

АНАЛИЗ И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИИ ВЫСОКОНАПОРНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ И НЕКОТОРЫЕ ПУТИ СНИЖЕНИЯ ИХ ВИБРОАКТИВНОСТИ

Анохина С.А., мл. научн. сотр., МакНИИ,
Гуляев В.Г., докт. техн. наук, проф., ДонНТУ

Выполнены анализ и систематизация источников вибрации насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей и рассмотрены некоторые пути снижения виброактивности источников.

Systematization and analysis of sources of vibration of pump aggregates is executed in the systems of hydraulic actuator of mechanized lining and some ways of decline of vibration sources are considered.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) в составе систем гидропривода механизированных крепей должны обладать высокими характеристиками надежности, так как ими определяются в значительной мере технико-экономические и социальные показатели работы очистных комплексов. Вместе с тем, конструктивные и режимные параметры современных ВНА обуславливают при работе значительные уровни вибрации и шума, оказывающих отрицательное влияние на надежность работы как самого ВНА, так и всей гидросистемы очистного механизированного комплекса. Поэтому важной научно-технической и социальной задачей является анализ и систематизация источников вибрации ВНА для определения эффективных способов снижения их виброактивности и виброзащиты с учетом особенностей конструкции насоса и его привода.

Анализ исследований и публикаций. Общие теоретические и практические положения по созданию машин с допустимыми уровнями вибрации и шума, в том числе и насосов различного конструктивного исполнения, изложены в работах [1, 2, 3].

Постановка задачи. Задачей данной работы является анализ причин возбуждения вибрации в отдельных элементах ВНА и их систематизация с единых методических позиций для определения возможных способов виброзащиты.

Изложение материала и результаты. Рассмотрим решение этой задачи, применительно к ВНА современных насосных станций, пользуясь подходами к систематизации видов виброактивности источников и способов виброзащиты, изложенными в работах [1, 2, 3]. Методические положения этих работ можно кратко сформулировать следующим образом:

- способность механизма создавать переменный возмущающий момент при равномерном вращении входного звена называется его внутренней виброактивностью;
- способность механизма возбуждать переменные силы, действующие на корпус машины и ее опоры на основании, называется его внешней виброактивностью;
- основными методами виброзащиты являются: снижение виброактивности источника и виброизоляция (установка виброизоляторов между источником вибрации и объектом).

Структурная схема источников вибрации ВНА представлена на рис. 1.

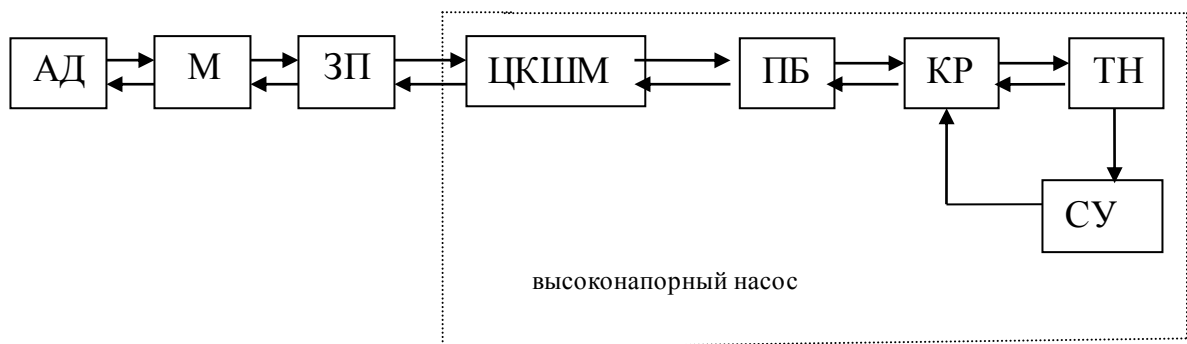


Рисунок 1 – Источники вибрации в составе ВНА: АД – асинхронный двигатель; М – соединительная муфта; ЗП – зубчатая передача; ЦКШМ – кривошипно-шатунный механизм; ПБ – поршневой блок; КР – клапанный распределитель; ТН – технологическая нагрузка; СУ – система управления.

Причинами вибрации и шума при работе асинхронных электродвигателей (АД) являются:

- 1) вибрибозмущающие электромагнитные силы, вызываемые переменным магнитным полем;
- 2) динамическая неуравновешенность ротора;
- 3) вибрация и шум, обусловленные подшипниками качения;
- 4) аэродинамический шум в системе охлаждения двигателя.

Будем считать входным звеном для двигателя (как механизма условно) электромагнитное поле статора, вращающееся равномерно с угловой скоростью $\omega_0 = \omega_c p^{-1}$ ($\omega_c = 2\pi f_c = 314 \text{ с}^{-1}$ - угловая частота питающей сети, p – число пар полюсов). Электромагнитные силы в воздушном зазоре между статором и ротором при переменной нагрузке имеют, как известно, характер вращающихся пульсирующих силовых волн. Они обуславливают внутреннюю и внешнюю виброактивность АД, так как переменное радиальное тяжение в зазоре передается от статора и ротора на корпус АД.

Динамическая неуравновешенность ротора возбуждает вызванные небалансом центробежные силы. Эти силы вращаются вместе с ротором и возбуждают передающиеся на корпус двигателя колебания подшипниковых опор вала ротора в плоскости, перпендикулярной оси вращения. Частота этих колебаний совпадает со скоростью вращения ротора. Если период изменения проекции центробежной силы совпадает с периодом свободных поперечных колебаний вращающегося ротора, то вызванные небалансом вибрации существенно возрастают. Таким образом, динамическая неуравновешенность ротора обуславливает в основном внешнюю виброактивность АД.

Динамические явления, возбуждающие вибрации и шум в подшипниках качения при вращении неуравновешенного ротора, формируются вследствие нелинейной зависимости между контактной деформацией (переменная жесткость) и несовершенства самих подшипников (разноразмерность тел качения, некруглость и др.), а также неточности изготовления и монтажа подшипниковых узлов электродвигателя. Следовательно, вибрация подшипников являются проявлением внутренней и внешней виброактивности АД, так как эти вибрации передаются через подшипниковые щиты на корпус АД и зависят от уровней неуравновешенности ротора и неравномерности скорости его вращения.

Основными причинами вибрации и шума АД являются механические и электромагнитные их источники, пути снижения их проявления рассмотрены в работах [3, 4].

Для снижения уровней внутренней и внешней виброактивности АД в составе ВНА можно рекомендовать следующие методы:

- 1) при проектировании АД выбирать конструктивные и режимные параметры, обеспечивающие максимальное ослабление неравномерности электромагнитных сил, возбуждающих вибрации вращающихся частей АД и его корпуса;
- 2) уменьшить допуск на динамическую неуравновешенность ротора и повысить точность его динамической балансировки;
- 3) повысить класс точности применяемых подшипников качения, качество их смазки, точность центрирования и качество сборки вала ротора и подшипниковых щитов путем оптимизации посадок и технологии изготовления;
- 4) установку АД на основание ВНА выполнять с использованием виброизоляторов.

Целесообразно также применять в состав ВНА взрывозащищенные асинхронные двигатели (ВАД), изготавливаемые по технологии УкрНИИВЭ с медной литой обмоткой роторов. Разработанный новый сплав обладает высокой демпфирующей способностью, способствующей снижению вибрации и шума, а повышенная его удельная электрическая проводимость и механические свойства обеспечивают высокую энергетическую эффективность и надежность ВАД.

Источником вибрации и шума является соединительная муфта (СМ). Динамические явления в СМ, например в жесткой зубчатой муфте, обусловлены следующими силовыми факторами: высокочастотными крутильными колебаниями полумуфт, вследствие неравномерности передаваемого крутящего момента и пульсирующего с частотой вращения муфты кривошипного (изгибающего) момента. Последний является следствием несоосности вала АД и входного вала зубчатой передачи (ЗП) и ограниченного переменного числа зубьев, передающих крутящий момент. Кроме того, в зубчатых муфтах формируются центробежные силы, обусловленные динамической

неуравновешенностью наружной обоймы. Этот фактор проявляется особенно сильно в зубчатых муфтах (ЗМ) без центрирования наружной обоймы (кривошипный момент достигает 20-25% от крутящего). Следовательно, ЗМ можно рассматривать как источник внутренней и внешней виброактивности, поскольку вибрации от переменного кривошипного момента воспринимаются опорами валов соединяемых объектов и передаются на их корпуса.

Снижения виброактивности СМ можно достигнуть выбором муфты рациональной конструкции с оптимальными упруго-диссипативными характеристиками.

Зубчатая эвольвентная передача обладает признаками внутренней и внешней виброактивности. Если под действием постоянного движущего момента M_d шестерня вращается равномерно, а на ведомое колесо действует постоянный момент сопротивления M_c , то колесо реальной передачи будет вращаться неравномерно, а на передаваемый крутящий момент наложатся динамические составляющие, обусловленные упругими колебаниями зубьев колес.

Причинами колебаний и динамических нагрузок в зацеплении являются, во-первых, кинематические возмущения, обусловленные погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес (непостоянство передаточного числа передачи), и во-вторых, силовые возмущения, связанные с периодическими изменениям жесткости передачи по фазе зацепления (однопарное – двухпарное зацепление).

Динамические явления в зацеплении зубьев колес возбуждают переменные окружные, радиальные и осевые нагрузки, которые воспринимаются валопроводом, опорами и корпусом, и характеризуют ЗП как источник внутренней и внешней виброактивности.

Рассмотренные динамические явления характеризуют «внутреннюю динамику» ЗП, поведение ЗП и всей системы ВНА при переменных M_d и M_c и учете динамических свойств АД и КШМ подлежит исследованию.

Возможные методы снижения виброактивности зубчатых передач рассмотрены в работе [5].

Снижение внутренней и внешней виброактивности ЗП в составе ВНА может быть достигнуто:

- 1) повышением степени точности изготовления зубчатых колес по критериям кинематической точности и плавности ($U=\text{const}$);
- 2) применением косозубой цилиндрической передачи с коэффициентом осевого перекрытия, равным целому числу

Реализация этих рекомендаций позволит снизить вибрации ЗП, обусловленные как кинематическими возмущениями высокочастотного характера, так и параметрическими колебаниями жесткости по фазе зацепления.

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) в приводе поршневого насоса является, одной из разновидностей цикловых механизмов с нелинейной функцией положения ведомого звена (поршня). Он является источником полигармонической вибрации с признаками внутренней и внешней виброактивности. Нелинейность функций положения координат подвижных деталей механизма является причиной неравномерности их движения и формирования динамических сил и моментов, возбуждающих периодические вибрации (внутренняя виброактивность). Формирование центробежных сил инерции при вращении эксцентрикового вала и дополнительная динамическая нагрузка ими опор вала и корпуса ВНА определяет внешнюю виброактивность КШМ.

В работе [6] применительно к ВНА насосной станции СНТ 32 показано, что в приводе трехцилиндрового насоса с линейным расположением поршней центробежные силы уравновешены.

Внутреннюю виброактивность КШМ можно уменьшить путем снижения массы шатуна, кривокопфа и поршневого комплекта. Некоторые способы снижения внутренней виброактивности КШМ, например, путем уравнивания инерционных сил при неравномерном движении шатуна и ведомого звена рассмотрены в работах [1, 2]. Возможность и целесообразность их применения для снижения виброактивности КШМ в составе трехцилиндрового насоса подлежат обоснованию на основе исследований динамики ВНА, как системы электромеханического агрегата с нелинейной функцией положения координат ведомых звеньев.

Источником вибрации с признаками внутренней и внешней виброактивности является также поршневой блок (ПБ) и клапанный распределитель (КР) ВНА, взаимодействующий с

напорной магистралью – технологической нагрузкой (ТН) и подпиточным насосом посредством системы управления (СУ).

Причинами вибраций, возбуждаемых в гидромеханической подсистеме ВНР «ПБ-КР-ТН-СУ» являются механические и гидродинамические процессы:

- колебания клапанных пружин и удары клапанов при посадке на седло;
- пульсации давления в рабочих камерах насоса и в напорной магистрали с включенным пневмо-гидроаккумулятором;
- динамические процессы в СУ рабочими режимами ВНА.

Анализ видов виброактивности и возможных способов виброзащиты данной подсистемы требует использования специальных методических подходов и представляет самостоятельную задачу. При ее решении могут быть использованы материалы работ [3, 8, 9].

Установку ВНА с АД на основании модуля насосной станции целесообразно выполнить с применением средств виброизоляции.

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, выполненные систематизация и предварительный анализ источников виброактивности в составе высоконапорного насосного агрегата позволяют характеризовать его как сложную динамическую систему с источниками полигармонической вибрации различной физической природы. Для обоснования и выбора эффективных способов и средств снижения виброактивности ВНА и защиты от вибрации и шума окружающей среды и человека, необходимо выполнить системные исследования динамики рабочих процессов насосных станций и их вибрационных характеристик.

Список источников

1. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Защита от вибрации и ударов. Том 6. Под ред. чл. кор. АН СССР К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981.- 456 с.
2. Механика машин. Под ред. Г. А. Смирнова. М.: Высшая школа, 1996. – 511 с.
3. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. Н.В. Григорьева. Л.: Машиностроение, 1974.-464с.
4. Защита от шума и вибрации на предприятиях угольной промышленности. Под ред. Ю. В. Флавицкого. М.: Недра 1990. – 368 с.
5. Вибрации в технике. Справочнике в 6 томах. Колебания машин, конструкции и их элементов. Том 3. Под ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. М.: Машиностроение. 1980. – 544 с.
6. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Анохина С. А. Анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата. Наукові праці ДонНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна". Випуск 13(123) Донецьк – 2007. с. 44-56.
7. Теория и практика уравнивания машин. Под ред. В. А. Щепетильникова. М.: Машиностроение, 1970. – 440 с.

8. Пономаренко Ю. Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей. М: Недра, 1983 – 183 с.
9. Ополченцев А. М., Михайлов В. А. К вопросу виброактивности клапанов поршневых насосов. – Труды ВНИИГидромаш. М., вып. 42, 1972. С. 42-55

