

ОСОБЕННОСТИ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ ДИАГНОСТИКА

Бул макалада автомобилдердин ар түрдүү мехатрондук системаларын диагностикалоо суроолору каралган.

В данной статье рассмотрены вопросы диагностики различных мехатронных систем автомобилей.

In given article questions of diagnostics various mehatron systems of cars are considered.

Современные автомобили оснащаются мехатронными системами. Мехатронные системы современных автомобилей включают блок БСКД — бортовую систему контроля и диагностирования; блок СУЭД — систему электронного управления двигателем; блок АБС/ПБС — противоблокировочную, противобуксовочную системы; блок СУЭП — систему электронного управления подвеской автомобиля и др. С помощью таких систем осуществляется как управление работой соответствующих агрегатов, так и производится самоконтроль. Вибрационные процессы на автомобиле оказывают определенное влияние на их работу.

Например, мехатронная система IDS (Interactive Dynamishe System — интерактивная динамическая система) управления ходовой частью автомобиля Opel Astra. Эта система оснащена датчиками колебаний и вибраций кузовов легковых автомобилей, сигналы которых используются в алгоритмах управления.

В приведенной системе датчики ускорения кузова отслеживают вертикальные перемещения кузова. Датчик рыскания и ускорения измеряет

перемещение кузова автомобиля относительно вертикальной оси и поперечное ускорение. Датчики ускорения колес измеряют вертикальные перемещения колес. Кроме того, датчиком определяют угол поворота управляемых колес.

Блок управления CDC рассчитывает в реальном времени необходимую жесткость (мягкость) амортизаторов и направляет соответствующие сигналы на управляющие клапаны CDC, которые регулируют жесткость амортизаторов. Также имеется блок управления ESP и всеми функциями ESP+. Блок EHPS регулирует электрогидравлический усилитель руля. Переключатель на панели приборов обеспечивает переход на спортивный режим работы подвески автомобиля. Имеется и электронный контролер давления в шинах.

Одной из важных особенностей систем управления дизельных двигателей является наличие EDC (Electronic Diesele Control), включающей электронную систему управления (ЭСУ) со встроенной системой диагностики. На протяжении всего периода работы двигателя с помощью ЭСУ осуществляется диагностика состояния электрических цепей и параметров встроенных датчиков (температуры, давления наддува и т.д.) и исполнительного механизма подачи топлива двигателя.

В приводных системах мехатронных устройств автомобилей в качестве исполнительного элемента достаточно широкое применение находят электрические машины малой мощности. В большинстве случаев эти изделия представляют собой бесконтактную роторную систему, работоспособность которой определяется главным образом состоянием подшипниковых узлов как наиболее критичных элементов конструкции. Опыт эксплуатации механических и электромеханических приводов показывает, что около 90 % их отказов происходит вследствие скрытых внутренних дефектов подшипниковых узлов, вызываемых погрешностями изготовления и сборки и проявляющихся в процессе старения, износа, воздействия механических нагрузок, температуры окружающей среды и др.

С течением времени происходят изменения в мехатронных системах автомобилей. Рассматривая различные скорости протекающих процессов изнашивания, можно сделать вывод, что для многих элементов механических систем интенсивность изменения параметров состояния функционально связана с вибрационными характеристиками машин.

Основными источниками, которые определяют вибрацию транспортной машины, являются ДВС, трансмиссия, колеса и шины, неровности дорожной поверхности. При этом по отношению к машине первые три источника являются внутренними, а последний – внешним. Возмущающее воздействие от внутренних источников обусловлено следующим: взаимодействием контактирующих тел в кинематических парах (удары), неуравновешенностью и отклонением от соосности вращающихся деталей; непостоянством частоты вращения и крутящего момента на элементах агрегатов (валах, зубчатых колесах); трением качения и скольжения. Силовой агрегат, трансмиссия и колеса относятся к вибрационным системам колесных машин в основном с периодическим характером возмущения. Диапазон частот при вибрации силового агрегата более широкий, чем трансмиссии, и существенным образом зависит от типа двигателя.

Случайные колебания узлов и агрегатов транспортной машины связаны с кинематическим воздействием от дорожной поверхности. В области частот 0...25 Гц, где в наибольшей степени проявляется случайная вибрация, вертикальные колебания происходят главным образом с собственными частотами колебаний подрессоренных (1...3 Гц) и неподрессоренных (6...19 Гц) масс. Вибрация кабины и кузова с такими частотами может вызвать инфразвуковые колебания внутри колесной машины со звуковым давлением высокого уровня.

Выбор конкретных методов вибродиагностики технических устройств (функциональных, статистических и др.) в значительной степени зависит от характера процесса собственной вибрации.. Для описания свойств случайных

процессов следует использовать статистические характеристики: среднее квадратическое отклонение, плотность вероятности, корреляционную функцию, спектральную плотность, которые дают достаточно полную информацию о свойствах процесса во временной и частотной областях.

Вибросмещение z_B является результатом вынужденных колебаний, и закон движения описывается уравнением

$$z_B = \frac{F_0}{m(\omega_c^2 - \omega_B^2)} \sin(\omega_B t),$$

где F_0 – амплитуда вынужденных колебаний; ω_B и ω_c – угловая частота, соответственно, вынужденных и собственных колебаний рассматриваемого агрегата массой m .

Угловая частота ω_c (рад/с) может быть определена через частоту ν (Гц),

$$\left| \frac{F_0}{m(\omega_c^2 - \omega_B^2)} \right| = A_B,$$

где A_B – максимальное смещение тела вибрации от центра равновесия. Величина A_B представляет амплитуду вынужденных колебаний. Значение

$$V_B = dz_B/dt = A_B \omega_B \cos(\omega_B t).$$

с использованием соотношения $\omega_c = 2\pi\nu$. Обозначим

Отсюда следует, что амплитуда виброскорости на определенной частоте пропорциональна смещению, умноженному на эту частоту, и сдвинута по фазе на $\pi/2$ радиан (то есть на четверть цикла) относительно вибросмещения.

При фиксированном вибросмещении виброскорость будет удваиваться с удвоением частоты. Этот вывод справедлив для вибраций, в которых частота ω_B вынужденных колебаний существенно отличается от частоты ω_c собственных колебаний системы.

Виброускорение a_B – это производная от виброскорости по времени.

$$a_B = dV_B/dt = -A_B \omega_B^2 \sin(\omega_B t).$$

Следовательно, виброускорение при фиксированном виброремещении пропорционально квадрату частоты вынужденных колебаний и относительно него сдвинуто по фазе на $\pi/2$ радиан.

На основании изложенного следует, что одни и те же вибрационные данные смещения, скорости или ускорения будут выглядеть по-разному. На смещении будет усилена низкочастотная область, а на ускорении – высокочастотная при ослаблении низкочастотной.

При анализе спектра вибросигнала мехатронного узла, имеющего зубчатую пару редуктора, амплитуда гармоники на частоте зубозацепления $\nu_{зп}$ обычно очень чувствительна к нагрузке. Высота пика частоты $\nu_{зп}$ в спектре зависит от достаточно многих параметров, основными из которых можно считать: 1) качество изготовления зубчатой пары, ее закалку, шлифовку; 2) качество, достаточность и чистоту смазочного масла; 3) загрузку зубчатой пары нагрузочным моментом, передаваемым от двигателя в исполнительный механизм.

Частота, с которой будут колебаться элементы конструкции, т.е. частота “внутреннего заполнения” таких экспоненциальных ударов, определяется собственным механическим резонансом колеблющегося элемента зубчатой пары. Обычно эта частота не является строго фиксированной, а представляет собой совокупность близко расположенных частот, соотношение амплитуд которых достаточно случайно.

Конструкция зубчатой пары редуктора является резонансным контуром, в котором вибрации возбуждаются динамическими ударами, обусловленными процессом передачи вращающего момента через зубчатые пары. Если теперь зарегистрировать спектр колебаний конструкции с таким резонансным контуром, то в нем, наряду с пиком на частоте зубозацепления, будет пик, или горб с “белым шумом”, расположенный на частоте собственного резонанса элемента конструкции. Часто в спектре вибросигнала от зубчатой пары этот резонансный пик по своей амплитуде, а тем более по мощности, оказывается даже значительнее самого пика гармоники частоты

зубозацепления. Кроме того, на спектре бывает несколько таких резонансных пиков от частот разных элементов редуктора. Этот резонансный гармонический пик, возбужденный на частоте собственного резонанса зубчатой пары, удобно использовать для оценки состояния и диагностики дефектов редукторов трансмиссии автомобиля. Таким образом, существующие методы диагностирования технического состояния агрегатов и систем автомобиля являются трудоемкими, а достоверность их составляет лишь 0,58...0,62. Использование вибрационных методов диагностирования имеет преимущества, которые позволяют автоматизировать процесс диагностирования, уменьшить трудоемкость, повысить достоверность диагностирования и прогнозировать остаточный ресурс.

Список литературы

1. Керножицкий В.А., Ледовой И.А. Оценка оптимального срока службы оборудования //Мехатроника, автоматизация, управление. – М., 2007 – № 5. – С. 41-42.