

## КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ И ВИБРАЦИИ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ

д.т.н. проф. Никишин В.Н., к.т.н. Павленко А.П.  
Камская государственная инженерно-экономическая  
академия (ИНЭКА),  
асп. Светличный К.Н.  
ОАО «КАМАЗ»  
[nikischin@mail.ru](mailto:nikischin@mail.ru) (8552) 58-91-52

Известно, что крутильные колебания системы коленчатого вала поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) вызываются неравномерностью крутящего момента. Теоретические и экспериментальные исследования крутильных колебаний коленчатого вала на современном уровне с точки зрения прочности самого коленчатого вала достаточно хорошо поставлены, что позволяет обеспечить необходимую прочность.

В последнее время, в связи с форсировкой ДВС, стали проявляться и другие нежелательные последствия крутильных колебаний коленчатого, такие как шум, вибрации, повышенный расход топлива и масла, разрушения приводов от коленчатого вала [1, 2, 3]. В работе [1] было теоретически и экспериментально показано, что в шестерёнчатом приводе масляного насоса нагрузка на зуб на резонансе крутильных колебаний возрастают в 50...60 раз и приводит к питингу и поломкам зуба. В современных автомобильных дизелях применяют ТНВД повышенной энергией впрыска, что создаёт повышенную неравномерность момента со стороны ТНВД и возникновению резонансов крутильных колебаний в приводе и его поломкам [3]. Для обеспечения надёжной работы привода ТНВД стали применять демпферы крутильных колебаний.

Крутильные колебания можно измерить непосредственно с помощью датчика торсиографа, устанавливаемого на носок коленчатого вала. Такие замеры являются достаточно сложной задачей, как в части места установки датчика, обеспечения токосъёма сигнала с вращающегося коленчатого вала, так и в части обработки сигнала. Для установки датчика торсиографа приходится зачастую изменять штатную конструкцию приводов со стороны носка коленчатого вала, что приводит к возможным несоответствиям исследуемой колебательной системы и штатной системы.

Известно, что у автомобильных дизелей максимальный угол закрутки имеет носок коленчатого вала, а узел колебаний находится близко у маховика. Для определения связи крутильных колебаний коленчатого вала и вибраций дизель препарировался одновременно датчиком торсиографа и пьезоакселерометром. Датчик торсиографа устанавливался на носок коленчатого вала, а пьезоакселерометр монтировался при помощи шпильки на стяжной болт первой коренной опоры и был сориентирован поперёк оси коленчатого вала в горизонтальном направлении. Испытания проводились на автомобильном дизеле V8N 12/12.

На рис. 1 приведена внешняя скоростная характеристика исследуемого дизеля, а рис. 2...4 приведены результаты торсиографирования носка коленчатого вала. Анализ торсиограмм производился как минимум по 10 циклам работы дизеля. С помощью персонального компьютера данные аналогового сигнала оцифровывались, определялись максимальные амплитуды углов закрутки носка коленчатого вала и рассчитывались средние значения амплитуд в градусах. Для определения резонирующих гармоник использовалась программа быстрого преобразования Фурье (БПФ). Необходимо отметить, что данные экспериментов представленные на рис. 2...5 относятся к двигателю с внештатной комплектацией. Вместо гидромукфы устанавливался специальный фланец отбора мощности для установки датчика торсиографа.

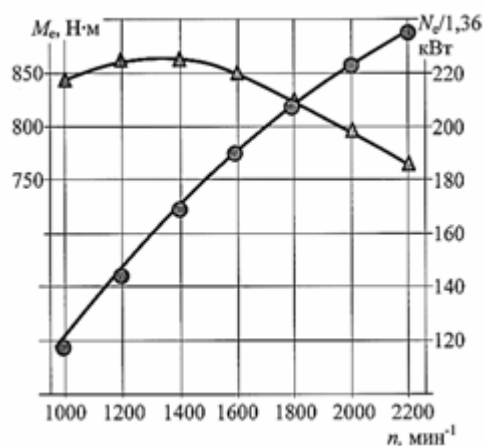


Рисунок 1 - Внешняя скоростная характеристика дизеля V8N 12/12

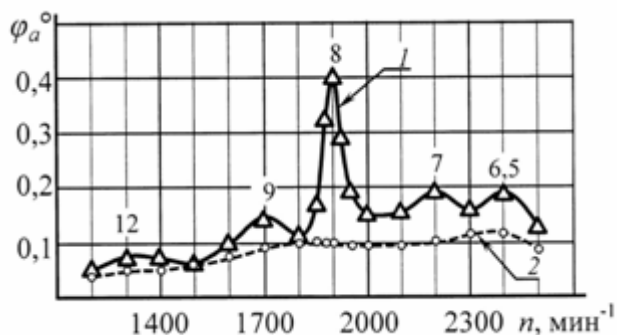


Рисунок 2 - Амплитуда угла закрутки носка коленчатого вала при работе дизеля по ВСХ:  
1 и 2 – соответственно без демпфера и с демпфером крутильных колебаний;  
6,5; 7; 8; 9; 12–номера резонирующих моторных гармоник

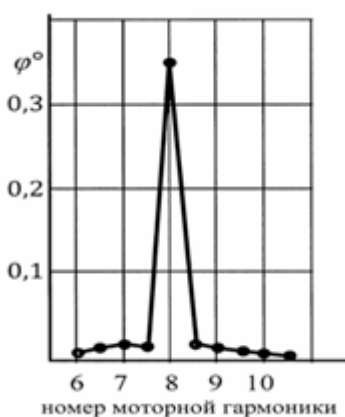


Рисунок 3 - Спектр угла закрутки носка коленчатого вала при  $n=1900$  мин<sup>-1</sup>



Рисунок 4 м- Одноцикловая временная диаграмма угла закрутки носка коленчатого вала при  $n=1900$  мин<sup>-1</sup>, без демпфера крутильных колебаний

Анализом выявлено, что кривая угла закрутки носка коленчатого вала имеет несколько резонирующих пиков (рис. 2). Наиболее явный резонанс отмечается при частоте вращения коленчатого вала равной  $1900 \text{ мин}^{-1}$ . При этом резонанс происходит с 8 моторной гармоникой, что выявлено БПФ и показано на рис. 3. Временная диаграмма (рис. 4) также отражает чисто резонансный характер колебаний системы коленчатого вала на данном режиме работы дизеля. Применение силиконового демпфера крутильных колебаний полностью устраняет резонансы крутильных колебаний системы коленчатого вала во всём диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала (рис. 2 – кривая 2). Из сравнения временных диаграмм без демпфера (рис. 4) и с демпфером крутильных колебаний (рис. 5) следует, что хотя демпфер работает эффективно, но крутильные колебания остаются с той же гармоникой 8-го порядка.

Для измерения вибраций использовался стандартный комплект виброизмерительной аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер», состоящий из пьезоакселерометра, предусилителя, частотного анализатора и самописца. За оценочные параметры вибраций принимались общие уровни среднеквадратичного значения виброускорения, а также среднеквадратичное значение спектральной составляющей с частотой 250 Гц при ширине полосы пропускания 316 Гц. Значение 250 Гц соответствует 8-ой моторной гармонике на резонансном режиме, а полоса пропускания в 316 Гц определялась экспериментально методом подбора. Она оказалась более информативной против полос пропускания в 31,6 и 1000 Гц.

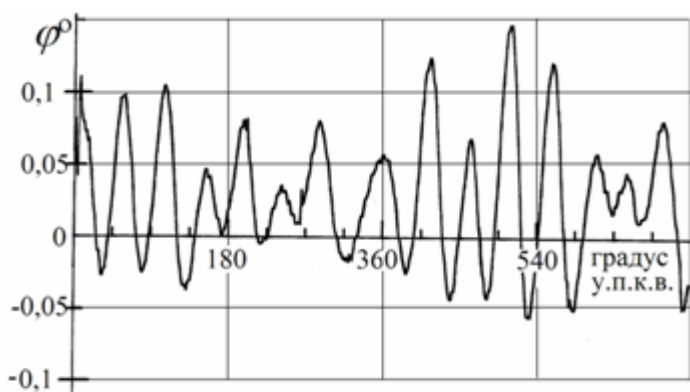


Рисунок 5 - Одноцикловая временная диаграмма угла закрутки носка коленчатого вала при  $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ , с демпфером крутильных колебаний

На рис. 6 показаны результаты замеров параметров вибрации стяжного болта и их сравнение с замерами угла закрутки носка коленчатого вала. Анализом выявлено, что характер изменения кривых общего уровня вибраций и изменения угла закрутки носка коленчатого вала идентичен. Наблюдается совпадение пиков на кривых вибрации и угла закрутки. Анализом выявлено, что уровень спектральной составляющей 250 Гц лучше коррелируется с углом закрутки, чем общий уровень вибраций. Таким образом, параметры вибрации на стяжном болте первой коренной опоры качественно характеризуют крутильные колебания коленчатого вала. Данную методику замеров можно использовать также и при оценке эффективности демпферов крутильных колебаний.

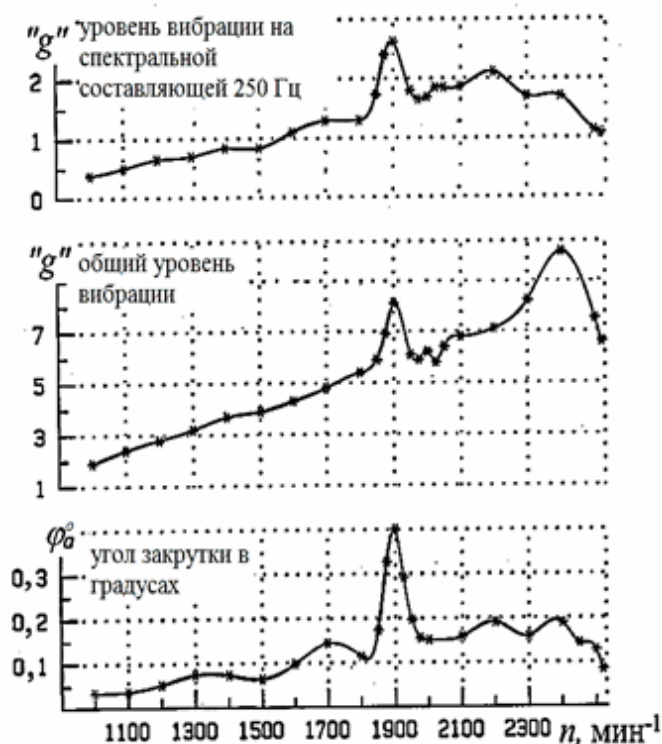


Рисунок 6 - Взаимосвязь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте блока цилиндров

Поскольку торсиографирование проводилось с изменённой колебательной системой, то возникла необходимость оценить резонансные колебания со штатной системой. Для этого были произведены только измерения вибрации на стяжном болте безпереходного фланца торсиографа. Результаты представлены на рис. 7. Анализом данных рис. 7 и 6 получено, что резонанс крутильных колебаний сместился с 1900 на 2000  $\text{мин}^{-1}$  частоты вращения коленчатого вала.

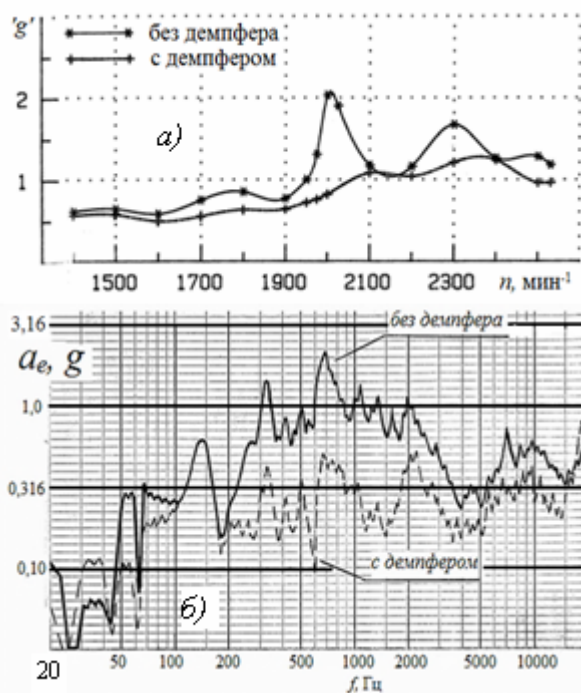


Рисунок 7 - Вибрации на стяжном болте блока цилиндров без фланца торсиографа: а) – спектральная составляющая вибрации 250 Гц; б) – спектр при  $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 7, б) показаны спектры вибраций стяжного болта при работе дизеля с демпфером крутильных колебаний и без демпфера для дизеля с ВСХ, показанной на рис. 1. Получено, что общий уровень вибраций при отсутствии демпфера определяется высокочастотными составляющими в диапазоне 600...3000 Гц. Частотный диапазон 200...400 Гц также явно прослеживается, что говорит о связи вибраций и крутильных колебаний. Низкочастотная область спектра (диапазон ниже 150 Гц) формируется неравномерностью опрокидывающего момента.

Высокочастотная область спектра на первый взгляд бы не связана с крутильными колебаниями коленчатого вала. Но установка жидкостного демпфера изменяет спектр не только на резонирующей частоте с 8-ой моторной гармоникой, но и в высокочастотной области спектра.

Обратимся к рис. 8, откуда можно видеть. При крутильных колебаниях кривошипа с амплитудой  $\varphi_a$ , шатунная шейка коленчатого вала совершает перемещения на величину  $\Delta_a$ , которая определяется следующим выражением

$$\Delta_a = r \cdot \operatorname{tg} \varphi_a,$$

где  $r$  – радиус кривошипа;  $\varphi_a$  – амплитуда угла закрутки.

Так при амплитуде угла закрутки носка коленчатого вала равной  $0,4^\circ$ , амплитуда перемещения на оси шатунной шейки составит 0,42 мм, а двойная амплитуда соответственно 0,84 мм. Учитывая, что зазор в подшипнике находится в пределах 0,07...0,117 мм, приходим к выводу об ударах шатунной шейки о шатунный подшипник. На радиусе коренной шейки ( $R_{\text{к.ш.}} = 42,5$  мм) двойная амплитуда будет равняться 0,6 мм, что также вызывает ударные явления в подшипнике. Для проверки данного положения были произведены замеры вибраций с демпфером крутильных колебаний (рис. 6, а)). Из рис. 2 следует, что демпфер полностью устраняет резонансные колебания и снижает амплитуду

угла закрутки до  $0,1^\circ$ , и соответственно снижается амплитуда перемещений шейки вала в 4 раза до 0,1 мм. Данная величина всё-таки является достаточной для возникновения ударных явлений в подшипниках коленчатого вала. В спектре составляющие с частотами 250 и 320 Гц снижены в 3 раза, что близко соответствует снижению угла закрутки. Высокочастотные колебания при этом уменьшаются от 2 до 7 раз, хотя при этом они остаются все ещё определяющими в спектре составляющими.

Аналогичные испытания были проведены на двигателе V8H 12/12 с другой форсировкой: номинальная мощность 191 кВт при номинальной частоте вращения  $2600 \text{ мин}^{-1}$ . Результаты показаны на рис. 9...11. При работе дизеля по ВСХ отмечаются 4 резонансных режима. Наиболее сильные из них возникают при частотах вращения коленчатого вала  $n = 1850$  и  $2700 \text{ мин}^{-1}$  с 8-ой и 5,5 моторными гармониками. Но поскольку частота вращения вала  $2700 \text{ мин}^{-1}$  не является основной рабочей, анализу подлежит режим  $n = 1850 \text{ мин}^{-1}$ . Амплитуда на этом режиме составляет  $0,311^\circ$ , что в 1,3 раза ниже, чем на дизеле мощностью 162 кВт при номинальной частоте вращения вала  $2200 \text{ мин}^{-1}$ . Там же на рис. 9 представлены результаты торсиографирования с силиконовым демпфером крутильных колебаний. Эффективность демпфера на резонансных режимах 1850 и  $2700 \text{ мин}^{-1}$  различна. Так в первом случае амплитуда угла закрутки снижена до  $0,065^\circ$ , а во втором только до  $0,15^\circ$ . Соответственно эффективность составляет 4,8 и 2,1 раза. Общий уровень вибрации и спектральная составляющая 250 Гц достаточно адекватно коррелируются с углом закрутки

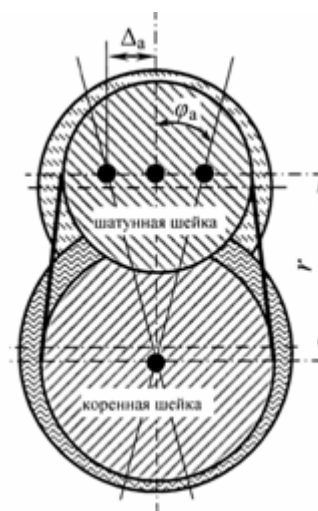


Рисунок 8 - Схема перемещения кривошипа от крутильных колебаний



(рис. 10). Спектр вибрации на резонансном режиме показан на рис. 11. В отличие от спектра, показанного на рис. 7, здесь наиболее явно выражена высокочастотная составляющая в диапазоне 1500...3000 Гц, причём уровень вибрации на частоте 2000 Гц превосходит другие составляющие от 3 до 6 раз.

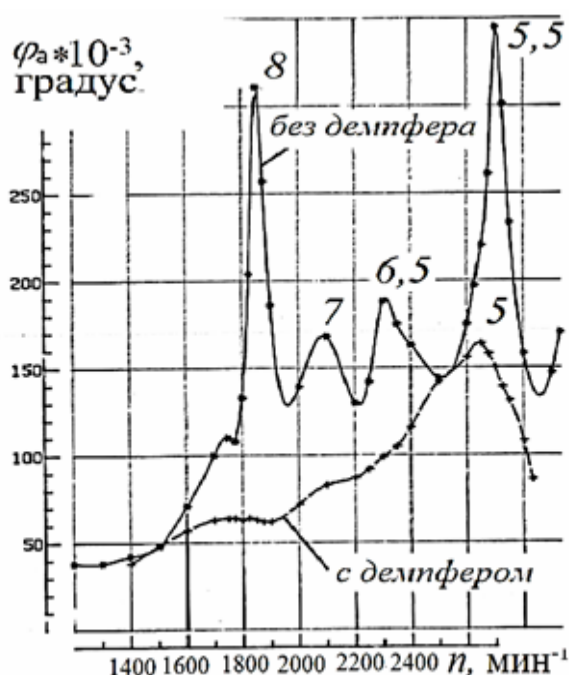


Рисунок 9 - Зависимость амплитуды угла закрутки носка коленчатого вала дизеля мощностью 191 кВт: 5; 5,5; 6,5; 7; 8 – номера резонирующих моторных гармоник

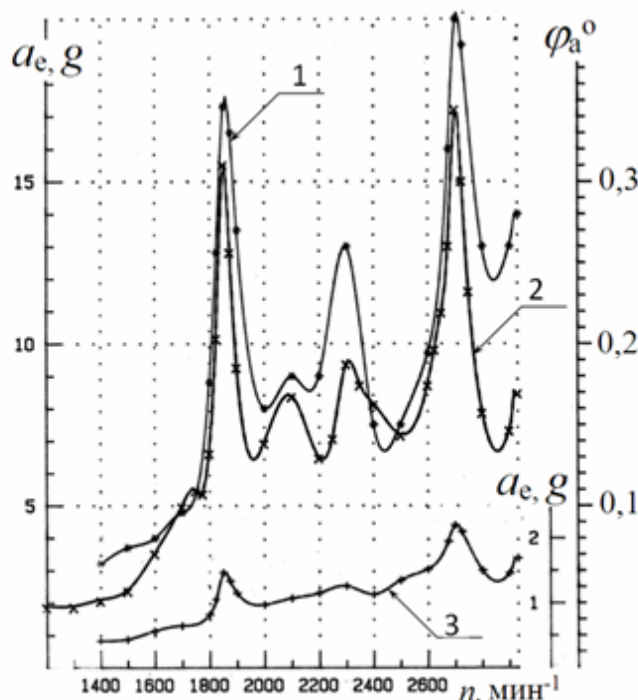


Рисунок 10 - Связь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте: 1 – среднеквадратичное значение общего уровня вибрации; 2 – угол закрутки; 3 – среднеквадратичное значение вибрации спектральной составляющей 250 Гц

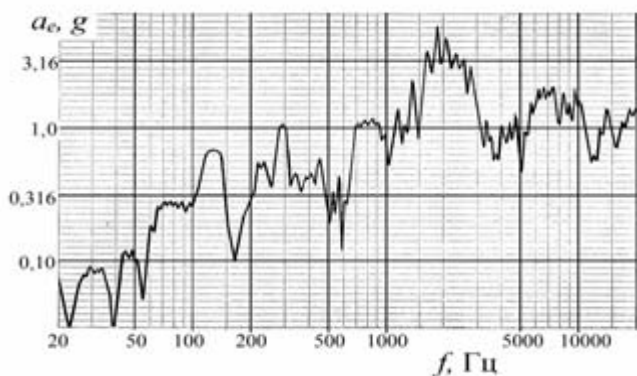


Рисунок 11 - Спектр вибраций на стяжном болте на резонансном режиме при  $n = 1850 \text{ мин}^{-1}$

В результате проведённых экспериментальных исследований показана связь крутильных колебаний коленчатого вала и вибраций блока цилиндров. По данным замеров вибраций блока цилиндров на стяжном болте первой коренной опоры можно оценивать наличие резонансных режимов работы колебательной системы коленчатого вала. По уровню вибраций в высокочастотной области можно судить о наличии ударных процессов в подшипниках скольжения коленчатого вала, вызываемых крутильными колебаниями.

### Литература

1. Никишин В.Н., Серпов А.С., Малышенок В.В. Вибронагруженность и расчет соударения в шестерёнчатом приводе масляного насоса при угловых колебаниях коленчатого вала автомобильного дизеля // Двигателестроение.– 1987. – № 3. – С. 18-22.

2. Никишин В.Н. Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 2. – С. 11-14.

3. Гольмаков В.С., Никишин В.Н., Сосновский А.П., Леонов С.М. Исследование угловых колебаний привода ТНВД новых форсированных двигателей КАМАЗ // Материалы Международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России», посвящённой 145-летию МГТУ «МАМИ», 2010. Книга 2, (Секция 2. Поршневые и газотурбинные двигатели), Москва, МГТУ «МАМИ», – 2010 г., С. 90-95.