



УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ КРУТИЛЬНЫХ ВИБРАЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ АГРЕГАТОВ НА ОСНОВЕ ВЯЗКОСТНОГО МЕТОДА

Э.А. Петровский, К.А. Башмур, М.С. Жарнакова (ФГАОУ ВО «СФУ»),
Н.А. Смирнов (ФГБОУ ВО «СибГУ им. ак. М.Ф. Решетнева»)

Рассмотрена актуальная в различных отраслях промышленности проблема контроля вибраций, возникающих в центробежных агрегатах и пагубно влияющих на данное оборудование. Описан новый метод пассивного контроля крутильной вибрации вращающихся систем центробежных агрегатов, а также разработанное устройство для его осуществления. Суть метода заключается в том, что устройство контроля контактирует с вязкой средой включенными в конструкцию элементами сопротивления, создавая сопротивление вращению. Устройство является адаптивным к изменению числа оборотов системы. Проведено компьютерное моделирование процесса работы устройства пассивного контроля вибраций в программе ANSYS Fluent. Получены зависимости создаваемого момента сопротивления вращению и давления на элементах устройства от конструктивных параметров и использования рельефа поверхности, представляющего собой однонаправленные параллельные следы обработки в виде канавок, имеющих треугольный профиль, на элементах устройства.

Ключевые слова: центробежные агрегаты, вибрация, метод контроля вибраций, пассивный контроль.

Центробежные агрегаты нашли применение в различных отраслях: от электроэнергетики и нефтехимии до металлургии и общей промышленности [1-2]. Работа данного вида оборудования сопровождается вибрациями, которые негативно влияют на эксплуатационные характеристики самого агрегата.

Под воздействием вибраций увеличиваются динамические нагрузки на детали и узлы оборудования. Нередко такие нагрузки являются чрезмерными. Они ведут к ухудшению технического состояния подшипников и торцевых уплотнений, смещению и биению валов, усталостному излому элементов конструкции центробежного агрегата и ускоренному износу оборудования в целом, снижая его КПД и увеличивая расход мощности. Высокие уровни вибрации нередко приводят к разрушению элементов агрегатов: рабочих колес, улиток крупных центробежных насосов, отводов и трубопроводов для обвязки оборудования. Вибрация, проявляющаяся при работе центробежных агрегатов, также негативно воздействует на обслуживающий персонал и окружающую среду [3].

Актуальность разработки вязкостного метода контроля вибраций

Природа возникающих вибраций различна, но ведет к одним последствиям – снижению надежности работы оборудования, поломке частей конструкции или же вовсе отказу оборудования, что приводит к существенным материальным затратам и снижению производительности и эффективности производства [4-6].

Дополнительные сложности при поломках центробежных агрегатов составляют особенности применения данных машин. Так, например, в нефтегазовой промышленности, где используют погружные центробежные электронасосы, помимо вышеперечисленных затрат и последствий, при выходе из строя данный вид центробежных агрегатов зачастую подвергается отказу типа «полет» [7]. Во время полета велика вероятность заклинивания оборудования в колонне, повреждения его узлов и падения на забой скважины, что является одной из самых тяжелых аварийных ситуаций [8-9]. Ко всему прочему возрастает стоимость извлечения оборудования из скважины, а также увеличивается время простоя оборудования, что ведет к сокращению добычи и значительным финансовым последствиям соответственно.

По причине вышеизложенного, контроль вибраций данного вида оборудования является важной задачей.

Методы контроля вибраций вращающихся систем принято делить на активные, пассивные и полупассивные, совмещающие в себе вышесказанные группы методов. Активные осуществляются путем искусственного создания равных по величине, но противоположных по направлению сил по отношению к силам возникших вибраций. В пассивных же методах контроля вибраций не присутствует внешнего источника энергии. К таким методам, в частности, относится применение устройств контроля, которые способствуют уравниванию системы. Именно этот вид методов контроля является также и самым эффективным из пассивных [10].

Описание метода контроля крутильной вибрации вращающихся систем центробежных агрегатов

Ввиду актуальности проблемы контроля вибраций в центробежных агрегатах, а также отсутствия адаптивности в известных конструкциях пассивного контроля вибраций данных машин по причине их неспособности в зависимости от внешних факторов (например, изменения частоты оборотов системы) изменять свои параметры или характеристики, был разработан метод вязкостного контроля крутильной вибрации вращающихся систем и устройство контроля для его осуществления. Данное устройство является механическим и жестко устанавливается непосредственно на вал, например, посредством шпоночного соединения. Схема устройства контроля представлена на рис. 1.

Конструкцию устройства контроля условно можно разделить на две габаритные части: корпус и модуль контроля вибраций.

В корпусе выполнено как минимум два радиальных глухих отверстия, расположенных равномерно по окружности, в каждое из которых установлен посредством резьбового соединения модуль контроля вибраций.

Модуль контроля вибраций состоит из корпуса, представляющего собой цилиндр с глухим отверстием. Корпус модуля имеет расположенную аксиально модулю направляющую в виде прямоугольного выреза.

Внутри корпуса модуля установлен литой поршень, который выполнен в виде цилиндра с элементом сопротивления среде в виде пластины с вырезанной скругленной частью и кольцевым сегментарным герметизирующим выступом, защищающим конструкцию от попадания внутрь нее среды. Для регулирования перемещения поршня между стенкой корпуса модуля и поршнем установлена пружина.

На корпусе модуля также установлен путем соединения сваркой п-образный продолговатый элемент с полостью, соответствующей вмещению элемента сопротивления среде.

В предложенном методе контроля вибраций осуществляется передача силового воздействия на поршень устройства контроля, зависящая от частоты вращения

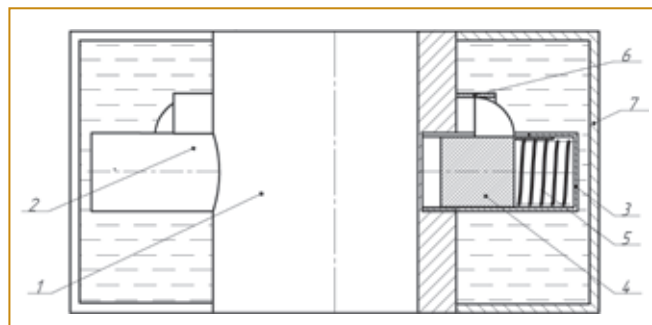


Рис. 1. Схема устройства контроля в рабочем положении, где 1 – корпус устройства контроля вибраций; 2 – модуль контроля вибраций; 3 – корпус модуля; 4 – поршень с элементом сопротивления среде и кольцевым сегментарным герметизирующим выступом; 5 – пружина; 6 – п-образный элемент, 7 – кожух.

Таблица 1. Значения вязкости рабочих сред при атмосферном давлении

Название	Вязкость, 10^{-3} Па · с				
	0°C	20°C	50°C	70°C	100°C
Бензин	0,73	0,52	0,37	0,26	0,22
Вода	1,8	1,01	0,55	0,41	0,28
Глицерин	12100	1480	180	59	13
Керосин	2,2	1,5	0,95	0,75	0,54

системы, а также создание элементом устройства силы сопротивления вращению, зависящей от частоты оборотов системы, посредством внешней среды, находящейся в кожухе.

Силовое воздействие на поршень получают за счет изменения сил инерции системы при изменении числа ее оборотов. Для создания силы сопротивления вращению используют вязкую среду, при этом силу сопротивления вращению создают при помощи перемещения привода поршня с элементом сопротивления, которым вызывают силы давления и вязкого трения среды, увеличивая или уменьшая площадь и силы взаимодействия элемента сопротивления со средой при увеличении или уменьшении числа оборотов системы соответственно.

Корпус устройства контроля, вращающийся в среде, также создает сопротивление вращению. Результирующий момент из-за касательных напряжений, возникающих на поверхности корпуса, действует вокруг оси вращения, что может быть математически выражено следующей формулой:

$$M = \gamma \omega,$$

где M - момент, γ - коэффициент вязкого демпфирования при кручении, а ω - угловая скорость вала, на котором закреплено устройство контроля.

Таким образом коэффициент вязкого демпфирования напрямую зависит от вязкости среды, в которой происходит контроль вибраций. Значения вязкости некоторых рабочих сред при атмосферном давлении в зависимости от их температуры приведены в табл. 1.

Устройство контроля вибрациями работает следующим образом. В начальном положении п-образный элемент полностью скрывает элемент сопротивления среде. При вращении системы с устройством контроля вибраций воспринятая поршнем центробежная сила вызывает его смещение внутри корпуса модуля от центра к периферии по направляющей. Данное смещение регулируется пружиной, перемещение которой ограничено стенкой корпуса модуля.

При смещении поршня элемент сопротивления среде выходит из п-образного элемента на величину, равную величине сжатия пружины, которое пропорционально воспринятой центробежной силе и регулируется жесткостью пружины. Тем самым к площади п-образного элемента добавляется дополнительная площадь элемента сопротивления среде. Выдвинутая часть элемента сопротивления будет оказывать сопротивление вращению.

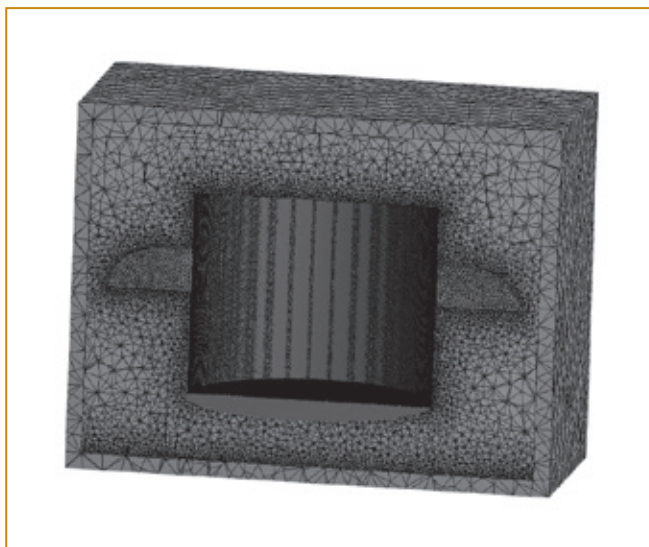


Рис. 2. Расчетная конечно-элементная модель устройства контроля вибраций центробежных агрегатов

Анализ работоспособности устройства контроля вибраций центробежных агрегатов

Для определения наиболее эффективных параметров работы устройства проведено моделирование в программе ANSYS Fluent. За показатель результативности взята сила сопротивления вращению, выраженная в величине отрицательного крутящего момента и давление на пластинчатые части конструкции. Для определения данных параметров по площади π -образного элемента и элемента сопротивления среде все исследования проводились на упрощенной модели конструкции. На рис. 2 представлена расчетная конечно-элементная модель устройства контроля вибраций центробежных агрегатов.

Исследование проводилось в исходной конфигурации устройства по мере выдвижения элемента сопротивления среде - в исходном положении, выдвинутом наполовину, в конечном положении, и в конфигурации, когда модуль контроля вибраций повернут на 15°, 30° и 45°. Также было проведено моделирование на образце, имеющем рельеф поверхности в виде однонаправленных параллельных следов обработки в виде канавок, имеющих треугольный профиль. Величина глубины впадин канавок в данном эксперименте не превышает половины величины толщины элемента сопротивления среде.

Таблица 2. Зависимость искомых параметров при различных положениях выдвижения элемента сопротивления среды

Параметр	Положение элемента		
	Исходное	Выдвинут на половину	Конечное
Максимальное значение давления на элементе сопротивления среде	1	1,33	1,64
Крутящий момент	1	1,29	1,71

Результаты моделирования по мере выдвижения элемента сопротивления среде (в исходном положении, выдвинутом наполовину и в конечном положении) представлены в табл. 2.

Для удобства сравнения полученных величин значения давления P и момента сопротивления M получены путём определения отношений всех результатов измерений к первому измерению в данном эксперименте в численном виде ($M_{ч_i}; P_{ч_i}$) по формулам:

$$M_i = \frac{M_{ч_i}}{M_{ч_1}}, P_i = \frac{P_{ч_i}}{P_{ч_1}}$$

где $M_{ч_i}$ и $P_{ч_i}$ – численные значения момента сопротивления и давления на элементах сопротивления среде, полученные при моделировании; i – порядковый номер моделирования (1 – в исходном положении, 2 – в положении, когда элемент сопротивления среде выдвинут наполовину, 3 – в конечном положении).

Расчетные модели устройства с поворотом модуля контроля вибраций на 15°, 30°, 45° и при нанесении рельефа поверхности на элементы сопротивления представлены на рис. 3.

Результаты моделирования при повороте модуля контроля вибраций на 15°, 30° и 45°, а также при нанесении рельефа на поверхность элемента сопротивления при конечном положении выдвижения элемента сопротивления среде представлены в табл. 3.

Для удобства сравнения полученных величин значения давления P и момента сопротивления M получены путём определения отношений всех результатов измерений к первому измерению в данном эксперименте (в общей серии экспериментов является четвёртым) в численном виде ($M_{ч_i}; P_{ч_i}$) по формулам:

i – порядковый номер моделирования (4 – конечное положение элемента сопротивления среде в исходном виде, 5 – поворот модуля контроля вибраций на 15°, 6 – поворот модуля контроля вибраций на 30°, 7 – поворот модуля контроля вибраций на 45°, 8 – нанесение рельефа поверхности на элемент сопротивления).

На рис. 4 приведен график изменения создаваемого крутящего момента в зависимости от угла поворота модуля контроля вибраций.

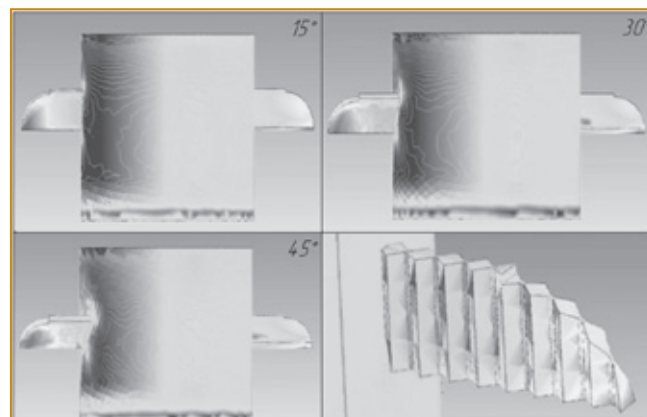


Рис. 3. Результаты моделирования при повороте модуля контроля вибраций на 15°, 30°, 45° и при нанесении рельефа

Таблица 3. Результаты моделирования при изменении конфигурации устройства

Название	Преобразование				
	Исходный вид	Поворот модуля на 15°	Поворот модуля на 30°	Поворот модуля на 45°	Нанесение рельефа поверхности
Максимальное значение давления на элементе сопротивления среде	1	1,51	1,77	1,83	1,82
Крутящий момент	1	4,98	7,22	7,52	1,15

Выводы

Таким образом, рассмотрен новый метод контроля вибраций, использующий взаимодействие элемента сопротивления среде с вязкой средой для создания сопротивления вращению.

Работоспособность устройства была подтверждена моделированием в программном обеспечении ANSYS Fluent. В ходе анализа моделирования выявлено, что наилучшая конфигурация устройства сочетает в себе угол поворота контроля вибраций на 45° и нанесение рельефа на элемент сопротивления среде. При

такой конфигурации, как показало исследование, момент сопротивления вращению увеличится в 7,5 раз за счет поворота модуля контроля вибраций на указанный угол, а добавление рельефа поверхности позволит увеличить этот параметр еще 1,15 раза.

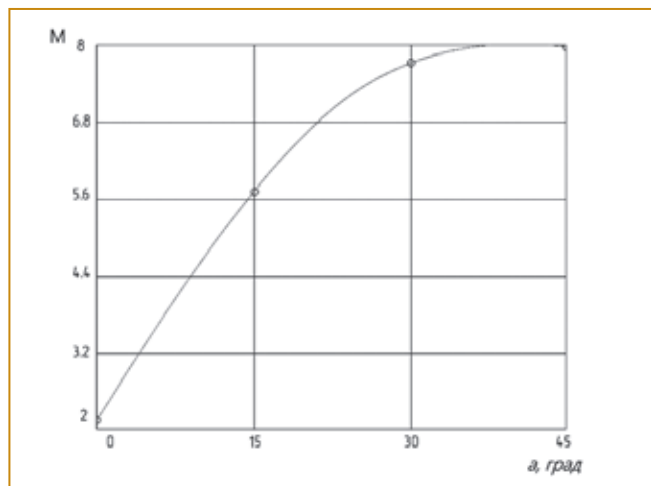


Рис. 4. Зависимость создаваемого крутящего момента от угла поворота модуля контроля вибраций

Данные, полученные в результате моделирования, показывают следующее:

- 1) при увеличении выдвигения элемента сопротивления относительно его исходного положения увеличивается давление на элементы и крутящий момент, создаваемый элементами сопротивления, что свидетельствует об увеличении силы сопротивления среде;
- 2) на увеличение противодействующего крутящего момента, создаваемого элементами сопротивления среде, оказывают влияние положение модуля контроля вибраций (угол поворота) и наличие рельефа поверхности;
- 3) наибольшая эффективность работы устройства будет достигаться при установке угла поворота модуля контроля вибраций в 45°;
- 4) величина момента сопротивления при добавлении рельефа на поверхность элемента сопротивления среде увеличивается на 15%.

Список литературы

1. Sakhivel N.R. Vibration based fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using decision tree // Expert Systems with Applications. 2010. 4040 – 4049 p.
2. Yunlong Z., Peng Z. Vibration Fault Diagnosis Method of Centrifugal Pump Based on EMD Complexity Feature and Least Square Support Vector Machine // SciVerse ScienceDirect. 2012. 939 – 945 p.
3. Перевоицков С.И. Устранение гидродинамической вибрации центробежных насосов при их работе с малыми подачами // Известия вузов. Нефть и газ. 2002. № 6. С.74-79.
4. Башмур К.А., Загуляев А.В., Жарнакова М.С., Попова В.А. Вероятностный анализ эффективности ударного виброгасителя буровой колонны с дискретной рабочей средой // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2020. №10. С. 20-24.
5. Пахаруков Ю.В., Бочарников В.Ф., Петрухин В.В. Снижение вибрации погружных центробежных электронасосов как результат хаотической динамики // Известия вузов. Нефть и газ. 1999. С. 41-45.
6. Перевоицков С.И. Снижение гидродинамической вибрации центробежных насосов // Известия вузов. Нефть и газ. 1997. № 4. С.50-56.
7. Кибирев Е.А. Опыт эксплуатации и ремонта УЭЦН в ЦБПО НПО АО «Юганск-нефтегаз» // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1998. №3. С.17-20.
8. Bukhtoyarov V., Zyryanov D., Tynchenko V., Bashmur K., Petrovsky E. Research of Data Analysis Techniques for Vibration Monitoring of Technological Equipment // Advances in Intelligent Systems and Computing. V. 1294. 598-605 p.

Петровский Эдуард Аркадьевич – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса», **Башмур Кирилл Александрович** – старший преподаватель, **Жарнакова Мария Сергеевна** – магистрант ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», **Институт нефти и газа,**

Смирнов Николай Анатольевич – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой технической механики, ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева», **Институт космической техники (г. Красноярск).**
 E-mail: petrovsky_quality@mail.ru; bashmur@bk.ru; mszharnakova@bk.ru; smirnov@sibsau.ru