

венно снижается ударная сила, действующая на зуб, и, как следствие, уровень шума. Кроме того, выраженные реономные свойства полимерных материалов обуславливают высокий уровень поглощения механической энергии при циклическом нагружении. Данное обстоятельство также приводит к снижению уровня шума при использовании полимеров. До настоящего времени при расчетах виброактивности и уровня шума зубчатых передач не уделяется достаточно внимания учету вязкости материала зуба [2, 3].

Для обеспечения требуемой жесткости и прочности конструкции, содержащей элементы из полимерных материалов, производят армирование полимера волокнами или дисперсными частицами [2]. Наличие наполнителя оказывает существенное влияние на вязкоупругие характеристики композита и, следовательно, на уровень шума при работе механизма. В известных работах [1-3] отсутствует подробный анализ данного влияния.

В связи с вышесказанным, целью настоящей работы является установление зависимости уровня шума при циклическом нагружении деталей из полимерного композита от вязкоупругих характеристик полимера и содержания наполнителя.

В качестве основного показателя уровня шума будем использовать уровень звукового давления L (дБ)

$$L = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right) = 20 \lg \left(\frac{\rho c}{p_0} v \right). \quad (1)$$

Здесь p – звуковое давление; $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па – пороговое давление; $\rho = 1,23$ кг/м³ – плотность воздуха при 20°C; $c = 343$ м/с – скорость звука в воздухе при 20°C; v – амплитуда виброскорости.

Для определения величины v необходимо установить временные зависимости упругих смещений в рассматриваемой детали при ее циклическом нагружении.

При анализе вибрации зубчатых колес и других элементов конструкций часто используются упрощенные механические модели [3], содержащие сосредоточенную массу, упругий и вязкий элементы (рисунок 1а). В соответствии с данной моделью упругое смещение x определяется из решения дифференциального уравнения

$$m\ddot{x} + \alpha\dot{x} + cx = F. \quad (2)$$

Здесь m – приведенная масса; α – коэффициент демпфирования; c – коэффициент жесткости; F – вынуждающая сила. Величины m , α , c , F определяются характеристиками используемых материалов, геометрическими параметрами конструкции и действующими в ней силами [3].

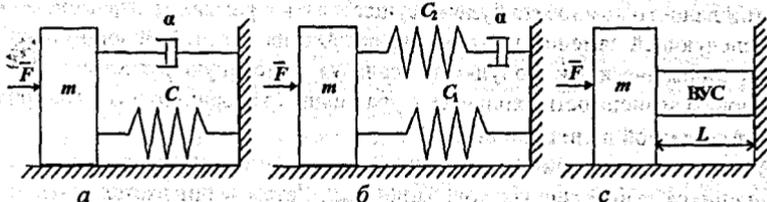


Рисунок 1 – Упрощенные модели вибрации элемента конструкции (пояснения в тексте)

Вместе с тем, простейшая модель деформирования вязкоупругого материала, позволяющая адекватно описать реономные свойства полимера в относительно узком диапазоне температур и частот нагружения, подразумевает использование трех механических параметров: времени релаксации τ , длительного H и мгновенного E модулей упругости [1]. В соответствии с данной моделью связь осевого напряжения с продольной деформацией при одноосном напряженном состоянии рассматриваемого материала задается дифференциальным уравнением

$$\dot{\sigma} + \frac{1}{\tau}\sigma = E\dot{\epsilon} + \frac{H}{\tau}\epsilon. \quad (3)$$

Если используемый в конструкции материал характеризуется физическим уравнением (3), то упрощенная модель вибрации должна содержать два упругих элемента (рисунок 1б). При этом дифференциальное уравнение для смещения x будет иметь вид

$$\alpha F + c_2 F = m\alpha\ddot{x} + mc_2\dot{x} + \alpha(c_1 + c_2)\dot{x} + c_1c_2x. \quad (4)$$

В рамках настоящей работы не будем ограничиваться конкретной конструкцией элемента механизма. Для общей оценки влияния вязкоупругих характеристик материала на уровень шума рассмотрим упрощенную модельную задачу, схематически представленную на рисунке 1с. В рассматриваемой системе груз массы m скреплен с вязкоупругим стержнем (ВУС) длины L и поперечного сечения S . Использование сосредоточенной приведенной массы m позволяет пренебречь плотностью материала стержня. Деформационное поведение этого материала будем описывать физическим уравнением (2). На груз действует гармоническая вынуждающая сила с частотой ω и амплитудой F_0 . Для данной системы уравнение (4) можно переписать в виде

$$F_0 \left(\omega \cos(\omega t) + \frac{1}{\tau} \sin(\omega t) \right) = m\ddot{x} + m\frac{1}{\tau}\dot{x} + E\frac{S}{L}\dot{x} + \frac{HS}{\tau L}x. \quad (5)$$

В качестве материала стержня будем рассматривать наполненный дисперсным углеродом политетрафторэтилен [4]. Значения вязкоупругих характеристик полимерной матрицы при температуре 20°C следующие [4] $E = 280$ МПа; $H = 216$ МПа; $\tau = 33$ мкс. Коэффициент Пуассона $\nu = 0,495$. Наполнитель рассматривается как линейно упругий материал с модулем Юнга $E = 228$ ГПа и коэффициентом Пуассона $\nu = 0,25$. Расчет эффективных вязкоупругих характеристик данного композита будем осуществлять в рамках трехфазной модели [5] с последующей заменой упругих характеристик соответствующими комплексными динамическими модулями. Реализуя описанную расчетную процедуру, установим зависимость входящих в уравнение (5) характеристик материала τ , H и E от объемной доли наполнителя ϕ .

В результате решения уравнения (5) определяется значение амплитуды установившихся вынужденных колебаний x_{\max} . Затем вычисляется входящая в равенство (1) виброскорость $v = \omega x_{\max}$.

На рисунке 2 представлены результаты расчета уровня звукового давления по формуле (1) при следующих значениях исходных параметров системы: $L = 0,3$ м; $S = 50$ мм²; $m = 20$ г; $F_0 = 1$ кН; $\omega = 500$ Гц. Анализ зависимостей на рисунке 2 позволяет сделать вывод о прямо пропорциональной зависимости уровня звукового давления при вибрации в рассматриваемой системе от объемной доли наполнителя. Кроме того, приведенные результаты свидетельствуют о недопустимости пренебрежения вязкостью полимера при расчете уровня шума.

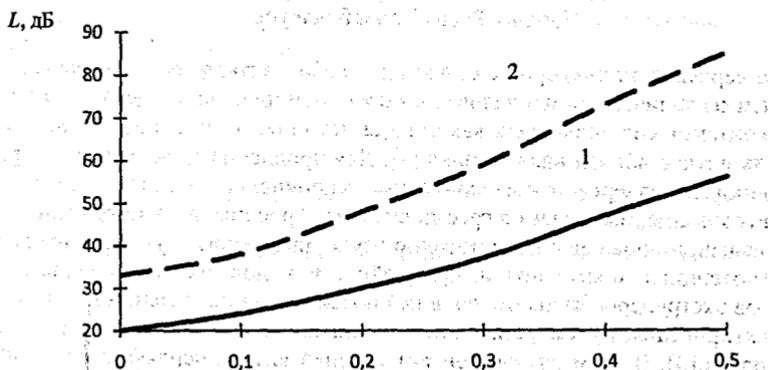


Рисунок 2 — Зависимость уровня звукового давления от объемной доли наполнителя в материале стержня. Кривая 1 — расчет на основе уравнения (5); кривая 2 — пренебрежение вязкостью фторопласта ($\tau \rightarrow \infty$)

Таким образом, в работе показано, что при описании вибрации деталей машин, содержащих элементы их полимерных композитов, необходимо составить и решить дифференциальное уравнение третьего (как минимум) порядка для упругих смещений. Для рассмотренного в качестве расчетного примера угленаполненного фторопласта установлено, что уровень шума при вибрации практически линейно возрастает по мере увеличения объемной доли наполнителя. При этом пренебрежение вязкостью матричного материала в композите обуславливает завышенную (порядка 55%) расчетную оценку уровня шума.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Белый, В.А. Металлополимерные зубчатые передачи / В.А. Белый, В.Е. Старжинский, С.В. Щербаков — Минск: Наука и техника. — 1981. — 352 с.
2. Шилько, С.В. Двухуровневый метод расчета трибосопряжений из дисперсно-армированных композитов: Часть 2 / С.В. Шилько, В.Е. Старжинский, Д.А. Черноус, Е.М. Петроковец // Трение и износ. — 2014. — Т. 35, № 1. — С. 52–61.
3. Ишин, Н.Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н.Н. Ишин. — Минск: Беларус. навука. — 2013. — 432 с.
4. Ferry, J.D. Viscoelastic properties of polymers / J.D. Ferry. — New York-London, 1961. — 530 p.
5. Кристенсен, Р. Введение в механику композитов / Р. Кристенсен. — М.: Мир. — 1982. — 334 с.