

ВЗАИМОСВЯЗЬ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИЙ С ПОКАЗАТЕЛЯМИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СЛОЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

¹ Авсиевич А.М., ¹ Кудин В.В., ¹ Шашко А.Е., ¹ Кругликов А.А.

¹ Белорусский национальный технический университет, Минск

Долговечность машин и оборудования лимитируется долговечностью их отдельных элементов. Вибрации приводят к появлению существенных динамических знакопеременных нагрузок, которые способствуют развитию усталостного разрушения материалов и способны значительно снизить долговечность. Поэтому следует учитывать влияние обусловленных вибрациями динамических нагрузок на усталостную долговечность деталей и узлов.

Для каждого элемента долговечность определяется по своим методикам. Нормативно-технические документы регламентируют расчет для типовых узлов и деталей: валов, подшипников, зубчатых колес и прочих. Во всех существующих методиках формулы для расчета долговечности включают в себя конструктивные параметры, коэффициенты свойств материалов, величины действующих сил или нормальные и тангенциальные напряжения.

Так согласно ГОСТ 18855-94 долговечность подшипников (расчетный ресурс) определяется по формулам вида

$$L = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^n, \quad (1)$$

где C_r – динамическая расчетная грузоподъемность;

P_r – эквивалентная динамическая нагрузка;

n – эмпирический показатель степени ($n = 3 \dots 3,33$ для разных типов подшипников).

В свою очередь эти параметры определяются как:

$$C_r = b_m f_c \times (i \cos \alpha)^{0,7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1,8}, \quad (2)$$

где b_m – коэффициент, учитывающий свойства материала;

f_c – коэффициент, учитывающий точность изготовления и конструктивные параметры;

i – число рядов тел качения;

α – угол контакта подшипника;

Z – число тел качения;

D_w – диаметр тел качения.

Динамическая сила определяется по формуле

$$P_r = XF_r + YF_a, \quad (3)$$

где X и Y – некоторые коэффициенты;

F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузка.

С точки зрения взаимосвязи с вибрационными процессами в машинах все коэффициенты и конструктивные параметры остаются постоянными, а от уровня вибраций зависят радиальная и осевая нагрузки. Коэффициенты X и Y зависят от соотношения радиальной и осей нагрузок, которое может меняться при вибрационном воздействии. Тогда формулу для расчета ресурса подшипников можно упрощенно свести к виду:

$$L = \frac{C}{XF_r + YF_a} \quad (4)$$

где C – константа, учитывающая все независимые от вибраций постоянные коэффициенты.

Таким образом, при расчете долговечности варьируемыми параметрами, зависящими от вибрационных характеристик, являются радиальная и осевая нагрузки. Эти нагрузки определяются возникающими виброускорениями. Для определения динамических нагрузок в виде сосредоточенных сил, обусловленных вибрациями следует использовать классическую формулу:

$$F = m_n a, \quad (5)$$

где a – амплитуда виброускорения;

m_n – приведенная масса.

Эти динамические нагрузки определяются в различных направлениях, радиальном или осевом. В некоторых случаях радиальные нагрузки целесообразно раскладывать по координатным осям. Аналогично усилиям F при наличии крутильных колебаний можно определить значения динамических нагрузок в виде моментов сил.

Определение приведенной массы m_n и момента инерции I_n является достаточно сложной задачей, имеющей существенные особенности для каждого частного случая. Для конкретных узлов с определенными массово-геометрическими параметрами необходимо выявить инерционность в точках, для которых определены значения виброускорений.

Совершающие колебания массы не всегда находятся непосредственно в тех узлах, для которых нужно определить расчетную долговечность. Например, если возбуждаются колебания вала, установленного в корпусе на подшипниках, то шейки вала под кольцами подшипников вероятнее всего не будут совершать колебания. Но динамические нагрузки от колеблющихся с некоторой амплитудой элементов будут восприниматься подшипниками и передаваться далее на корпус. Для расчета реакций от динамических нагрузок, непосредственно влияющих на долговечность тех или иных элементов следует использовать уравнения статики.

Таким образом, алгоритм оценки влияния вибраций на долговечность подшипников, корпусных опор и иных элементов конструкций можно представить в виде следующей последовательности действий: 1) определение линейных и угловых виброускорений; 2) определение приведенных подверженных колебаниям масс и моментов инерций в точках, для которых найдены виброускорения; 3) определение динамических нагрузок в виде сил и моментов сил; 4) нахождение обусловленных динамическими нагрузками реакций в элементах конструкции; 5) расчет долговечности в количестве циклов нагружений с учетом найденных динамических реакций; 6) по частоте вибраций и вероятному периоду их возникновения можно определить долговечность элементов конструкций в единицах времени.

Расчет долговечности валов при сохранении принципиального подхода производится по отличной от описанной выше методики. Согласно стандартизированной методике в соответствии с рекомендациями РД 50-83-88 «Расчеты и испытания на прочность. Расчет на прочность валов и осей» расчет их усталостной долговечности производится на основе определения нормальных и касательных напряжений. Напряжения определяются согласно классическим теориям прочности и пропорциональны приложенным усилиям.

Таким образом для определения долговечности валов и осей при влиянии вибраций необходимо учитывать в расчетах напряжений нагрузки, рассчитанные по соответствующим линейным и угловым виброускорениям и приведенным массам и моментам инерции.

Для расчетов напряжений целесообразным может быть использование CAE-систем, специально предназначенных для вибрационного анализа (в частности ANSYS). Результатами расчетов в них являются распределения амплитуд виброперемещений и напряжений, обусловленные деформациями элементов при колебательном процессе. Расчеты в CAE-системах позволяют получить формы колебаний элементов и выявить точки с наибольшими амплитудами виброперемещений. Учитывая геометрию деталей, точки в которых наиболее вероятно усталостное разрушение материала, могут не совпадать с точками приложения нагрузок и точками с максимальными амплитудами. Частота пульсации напряжений при этом принимается равной частоте колебаний.

Частота вибраций в совокупности с максимальными значениями динамических нагрузок и напряжениями напрямую будут обуславливать расчетное время появления усталостных разрушений и выхода из строя элементов конструкций.

Проблемой является правильное наложение разночастотных факторов нагружения: динамических нагрузок, обусловленных вибрациями, и внешних периодически действующих сил. Решением данного вопроса согласно рекомендациям РД 50-83-88 может быть сведение всех существующих факторов к блочному методу нагружения. Также существует возможность анализа многочастотного колебательного процесса в CAE ANSYS.

Расчет на долговечность носит вероятностный характер, достигаемая точность расчетов позволяет оценить скорее качественное влияние на долговечность тех или иных параметров. Вибрации как фактор долговечности как правило исключаются на номинальных режимах работы машин и оборудования. Они могут возникнуть на переходных режимах, при пуске и остановке. В сложносоставных системах как правило реализуется множественность режимов работы среди которых будут переходные режимы, на которых вибрации окажутся неизбежными. Даже кратковременные вибрации при переходных режимах могут привести к существенному развитию усталостных процессов и снижению долговечности отдельных узлов и машины в целом. Поэтому для обеспечения равноресурсности оборудования рекомендуется провести анализ влияния вибрационных воздействий на долговечность в диапазоне режимов его работы.

На рисунке 1 показаны радиальные виброускорения в подшипниках ведущего вала редуктора. Максимальные значения виброускорений достигают 25 м/с^2 . Увеличение амплитуд виброускорений на участке установившегося движения свидетельствует о резонансных явлениях. Разложение зависимости виброускорения от времени в спектр позволяет увидеть пик с амплитудой 7 м/с^2 на частоте $31,2 \text{ Гц}$. Эта частота не совпадает с частотами гармоник колебаний внешних воздействий – на графиках угловой скорости и крутящего момента на входном валу. Таким образом очевидно, что это собственная частота системы. Для этих условий выполним оценку влияния вибрационных нагрузок на долговечность подшипникового узла данного ведущего вала.

При расчетных амплитудах виброускорений 20 м/с^2 на резонансной частоте и приведенной к подшипниковому узлу массе 10 кг динамическая нагрузка составляет 200 Н . Рассчитанная по ГОСТ 18855-94 динамическая расчетная грузоподъемность C_r однорядного радиального подшипника с числом тел качения 10 и их диаметром 100 мм составляет 15750 Н . Тогда долговечность составит:

$$L = \left(\frac{15750}{200} \right)^3 = 488 \times 10^9 \text{ циклов} .$$

При резонансной частоте $31,2 \text{ Гц}$ долговечность в единицах времени составит $0,26 \cdot 10^9$ минут.

Сравним рассчитанные значения с долговечностью, обусловленной действием силы реакции 400 Н от передаваемой нагрузки

$$L = \left(\frac{15750}{400} \right)^3 = 61000 \text{ млн. циклов} = 61 \times 10^9 \text{ циклов} .$$

При частоте вращения 200 об/мин долговечность в единицах времени составит $0,3 \cdot 10^9$ минут. Из приведенных оценок следует, что обусловленные вибрациями нагрузки при значительных частотах колебаний могут оказывать влияние на долговечность не меньшее, чем

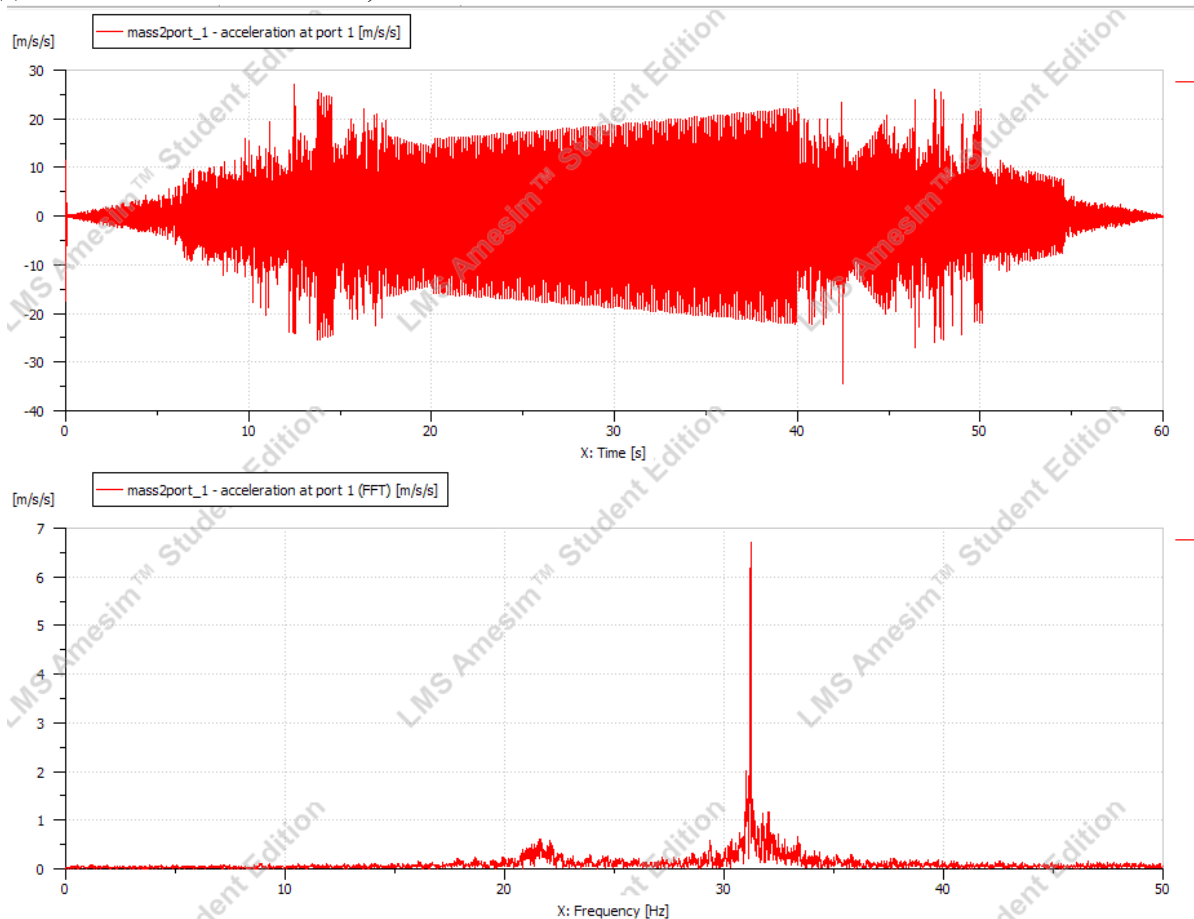


Рис. 1. График виброускорения на подшипниковом узле с разложением в спектр

силы реакций, вызванные действием внешних сил, обусловленных передачей проектных нагрузок. Влияние даже относительно небольших вызванных вибрациями динамических нагрузок на долговечность тем весомее, чем выше их частота, так как со сдвигом вибраций в высокочастотную область растет количество циклов нагружения в единицу времени.