

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{p}_{к2} &= \frac{N}{V_{к2}} \left[(\mu A)_{п1} p_{p1} \frac{p_{p1} - p_{к2}}{B p_{p1} - p_{к2}} - (\mu A)_9 p_{к2} \frac{p_{к2} - p_{y1}}{B p_{к2} - p_{y1}} \right]; \\
 p_{y2} &= (p_{y1} A_y - F_c) / A_y; \\
 \dot{p}_4 &= \frac{N}{V_4} \left[(\mu A)_{10} p_{y2} \frac{p_{y2} - p_4}{B p_{y2} - p_4} - 2(\mu A)_{11} p_4 \frac{p_4 - p_{T2}}{B p_4 - p_{T2}} \right]; \\
 \dot{p}_{T2} &= \frac{N}{V_{T2}} (\mu A)_{11} p_4 \frac{p_4 - p_{T2}}{B p_4 - p_{T2}}.
 \end{aligned} \right\} (7)$$

В уравнениях (3), (4), (7) приняты следующие обозначения: k – показатель адиабаты: $k = 1,4$; V_p, V_{p1}, V_{p2} – объемы соответственно ресиверов 5, 7 и 8; $K_1 = 0,654$; $v_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха; p_{p1}, p_{p2} – давление в ресиверах 7, 8; $(\mu A)_i$ – эффективная площадь i -го трубопровода ($i = 1, 2, \dots, 11$); $B = 1,13$; V_i – объем i -го узла; $p_{к1}, p_{к2}$ – давления в секциях тормозного крана 12; p_{T1}, p_{T2} – давления в рабочих полостях тормозного цилиндра; $(\mu A)_{к1}, (\mu A)_{к2}$ – эффективные площади секций тормозного крана; p_{y1}, p_{y2} – давления в управляющей полости ускорительного клапана и на его выходе; F_c – сила, препятствующая перемещению поршня клапана 11; A_y – площадь следящего поршня.

Разработанная модель позволяет рассчитывать переходные процессы пневмосистемы, оценивать расход сжатого воздуха при падении давления и выбирать необходимые конструктивные параметры питающей части тормозной системы автомобиля-самосвала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Бартош П.Р., Кравец Ф.К. Определение подачи компрессора противоблокировочной тормозной системы автомобиля // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – Мн., 1987. – Вып. 2. – С. 34–39.
2. Метлюк Н.Ф., А в т у ш к о В.П., К и ш к е в и ч П.Н. Динамика питающей части пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ // Автотракторостроение. – Мн., 1979. – Вып. 12. – С. 102–106.
3. Метлюк Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980.

УДК 629.114.4

В.В.КАПУСТИН, В.А.КОРОЛЬКЕВИЧ,
Б.И.ГРАМЕНИЦКИЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ АВТОМОБИЛЕЙ БелАЗ

Гидравлические приводы все шире применяются в системах управления автомобилями. Для обеспечения их надежности необходимо особое внимание уделять улучшению режима работы трубопроводной части. Так, на гидравли-

ческую, топливную и воздушную системы летательных аппаратов приходится до 50...60 % отказов от общего их числа [1]. Установлено, что сравнительно слабым звеном гидросистем являются гибкие (рукава) и жесткие трубопроводы их соединения. Основные причины разрушения коммуникаций — высокий уровень изгибных колебаний трубопроводов и наличие монтажных неточностей в соединениях [2].

Задача экспериментальных исследований гидроприводов состояла в определении уровня виброускорений и выявлении наиболее нагруженных трубопроводов и агрегатов. В соответствии с разработанной программой и методикой исследований систем рулевого управления и тормозов автомобилей особо большой грузоподъемности измерялись и фиксировались следующие параметры: виброускорения j_x, j_y, j_z трубопровода, агрегатов и рамы автомобиля в трех взаимно перпендикулярных направлениях X, Y, Z ; давление жидкости в трубопроводе p ; угловая скорость вала двигателя силовой установки ω .

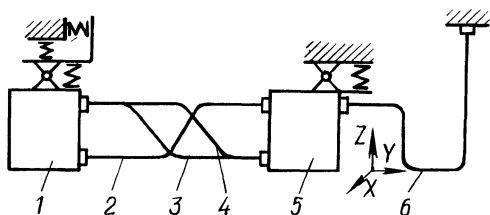
В качестве контрольно-измерительной, регистрирующей и обрабатывающей аппаратуры использовались датчики колебаний KB-10 (фирма RFT), 4370 (фирма Bruel & Kjaer), давления P11 (50/200 фирма НВМ), тахогенератор двигателя силовой установки, усилители 2635 (В & К), 3073 (НВМ), калибратор 4291 (В&К), магнитограф SR-50 с (ТЕАС), узкополосный анализатор спектра 2033 (В & К), самописец уровня 2307 (В & К). Давление в трубопроводах рулевого управления изменялось в пределах $p = 0,5...14,5$ МПа, тормозной системы — $p = 0...11$ МПа, угловая скорость вала двигателя силовой установки $\omega = 38...105 \text{ с}^{-1}$ изменялась плавно с угловым ускорением $\epsilon = 0,2...0,4 \text{ с}^{-2}$ с фиксацией через $\Delta\omega = 2 \text{ с}^{-1}$ в течение $t = 5...10$ с. При исследовании тормозного привода время нажатия на педаль варьировалось в интервалах $\Delta t \leq 0,2$ с и $\Delta t = 2...3$ с. Комментарий условий проведения каждого замера записывался на звуковом канале магнитографа.

Анализ результатов исследований показывает, что наибольшие ускорения испытывает трубопровод 6 (рис. 1) — до $j_y = 105 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ и $j_y = 280 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ в продольном Y относительно осей координат автомобиля направлении на частотах $\nu = 180$ Гц, $\nu = 340$ Гц и $\nu = 1120$ Гц соответственно. Как следует из схемы монтажа, трубопровод 4 выполняет дополнительную опоры агрегатов 1 и 5 на раму в продольном направлении Y . Он также воспринимает усилия со стороны интегральных трубопроводов 2—4, закрепленных между агрегатами 1 и 5.

Установлено, что виброускорения агрегатов достигают $j = 15...18 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. Наибольшее влияние на виброускорения трубопроводов и агрегатов оказывает пульсирующий поток жидкости. Спектрограммы имеют четко выражен-

Рис. 1. Схема монтажа трубопроводов гидропривода руля:

1 — распределитель рулевого управления; 2—4, 6 — трубопроводы; 5 — блок предохранительных клапанов



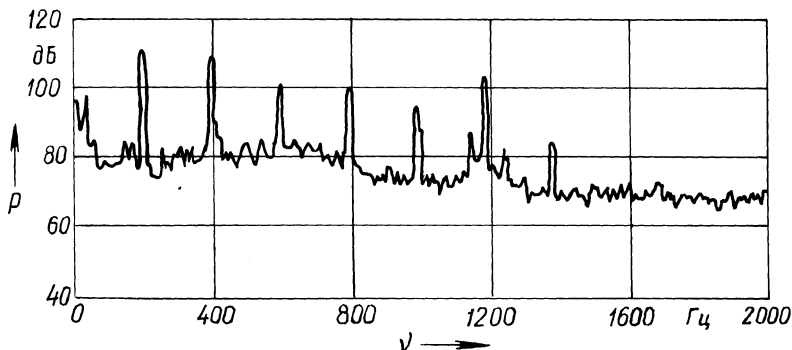


Рис. 2. Спектрограмма пульсаций давления p в трубопроводе ($\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$)

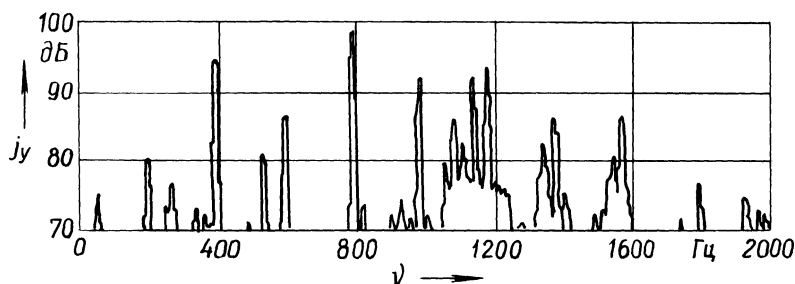


Рис. 3. Спектрограмма виброускорений j_y трубопровода ($\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$)

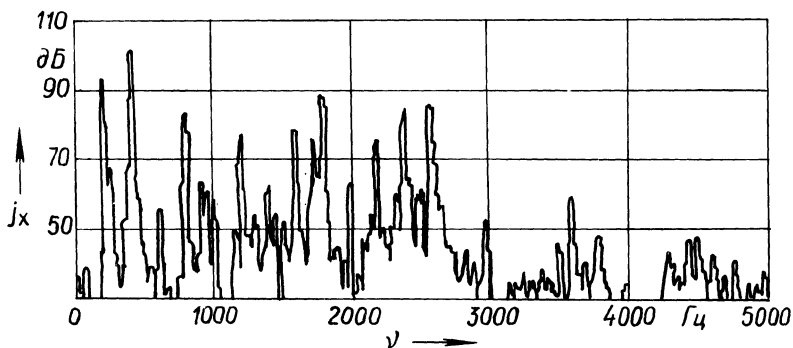


Рис. 4. Спектрограмма виброускорений j_x трубопровода ($\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$)

ные максимумы на частотах, кратных частоте пульсаций подачи насоса (рис. 2, 3). Диапазон колебаний подачи и давления по первой гармонике у аксиально-поршневого насоса 210.25.16 (7 поршней) составляет $\nu = 73,5 \dots 210 \text{ Гц}$ при изменении угловой скорости вала двигателя силовой установки $\omega = 37,7, 104,7 \text{ с}^{-1}$. При угловой скорости $\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$ у трубопровода 3 максимумы спектрограмм виброускорений, соответствующих второй – девятой гармоникам, на 6...18 дБ выше, чем у первой (см. рис. 3). В ходе эксперимен-

II выделен ряд до тринадцатой гармоники (рис. 4). На спектрограммах давления выделяются семь-восемь гармоник, кратных частоте пульсаций насоса (см. рис. 2).

Повышение давления в приводе рулевого управления существенно увеличивает виброускорения трубопроводов. Так, при повышении давления с 2,5 до 14,5 Па виброускорения трубопровода 2 возросли на 23 дБ.

Проведено сравнение результатов исследований гидроприводов рулевого управления с насосами аксиально-поршневыми типа 210.25.16 (7 поршней) и шестеренными НШ-100 (9 зубьев). Диапазон колебаний давления по первой гармонике при этом составил $\nu = 73,5...210$ Гц и $\nu = 94,5...270$ Гц соответственно. Установлено, что трубопроводы 2–4 (см. рис. 1) имеют собственные частоты $\nu = 233...248$ Гц. Поэтому при приближении угловой скорости двигателя к максимальной ($104,7 \text{ с}^{-1}$) указанные трубопроводы, закрепленные между двумя агрегатами, входят в резонансные колебания. Виброускорения возрастают до $j = 320...580 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. При использовании указанных аксиально-поршневых насосов частота возмущений ($\nu_{\text{max}} = 210$ Гц) не достигает резонансной частоты трубопроводов и виброускорения $j = 210...280 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$.

Исследовался также контур трубопроводов тормозной системы управляемых колес. При темпе нажатия на тормозную педаль $t = 2...3$ с виброускорения трубопроводов достигали $j = 1...3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$, менее $t = 0,2 \text{ с} - j = 16...22 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. Длительность колебаний с такими уровнями виброускорений была малой, так как они возбуждались в процессе однократного резкого повышения давления в колесных цилиндрах при срабатывании тормозной системы.

На основании анализа результатов исследований:

1) установлены спектры колебаний трубопроводов и агрегатов, определены диапазоны резонансных частот при основном источнике возмущений — колебании давления;

2) разработана методика эксперимента, получены исходные данные для оптимизации параметров гидропривода с помощью ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сапожников В.М., Лагосюк Г.С. Прочность и испытания трубопроводов гидросистем самолетов и вертолетов. — М., 1973. 2. Сапожников В.М. Монтаж и испытание гидравлических и пневматических систем летательных аппаратов. — М., 1979.

УДК 629.113-585.862

А.Х.ЛЕФАРОВ

О КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ КАРДАНЫХ ВАЛОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Случаи разрушения карданных валов при критической частоте их вращения в процессе эксплуатации грузовых автомобилей не единичны (рис. 1). Зачастую эти разрушения сопровождаются выходом из строя тормозной системы: оборванные концы вала, ударяясь о раму, разрушают пневмолинии привода тормозов. Эти случаи относятся к карданным валам, разработанным в соответствии с рекомендациями литературы.