

Снижение уровня шума при работе гидравлических экскаваторов

В последние годы требования к снижению уровня шума при эксплуатации строительного оборудования стали более жесткими. В Японии 25% случаев резкого повышения уровня шума связано с эксплуатацией строительных машин. Количество такого оборудования постоянно растет и экологическая обстановка ухудшается. Национальное министерство сообщений Японии регулярно публикует руководящие материалы, регламентирующие уровень шума и вибраций при работе строительных машин. На рынок стран ЕС, как правило, поступает оборудование, отвечающее действующим стандартам по уровню шума, который также регламентируется рядом постановлений и ограничивается не только воздействием на окружающую среду, но и на операторов и обслуживающий персонал.

Методы измерения уровня шума и ограничения стандартов. По международному стандарту ISO 6395 (действует в Японии и странах ЕС) уровень шума, создаваемый работой строительного оборудования, определяется величиной излучаемой звуковой энергии и зависит от характера работ и методов их проведения. Например, в передней полусфере гидравлических экскаваторов есть шесть точек наиболее активного излучения шума (четыре по бокам и две сверху). Если среднюю величину звуковой энергии обозначить A (дБА), площадь поверхности полусферы B (м²), а шум измерять приборами, расположенными в указанных шести точках, то уровень излучаемой звуковой энергии W (дБ) равен

$$W = A + 10 \log B.$$

Следует учитывать поверхность, на которой установлен экскаватор (грунт, асфальт либо бетон), что также влияет на уровень шума.

Различия в оценке уровня шума по методикам, принятым в Японии и странах ЕС, сводятся к тому, что в Японии, например, за

середину шасси экскаватора принимают центр верхней поворотной платформы, а в Европе — центр поворота экскаватора. На рис. 1 приведены зависимости уровня шума, регламентируемого стандартами ЕС и Японии, от номинальной мощности двигателя. Регламентируемый уровень шума для стран ЕС связан с выходной мощностью двигателя, а для Японии он разделяется на три ступени в соответствии с мощностью двигателя. Для гарантированной защиты окружающей среды принят допустимый уровень шума 100–106 дБ.

Анализ источников шума. Мероприятия по защите от шума сводятся не только к совершенствованию технических характеристик оборудования, но и к определению источников шума, что важно для эффективного его блокирования. При расчете степени влияния источника шума следует оценить уровень (величину) мощности звукового излучения (давления), звуковых колебаний и отраженного звука. Рекомендуется использовать методики, позволяющие измерять шумовые параметры каждой единицы строительного оборудования и анализировать частотные составляющие звуковых колебаний при различных углах излучения звука. На рис. 2 приведена схема распределения интенсивности звукового излучения при работе гидравлических экскаваторов.

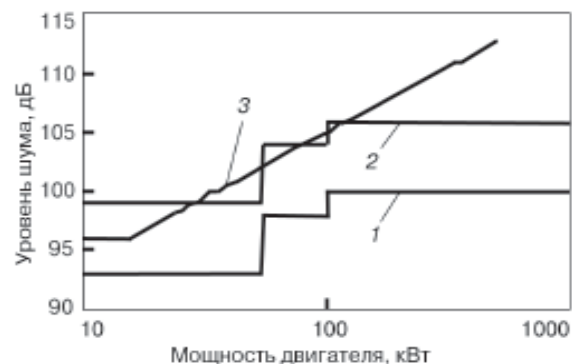


Рис. 1. Стандартные уровни шума, излучаемого при работе гидравлических экскаваторов (для Японии и ЕС): 1 — сверхнизкий; 2 — низкий; 3 — регламентируемый стандартом

Снижение уровня шума, создаваемого вентилятором системы охлаждения двигателя. На силовых агрегатах гидравлических экскаваторов используются системы охлаждения с лопастными вентиляторами. Если лопасти вентилятора испытывают незначительное сопротивление, то движение потока охлаждающего воздуха является ламинарным, его струи проходят параллельно валу вентилятора. При использовании теплообменников в потоке охлаждающего воздуха возникают вихри, его движение приобретает турбулентный характер (рис. 3). Воздушные струи отклоняются от осевого направления, изменяют скорость, и охлаждение становится неидеальным, что способствует возникновению шума и вибраций. Использование схемы охлаждения с осевыми вентиляторами не исключает действия на лопасти значительного сопротивления, при этом двигатель охлаждается не лучшим способом. Основной причиной возникновения высокого уровня шума на вентиляторе является большая зона охвата лопастей и прерывистость поступающего через радиатор воздуха, что приводит к турбулентному характеру течения и, следовательно, к высокому шумовому эффекту. Подсос воздуха в вентилятор осуществляется не только через радиатор, часть всасываемого через ограничитель вентилятора воздуха поступает к лопастям в противоположном направлении, что способствует возникновению шума.

Шумовой фон можно снизить подбором зазора между лопастями вентилятора и его ограничителем (рис. 4). Сопротивление воздуха, проталкиваемого лопастями, зависит от объема и площади внутренней поверхности двигателя, а также от параметров теплообмен-

ника (например, при использовании кожухов в зимнее время). Изменение режимов охлаждения возможно, например, путем изменения результирующего вектора скорости воздушного потока, проходящего через лопасти. В большинстве случаев основной объем воздуха проходит через теплообменник без особых препятствий, но на кромках ограничителя лопастей происходит срыв потока воздуха. Для того чтобы воздух проходил без сопротивления, необходимо оптимизировать кромки ограничителя в соответствии с расходом воздуха путем подбора опытным путем параметров, при которых имеет место незначительное гидравлическое сопротивление при максимальном расходе воздуха. В последние годы для уменьшения действующих на лопасти усилий и снижения сопротивления кромкам ограничителя лопастей придают полукруглую (торообразную) форму.

Форма лопастей вентилятора также имеет значение: в радиальном направлении лопасти расширяются, их кромки не имеют заостренных переходов. Доказано, что форма лопасти, сходная с треугольником, издает меньший шум. Тот же эффект дает скошенная в направлении вращения форма лопастей, а также неравномерное расположение лопастей по цилиндрической поверхности вала вентилятора, изменение шага лопастей, благодаря чему можно значительно снизить пики звуковых колебаний, зависящих от частоты вращения вала.

Снижение шума, издаваемого глушителем силового агрегата. Глушитель почти полностью блокирует шум отработавших газов, генерируемых двигателем, в то же время он играет

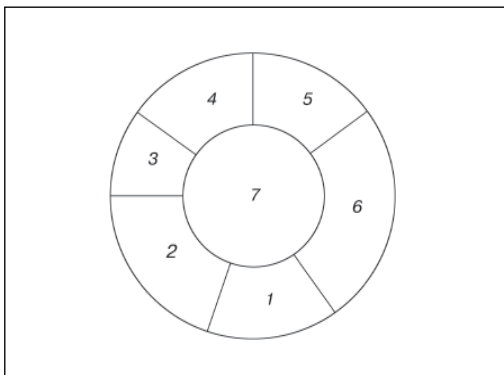


Рис. 2. Источники шума, излучаемого при работе гидравлических экскаваторов:
1 – глушитель двигателя; 2 – гидравлические устройства; 3 – устройства подачи охлаждающего воздуха; 4 – прочие; 5 – концевые элементы конструкции; 6 – лопасти вентилятора системы охлаждения; 7 – распределенные источники

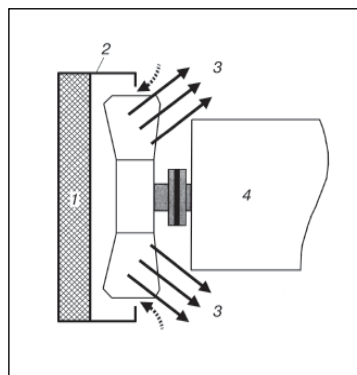


Рис. 3. Движение воздуха в осевом вентиляторе при действии на лопасти повышенного сопротивления потока:
1 – теплообменник (радиатор); 2 – ограничитель вентилятора; 3 – поток охлаждающего воздуха; 4 – двигатель

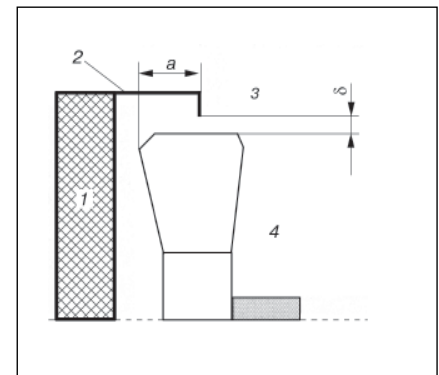


Рис. 4. Схема образования конструктивного клиренса и возникновения встречного потока воздуха:
1 – ограничитель лопастей; 2 – теплообменник (радиатор); 3 – зона возникновения встречного потока воздуха; 4 – конструктивный клиренс

роль демпфера при резком расширении этих газов. На рис. 5 приведена зависимость уровня шума от проходного сопротивления глушителя, связанного с размером шумогасящих отверстий. Для гашения шума на глушителе можно изменять проходное сопротивление с учетом допустимого давления в двигателе, а также путем изготовления деталей глушителя из шумопоглощающего материала. В последнее время получила распространение так называемая техника активного регулирования уровня шума.

Снижение уровня шума в коллекторах подачи воздуха в двигатель. В большинстве случаев шум, возникающий при подаче наружного воздуха в двигатель, является проблемой мини-экскаваторов, на которых используются двигатели без турбонаддува с тремя либо четырьмя всасывающими патрубками. В этом случае можно использовать метод глушения шума, уменьшая его частотные составляющие (например, составляющие детонационного шума), что в настоящее время является решаемой задачей. Необходимо учитывать эффект от шумопоглотителей, например, в случае согласования частот детонационного шума на резонансных режимах в трубопроводах всасывающего коллектора.

Снижение шума в гидросистемах. Шум при работе гидросистем гидравлических экскаваторов возникает вследствие неламинарного течения рабочей жидкости (РЖ) в трубопроводах и гидравлических устройствах. Обычно шум возникает на регулирующих (управляющих) клапанах, при работе гидравлических двигателей и насосов. Для подавления пиковых шумовых колебаний эффективно исключение резонансных акустических эф-

фектов в отдельных частях гидроустройств. Вероятность резонансных явлений зависит от правильности выполнения прорезей на рабочем узле насосов (рис. 6). Имеются так называемые «мертвые» точки на выходной и входной сторонах. В качестве примера можно привести подобные точки 1–3 на диаграмме настройки насоса, установленного на гидравлическом экскаваторе (рис. 7). На рисунке видно, что область использования номинальных расхода и давления является широкой, хотя при этом необходимо проводить настройку (подбор) прорезей для эффективного использования рабочего пространства этого насоса. Оптимизировать форму прорезей для снижения резонансных явлений можно изменением объема гидроцилиндров либо расхода РЖ в верхней и нижней мертвых точках. Точка 1 принадлежит зоне максимального расхода при минимальном давлении, в режиме запирания насоса давление в рабочих цилиндрах будет возрастать за счет давления на выходе насоса, поэтому эта точка соответствует снижению расхода на выходе насоса. Точка 3 соответствует зоне минимального расхода при высоком давлении, за счет давления на выходе насоса внутреннее давление в рабочих цилиндрах будет уменьшаться, и эта точка соответствует снижению расхода в гидроцилиндрах. Для оптимизации звукового излучения зона среднего расхода при среднем давлении, соответствующая точке 2, является наиболее приемлемой точкой настройки (по сравнению с точками 1 и 3).

Если резонансный режим насосов смягчен и задача заключается в снижении шума от гидроэлементов, необходимо насколько возможно уменьшить давление и использовать специальные резонансные поглотители звука: на гидравлических экскаваторах боковые

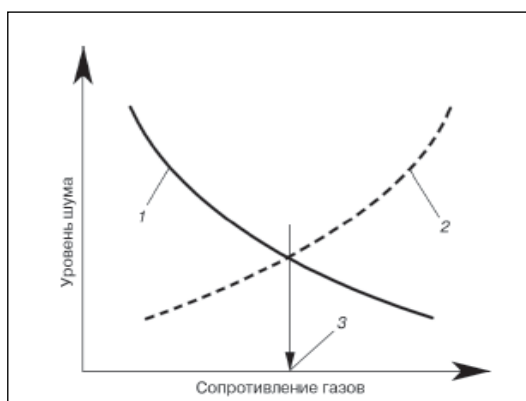


Рис. 5. Зависимость уровня шума от сопротивления отработавших газов:

1 — детонационный шум; 2 — шум от движения воздуха; 3 — оптимальная величина глушения выхлопных газов

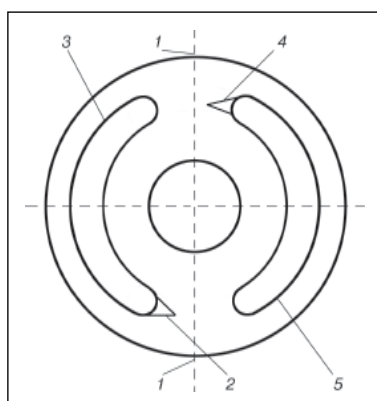


Рис. 6. Схема рабочего узла гидронасоса (тарелки):

1 — прорезь; 2 и 4 — верхняя и нижняя мертвые точки; 3, 5 — впускное отверстие

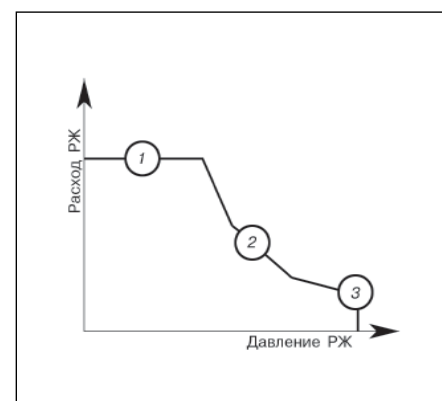


Рис. 7. Рабочие точки гидронасоса

гидравлические ответвления, на дробильном оборудовании резонансные поглотители с аккумулярующими устройствами, хотя на практике требуется также учет сдвига поглощаемых резонансных частот и изменения объема воздуха, находящегося под давлением РЖ.

Предотвращение распространения звуковых колебаний. Снижение шума возможно при наличии устройств глушения звуковых колебаний, в случае применения которых на двигателе возможно ухудшение теплового баланса и как следствие увеличение гидравлического сопротивления при прохождении охлаждающего воздуха. Для экранирования двигателя необходимо перед определением расхода охлаждающего воздуха и уровня шума в зоне каждого отверстия (щелей) определить место проведения измерений. В настоящее время трудно даже ориентировочно оценить уровень шума, исходящего из отверстий (щелей) в двигателе. Используя анализ процессов протекания воздушных потоков и применяя для расчета программное обеспечение 3D-CAD,

можно получить определенную точность измерения.

Затраты на блокирование шума оказываются большими. Например, установка пенополиуретановых прокладок и экранов хорошо снижает шум на строительном оборудовании, поглощение звуковых колебаний – удовлетворительное, особенно в зонах высокочастотных звуковых колебаний. Эффект блокирования низкочастотных составляющих звуковых колебаний с помощью таких экранов и прокладок небольшой для двигателя и гидросистем. Если для повышения поглощения звуковых колебаний увеличить площадь экранов и прокладок, то возможно возникновение шума в других местах.

В перспективе методы снижения уровня шума при работе строительных машин и блокирования звуковых колебаний получат дальнейшее развитие.

(По материалам зарубежной информации)

СДМ