

устройства РНД; 5) возрастание концентрации углеводов (выше 200 млн^{-1}) на режиме повышенной частоты вращения коленчатого вала связано с неисправностью системы зажигания (полный или частичный отказ отдельных свечей зажигания, отклонение величины зазора между контактами прерывателя-распределителя от оптимальной, большой угол опережения зажигания) или с утечкой газов через клапаны механизма газораспределения.

В соответствии с разработанной методикой выполнены регулировочные работы системы питания группы ГБА (табл. 1).

Внедрение в ГАП № 6 предложенной методики проверки и регулировки газовой системы питания двигателей ГБА ЗИЛ-138А при работе их на режимах холостого хода позволило уменьшить содержание окиси углерода в ОГ в среднем на 71 %, углеводов — на 27,4 %. При снижении расхода газового топлива в среднем на 24,2 % обеспечивается более устойчивая работа двигателя как на режиме холостого хода, так и на переходных режимах.

Список литературы

1. Морев А.И., Ерохов В.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей. М., 1988.

УДК 629.113.004

Я.СУРМА (БПИ)

ИЗМЕНЕНИЕ АМПЛИТУДЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-236 В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОТКЛОНЕНИЙ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ

При эксплуатации дизельных двигателей наблюдается значительное отклонение динамических и температурных показателей их рабочего цикла от нормируемых. Основная причина этого — отклонение регулировок систем и механизмов от установочных значений, изменение параметров топливоподачи. При нарушении по указанным причинам нормального протекания рабочего цикла двигателя ухудшаются его мощностные и экономические показатели, имеет место интенсивное изнашивание деталей (прогорания поршней, клапанов, потеря подвижности поршневых колец, интенсивное коксование распылителей). С другой стороны, при интенсивном изнашивании цилиндропоршневой группы и закоксовывании распылителей усугубляется нарушение рабочего цикла в связи с попаданием картерного масла в камеру сгорания и ухудшением характеристик топливоподачи. Изнашивание деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма при этом становится еще более интенсивным [1, 2]. Следовательно, обязательно поддержание регулировочных параметров системы подачи топлива и газораспределительного механизма на оптимальном уровне.

При выборе метода контроля регулировок необходимо прежде обеспечивать такие требования, как быстродействие и точность постановки диагноза, отсутствие демонтажных воздействий на двигатель в процессе диагностирова-

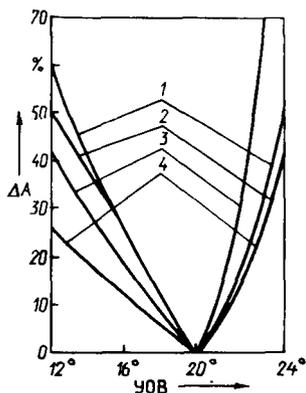


Рис. 1. Зависимость изменения амплитуды виброакустических колебаний (ΔA) от угла опережения подачи топлива (УОВ):

1 — коренных подшипников; 2 — цилиндра; 3 — головки цилиндра; 4 — секций ТНВД

ния. Этим требованиям удовлетворяет виброакустический метод контроля [3]. С целью проверки его пригодности для указанных выше целей исследовано влияние отклонений от номинальных значений регулировочных параметров системы подачи топлива и газораспределительного механизма на амплитуду виброакустических колебаний двигателя. Эксперимент реализован активным методом, т.е. регулировки устанавливались исследователем на разных уровнях. Измерения виброакустических характеристик проводили на двигателе ЯМЗ-236, работающем с минимальной устойчивой частотой вращения коленчатого вала на холостом ходу. Ранее было установлено, что виброакустические колебания двигателя при таком скоростном режиме характеризуются наиболее информативным амплитудно-частотным спектром (минимальные помехи). Кроме того, указанный скоростной режим наиболее пригоден для виброакустического диагностирования двигателей в процессе их эксплуатации.

Во время испытаний варьировали три регулировочных параметра: угол опережения подачи топлива насосом высокого давления (УОВ), давление, соответствующее началу подъема иглы форсунки (ДВФ) и тепловой зазор клапанного механизма газораспределителя (ТЗК).

Значение параметра УОВ изменяли в обе стороны (до 25° и до 12° от номинального значения (20°)). Испытания показали, что амплитуда виброакустических колебаний двигателя минимальна при номинальном значении УОВ. Отклонение УОВ от номинального в любую сторону вызывает увеличение амплитуды колебаний, причем более значительное при увеличении УОВ, чем при его уменьшении. Наиболее информативные измерительные точки находятся на колпаках секций топливного насоса высокого давления, в областях цилиндра, его головки и коренных подшипников. С увеличением УОВ до 25° растет амплитуда колебаний (рис. 1): в области головки цилиндра (в частотном диапазоне 10–16 кГц) — в 2 раза, в области коренных подшипников (1,0–1,6 кГц) — на 50 %, на колпаке секции ТНВД (10–16 кГц) и в области цилиндра (2,5–4,0 кГц) — на 41 %. Уменьшение УОВ до 12° вызывает увеличение амплитуды колебаний в области коренных подшипников на 58 %, в области цилиндра — 50, в области головки цилиндра — 41, на колпаке секции ТНВД — на 26 %.

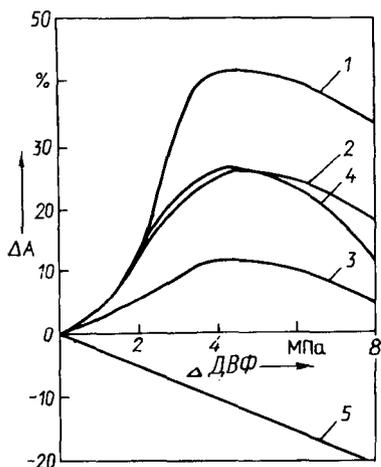


Рис. 2. Зависимость изменения амплитуды виброакустических колебаний (ΔA) от давления, соответствующего началу подъема иглы форсунки (ДВФ):

1 — цилиндра; 2 — головки цилиндра; 3 — головок соседних цилиндров; 4 — форсунки; 5 — секций ТНВД

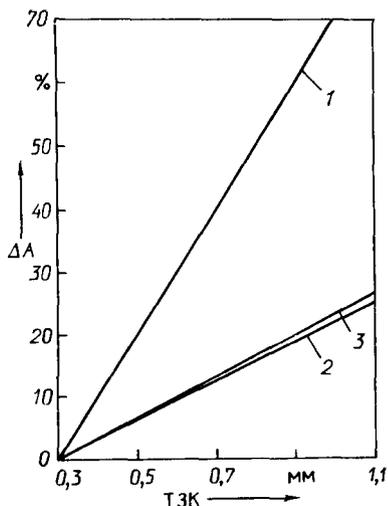


Рис. 3. Зависимость изменения амплитуды виброакустических колебаний (ΔA) от теплового зазора клапанного механизма газораспределения (ТЗК): 1 — головки цилиндра; 2 — головок соседних цилиндров; 3 — клапанного механизма

Значение ДВФ (номинальное — 18 МПа) изменяли ступенчато с шагом Δ ДВФ от 2 МПа до 10 МПа. Изменение виброакустических колебаний двигателя в этом случае не подчиняется общей (как в предыдущем случае) закономерности (рис. 2). При снижении ДВФ до 10 МПа уменьшилась на 21 % и амплитуда виброакустических колебаний, измеренная на колпаке секции ТНВД (10–16 кГц). В областях головки цилиндра (10–16 кГц) и форсунки (1,25–2,0 кГц) с уменьшением ДВФ до 14 МПа амплитуда колебаний возрастает на 26 %, в области цилиндра (2,5–4,0 кГц) — на 41 %. При дальнейшем снижении ДВФ (до 10 МПа) имеет место уменьшение амплитуды колебаний: в областях форсунки на 11 %, головки цилиндра — 6, цилиндра — на 5 %.

Необходимо отметить, что снижение ДВФ до 14 МПа для одного цилиндра сопровождается ростом амплитуды колебаний головок соседних цилиндров на 12 %. Дальнейшее же уменьшение ДВФ (до 10 МПа) вызывает падение этой амплитуды на 6 %, т.е. изменение амплитуды колебаний головок соседних цилиндров составляет 7 % от изменения амплитуды колебаний головки исследуемого цилиндра. В других областях двигателя изменение ДВФ не влияет на амплитуду колебаний соседних цилиндров.

ТЗК (номинальное значение — 0,3 мм) изменяли с шагом 0,2 мм до значения 1,1 мм. Увеличение ТЗК вызывает рост амплитуды колебаний в областях головки цилиндра (10–16 кГц) на 87 % и клапанного механизма (1,0–1,6 кГц) на 27 % (рис. 3). Кроме того, при ТЗК одного цилиндра, равном 1,1 мм, амплитуда колебаний в областях головок соседних цилиндров увеличивается на 26 %, т.е. изменение амплитуды их колебаний составляет

29 % от изменения амплитуды колебаний головки исследуемого цилиндра. В области клапанного механизма изменение ТЗК не влияет на амплитуду колебаний соседних цилиндров.

На основании полученных результатов сделаны следующие выводы.

1. Наиболее виброакустически активной областью дизельного двигателя является головка цилиндра. Амплитуда колебаний последней зависит от регулировочных параметров не только данного цилиндра, но и соседних. Это обстоятельство не позволяет использовать область головки цилиндра в качестве измерительной зоны для диагностирования технического состояния двигателя.

2. Угол опережения подачи топлива оказывает существенное влияние на виброакустические колебания головки цилиндра, что связано с изменением протекания процесса сгорания рабочей смеси в цилиндре двигателя. Характерным при отклонении УОВ от номинального значения является значительный рост амплитуды виброакустических колебаний в области коренных подшипников. Поэтому предлагается проверять правильность установки УОВ путем измерения виброакустических колебаний в области этих подшипников.

3. Давление начала подъема иглы форсунки можно однозначно определять, измеряя амплитуду виброакустических колебаний на колпаках секций ТНВД.

4. Проверку установки теплового зазора клапанного механизма газораспределения наиболее удобно проводить путем измерения амплитуды колебаний в области этого механизма.

5. Ввиду влияния износа деталей на амплитуду их виброакустических колебаний результаты предлагаемого метода диагностирования достоверны только для технически исправного двигателя. Совершенствование метода возможно на основе комплексной оценки влияния износа деталей и отклонений регулировочных параметров механизмов и систем двигателя на его виброакустические колебания.

Список литературы

1. Николаевко А.В., Москалев М.Т. Исследование влияния регулировок топливной аппаратуры на износ тракторного двигателя в эксплуатации // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей. Л.; Пушкин, 1972.
2. Ждановский Н.С. и др. К оценке изменения основных показателей работы автотракторных двигателей в связи с износом // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей. Л.; Пушкин, 1979.
3. *Cempel Cz.* Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Warszawa, 1982.