

**ВИБРАЦИИ И ШУМЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ  
В АСИНХРОННЫХ КОРОТКОЗАМКНУТЫХ  
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯХ**

**Э. А. Книпенберг**

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин  
и общей электротехники)

Вибрации и шумы механического происхождения в асинхронных короткозамкнутых электродвигателях, рассматриваемых вне связи с установкой электродвигателя и сочленяемыми механизмами, создаются в основном дисбалансом вращающихся частей и подшипников.

Особенно важно рассмотреть эти вопросы при необходимости получить двигатели с малыми уровнями шумов и вибраций (малозумные электродвигатели, высокоточные электродвигатели). Тщательная балансировка и особенно балансировка электродвигателей в сборе позволяют получить достаточно малый дисбаланс (при балансировке в сборе он может быть практически сведен к нулю). На передний план в этом случае выступают составляющие шума и вибрации подшипникового происхождения. При очень высоких требованиях к уровню вибрации (порядка одного или нескольких микрон) степень влияния помех подшипникового происхождения настолько велика, что они чрезвычайно затрудняют балансировку электродвигателей в сборе. В этом случае и особенно для электродвигателей быстроходных подшипниковые составляющие являются одним из самых интенсивных источников шума и вибрации, уменьшение которых наиболее затруднительно.

Подшипниковые составляющие вызываются чисто механическими причинами. Шум и вибрации возникают из-за дефектов формы обоем подшипников и тел качения, которые могут усугубляться ошибками при изготовлении и монтаже.

Но и подшипники очень высокого класса могут давать значительные вибрации и шум, так как периодическое перемещение тел качения через линии нагрузки подшипника вызывает периодическую деформацию, передающуюся на корпус.

Даже очень тщательно выполненные подшипники, смонтированные в электродвигателе с перекосами или натягом, вызывают значительные вибрации и шумы (это можно объяснить изменением характеристики упругости — она может стать нелинейной).

Применение подшипников скольжения позволяет существенно уменьшить составляющую подшипникового шума и вибрации, однако в этом случае (это видно из результатов эксперимента) часто возникают вибрации в зоне низких частот.

## Рекомендации по снижению составляющих шума и вибрации, вызванных механическими причинами

Учитывая опыт проектирования и доводки особо высокоточных электродвигателей, специальных малозумных электродвигателей, результаты исследований высокооборотных электродвигателей для деревообрабатывающей промышленности и электродвигателей АО2 2, 3, 4 баритов, а также литературные данные, можно рекомендовать для получения низких уровней вибрации и шума механического происхождения следующие мероприятия:

1. Динамическая балансировка роторов, а при необходимости и других вращающихся частей машины позволяет получить достаточно малый дисбаланс на основной частоте вращения. Для специальных высокоточных электродвигателей очень хорошие результаты дает балансировка машин в сборе. Применяя специальный стенд, эту операцию можно производить довольно быстро.

2. При применении подшипников скольжения для снижения вибрации и шумов низких частот необходимо особое внимание уделять обеспечению строгой перпендикулярности торцевых поверхностей деталей, соприкасающихся друг с другом при вращении, относительно оси вращения электродвигателя, в противном случае могут появиться нестабильные во времени значительные вибрации и шумы низких частот (рис. 1).

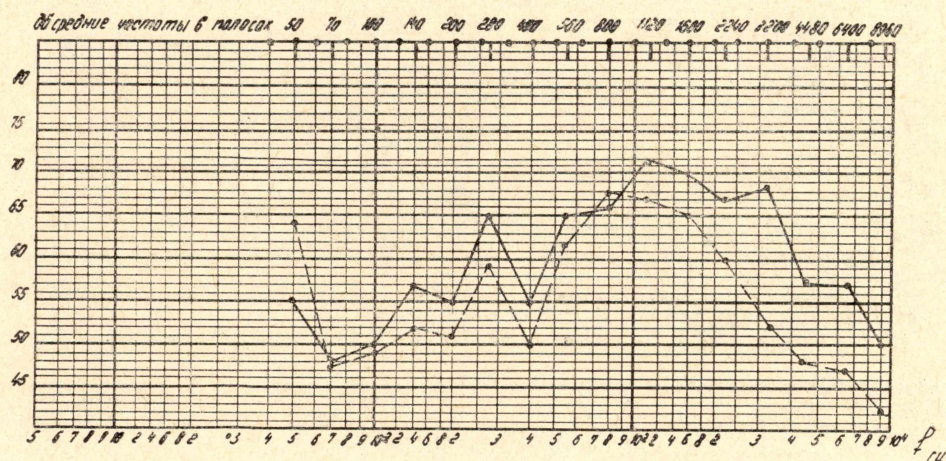


Рис. 1. Спектрограммы воздушного шума электродвигателя АО2 32-2 при  $U=380$  в, с. ф. —  $Y$ ,  $f=50$  гц. 1 — с подшипниками качения, 2 — с подшипниками скольжения

Для уменьшения вибрации на двойной частоте вращения необходимо обеспечить минимально возможную эллипсность внутренней поверхности подшипника и цапф вала. Подшипники скольжения позволяют значительно уменьшить вибрации и шумы в диапазоне частот от 200 герц и выше.

3. При применении подшипников качения лучшие результаты дают подшипники качения более высоких классов точности, наименьшие искажения тел качения имеют малозумные подшипники. Конструкция подшипников и подшипниковых узлов должна предусматривать постоянное наличие смазки и исключать попадание в него грязи.

4. Изготовление электродвигателей с высокими виброакустическими характеристиками невозможно при применении только прецизионных подшипников. Места посадки подшипников должны выполняться с максимальной точностью. Следует предусматривать мероприятия, исключающие эллипсность и конусность мест посадок подшипников, не-

соосности осей расточек и торцевого биения опорных поверхностей, несоблюдение этих требований приводит к значительному увеличению вибрации и шума в широком диапазоне частот.

5. Плотная посадка наружной обоймы подшипников в подшипниковом щите недопустима, так как в этом случае появляются из-за перекосов, неравномерного сжатия наружной обоймы подшипников, появления внутренних неравномерных напряжений в подшипниковом щите и подшипниках и вследствие этого нелинейности коэффициентов упругости) неравномерный периодический шум и вибрация резонансного характера.

Наиболее благоприятной посадкой наружного кольца подшипника в подшипниковый щит является скользящая посадка, позволяющая подшипнику самоустанавливаться.

6. Виброакустические характеристики электродвигателей при обязательном наличии скользящей посадки наружной обоймы подшипников можно во многих случаях улучшить за счет создания предварительной нагрузки на наружное кольцо. (рис. 2, 3). Однако при этом необходимо учитывать, что слишком малая предварительная нагрузка приводит к возникновению повышенных шумов и вибрации высокочастотного характера, слишком большая предварительная нагрузка вызывает допол-

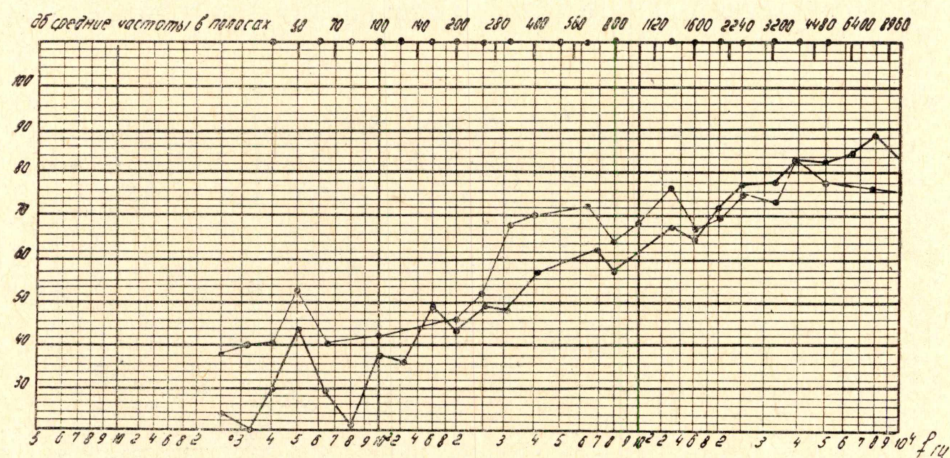


Рис. 2. Спектрограмма виброускорений электродвигателя АО2 32-2СВ при U=200 в, с. ф.—У, f=50 гц. 1 — с осевой нагрузкой, 2 — без осевой нагрузки

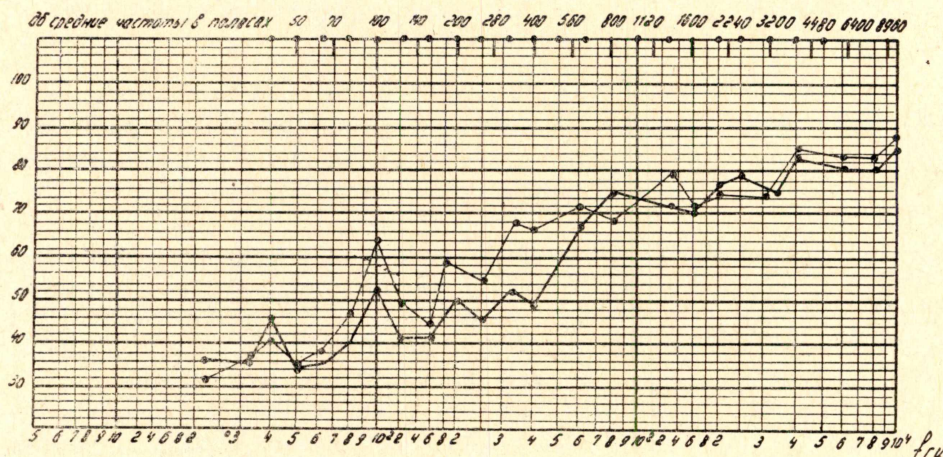


Рис. 3. Спектрограммы виброускорений электродвигателя АО2 32-2СВ при U=400 в, с. ф.—У, f=100 гц. 1 — с осевой нагрузкой, 2 — без осевой нагрузки

нительный разогрев подшипника и низкочастотные шумы и вибрации. Оптимальную величину предварительной нагрузки следует подбирать экспериментально. При оптимально подобранной нагрузке положительный эффект достигается в большинстве случаев только для области частот в пределах от 50 *гц* до 700—1000 *гц*, в области частот выше указанных виброакустические характеристики ухудшаются (рис. 2, 3).

Необходимо отметить, что во многих случаях (рис. 2, 3), при уменьшенном виброускорении на некоторых низких частотах, виброускорения на других частотах настолько возрастают, что общий уровень смещения, важный для высокоточных электродвигателей, не уменьшается, а даже увеличивается.

Общеизвестно, что вибрации нежелательны особенно в области низких частот для электродвигателей повышенной точности, в то время как для мал шумных электродвигателей, наоборот, нежелательны частоты около 800—1000 *гц* и выше, поэтому очевидно, что одновременное улучшение характеристик шума и вибрации при одной и той же предварительной нагрузке невозможно. При проектировании специальных мал шумных электродвигателей для ленточных (с максимальным уровнем звука 50 *дб*) многочисленные исследования показали, что уровень звука в большинстве случаев только стабилизируется, но не уменьшается.

Учитывая все вышеуказанное, предварительную нагрузку подшипника можно в некоторых случаях рекомендовать, но при этом необходимо оптимальное усилие нажима на наружное кольцо подшипника подбирать экспериментально.

7. Заслуживают внимания также конструктивные материалы электродвигателей. Применение сварных конструкций в электродвигателях нежелательно, так как внутреннее затухание стали в 50—1000 раз меньше затухания чугуна. Слабое затухание может вызвать значительное усиление резонансных явлений. Для выполнения электродвигателей мал шумных и маловибрационных целесообразнее всего применение серого чугуна. Серый чугун благодаря включениям графита обладает исключительными демпфирующими свойствами. По исследованиям, указанным в [2], соотношение демпфирующих свойств серого чугуна с графитным включением к серому чугуну с включениями в виде гранул и к стали характеризуется как 25:6:2.

8. Значительное влияние на величину вибрации и шума оказывает неплоскостность лап и фланца. Перекосы при жестком креплении лап и фланца вызывают большое увеличение уровня вибрации и звука в широком диапазоне частот. Это можно объяснить появлением перекосов и внутренних напряжений в лапах, корпусе и подшипниковых узлах, вследствие чего характеристики упругости элементов конструкции становятся нелинейными, что может вызвать резонансные явления. Поэтому плоскостность лап и фланца очень важно обеспечить максимально возможную.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Труды ВНИИЭМ. Том 20, «Энергия», 1965.
2. Ф о л ь к м а н Х. Конструктивные и технологические предпосылки для производства мал шумных трехфазных асинхронных электродвигателей с малой вибрацией в диапазоне мощностей до 10 квт. «Elektrie», № 11, 1968.