

Как показали теоретические исследования, жесткость ШВМ зависит от схем нагружения. Созданием предварительного натяга в том или ином направлении можно изменить схему нагружения. В зависимости от направления действия осевого усилия и предварительного натяга можно получить четыре варианта схем монтажа ШВМ (рис. 4).

Исходя из необходимости получить наименьшие деформации и напряжения на дорожках качения, следует рекомендовать схемы монтажа, изображенные на рис. 4, а, г. Они обеспечивают наиболее равномерное распределение нагрузки по виткам рабочей гайки, а следовательно, наименьшие деформации и напряжения на дорожках качения.

УДК 658.3.043

Б.С.Гальперин, В.Ф.Горошко, Е.А.Маркин,
Е.И.Моисеенко

ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМА И ЗВУКОВЫХ ВИБРАЦИЙ ПРОТЯЖНЫХ СТАНКОВ

Постоянное воздействие шума на органы слуха вызывает различные реакции организма человека в зависимости от интенсивности звука, его продолжительности и частотного спектра.

Реакции вегетативной нервной системы начинаются примерно с уровня шума в 65 дБ и могут уже вызвать нарушения работы вестибулярного аппарата. Адаптации к продолжительному по времени шуму указанного уровня уже не происходит. Поражения органов слуха могут наблюдаться при уровне шума в 90 дБ. Поэтому снижению уровня шума и вибраций придается большое значение. Допустимые уровни шума определяются отраслевым стандартом ОСТ 2 Н89-40-75.

В статье приводятся некоторые результаты исследований горизонтально-протяжного станка с тяговым усилием 200 кН. Пороговые значения интенсивности звука, скорости, ускорения и смещения соответствуют 10^{-16} Вт/см², $5 \cdot 10^{-6}$ см/с², 3×10^{-2} см/с² и $8 \cdot 10^{-10}$ см. При исследованиях использовалась аппаратура фирмы "Брюль и Кьер". Условия измерений выбирались в соответствии с ОСТ 2 Н89-40-75, обработка данных производилась в соответствии с ГОСТ 8.055-73.

Цель работы заключалась в количественной оценке уровней шума и вибрации основных элементов конструкции, исследовании основных источников шума и разработке рекомендаций по снижению его уровня.

Исследование уровней виброускорений боковых стенок станины и магистрального трубопровода на звуковых частотах позволило выявить зоны интенсивного возбуждения (рис. 1). Наибольший уровень колебаний 78...85 дБ наблюдается в зоне крепления рабочего цилиндра. Уровень колебаний трубопроводов доходит до 88 дБ. Спектральный анализ шума и вибраций в третьоктавных полосах частот позволил установить, что максимальные уровни составляют 315, 630 и 1600 Гц (рис. 2). Анализ конструкции и расчет колебаний основных систем горизонтально-протяжного станка показали, что частота 315 Гц является частотой радиально-поршневого насоса, который и создает тональный шум. Кроме того установлено, что наибольшие уровни звукового давления вдоль боковой стенки станины соответствуют ее зонам наибольшего возбуждения колебаний.

Рис. 1. Форма (сечение 1—1) и зоны интенсивного возбуждения колебаний на звуковых частотах боковой стенки станины горизонтально-протяжного станка.

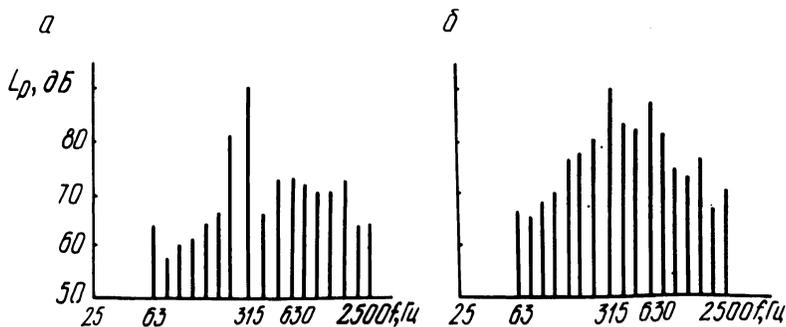
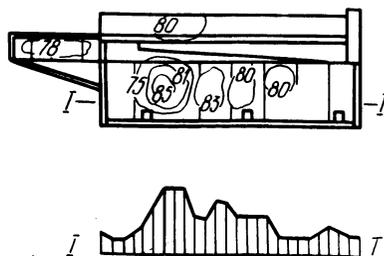


Рис. 2. Спектры шума в третьоктавных полосах частот горизонтально-протяжного станка: а — магистральный трубопровод отсоединен; б — станок в сборе.

С целью выявления влияния трубопроводов на формирование спектров звукового давления и общий уровень шума были проведены исследования станка в сборе и с отсоединенными трубопроводами (см. рис. 2). При этом уровень давления в насосной установке контролировался тензометрической аппаратурой и сохранялся постоянным. Анализ полученных результатов показал, что трубопровод оказывает значительное влияние на характер частотного спектра и общий уровень шума. В районе насосной установки уровень шума при отсоединении трубопровода снижается на 6 дБ. Выполненный на основании полученных экспериментальных данных расчет с использованием известных номограмм позволил установить, что трубопровод создает уровень шума в 82 дБ, а насосная установка — 87 дБ. Анализ изменений характеристик звукового поля вдоль станины показал, что вследствие передачи колебаний через "акустические мостики", которыми являются места крепления цилиндра к станине и фундамент, станина излучает шум, не превышающий 70...75 дБ.

Известно, что качественно соотношение между активной и реактивной составляющими звукового давления оценивается величиной волнового числа K и размерами излучателя R . Если $KR < 1$, излучатель плохо излучает звук. В этом случае за период колебания излучатель и среда обмениваются энергией, которая не участвует в формировании звукового поля излучателя. Если активная составляющая больше реактивной ($KR > 1$), излучатель считается эффективным.

В нашем случае наблюдается интенсивное излучение ($KR \approx 1,5$). Соотношение частотных характеристик системы не является оптимальным.

Анализ соотношений длин волн в воздухе и в пластине позволяет оценить мощность излучения. При некоторой критической частоте f_k длины волн изгиба в пластине и в среде совпадают. И при $f > f_k$ происходит наиболее интенсивное излучение звука. Критическая частота для нашего случая $f_k \approx 100$ Гц.

При частотах колебаний, равных 100 Гц, излучение максимально, при $f_k > 2000$ Гц интенсивность излучения значительно снижается.

Эксперименты показали, что нагрев станка оказывает влияние на уровень звуковых колебаний, снижая его на 5...7 дБ. Это объясняется изменением характеристик утечек в системе.

Таким образом, основным источником шума в протяжных станках является насосная установка и трубопровод. Доля ста-

нины в общем балансе шума не превышает 1...1,5 дБ. Наиболее интенсивно излучение на частотах 150...2000 Гц.

На основании полученных результатов анализу подвергались различные варианты активного и пассивного шумопоглощения и шумоизоляции.

Использование только местных вязкоупругих покрытий (ВМЛ-25) на трубопроводах предполагает снизить уровень шума на 5...7 дБ. Изоляция насоса и электродвигателя от корпуса масляного бака прокладками типа "Сэндвич", ликвидация выявленных "акустических мостиков" позволит уменьшить передачу энергии колебаний и, следовательно, уменьшить интенсивность излучения. Экранирование насосной установки по расчету уменьшит шум на рабочем месте на 10 дБ. В связи с тем, что гасить звуковые колебаний надо на частотах примерно 300...1500 Гц, предполагается использовать экран с перфорацией и воздушным зазором. Коэффициент звукопоглощения этой конструкции лежит в пределах 0,88...0,94.

УДК 621.923-924

Г.В.Тилигузов, Е.С.Яцура,
В.М.Шевченко, Э.Ф.Капанец

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ ШЛИФОВАНИЯ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ К ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

При расчетах оптимальных режимов резания должны находиться такие их значения, которые обеспечивают изготовление обрабатываемых изделий требуемого качества с наименьшими производственными затратами. Обычно однозначные базовые зависимости, используемые при определении оптимизации режимов шлифования, не учитывают фактического состояния системы СПИД и факторов, обусловленных изменением технологических условий. В таких случаях, как правило, не удается надежно обеспечить технические требования ко всем контролируемым параметрам деталей или сделать прогноз об их изменении в процессе длительной эксплуатации.

Для решения данных вопросов необходимо получить и ввести в модели оптимизации математические выражения, адекватно описывающие взаимосвязь показателей качества обрабатываемых деталей с технологическими факторами и параметрами оборудования. Связи между случайными выходными параметрами