеха Барнаульского завода транспортного машиностроения был проведен эксперимент по установке двух датчиков вибрации на головке блока и нижней части картера. На частоте 37,5 Гц было выявлено полное

*ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК № 4 2006*

совпадение противофазных вибраций по периоду колебаний, что говорит о причинах вибрации связанных или с рабочим процессом или конструкцией двигателя. Тем более что на различных образцах дизель-генераторов не прослеживалась четкая повторяемость результатов.

Можно было бы трактовать частоту 37,5 Гц как резонанс с частотой собственных колебаний агрегата на амортизирующем креплении. В ходе испытаний были опробованы

различные варианты установки фланцевого блока и всего агрегата как на очень мягкие, так и на очень жесткие амортизаторы. Во всех вариантах амортизирующего крепления расчетные частоты свободных колебаний находились далеко за границами запретной зоны, обусловленные частотой вращения коленчатого вала. Однако во всех случаях частота 37,5 Гц превалировала над всеми остальными частотами.

Для проверки положений статьи [1] и выводов относительно влияния рабочего процесса на вибрацию агрегата, были выполнены расчеты динамики КШМ с различными величинами дезаксажа – от 0 до 20 мм – полученными смещением коленчатого вала относительно осей цилиндров в двигателе БМД-3 при частоте вращения 1500 об/мин. Современные средства вычислительной техники позволяют достаточно просто производить расчеты с любой степенью точности. Поэтому для расчетов был принят шаг 1° угла поворота коленчатого вала при использовании формул [3; 4] с учетом последней части формул  $\{\pm k\lambda \cdot \sin(\cos)\alpha\}$  обычно отбрасываемой вследствие ее малости. Вычисления производились в программе Microsoft Excel.

В «шапке» таблицы, строках 1...7, вводятся исходные данные для расчета – частота вращения, радиус кривошипа, длина шатуна, величина дезаксажа, диаметр поршня, масса поступательно движущихся частей. Вычисления производятся в строках 10...730.

В столбец А вводится угол поворота коленчатого вала с шагом 1°. В столбец В – угол поворота коленчатого вала в радианах, в столбец С – угол поворота шатуна в функции от угла поворота кривошипа коленчатого вала. В столбцах D, E, F – перемещение поршня, его скорость и ускорение, определенные соответственно по формулам (19), (20) и (21) [3].

В столбец G вводятся значения давления газовых сил – кг/см<sup>2</sup>, полученные после компьютерной обработки индикаторной диаграммы двигателя ЗЧН 15/18. Причем в диапазоне 180°...540° введены данные непосредственно с диаграммы, а в диапазонах 0°...180° и 540°...720° данные, полученные линеаризацией процессов впуска и выпуска.

В столбце H – инерционные силы, кг, от движения поршневого комплекта, Pj.

В столбце I – газовые силы, кг, действующие в цилиндре, Pг.

В столбце J – суммарная сила, действующая в цилиндре – Pг + Pj, кг.

В столбце K – крутящий момент на коленчатом валу двигателя, определенный по формуле:

$M_{кр} = P_{\Sigma} \cdot (\sin(\alpha+\beta)/\cos\beta) \cdot R/1000$  [кгм],  
где R – радиус кривошипа, мм.

В столбце L – реактивный момент, определяемый по формуле:

$M_r = [(P_{\Sigma} \cdot \tan\beta) \cdot (R \cdot \cos\alpha + L \cdot \cos\beta)]/1000$  [кгм],

где R – радиус кривошипа, мм;

L – длина шатуна, мм.

При сопоставлении результатов расчета моментов видно, что с увеличением дезаксажа увеличивается разница между Mкр и Mr. Результаты вычитания Mкр и Mr сведены в столбец M.

Для интерпретации этого явления умножим величину PΣ на величину дезаксажа и результаты сведем в столбец N. Сопоставление значений в столбцах M и N показывает их полную идентичность. Таким образом, возникающую при дезаксаже разницу в Mкр и Mr можно трактовать как потерю крутящего момента и, как следствие, мощности двигателя, которые идут на раскачку двигателя вокруг продольной оси.

Дополнительно были выполнены расчеты боковой силы при различных величинах дезаксажа, индикаторной мощности двигателя и мощности трения в цилиндрах.

Известно, что вектор силы трения направлен противоположно вектору скорости. Таким образом, при расчете мощности трения следует учитывать абсолютную величину скорости, без учета знака. Аналогично следует учитывать только абсолютную величину силы трения, так как знаки «+» или «-» указывают на рабочую или нерабочую сторону гильзы направлена сила. В связи с этим, предложенную авторами формулу следует видоизменить:

$$P_{тр} = (\sum |T_i| \cdot |V_{pi}|) \cdot f \cdot \Delta\alpha / (75 \cdot 720),$$

где |Ti| – текущее абсолютное значение силы бокового давления по углу поворота коленчатого вала;

|Vpi| – текущее абсолютное значение мгновенной скорости поршня по углу поворота коленчатого вала;

f = 0,2 – коэффициент трения;

Δα – шаг угла поворота коленчатого вала, принятый в расчете.

Принятый в статье [1] коэффициент трения 0,15 в условиях полусухого трения представляется заниженным. При коэффициенте трения 0,2 полученные значения мощности трения хорошо совпадают с результатами экспериментального определения мощности

## ДЕЗАКСИАЛЬНЫЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ В ДИЗЕЛЕ

трения, полученные на аналогичном четырехцилиндровом двигателе. Определенная по различным методикам мощность трения на частоте вращения 1500 об/мин. была равна 3,5...4,5 л.с.

Мощность двигателя БМД-3 с учетом объектовых условий (температура, разрежение на впуске и противодавление на выпуске) не могла быть установлена выше 100 л.с. Таким образом, при дезаксаже 13 мм из ~138

л.с. индикаторной мощности, 38 л.с. шло на преодоление сил трения в двигателе и привод агрегатов, обеспечивающих его работу. Учитывая незначительное изменение мощности трения при изменении дезаксажа и принимая мощность для привода агрегатов независящей от него, отдаваемая двигателем мощность при дезаксаже равном нулю, должна составить 116 л.с.



Рис. 4. График зависимости бокового давления  $T=f(e)$  для  $e = 0$  или  $15$  мм

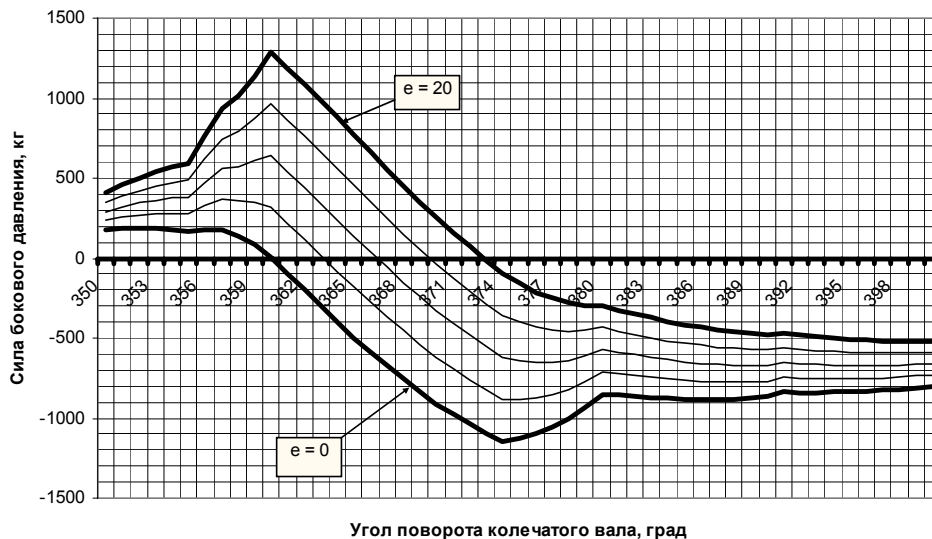


Рис. 5. График зависимости бокового давления  $T=f(e)$  в диапазоне  $350...400$  град поворота коленвала для  $e = 0, 5, 10, 15, 20$  мм

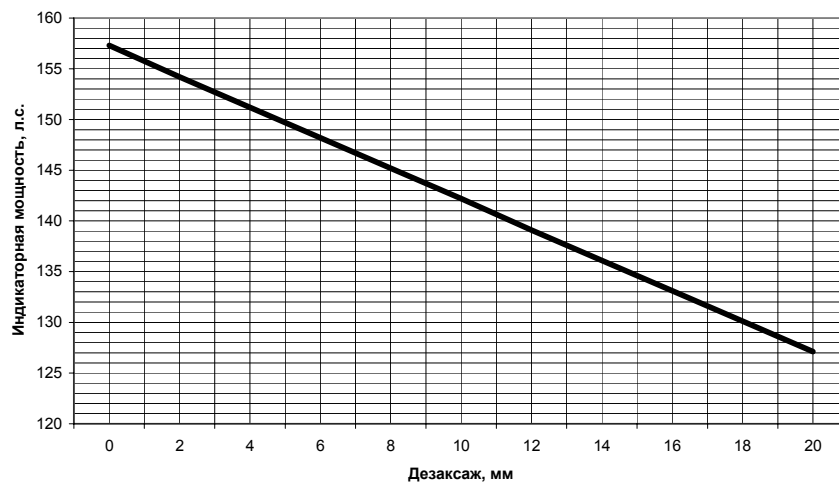


Рис. 6. Индикаторная мощность дизеля  $N = f(e)$ , л.с.

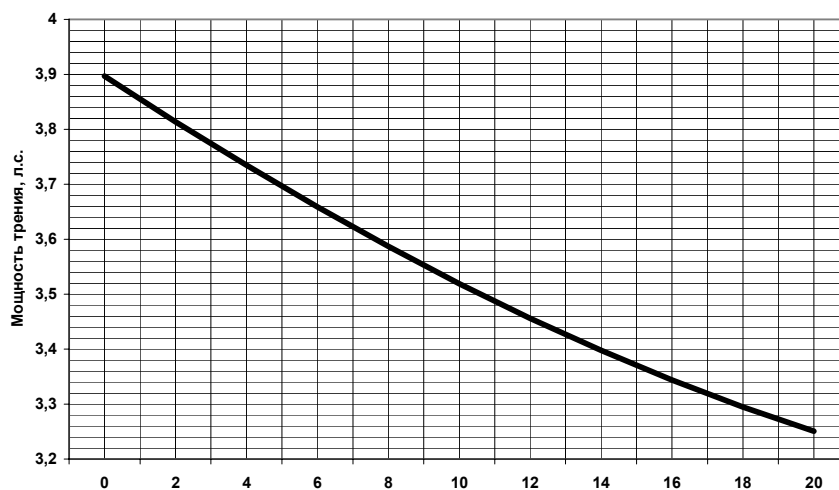


Рис. 7. Изменение мощности трения в зависимости от дезаксажа

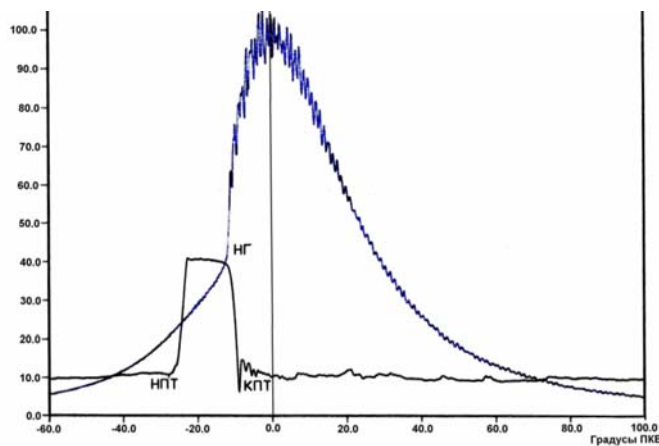


Рис. 8. Индикаторная диаграмма: 22.12.98 г., БМД = 31N1,  $N_e$  пр = 90 л.с.,  $n = 1500$  об/мин, ТКР–7Н1

## ДЕЗАКСИАЛЬНЫЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ В ДИЗЕЛЕ

Из рассмотрения результатов расчета следует:

1) Мощность трения по рабочей стороне цилиндра действительно падает, но при этом возрастает мощность трения по нерабочей стороне. В результате незначительное изменение мощности за цикл - 3,4 л.с при  $e = 13$  мм против 3,9 л.с. при  $e = 0$ ;

2) С ростом дезаксажа мощность, отдаваемая двигателем, падает в более значительной степени, чем снижение мощности трения. Потеря отдаваемой мощности составляет 16 л.с. против  $(3,9-3,4) \times 3 = 1,5$  л.с. «сэкономленных» на снижении сил трения;

3) Недополученная мощность идет на противодействие силам, обеспечивающих положительную работу двигателя, на раскачку его, что приводит к резкому повышенной вибрации на частоте рабочего процесса;

4) При снижении боковой силы на рабочей стороне идет одновременный ее рост на нерабочей стороне. При этом размах от  $T_{\min}$  до  $T_{\max}$  при различных значениях дезаксажа практически одинаков, что говорит об одина-

ковом суммарном износе по верхнему поясу гильзы;

5) Дезаксаж не выше 2,5...3 мм может быть принят только исходя из конструктивно-компоновочных решений и для снижения высокочастотной вибрации, вызванной перекладкой поршня.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Дурыманов Б.А., Больжатова З.А. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм на дизельном двигателе // «Двигателестроение».-1999.-№2.
2. Курнатов В.Д. Снижение вибрации дизелей, вызываемых ударами поршней // «Тракторы и сельхозмашины».-1964.-№ 11.
3. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др., Под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
4. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1970. – 327 с.
5. Вихерт М.М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей.- М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.