

УДК 621.43-232.174.001.5:539.319

М.А. КЛЕССОглавный конструктор¹

E-mail: ugk.mmz@gmail.com

А.А. НИКИШЕВначальник конструкторского бюро управления главного конструктора¹

E-mail: mmz.ugk.dsn@gmail.com

А.В. ПРЕДКОстарший научный сотрудник управления главного конструктора¹

E-mail: mmz.ugk.ns@yandex.by

А.Н. ПЕТРУЧЕНКО, канд. техн. наук, доц.старший научный сотрудник управления главного конструктора¹

E-mail: mmz.ugk.ns@yandex.by

¹ОАО «Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД», г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 27.07.2021.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ 4-ЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЯ

Демпферы крутильных колебаний в современных двигателях внутреннего сгорания применяются не только для снижения знакопеременных касательных напряжений, приводящих к усталостному разрушению коленчатого вала, но и для диагностики коленчатого вала, снижения расхода масла, повышения механического КПД двигателя, снижения шума. Для повышения технического уровня 4-цилиндровых дизелей производства ОАО «Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД» (ОАО «УКХ «ММЗ») предлагается использовать демпфер крутильных колебаний. Выбор параметров демпфера построен на исследовании модели крутильной системы, эквивалентной крутильной системе дизеля 4ЧН 11×12,5. Рассчитаны амплитуды крутильных колебаний носка коленчатого вала при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Установлено, что максимальная амплитуда колебаний соответствует работе дизеля при частоте 1000 мин⁻¹, в этом случае амплитуда закручивания носка коленчатого вала составляет 0,123 град. Для этого режима работы дизеля определены момент инерции маховика жидкостного демпфера и коэффициент демпфирования, обеспечивающие снижение амплитуды крутильных колебаний более чем в 3 раза. Расчетом определено ожидаемое снижение амплитуды крутильных колебаний для других режимов работы двигателя по внешней скоростной характеристике. Во всем исследованном диапазоне частот вращения коленчатого вала амплитуда крутильных колебаний носка при применении демпфера в 3 и более раза ниже чем без демпфера. Для экспериментального уточнения параметров демпфера предложена конструкция демпфера с изменяемым моментом инерции маховика и возможностью замены полиметилсилоксановой жидкости.

Ключевые слова: крутильные колебания, коленчатый вал, амплитуда колебаний, эквивалентная крутильная система, демпфер, крутильная жесткость, система дифференциальных уравнений

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-4-57-27-32>

Введение. Проблема снижения амплитуды крутильных колебаний в двигателестроении известна достаточно давно. Наиболее часто для борьбы с крутильными колебаниями применяются демпферы различного конструктивного исполнения, отличающиеся сложностью, эффективностью, условиями эксплуатации.

Применение демпферов крутильных колебаний в современном двигателестроении давно вышло за рамки снижения знакопеременных касательных

напряжений, приводящих к усталостному разрушению коленчатого вала. Так, в работе [1] крутильные колебания предлагается использовать для оценки состояния демпфера и прогнозирования остаточного ресурса коленчатого вала судового двигателя.

Ранее демпферы применялись, как правило, в многоцилиндровых двигателях, имеющих 6 и более цилиндров, в которых даже при равномерном протекании рабочих процессов в цилиндрах возникали недопустимо высокие амплитуды крутильных

колебаний, приводящие к разрушению коленчатых валов. Тенденцией современного двигателестроения является применение демпферов в двигателях с относительно небольшим количеством цилиндров, например, 4-цилиндровые двигатели. В этом случае за счет снижения амплитуды крутильных колебаний коленчатого вала решаются задачи не только уменьшения касательных напряжений в коленчатом валу, но и стабилизации процесса газообмена, обусловленной уменьшением величины сдвига фаз газораспределения и обеспечением равноудаленности моментов воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндрах. Последние обстоятельства являются факторами, способствующими получению высоких экологических показателей и повышению топливной экономичности. Особенно это актуально для двигателей высокого экологического уровня, оценка экологических показателей которых производится на переходных режимах.

В работах [2, 3] отмечается, что крутильные колебания вызывают такие явления, как шум, вибрации, повышенный расход топлива и масла, а также разрушение деталей приводов агрегатов. Значительный рост нагрузки на зубья шестерни привода масляного насоса вызывает питтинг рабочей поверхности зубьев и, как следствие, их разрушение.

Установка демпфера крутильных колебаний на форсированном дизеле КАМАЗ-7403 способствовала снижению расхода масла на 34 % и повышению эффективного КПД дизеля ~1,6 % [3].

Снижение амплитуды крутильных колебаний коленчатого вала повысит технический уровень 4-цилиндровых дизелей производства ОАО «УКХ «ММЗ». Для этого необходимо решить следующие задачи: получить зависимости амплитуды крутильных колебаний носка коленчатого вала от угла его поворота на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ); выбрать тип демпфера и его параметры, обеспечивающие снижение амплитуды крутильных колебаний во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала.

Модель исследования. Теоретические значения углов закручивания коленчатого вала можно получить решением системы дифференциальных уравнений. Для описания движения масс приведенной крутильной системы (рисунок 1), соответствующей

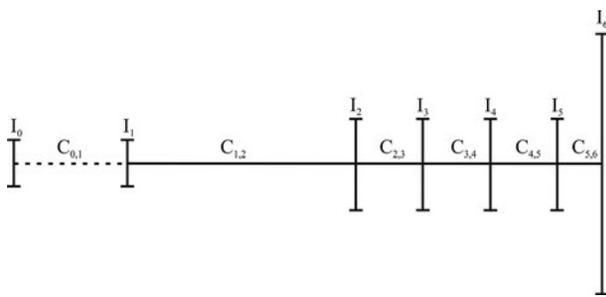


Рисунок 1 — Расчетная схема эквивалентной крутильной системы дизеля 4ЧН 11×12,5

Figure 1 — Design scheme of the equivalent torsional system of the 4ЧН (4ChN) 11×12.5 diesel engine

ющей крутильной системе дизеля 4ЧН 11×12,5, используются следующие уравнения [4, 5]:

$$\begin{cases} I_0 \frac{\partial^2 \varphi_0}{\partial t^2} + \xi_0 \cdot \left(\frac{d\varphi_0}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + C_{0,1} \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) = 0; \\ I_1 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t^2} - \xi_0 \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_0}{dt} \right) - C_{0,1} \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) + C_{1,2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ I_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} + \xi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} - C_{1,2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{2,3} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = M_2; \\ I_3 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t^2} + \xi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{dt} - C_{2,3} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{3,4} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = M_3; \\ I_4 \frac{\partial^2 \varphi_4}{\partial t^2} + \xi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{dt} - C_{3,4} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + C_{4,5} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) = M_4; \\ I_5 \frac{\partial^2 \varphi_5}{\partial t^2} + \xi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{dt} - C_{4,5} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + C_{5,6} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) = M_5; \\ I_6 \frac{\partial^2 \varphi_6}{\partial t^2} - C_{5,6} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где I_0 — момент инерции демпфера; $I_1 \dots I_6$ — моменты инерции элементов эквивалентной крутильной системы; $\varphi_0 \dots \varphi_6$ — независимые угловые координаты, задающие положение масс; ξ_0 — коэффициент демпфирования демпфера крутильных колебаний; $\xi_2 \dots \xi_5$ — коэффициенты демпфирования моторных масс; $C_{0,1} \dots C_{5,6}$ — крутильные жесткости между элементами системы; $M_2 \dots M_5$ — возмущающие моменты.

Крутильные жесткости кривошипов рассчитывались по зависимости С.С. Зиманенко [6], цилиндрических участков вала — по известным выражениям [7].

Моменты инерции участков коленчатого вала определялись по 3D-модели коленчатого вала. К моментам инерции кривошипов $I_2 \dots I_5$ добавлены моменты инерции масс шатунного и поршневого комплектов, численные значения этих моментов определены по зависимостям, приведенным в [7]. Момент инерции I_1 состоит из моментов инерции масс носка, приводных шестерен и шкива, а также приведенных моментов инерции подвижных деталей механизма газораспределения, топливного и масляного насосов.

Рассчитанные значения:

- моментов инерции: $I_1 = 0,014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_2 = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_3 = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_4 = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_5 = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_6 = 0,758 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

- крутильных жесткостей: $C_{1,2} = 223\,558,9 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $C_{2,3} = 1\,136\,595 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $C_{3,4} = 1\,136\,595 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $C_{4,5} = 1\,134\,003 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $C_{5,6} = 1\,794\,593 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$.

Коэффициенты демпфирования моторных масс выбирались в соответствии с результатами торсиографирования коленчатого вала двигателя без демпфера крутильных колебаний. На начальном этапе исследований величины выбраны согласно рекомендациям, изложенным в работе [8], $\xi_2 \dots \xi_5$ приняты равными $0,25 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$. Определение величин коэффициента ξ_0 и момента инерции I_0 является целью исследования и на начальном этапе эти величины из расчетных исследований исключены.

Возмущающие моменты $M_2 \dots M_5$ описываются в общем случае выражением:

$$M_{i,k} = M_k^a \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_{i,k}), \quad (2)$$

где M_k^a — амплитуда гармонически изменяющегося момента; k — порядок гармоники крутящего момента; $\varepsilon_{i,k}$ — фазовый угол сдвига k -й гармоники для i -го цилиндра; ω — циклическая частота.

Величины M_k^a и $\varepsilon_{i,k}$ определяют по результатам гармонического анализа [9] кривой крутящего момента. Период крутящего момента 4-тактного дизеля равен 720 град ПКВ (градусов поворота коленчатого вала), тригонометрическая функция «sin» имеет период, равный 360°, поэтому для полного охвата кривой крутящего момента порядок гармоник k принимают равным 0,5; 1,0; 1,5 и т. д.

Кривая крутящего момента получена в результате сложения крутящих моментов, вызванных действием газовых сил и сил инерции. Величина газовых сил определялась по индикаторным диаграммам, полученным при снятии внешней скоростной характеристики дизеля 4ЧН 11×12,5. Текущие значения крутящего момента корректировались на величину механического КПД. При выполнении гармонического анализа получены амплитуды момента до сотой гармоники включительно.

Момент сил инерции оказывает заметное влияние на величину амплитуд гармоник (рисунок 2), вторая и третья гармоники уменьшаются в 1,5...2,5 раза во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала (на рисунке 2 затемненные участки показывают величину уменьшения гармоник), при этом гармоника первого порядка увеличивается на 3...7%.

Согласно [10] решение системы (1) для i -й массы можно представить в виде:

$$\varphi_i = \sum_{j=1}^m A_{i,j}^a \cdot e^{ik\omega t} + \sum_{j=1}^m B_{i,j}^a \cdot e^{-ik\omega t}, \quad (3)$$

где $A_{i,j}^a$ и $B_{i,j}^a$ — проекции амплитуды колебаний l -й массы; m — количество гармоник.

Такая запись решений системы дифференциальных уравнений (1) позволяет перейти к систе-



Рисунок 2 — Изменение амплитуд гармоник крутящего момента по внешней скоростной характеристике
Figure 2 — Change in the amplitudes of the torque harmonics according to the external speed characteristic

ме линейных алгебраических уравнений, решение которых можно представить в виде:

$$F = D^{-1} \cdot M^a, \quad (4)$$

где F — вектор-столбец амплитуд крутильных колебаний приведенных масс; D — матрица свойств приведенной крутильной системы; M^a — вектор-столбец амплитуд гармонических составляющих моментов, действующих в крутильной системе.

Результаты расчетных исследований. Приведенный выше алгоритм расчета амплитуд крутильных колебаний реализован в виде расчетного модуля в среде Delphi. Для номинального режима работы дизеля 4ЧН 11×12,5 ($n = 2200$ мин⁻¹, $Ne = 77$ кВт) выполнен расчет крутильных колебаний (рисунок 3). На данном режиме максимальная амплитуда крутильных колебаний носка коленчатого вала A_n составила 0,104°, что на 8,9% выше значений, полученных экспериментально. Данное расхождение можно считать допустимым, а расчетный модуль пригодным для дальнейшего использования. Наибольших значений (0,123°) величина A_n достигла при частоте $n = 1000$ мин⁻¹.

Для рассмотренных частот вращения коленчатого вала характер колебаний носка коленчатого вала имеет значительные различия. Так, для частоты вращения коленчатого вала, равной 1000 мин⁻¹, можно выделить низко- и высокочастотные области изменения угла закручивания носка вала. Низкочастотная область имеет период 90 град ПКВ, а высокочастотная — 10 град ПКВ. Очевидно, что использование antivibratora, настроенного на какую-либо гармонику, не позволит обеспечить уменьшение величины A_n во всем диапазоне частот ВСХ дизеля 4ЧН 11×12,5. Поэтому для снижения величины A_n на всех режимах работы дизеля целесообразно использовать жидкостный демпфер, выбрав ξ_0 и I_0 , существенно уменьшающие A_n .

Проведены расчетные исследования по определению влияния коэффициента демпфирования ξ_0 и момента инерции маховика жидкостного демпфера I_0 на амплитуду крутильных колебаний носка коленчатого вала A_n (рисунок 4). Коэффициент демпфирования изменялся в пределах 35...595 Н·м·с,

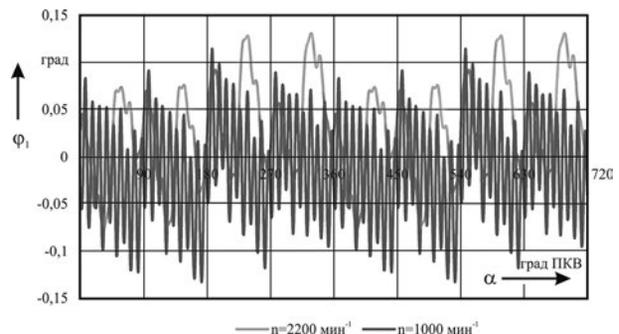


Рисунок 3 — Изменение угла закручивания носка коленчатого вала дизеля 4ЧН 11×12,5 за цикл
Figure 3 — Change in the twist angle of the crankshaft nose of the 4ЧН (4ChN) 11×12.5 diesel engine per cycle

нижний предел выбран согласно рекомендациям [8], верхняя граница интервала определялась интенсивностью снижения величины A_n . Значения I_0 задавались в пределах 0,02...0,12 кг·м².

В исследованном диапазоне изменений I_0 величина A_n при коэффициенте $\xi_0 = 595$ Н·м·с практически не меняется. Уменьшение ξ_0 ведет к некоторому росту влияния момента I_0 на величины A_n , достигая наибольшей интенсивности при $\xi_0 = 35$ Н·м·с, в этом случае на каждые 0,02 кг·м² увеличения I_0 повышение A_n может достигать 4 %.

Коэффициент ξ_0 оказывает более существенное влияние на величину A_n . Условно можно выделить три участка, характеризующиеся разной интенсивностью уменьшения A_n . На первом участке изменения ξ_0 (35...280 Н·м·с) наблюдается интенсивное снижение A_n (5...6 % на каждые 35 Н·м·с увеличения ξ_0). На втором участке ξ_0 принимает значения 315...385 Н·м·с (величина A_n снижается на 3...4 % на каждые 35 Н·м·с). На третьем участке амплитуда A_n становится ниже величины, полученной без демпфера, более чем в 3 раза.

Выбор параметров жидкостного демпфера.

Для практической реализации наибольший интерес представляет третий участок, на котором при изменении ξ_0 в пределах 415...595 Н·м·с обеспечиваются достаточно низкие значения A_n .

Зависимость, приведенная на рисунке 4, монотонная, поэтому дополнительные исследования по поиску минимума A_n в диапазоне изменения $\xi_0 = 415...595$ Н·м·с и $I_0 = 0,02...0,12$ кг·м² не требуется.

Величина ξ_0 в значительной мере зависит от площади боковой поверхности маховика демпфера, чем выше площадь, тем больше коэффициент при сохранении вязкости жидкости и зазоров между маховиком и корпусом демпфера. Однако увеличение площади маховика способствует росту его момента инерции, что, как следует из

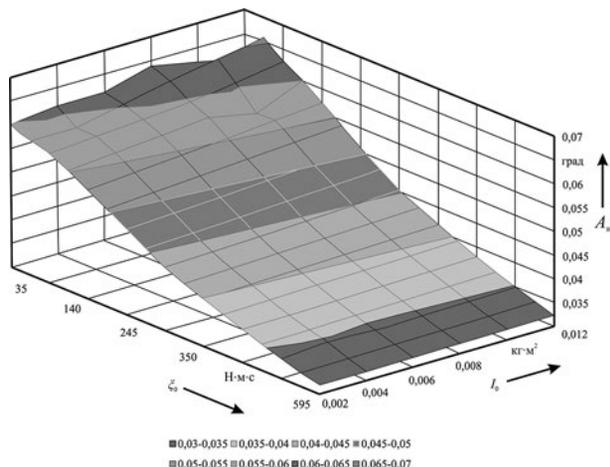


Рисунок 4 — Изменение амплитуды колебаний носка коленчатого вала в зависимости от коэффициента демпфирования и момента инерции маховика жидкостного демпфера

Figure 4 — Change in the vibration amplitude of the crankshaft nose depending on the damping coefficient and the moment of inertia of the flywheel of the liquid damper

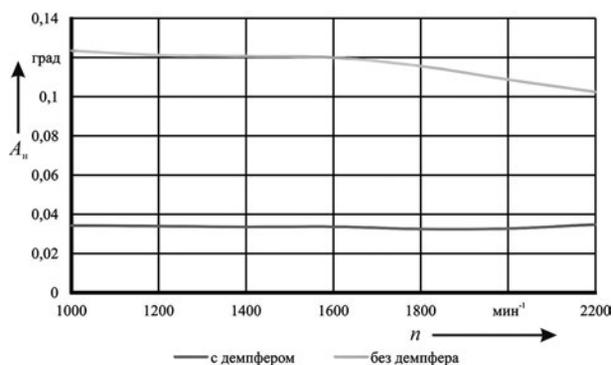


Рисунок 5 — Изменение амплитуды колебаний носка коленчатого вала по внешней скоростной характеристике
Figure 5 — Change in the vibration amplitude of the crankshaft nose tip according to the external speed characteristic

приведенного выше, несколько ухудшает эффективность демпфера. Поэтому для обеспечения необходимых показателей демпфера требуется компромиссное решение.

Для прогнозирования эффективности демпфера выполнены расчеты амплитуды крутильных колебаний A_n по всей ВСХ (рисунок 5). При этом значения ξ_0 и I_0 были равны 525 Н·м·с и 0,02 кг·м² соответственно.

Расчетные исследования показали эффективность применения демпфера. В диапазоне частот вращения коленчатого вала 1000...1600 мин⁻¹ разность амплитуд колебаний составляет 0,086...0,089 град; в диапазоне 1600...2200 мин⁻¹ наблюдается снижение величины A_n до 0,67 град. Такой характер изменения амплитуды крутильных колебаний по внешней скоростной характеристике можно считать приемлемым.

В работе [11] отмечается, что для параметров жидкостного демпфера, определенных расчетом, требуется корректировка, учитывающая результа-

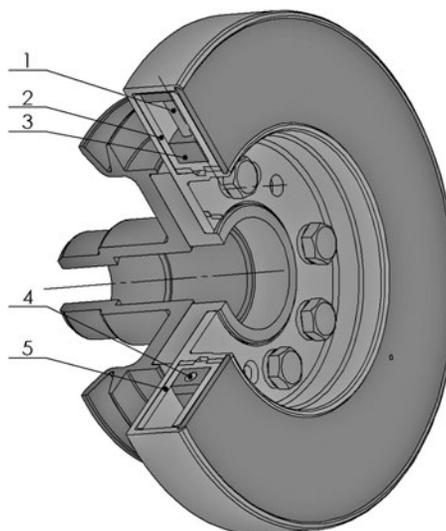


Рисунок 6 — Опытный демпфер с изменяемым моментом инерции маховика: 1 — регулировочный винт; 2 — основание маховика; 3 — подвижная часть маховика; 4 — стяжной болт; 5 — корпус демпфера

Figure 6 — Experimental damper with variable moment of inertia of the flywheel: 1 — adjusting screw; 2 — flywheel base; 3 — movable part of the flywheel; 4 — tie bolt; 5 — damper housing

ты экспериментальных исследований. Для экспериментального уточнения момента инерции маховика демпфера предложен маховик с переменным моментом инерции (рисунок 6). Требуемую величину ξ_0 можно получить, выбрав нужную вязкость полиметилсилоксановой жидкости.

Момент инерции меняется в пределах $0,02 \dots 0,025 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ за счет смещения подвижной части маховика 3 относительно его основания 5 с помощью регулировочных винтов 1 (см. рисунок 6). Заданное положение подвижной части маховика 3 фиксируется с помощью стяжных болтов 4.

Заключение. Построена модель крутильной системы, эквивалентная крутильной системе дизеля 4ЧН 11×12,5, что позволило рассчитать амплитуды крутильных колебаний носка коленчатого вала при работе по внешней скоростной характеристике. Установлено, что максимальная амплитуда колебаний соответствует работе дизеля при частоте 1000 мин^{-1} , амплитуда закручивания носка коленчатого вала составляет $0,123$ град. Для этого режима работы дизеля определены момент инерции маховика жидкостного демпфера и коэффициент демпфирования, обеспечивающие снижение амплитуды крутильных колебаний более чем в 3 раза.

Расчетом определено ожидаемое снижение амплитуды крутильных колебаний для других режимов внешней скоростной характеристики. Во всем исследованном диапазоне частот вращения коленчатого вала амплитуда колебаний его носка при применении демпфера в 3 и более раза ниже, чем без демпфера.

Для экспериментальной доводки предложен демпфер, имеющий маховик с изменяемым момен-

том инерции и возможностью замены полиметилсилоксановой жидкости.

Список литературы

1. Викулов, С.В. Диагностика коленчатого вала судового дизеля по параметрам крутильных колебаний / С.В. Викулов // Ползуновский вестник. — 2013. — № 4–3. — С. 146–150.
2. Никишин, В.Н. Вибронагруженность и расчет соударения в шестеренчатом приводе масляного насоса при угловых колебаниях коленчатого вала автомобильного дизеля / В.Н. Никишин, А.С. Серпов, В.В. Малышенко // Двигателестроение. — 1987. — № 3. — С. 18–22.
3. Никишин, В.Н. Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля / В.Н. Никишин // Автомоб. промышленность. — 2007. — № 2. — С. 11–14.
4. Preliminary selection of basic parameters of different torsional vibration dampers intended for use in medium-speed diesel engines / I. Filipović [et al.] // Transactions of FAMENA. — 2012. — Vol. 36, no. 3. — Pp. 79–88.
5. Matyja, T. Selection of torsional vibration damper based on the results of simulation / T. Matyja, B. Lazarz // Journal of Vibroengineering. — 2015. — Vol. 17, iss. 8. — Pp. 4069–4077.
6. Ефремов, Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л.В. Ефремов. — СПб.: Наука, 2007. — 276 с.
7. Яманин, А.И. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие / А.И. Яманин, А.В. Жаров. — М.: Машиностроение, 2003. — 464 с.
8. Гоц, А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц. — Владимир: Владим. гос. ун-т, 2008. — 199 с.
9. Гольдман, С. Гармонический анализ, модуляция и шумы / С. Гольдман; пер. с англ. под ред. Г.С. Горелика. — М.: Изд-во иностр. лит., 1951. — 408 с.
10. Brusa, E. Torsional vibration of crankshafts: Effects of non-constant moments of inertia / E. Brusa, C. Delprete, G. Genta // Journal of Sound and Vibration. — 1997. — Vol. 205, iss. 2. — Pp. 135–150. — DOI: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.0964>.
11. Гоц, А.Н. Методика выбора оптимальных коэффициентов демпфирования для демпферов крутильных колебаний коленчатых валов автотракторных двигателей / А.Н. Гоц // Тракторы и сельхозмашины. — 2019. — № 6. — С. 21–27.

KLESSO Mikhail A.

Chief Design Engineer of the Chief Design Engineer's Office¹
E-mail: ugk.mmz@gmail.com

NIKISHEV Alexander A.

Head of the Design Engineering Department of the Chief Design Engineer's Office¹
E-mail: mmz.ugk.dsn@gmail.com

PREDKO Andrey V.

Senior Researcher of the Chief Design Engineer's Office¹
E-mail: mmz.ugk.ns@yandex.by

PETRUCHENKO Alexander N., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Senior Researcher of the Chief Design Engineer's Office¹
E-mail: mmz.ugk.ns@yandex.by

¹OJSC “MINSK MOTOR PLANT” Holding Managing Company”, Minsk, Republic of Belarus

Received 27 July 2021.

PARAMETER SELECTION OF FOUR-CYLINDER DIESEL TORSIONAL VIBRATION DAMPERS

Torsional vibration dampers in modern internal combustion engines are used to reduce alternating shear stresses leading to fatigue failure of the crankshaft, as well as to diagnose the crankshaft, reduce oil consumption, increase the mechanical efficiency of the engine, and reduce noise. Torsional vibration dampers are suggested to be used at OJSC "MINSK MOTOR PLANT" Holding Managing Company" to improve the technical level of four-cylinder diesel engines. Damper parameters choice is based on torsional system model research, which is equivalent to the torsional diesel system of a 4ЧН (4ChN) 11×12.5 diesel engine. The amplitudes of the crankshaft nose torsional vibrations with the engine running are calculated according to the full-load curve. It was found that the maximum amplitude of vibrations corresponds to the diesel engine operation at a rated speed of 1000 rpm. In this case the amplitude of twisting of the crankshaft nose is 0.123 deg. For this diesel engine operating mode, the moment of inertia of the liquid damper flywheel and the damping coefficient were determined. They ensure a decrease in the torsional vibrations amplitude by more than three times. The calculation determined the expected decrease in the torsional vibrations amplitude for other modes of engine operation according to the full-load curve. In the entire research of crankshaft rated speed, the amplitude of nose torsional vibrations when using a damper is three times lower than without it. For experimental refinement of the damper parameters, a damper design with a variable moment of the flywheel inertia, as well as the possibility of replacing the polymethylsiloxane fluid are proposed.

Keywords: torsional vibrations, crankshaft, vibration amplitude, equivalent torsional system, damper, torsional stiffness, differential equation system

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-4-57-27-32>

References

1. Vikulov S.V. Diagnostika kolenchatogo vala sudovogo dizelya po parametram krutilnykh kolebaniy [Diagnostics of the crankshaft of a marine diesel engine according to the parameters of torsional vibrations]. *Polzunovskiy vestnik*, 2013, no. 4–3, pp. 146–150 (in Russ.).
2. Nikishin V.N., Serpov A.S., Malyshechok V.V. Vibronagruzhennost i raschet soudareniya v shesterenchatom privode maslyanogo nasosa pri uglovykh kolebaniyakh kolenchatogo vala avtomobilnogo dizelya [Vibration loading and collision calculation in the gear drive of an oil pump with angular vibrations of the crankshaft of an automobile diesel engine]. *Dvigatelistroyeniye*, 1987, no. 3, pp. 18–22 (in Russ.).
3. Nikishin V.N. Uglovye kolebaniya kolenchatogo vala i kharakteristiki dizelya [Angular oscillations of the crankshaft and diesel engine characteristics]. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2007, no. 2, pp. 11–14 (in Russ.).
4. Filipović I., Bibić D., Milašinović A., Blažević A., Pecar A. Preliminary selection of basic parameters of different torsional vibration dampers intended for use in medium-speed diesel engines. *Transactions of FAMENA*, 2012, vol. 36, no. 3, pp. 79–88.
5. Matyja T., Łazarz B. Selection of torsional vibration damper based on the results of simulation. *Journal of vibroengineering*, 2015, vol. 17, iss. 8, pp. 4069–4077.
6. Efremov L.V. *Teoriya i praktika issledovaniy krutilnykh kolebaniy silovykh ustanovok s primeneniem kompyuternykh tekhnologiy* [Theory and practice of research of torsional vibrations of power plants using computer technology]. Saint Petersburg, Nauka Publ., 2007. 276 p. (in Russ.).
7. Yamanin A.I., Zharov A.V. *Dinamika porshnevnykh dvigateley* [Dynamics of piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003. 464 p. (in Russ.).
8. Gots A.N. *Krutilnye kolebaniya kolenchatykh valov avtomobilnykh i traktornykh dvigateley* [Torsional vibrations of crankshafts of automobile and tractor engines]. Vladimir, Vladimirskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2008. 200 p. (in Russ.).
9. Goldman S. *Frequency analysis, modulation and noise*. New York, McGraw Hill, 1948. 434 p.
10. Brusa E., Delprete C., Genta G. Torsional vibration of crankshafts: effects of non-constant moments of inertia. *Journal of sound and vibration*, 1997, vol. 205, iss. 2, pp. 135–150. DOI: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.0964>.
11. Gots A.N. Metodika vybora optimalnykh koeffitsientov dempfirovaniya dlya dempferov krutilnykh kolebaniy kolenchatykh valov avtotraktornykh dvigateley [Method of selection of optimal damping coefficients for torsional vibration dampers of crankshafts of automobile and tractor engines]. *Traktory i selkhoz mashiny*, 2019, no. 6, pp. 21–27 (in Russ.).