

*П.Е. Куницын, канд. техн. наук, Н.А. Шевченко инж., Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук, В.Н. Холодный, инж.*

### ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ТРАНСПОРТНОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТИПА 6ТД В УСЛОВИЯХ ВНЕЗАПНЫХ ОСТАНОВОК

В эксплуатации было замечено, что при внезапных остановках с быстрым (резким) глушением дизельного двигателя в объекте, работающем с максимальной нагрузкой и температурой охлаждающей жидкости (ОЖ), возможен выброс ОЖ через паровоздушный клапан компенсационного бачка системы охлаждения дизельного двигателя из-за кратковременного повышения температуры ОЖ выше предельно допустимых значений. Механизм такого явления связан с местным вскипанием жидкости (парообразованием) на наиболее нагретых местах наружной поверхности цилиндра. В результате этого повышается давление в компенсационном бачке свыше предельного значения затяжки пружины паровоздушного клапана с выбросом ОЖ через последний. Это, при дальнейшей эксплуатации дизеля, отрицательно сказывается на работоспособности деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) и дизеля в целом. Проведенные испытания показали, что наличие в системе охлаждения паровоздушных пузырей с потерей жидкости от 6 до 10% от исходного объема системы приводит к заметному уменьшению прокачки ОЖ через дизель (до 30%) и снижению теплоотдачи в воду (до 15%). Термометрирование поршня и цилиндра показало, что указанное сниже-

ние теплоотдачи приводит к увеличению температуры цилиндра и поршня ~ на 25° С, в результате чего снижается их надежность работы. Потери ОЖ приводят также к разрушению поверхностей деталей тракта системы охлаждения в виде многочисленных раковин различных размеров коррозионно-кавитационного характера.

С целью разработки и внедрения мероприятий по исключению этих явлений при эксплуатации дизеля в объекте КП ХКБД были проведены специальные испытания на стенде по внезапной остановке с регистрацией изменения температуры цилиндра и ОЖ в районе форсуночного пояса, а также давления в компенсационном бачке системы охлаждения.

Для визуального наблюдения за процессами, происходящими в выпускном водяном коллекторе (на предмет наличия паровой фазы) после выполнения экстренных (резких) остановок между блоком дизеля (против выходных отверстий) и выпускным водяным коллектором, устанавливались специальные металлические проставки, с смонтированными стеклянными окнами и термомпарами для измерения температуры ОЖ на выходе из каждого цилиндра (рис. 1).

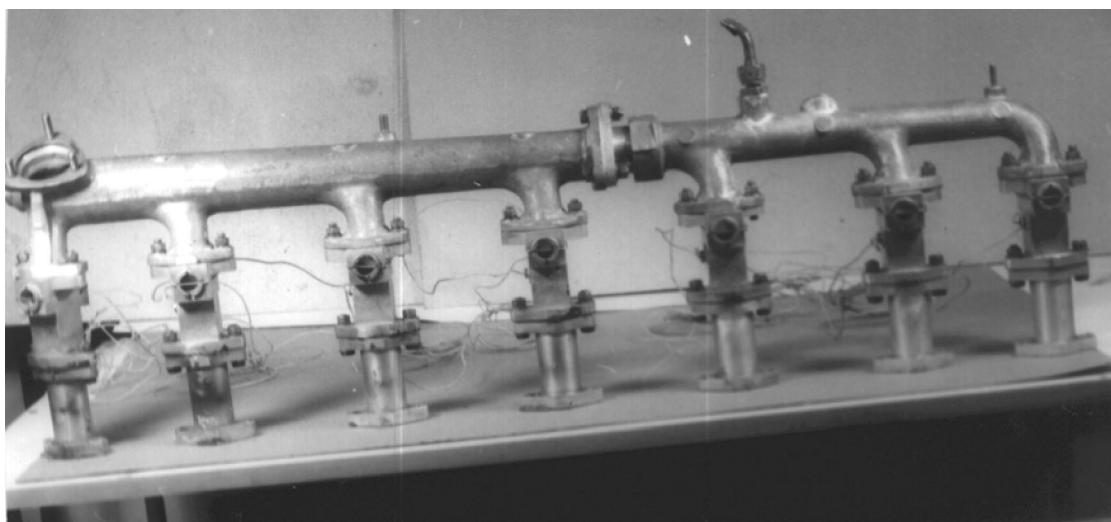


Рис. 1. Выпускной водяной коллектор с металлическими проставками, в которые вмонтированы стеклянные окна

При работе дизеля на стационарных режимах (как промежуточных, так и максимальной мощности) и при различных температурах ОЖ (от 90° С до максимально допустимой 130° С) паровоздушных пузырей в системе охлаждения не наблюдается (рис. 2).

При остановке дизеля в последовательности, оговоренной инструкцией по эксплуатации, воздушных пузырей в окнах также не наблюдалось.

Внезапные остановки дизеля производились с режима максимальной мощности ( $N_{e\ max}$ ) при темпе-

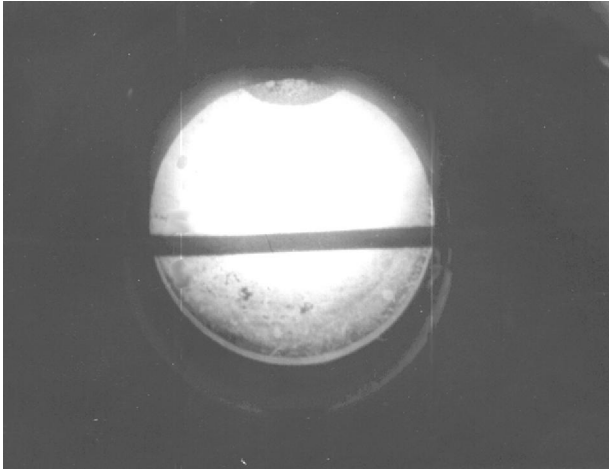


Рис. 2. Процессы, происходящие в системе охлаждения при работе дизеля на стационарном режиме (паровоздушные пузыри отсутствуют)

ратуре ОЖ  $t_{OЖ} = 130^{\circ}\text{C}$ . В момент остановки происходит мгновенное закипание ОЖ по всем цилиндрам (рис. 3) с выбросом ОЖ из компенсационного бака. Причем, наиболее интенсивный выход пузырей наблюдается по средним (третьему и четвертому) цилиндрам. Затем интенсивность выхода паровоздушных пузырей постепенно уменьшается, пузыри становятся мельче и через 10 мин после остановки полностью исчезают.

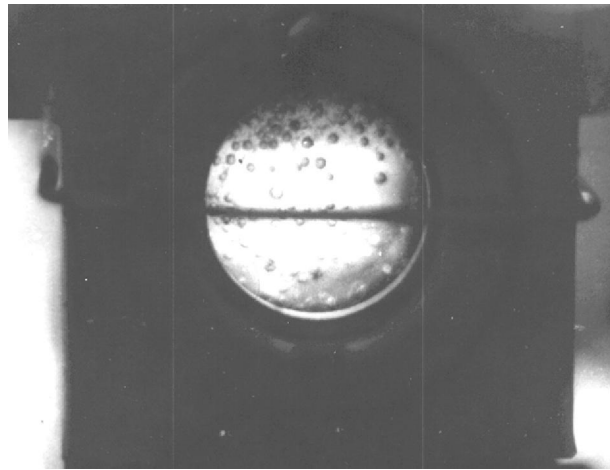


Рис. 3. Процесс кипения ОЖ в момент внезапной остановки дизеля с режима  $N_{e\ max}$  при  $t_{OЖ} = 130^{\circ}\text{C}$

После такой остановки происходит кратковременное увеличение температуры цилиндра в зоне форсуночного пояса (на 20...25° С), затем резкое ее снижение (в среднем, на 50...55° С) и более медлен-

ное повышение температуры ОЖ вследствие уравновешивания этих температур в результате взаимного теплообмена (рис. 4).

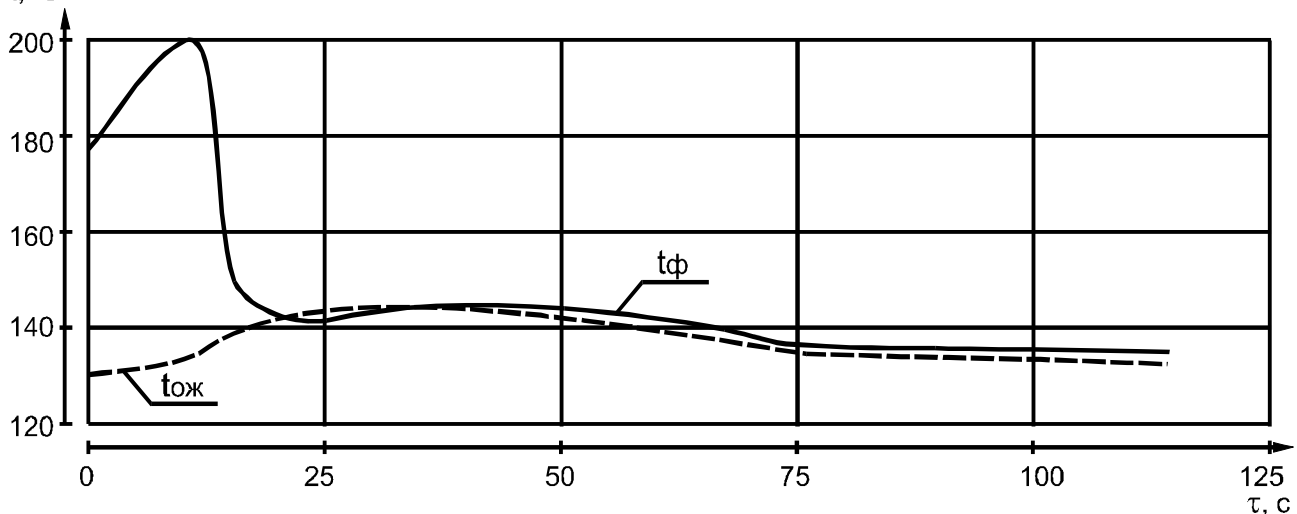


Рис. 4. Динамика изменения температуры цилиндра и температуры ОЖ при внезапной остановке дизеля на режиме  $N_{e\ max}$ :

$t_{OЖ}$  - температура охлаждающей жидкости;

$t_{\phi}$  - температура поверхности цилиндра в районе форсуночного пояса

При выполнении внезапных остановок с режима максимального крутящего момента ( $M_{кр. max}$ ) при  $t_{OЖ} = 130^\circ \text{C}$  процессы, происходящие в системе охлаждения дизеля, идентичны процессам, которые наблюдаются при остановке с режима  $N_{e max}$ .

Одним из мероприятий, позволяющим более быстро вытеснить паровоздушные пузыри из зарубашечной полости цилиндров в компенсационный бачок и избежать выброса ОЖ из системы охлаждения, является выполнение прокруток электростартером коленвалов после внезапной остановки дизеля. Так, после выполнения первой прокрутки в течение 20 с без подачи топлива (через 35 с после внезапной остановки), паровоздушные пузыри становятся мельче и их движение приобретает менее интенсивный характер.

С целью устранения негативных последствий внезапных остановок на ЦПГ дизеля были также проведены испытания по выполнению внезапных остановок с режима  $N_{e max}$  при  $t_{OЖ} = 130^\circ \text{C}$  с последующей принудительной прокачкой ОЖ от автономного насоса. При этом, циркуляция ОЖ при включе-

нии автономного водяного насоса осуществлялась в том же направлении, что и при работе штатного водяного насоса дизеля.

Испытания показали, что наиболее эффективным способом охлаждения дизеля и предотвращения выброса воды из компенсационного бачка при внезапной остановке дизеля является обеспечение прокачки воды через блок дизеля автономным насосом.

При этом уже через 2...2,5 мин после внезапной остановки паровоздушные пузыри в водяном коллекторе полностью исчезают, и выброса ОЖ из бачка не происходит. При выполнении прокачки автономным насосом температура ОЖ в зарубашечной полости цилиндра сразу начинает снижаться.

Таким образом, внезапная остановка дизеля с режима полной нагрузки при максимально допустимой температуре ОЖ  $t_{OЖ} = 130^\circ \text{C}$  отрицательно сказывается на работоспособности деталей ЦПГ и тракта системы охлаждения. Наиболее эффективным способом охлаждения цилиндров является прокачка ОЖ после внезапной остановки дизеля от автономного водяного насоса.

УДК 622.691.4.052

*С.А. Сапрыкин, канд. техн. наук, А.А. Гарагуль, ст. науч. сотр.*

### ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Газомотокомпрессоры (ГМК) типа 10ГКН, МК8, ДР12 предназначены для сжатия и перекачки природных и попутных нефтяных газов в системе магистральных газопроводов, на газобензиновых и нефтеперерабатывающих заводах, станциях подземного хранения газа и других объектах.

ГМК типа 10ГКН состоит из 2-тактного газового двигателя простого действия с газотурбинным наддувом, с V-образным расположением цилиндров, и поршневого компрессора двойного действия с цилиндрами, расположенными горизонтально. Аналогичную схему имеет ДР12, только компрессорные цилиндры располагаются горизонтально с двух сторон. ГМК типа МК8 состоит из 2-тактного газового двигателя простого действия с газотурбинным наддувом, цилиндры двигателя расположены вертикально в один ряд, а компрессорные цилиндры – горизонтально.

К числу основных разрушений узлов и деталей ГМК относятся выходы из строя коленчатого вала, вкладышей шатунного и коренного подшипника; деталей цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора.

С точки зрения вибрационной диагностики наиболее информативными являются колебания, вы-

зываемые силами в цилиндропоршневой группе и кривошипно-шатунном механизме, порождающие удары в различных сопряжениях. Главные источники – механические удары в подшипниковых узлах, сопряжении поршень-цилиндр, клапанной системе, масляном насосе смазки и др.

По своему принципу функционирования турбокомпрессор отличается от остальных узлов ГМК. Данное отличие является типичным для роторных машин и заключается в том, что источником вибрации в нормальном режиме функционирования является вращающийся ротор. К основным изменениям технического состояния узлов турбокомпрессора относятся температурные и другие деформации, износ подшипников и, связанные с ним, перекосы и смещения ротора. В свою очередь, перекосы и смещения ротора создают неравномерность зазора между лопатками и корпусом вплоть до касания лопатками корпуса и разрушения лопаток. К сожалению, изменения амплитуды колебаний с частотой вращения и моментные характеристики случайных процессов не являются универсальными критериями, обеспечивающими диагностирование всех возникающих в турбокомпрессорах дефектов. Сложность задач определения неисправностей турбокомпрессоров,