

О взаимосвязи крутильных колебаний и опрокидывающего момента судовых дизелей



Дмитрий ПОПОВ



Вячеслав ЕПИФАНОВ



Владислав ЗЯБРОВ

Дмитрий Александрович Попов¹, Вячеслав Сергеевич Епифанов², Владислав Александрович Зябров³

^{1, 2, 3} Академия водного транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия.

✉ ¹ popov.dmitry88@mail.ru.

¹ SPIN-код: 4265-4183, Author ID: 1119329.

² SPIN-код: 5428-9215, Author ID: 1118887.

³ SPIN-код: 1021-3360, Author ID: 730838.

АННОТАЦИЯ

Проведён обзор условий, при которых необходим расчёт крутильных колебаний и учитываемых при их расчёте возмущающих моментов в судовых двигателях. Проведён анализ влияния крутильных колебаний на опрокидывающий момент двигателя. Проиллюстрирована схема сил, возникающая в кривошипно-шатунном механизме двигателя от крутильных колебаний. Представлены формулы для расчёта опрокидывающего момента от крутильных колебаний коленчатого вала многоцилиндрового двигателя и суммарного опрокидывающего момента. Даны рекомендации о необходимости учёта влияния мо-

ментов от крутильных колебаний на неравномерность вращения и вибрации двигателя.

Для установки ДГР А 100/750 эффективной мощностью 100 кВт при номинальных оборотах 750 об/мин с двигателем 6Ч 18/22 приведены результаты ранее сделанного исследования расчёта суммарного момента двигателя с учётом влияния крутильных колебаний.

По результатам проведённого анализа даны предложения о необходимости учитывать моменты, возникающие от крутильных колебаний, при диагностировании двигателя.

Ключевые слова: водный транспорт, крутильные колебания, судовый двигатель, опрокидывающий момент, валопровод, судовая энергетическая установка.

Для цитирования: Попов Д. А., Епифанов В. С., Зябров В. А. О взаимосвязи крутильных колебаний и опрокидывающего момента судовых дизелей // Мир транспорта. 2023. Т. 21. № 5 (108). С. 53–58. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2023-21-5-6>.

Полный текст статьи на английском языке публикуется во второй части данного выпуска.
The full text of the article in English is published in the second part of the issue.

ВВЕДЕНИЕ

Транспортная отрасль в России стремительно развивается. И водный транспорт не исключение. Внедрение на водном транспорте информационных технологий и автоматики позволяет не только улучшить качество управления и контроля параметров, но и обеспечить постоянный мониторинг технического состояния установок.

Этому вопросу посвящён ряд исследований. В частности, отмечается, что для комплексной поддержки судовой энергетической установки (СЭУ) «как объекта высокой надёжности, используются облачные технологии хранения большого массива данных и надёжная связь по защищенным каналам между судном, производителями оборудования и береговыми службами» [1].

Но «при эксплуатации судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) закономерно происходят износ и старение их узлов и агрегатов, неизбежно вызывающие ухудшение показателей машин по экологии, экономике и эффективности» [2].

Для СЭУ безэкипажных судов требования к надёжности, экономичности, живучести и экологичности будут ещё выше. Для автономных судов потребуется развитая система технического обслуживания и диагностики. «В местах остановок автономного флота (порты, рейды) потребуется наличие ремонтно-диагностических бригад для осмотра, диагностики и наладки СЭУ и систем автоматики судна. На маршрутах следования автономных судов потребуется доступ аварийных бригад быстрого реагирования, с использованием вертолетного транспорта» [3].

С ростом нагрузки и снижением металлоёмкости механизмов возрастает значение динамических расчётов системы. По мере увеличения неравномерности крутящего момента наблюдается усиление вибраций двигателя на опорах и возрастание шума в машинном отделении судна.

Крутильные колебания в системе «двигатель-валопровод-движитель» могут создавать реальную опасность. На резонансных режимах работы СЭУ возрастает вероятность усталостного разрушения наиболее нагруженных деталей. Выявление и подавление сильного источника вибраций является не менее важным методом для повышения надёжности СЭУ [4].

Однако, ввиду сложности и дороговизны оборудования для исследования крутильных колебаний, возрастает важность возможности использовать методы косвенного контроля.

Цель исследования – анализ взаимосвязи крутильных колебаний и опрокидывающего момента судовых дизелей.

Задачи исследования: обзор возмущающих моментов при крутильных колебаниях, составление схемы сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя от крутильных колебаний, расчётное исследование опрокидывающего момента от крутильных колебаний, оценка воздействия опрокидывающего момента от крутильных колебаний на диагностические параметры установки.

Работа выполнена с помощью теоретических *методов* исследования, таких как анализ и синтез, контент-анализ информации из открытых источников.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Крутильно-колеблющаяся система «двигатель-валопровод-движитель» представляет собой систему соединённых между собой валов. Помимо момента передаваемого потребителю механической энергии и восприятия осевой силы на валопровод действует большое количество дополнительных нагрузок. Особое место среди них занимают крутильные колебания, так как касательные напряжения, возникающие при их резонансе, могут в несколько раз превышать все остальные действующие нагрузки.

На этом основании систему «двигатель-валопровод-движитель» следует отнести к числу наиболее ответственных и нагруженных деталей энергетической установки, несмотря на кажущуюся простоту конструкции.

Впервые крутильные колебания в связи с некоторыми особенностями работы валопровода судовой паросиловой установки были изучены в самом начале XX века, в частности Г. Фрамом [Hermann Frahm]. Однако и в наше время неоднократно наблюдаются поломки валов из-за этого опасного явления.

Крутильные колебания – это такие колебания, при которых все точки системы совершают возвратно-поступательные движения по дугам окружностей вокруг неподвижной оси.

Расчёт системы на крутильные колебания – один из самых сложных и объёмных расчётов при создании или модернизации СЭУ. Согласно правилам надзорных органов, расчёт на крутильные колебания и проверку результатов расчёта путём торсиографирования проводят при переоборудовании, модернизации, восстановлении, обновлении или переклассификации судна¹. Для экспериментального исследования крутильных колебаний используют специальные приборы – торсиографы, в том числе отечественной разработки, которые достаточно хорошо зарекомендовали себя [5–7]. К условиям, при которых необходимо проводить проверку крутильных колебаний, относят:

- замена главного двигателя установки или изменения параметров и/или конструктивных элементов прежнего двигателя;
- замена маховика или изменение его конструкции;
- замена демпфера/антивибратора крутильных колебаний;
- замена эластичной муфты;
- замена гребного винта или изменение его конструкции;
- установка, замена или изъятие дополнительного приёмника или источника энергии (насос, валогенератор, силовая турбина и т. п.);
- изменение диаметра валов более 2 %;
- изменение параметров антивибрационных соединений;
- установка дополнительных сосредоточенных масс (маховик, муфта и т. п.);
- модернизация агрегата с заменой основных элементов системы.

К моментам, которые учитываются при расчётах крутильных колебаний силовых установок, относятся [8]:

- моменты от сил инерции и тяжести движущихся масс в кривошипно-шатунных механизмах (КШМ) поршневых двигателей;
- моменты от сил давления пара или газов в цилиндрах поршневых двигателей (или воздуха в цилиндрах компрессоров);
- постоянная составляющая крутящего момента, передаваемого от источника к приёмнику энергии (средний крутящий момент);
- переменная составляющая создаваемого гребным винтом крутящего момента,

вследствие неравномерности поля скоростей попутного потока воды (при работе винта за корпусом судна);

- переменная составляющая создаваемого крыльчатým движителем крутящего момента, обусловленная цикличностью работы лопастей движителя;
- некоторые другие виды возмущающих моментов, обусловленные особенностями конструкции или неточностью изготовления рассматриваемой установки (карданные соединения валов, неточности изготовления зубчатых соединений).

Но основным источником крутильных колебаний системы являются переменные моменты от действия различных сил в КШМ.

Для расчёта установки на вынужденные крутильные колебания необходимо располагать значениями всех моментов в функции от угла поворота вала.

Источниками вынужденных колебаний судового дизеля на опорах являются: неравномерность опрокидывающего момента от газовых сил и сил инерции, неуравновешенность валопровода, опрокидывающий момент, возникающий при резонансе крутильных колебаний.

Крутящий и опрокидывающий моменты, действующие в КШМ, получаются путем разложения по классической схеме суммарной силы от давления газов и сил инерции движущихся масс КШМ. Этот процесс рассмотрен в разделе кинематики любого учебника по ДВС.

Моменты от крутильных колебаний являются периодическими функциями от угла поворота коленчатого вала (УПКВ).

Возникновение момента от крутильных колебаний описывается следующим образом. Если в некоторый момент времени амплитуда колебания коленчатого вала достигла максимального значения, до которого кривошип поворачивался по дуге окружности против часовой стрелки, затем, когда кривошип в своём колебательном движении поворачивался обратно, каждый раз действует пара равных по величине и противоположно направленных сил T_u , приложенных в точках O и B (рис. 1).

Крутящий момент от крутильных колебаний коленчатого вала возникает от действия пары тангенциальных сил T_u .

В результате разложения одной тангенциальной силы от кривошипа вала, действующей в шатунной шейке, на составляющие

¹ Руководство Р.009-2004 «Расчёт и измерение крутильных колебаний валопроводов и агрегатов», Российский Речной Регистр, Москва, 2016 г.



$$M_{\text{двкркал}} = A_r \cdot \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^n I_i a_i \times \left((k^2 + 1) \times \left(\sin(\phi + \delta_i) - 1, 25\lambda \sin(2(\phi + \delta_i)) \cdot \sin(k\phi + \varepsilon_k) - \right. \right. \\ \left. \left. - k(\cos(k\phi + \varepsilon_k) + \lambda \cos(2(\phi + \delta_i)) \cos(k\phi + \varepsilon_k)) \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{(4 - 3\lambda^2) \sin(\phi + \delta_i) + 2\lambda \sin(2(\phi + \delta_i)) + 2\lambda^2 \sin(3(\phi + \delta_i))}{1 - 0,25\lambda^2(1 - \cos(2(\phi + \delta_i)))} \right) \right), \text{ кН*м} \quad (1)$$

или по упрощённой зависимости:

$$M_{\text{двкркал}} = 0,5 \cdot A_r \cdot \omega^2 k^2 \sin(k\phi + \varepsilon_k) \cdot \sum_{i=1}^n I_i a_i \times \\ \times (1 - \cos(2(\phi + \delta_i)) + K\lambda \sin(\phi + \delta_i) \sin(2(\phi + \delta_i))) , \text{ кН*м} \quad (2)$$

где A_r – резонансная амплитуда крутильных колебаний, рад;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

k – порядок гармоники крутильных колебаний;

λ – постоянная КШМ;

I_i – момент инерции КШМ, кг*м²;

a_i – относительная амплитуда i -ой массы крутильных колебаний;

ϕ – угол поворота коленчатого вала;

δ_i – угол заклинки кривошипов;

ε_k – начальная фаза k -й гармоники крутильных колебаний;

K – поправка на влияние постоянной КШМ;

n – число отсеков (цилиндров).

K вдоль кривошипа и $P_{\text{ши}}$ вдоль движущихся деталей шатунно-поршневой группы. Перенос силы $P_{\text{ши}}$ вдоль линии действия в точку A даёт составляющие вертикальную инерционную силу P_u и горизонтальную нормальную силу N_u .

Другая тангенциальная сила от кривошипа вала, действующая в коренной шейке, раскладывается на составляющие K вдоль кривошипа и $P_{\text{ши}}$ параллельной и противоположно направленной силе $P_{\text{ши}}$ от движущихся деталей шатунно-поршневой группы. В свою очередь, сила $P_{\text{ши}}$ представляет вертикальную P_u и горизонтальную N_u составляющие. Как видно из рис. 1, пара сил N_u и образуют опрокидывающий момент от крутильных колебаний.

Сила K , с которой кривошип действует на опору (точка O), а также противоположно направленную реакцию опоры стремится сместить двигатель в направлении действия силы.

По рис. 1 видно, что, опрокидывающий момент от крутильных колебаний коленчатого вала вносит определённый вклад в действующий опрокидывающий момент от

суммарной силы. «Энергия от газовых сил, частично затраченная на такте рабочего хода на развитие колебаний, вызывает возрастание нагрузки на шатун и возникновение опрокидывающего момента от крутильных колебаний, который влияет на опрокидывающий момент от суммарных газовых и инерционных сил» [9].

Следует отметить, что опрокидывающий момент равен по величине и противоположен по направлению крутящему, но из-за того, что они приложены к разным телам (корпус двигателя и валопровод), взаимно не уравновешиваются.

Вывод формул для расчета опрокидывающего момента от крутильных колебаний коленчатого вала многоцилиндрового двигателя приведён в [10]. Здесь ограничимся формулами, которые подойдут для рядного судового двигателя (1), (2).

Зависимости (1) и (2) с учётом амплитуд колебаний моторных масс могут быть использованы при определении суммарного влияния опрокидывающего момента от крутильных колебаний и опрокидывающего момента двигателя.

Суммарный момент будет равен:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{ов}} + M_{\text{двкрсл}} = \sum_{i=1}^n M_{\text{г}} + M_{\text{двкрсл}} \text{ кН м} \quad (3)$$

где $M_{\text{ов}}$ – опрокидывающий момент двигателя;

$M_{\text{г}}$ – опрокидывающий момент одного отсека двигателя.

При расчёте суммарного момента необходимо знать начальную фазу гармонической составляющей момента k -го порядка, возбуждающей крутильные колебания.

Для установки ДГР А 100/750 эффективной мощностью 100 кВт при номинальных оборотах 750 об/мин с двигателем 6Ч 18/22 проведены расчёты по данным формулам. Результаты были доложены их авторами на Всероссийской научно-технической конференции по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок при МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2014 и 2015 годах, тезисы которых опубликованы в [11; 12].

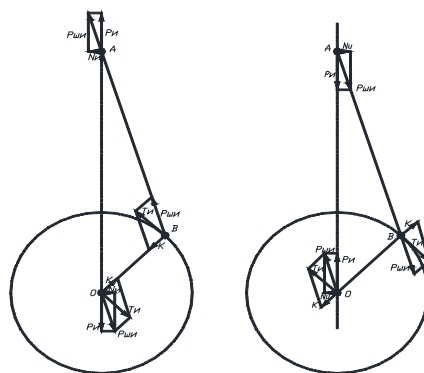
Проведённые расчёты показали, что крутильные колебания валопровода оказывают влияние на опрокидывающий момент двигателя в целом. Для наглядности на рис. 2 представлены характерные расчётные зависимости опрокидывающего момента M_{Σ} от угла поворота коленчатого вала φ с учетом момента от крутильных колебаний при резонансе шестой гармоники и без них за рабочий цикл.

Из графика видно, что увеличились амплитуды момента, что и приводит к развитию опасных напряжений в валопровode и вибрациям в машинном отделении.

При резонансе моменты от крутильных колебаний будут влиять на работу всей крутильно-колеблющейся системы. Поэтому для обеспечения работоспособности установки необходим мониторинг параметров судовых ДВС (главных и вспомогательных) в условиях эксплуатации.

При безразборной автоматической технической диагностике в системах среди прочих перспективными являются такие параметры, как крутящий момент двигателя, частота вращения коленчатого вала, вибрация в районе крышек цилиндров (виброскорость/виброперемещение), вибрация в районе коленчатого вала (виброскорость/виброперемещение) [13]. На них могут сказываться влияния резонансных крутильных колебаний.

Неравномерность вращения валопровода – ещё один важный диагностический параметр. Одной из причин, способствующей возникновению неравномерности вращения,



и объёмных расчётов при создании СЭУ, который требуется проверять торсиографирующим.

Несколько видов возмущающих моментов должны учитываться в расчётах крутильных колебаний силовых установок, но основным источником крутильных колебаний системы являются переменные моменты от действия различных сил в КШМ.

По рассмотренной схеме сил в КШМ и в результате проведённых расчётов по приведённым зависимостям для дизель-генератора ДГР А 100/750 видно, что крутильные колебания валопровода оказывают влияние на опрокидывающий момент двигателя в целом.

При диагностировании крутильно-колеблющейся системы «двигатель-валопровод-двигатель» важно учитывать влияние моментов от крутильных колебаний, так как в условиях эксплуатации это может позволить обслуживающему персоналу предупреждать возникновение возможных аварий.

Требуется дополнительные исследования, посвящённые повышению эффективности диагностирования с использованием цифровых инструментов и средств связи, позволяющих осуществлять обмен большими данными.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Валов Д. С., Валгин С. А. Системы управления судовыми энергетическими установками автономных судов // Актуальные исследования. – 2023. – № 5 (135). – С. 19–28. EDN: QGRTJJ.
2. Зябров В. А., Косыгин И. А., Лопатин И. Н. Обзор методов диагностирования технического состояния судовых дизелей // Речной транспорт (XXI век). – 2014. – № 4 (69). – С. 39–41. EDN: SIVFKR.
3. Володин А. Б., Преснов С. В., Якунчиков В. В. На пути к автономному судоходству // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2021. – Т. 22. – № 4. – С. 355–363. DOI: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-4-355-363>.
4. Епифанов В. С., Попов Д. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: методические рекомендации. – М.: МГАВТ, 2017. – 121 с.

5. Горбачев М. М., Колыванов В. В. Выбор методов постоянного мониторинга крутильных колебаний в судовых машинно-двигательных комплексах // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2023. – № 2. – С. 54–65. EDN: JYRACU. DOI: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2023-2-54-65>.

6. Кудрявцев М. В. Оптический мониторинг крутильных колебаний валов // Науч.-техн. вестн. информ. технологий, механики и оптики. – 2006. – № 28. – С. 3–7. EDN: JURYJF.

7. Сергеев К. О., Прыгунов А. И. Опыт применения радиоторсиографов РТ-660 на судах Северного бассейна // Вестник МГТУ. Труды Мурманского государственного технического университета. – 2008. – Т. 11. – № 3. – С. 493–497. EDN: JRGMLT.

8. Терских В. П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т. 1. Элементы системы и возмущающие моменты. – Л.: Судостроение, 1969. – 206 с.

9. Марков В. А., Шатров В. И. Анализ тенденций совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. – 2014. – № 1 (94). – С. 111–128. EDN: RYBWYB.

10. Доброгаев Р. П., Елифанов В. С. Вывод расчётных зависимостей опрокидывающего момента возникающего от крутильных колебаний коленчатого вала многоцилиндрового двигателя. Исследование прочности и надёжности деталей автомобильных двигателей // Межвузовский сб. – Элиста, Калмыцкий государственный университет, 1980. – С. 35–48.

11. Марков В. А., Шатров В. И. Направления совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2014. – № 5 (98). – С. 127–140. EDN: SVJQJB.

12. Марков В. А., Шатров В. И. Направления совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2015. – № 5 (104). – С. 128–148. EDN: UXKGAP.

13. Соловьев А. В. Системы мониторинга судовых дизелей в эксплуатации // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2018. – № 1. – С. 87–92. EDN: YOQFCW.

14. Кочергин В. И., Глушков С. П., Курмыгин А. В. Исследование неравномерности вращения привода элементов судовых энергетических установок // Научные проблемы водного транспорта. – 2020. – № 65. – С. 71–79. EDN: TGFIBQ.

15. Системы автоматизации и диагностирования дизелей и газовых двигателей (материалы Конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. – 2019. – № 1 (275). – С. 39–57. EDN: QMGFYW.

Информация об авторах:

Попов Дмитрий Александрович – старший преподаватель кафедры судовых энергетических установок, электрооборудования судов и автоматизации Академии водного транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия, porov.dmitry88@mail.ru.

Епифанов Вячеслав Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры судовых энергетических установок, электрооборудования судов и автоматизации Академии водного транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия, vserifanov@mail.ru.

Зябров Владислав Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой судовых энергетических установок, электрооборудования судов и автоматизации Академии водного транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия, zs4@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 27.06.2023, одобрена после рецензирования 24.09.2023, принята к публикации 30.09.2023.