

УДК 621.

ИСТОЧНИКИ ШУМА И ВИБРАЦИЙ САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН (ССХМ)

А.С. ШАГИНЯН

*Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого, Республика Беларусь*

В.А. ЖМАЙЛИК

*Производственное объединение «Гомсельмаш»,
Республика Беларусь*

Современные самоходные сельскохозяйственные машины и тракторы следует отнести к классу транспортных средств. Их создание сопровождается большим комплексом исследований и испытаний. И, конечно, одной из ключевых проблем при этом является защита от вибраций, исследование виброактивности отдельных элементов и устройств самоходной сельскохозяйственной машины (ССХМ). Однако, наряду с решением задач вибропрочности, виброустойчивости и обнаружения резонансов различных элементов конструкций ССХМ, в целом повышения их надежности и ресурса, разработчик должен выполнять строго нормативы по шуму и вибрациям, связанные с обеспечением безопасности человека – водителя транспортного средства, ибо многочисленными экспериментальными и клиническими исследованиями установлено, что под влиянием вибрации в организме человека развиваются различные патологии, вызывающие не только снижение производительности труда и повышение утомляемости, но и угрожающие здоровью рабочих, вплоть до развития у них вибрационной болезни [1]. Поэтому у разработчиков и исследователей ССХМ большой интерес вызывают источники, порождающие шум и вибрации, и меры по снижению данных механических воздействий на систему «человек – машина».

Источниками шума и вибраций самоходных сельскохозяйственных машин являются двигатель и профиль дороги. Функционирующий двигатель порождает шум и вибрации не только от собственных элементов конструкции, но и от движения различных механизмов и устройств самой машины. При этом излучаются гармонические колебания, которые характеризуются по интенсивности воздействия частотой и амплитудой колебаний. Параметрами линейной вибрации являются: перемещение $X(t)$, скорость $\dot{X}(t)$, ускорение $\ddot{X}(t)$, сила $P(t)$ и мощность $N(t)$. Значительная часть элементов конструкции ССХМ испытывает угловые вибрации. К параметрам угловой вибрации относятся: угол поворота $\Psi(t)$, угловая скорость $\dot{\Psi}(t) = \omega(t)$, угловое ускорение $\ddot{\Psi}(t) = \varepsilon(t)$ и момент сил $M(t)$.

При работе двигателя ССХМ возбуждаются детерминированные колебательные процессы синусоидального характера, у которых кроме приведенных выше параметров должны учитываться фаза и коэффициент нелинейных искажений.

Воздействие профиля дороги на конструкцию ССХМ обусловлено неровностями профиля дороги, которые вызывают возмущения неопределенной амплитуды и в различные промежутки времени. Поэтому воздействие профиля дороги носит случайный характер и вибрации при этом имеют близкое к нормальному распределению. Об этом

свидетельствует анализ многочисленных виброграмм, записанных при полевых испытаниях ССХМ.

Рассмотрим некоторые характеристики анализируемых колебаний, определяющих основные свойства случайных вибраций, а также приведем ряд рекомендаций по их анализу [2].

Число пиковых значений и число нулевых значений величины случайных вибраций на выходе фильтра равно числу нулевых и пиковых значений гармоник с частотой, равной основной частоте полосы пропускания фильтра.

Время работы прибора, регистрирующего и измеряющего среднеквадратические изменения, должно быть достаточно длительным, чтобы достигалось осреднение на достаточно продолжительном отрезке времени. Для низких частот, которые возбуждаются профилем дороги, время осреднения будет более длительным.

Для случайной вибрации выходной сигнал фильтра приближается к нулю, когда приближается к нулю ширина полосы пропускания. Следовательно, можно сделать вывод, что когда ширина полосы пропускания приближается к нулю, выходной сигнал соответствующей гармоники также приближается к нулю. Следует заметить, что с уменьшением ширины полосы пропускания фильтра требуются виброграммы все большей длины, ибо период биений при этом увеличивается. С этим, очевидно, связано требование увеличения времени усреднения при уменьшении ширины полосы пропускания.

Реакция конструкции на узкополосную случайную вибрацию подчиняется таким же закономерностям, как и на действие гармоник, а реакция на несколько узкополосных участков случайной вибрации подчиняется тем же правилам, что и реакция на несколько гармоник.

Величина вибраций (среднеквадратическое значение уровня) в пределах между двумя любыми частотами равна корню квадратному из площади под кривой спектра мощности между этими двумя частотами.

Если вибрация имеет нормальное распределение, то все ее составляющие (выходные сигналы фильтров) также имеют нормальное распределение.

Если конструкция возбуждается случайной вибрацией с нормальным распределением, то при условии линейности возбуждения конструкции ее реакция также будет иметь нормальное распределение. В общем случае формы спектра возбуждения и реакции конструкции будут различными.

При анализе виброграмм случайных колебаний представляет особый интерес реакция конструкции ССХМ на случайную вибрацию при установленном частотном диапазоне от f_1 до f_2 .

Пусть σ - среднеквадратическое значение составляющих вибраций между двумя данными частотами. Значение σ непосредственно получается по спектральной плотности

$$\sigma = \left[\int_{f_1}^{f_2} S(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

и представляет собой площадь под кривой спектральной плотности $S(f)$, ограниченную частотами f_1 и f_2 . Среднеквадратическое значение реакции конструкции на узкополосную случайную вибрацию совпадает с соответствующим среднеквадратическим значением реакции конструкции на действие гармоник

$$d\sigma_r = \left[T_f^2 S(f) df \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (2)$$

Чтобы получить реакцию конструкции при действии широкополосной вибрации, необходимо извлечь квадратный корень из суммы квадратов, т.е. найти

$$\sigma_r = \left[\int_{f_1}^{f_2} T_f^2 S(f) df \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3)$$

Индексы свидетельствуют о том, что значения площади под кривой спектральной плотности $S(f)$ и коэффициента передачи T_f зависят от частоты.

Если источником вибраций в элементах ССХМ являются приводной двигатель внутреннего сгорания и при движении профиль дороги, то источниками шума являются виброактивные элементы конструкции ССХМ, колебаниями которых возбуждаются звуковые волны в окружающем воздухе. Однако этот процесс может быть обратным. При этом под воздействием акустического шума достаточно высокого уровня давления могут возникнуть вибрации отдельных элементов конструкции ССХМ.

Итак, обобщая изложенное, шум в ССХМ порождается механическими (соударение кинематических пар, трение, дебаланс вращающихся элементов и др.), аэродинамическими и гидродинамическими процессами.

В ДВС, насосах и гидромоторах, в основе которых лежат кривошипно-шатунный или кулачковый механизмы, реализуется возвратно-поступательное движение, от которого возникают периодические удары различных элементов (поршня о втулку цилиндра, о головку шатуна, удары клапанов, коромысел и т.д.) [3]. За один оборот коленвала ДВС происходит дважды перекладка поршня (удар поршня о втулку цилиндра) вблизи верхней и нижней мертвых точек. Скорость, с которой поршень ударяет о гильзу, определяется по формуле:

$$V_0 = \left[K \cdot \frac{R^4}{L^2} \cdot M_n \cdot \omega \cdot \frac{dF(\Psi_0)}{d\Psi} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot h_0^{\frac{2}{3}}, \quad (4)$$

где K - коэффициент пропорциональности;

R - плечо шатуна;

L - длина шатуна;

M_n - масса поршня;

ω - угловая скорость коленчатого вала;

$\frac{dF(\Psi_0)}{d\Psi}$ - изменение силы, действующей на поршень, от угла поворота плеча шатуна;

h_0 - величина зазора между поршнем и гильзой.

Как показывают расчеты ДВС при всех равных параметрах скорость соударения в верхней мертвой точке почти втрое превышает скорость соударения в нижней мертвой точке. При увеличении зазора h_0 мощность шума и вибраций существенно возрастает. Поэтому использование в ССХМ конкретных ДВС должно обеспечивать в совокупности технические требования по шуму и вибрациям машины и на стадии входного контроля и испытаний ДВС должны осуществляться достаточно строгие и достоверные оценки их параметров по шуму и вибрациям.

Наряду с ДВС в конструкции ССХМ используется большое количество зубчатых передач, установленных на вращающихся со значительной угловой скоростью валах редукторов и коробок скоростей. Источниками вибраций и шума зубчатых передач являются деформации сопрягаемых зубьев под действием сил, вызываемых передаваемой

мощностью, и динамические процессы в зацеплении, возникающие из-за погрешностей изготовления зубчатых колес.

Наибольшей интенсивностью обладают слагающие шума с частотой ударов зубьев. При этом шум (и вибрация) возрастает с увеличением окружной скорости колеса и передаваемой мощности, а его интенсивность может быть определена по формулам [3]:

$$L = L_0 + 23 \lg u, \quad (5)$$

где u – окружная скорость колеса;

L_0 - слагающая уровня, не зависящая от скорости u и равная 40-50 дБ;

$$L = L_{01} + 20 \lg N_n, \quad (6)$$

где L_{01} - постоянная слагающая;

N_n - передаваемая мощность.

Соударение зубьев зубчатых передач прежде всего распространяется на вращающиеся валы редукторов и далее на подшипники. Сами подшипники качения и скольжения также являются источниками шума и вибраций. При работе подшипников скольжения вибрация (и шум) возникает вследствие овальности шейки вала и втулки подшипника, случайных неоднородностей на поверхностях шейки вала и втулки, а также твердых частиц, находящихся в слое смазки. Неоднородности в поверхностях сопряжения шейки вала и втулки встречаются трех типов: гранность, волнистость и шероховатость.

Значительная часть перечисленных источников вибраций (и шума) подшипников скольжения относится и к подшипникам качения. На виброактивность (и шум) шариковых и роликовых подшипников оказывают влияние следующие факторы: размеры подшипника, диаметр и форма тел качения, класс точности изготовления, начальный радиальный зазор, конструкция и материал колец и сепаратора, характер смазки, частота вращения.

При использовании подшипников качения следует иметь в виду, что вибрация и шум в узлах возрастают по линейному закону на 1-2 дБ с увеличением типоразмера подшипника. При этом роликовые подшипники генерируют при одинаковых размерах с шароподшипниками больше шума (на 1-3дБ) и вибраций. Наименьший шум создают подшипники качения с большим числом тел качения и более малого диаметра (например, игольчатые подшипники).

Смазка подшипников создает демпфирующий эффект, снижает трение скольжения между телами качения и кольцами. При отсутствии смазки шумность подшипника возрастает и появляется от износа сепаратора так называемый сепараторный шум. Подшипники качения генерируют вибрации и шум в частотном диапазоне 600-1000 Гц.

Современные ССХМ являются гидрофицированными установками, у которых функционирование целого ряда систем обеспечивается гидроприводами с использованием в них аксиально-плунжерных и шестеренных насосов, аксиально-плунжерных гидромоторов и гидроцилиндров, распределительной и предохранительной регулирующей аппаратуры, гибких и жестких трубопроводов, масляных баков и др.

Источниками шума и вибраций в гидросистемах ССХМ является переменное гидростатическое давление, создаваемое в перекачиваемой насосами жидкостью. Механизмами возникновения шума и вибраций в гидросистемах являются кавитация: при разрыве струи на всасывающих трубопроводах и появлении воздушно-газовых смесей, периодические колебания объема транспортируемой жидкости, изменяющие скорость ее потока, импульсные процессы выравнивания давления при столкновении объемов жидкости с различным давлением. Переключение золотниковых устройств, переливных клапанов с электромагнитным приводом, запуск и отключение насосных станций вы-

зывают гидравлические удары, которые носят нестационарный характер и могут возбуждать в гидросистеме интенсивные колебания (и шум).

Остановимся с кратким изложением на проблеме связи между шумом и вибрацией в ССХМ. В агрегатах, механизмах и системах, входящих в состав ССХМ, шум распространяется в воздухе, в то время как вибрация в виде упругих волн проходит по твердотельным элементам конструкции. Как ранее указывалось, и вибрации, и шум, как правило, проявляются одновременно.

Аэродинамический шум при периодическом выпуске газового потока в ДВС, гидродинамический шум функционирующей гидросистемы протекают практически одновременно с вибрациями, которые возникают при контакте потока газа (или жидкости) с твердотельными элементами конструкции. Вместе с тем, вибрация конструкций механизмов, обладающих определенной площадью соприкосновения с воздушной средой, вызывает излучение звуковой энергии в воздушную среду.

Например, вибрация зубчатых передач вызывает колебания корпуса (кожуха) редуктора. При этом возникает шум, который, в свою очередь, воздействует на обшивку кабины и остекление, вызывая в совокупности с другими источниками шума вибрацию обшивки и стеклол кабины, а эти последние снова излучают шум.

Авторам известно большое число исследований (включая и собственные), которые свидетельствуют о высокой степени корреляции между измеряемым шумом машины и его механизмом и вибрацией элементов их конструкции.

Литература

1. Вибрация на производстве /Под ред. академика АМН СССР А.А. Летавета и профессора Э.А. Дорогичной.- Москва: Медицина, 1971.
2. Случайные колебания /Под ред. С.К. Кренделла.- Москва: Мир, 1987.
3. Колесников А.Е. Шум и вибрация.- Ленинград: Судостроение, 1988.