

# Вероятностный расчет прочности и определение частотных признаков дефектов зубчатых передач

Выполнила: ст. Иванова В. В. Гр. 4-33

Руководитель: к. т. н., доцент Колобов А.Б.

Иваново 2015

## Цель работы:

1. Провести статистико-вероятностный расчет контактной и изгибной прочности ступеней зубчатой передачи при условиях нормальных распределений действующих в передаче напряжений и пределов прочности.
2. Определение частотных признаков дефектов зубчатой передачи.  
(Расчет частот в спектрах вибрации и ее огибающей для диагностики дефектов зубчатых передач)
3. Сформулировать требования к выбору виброанализирующих технических средств.

## Задачи работы:

1. Классический (детерминированный) расчет цилиндрического двухступенчатого редуктора
2. Общий вид редуктора с местами расположения точек контроля
3. Вероятностный расчет прочности зубчатой передачи
4. Расчет основных частот редуктора для определения дефектов
5. Подбор приборов для виброанализа, исходя из разрешающей способности прямого спектрального анализа, при выполнении условия выделения максимального числа информативных частот дефектов

# Вероятностный расчет прочности зубчатых передач

В качестве объекта принят двухступенчатый цилиндрический редуктор общепромышленного назначения приводимый трехфазным асинхронным (АЭД) электродвигателем.

Для вероятностного расчета прочности ступеней зубчатой передачи распределение действующих напряжений и пределов прочности подчиняется нормальному закону распределения с параметрами:

(1 ступень)

1. контактные напряжения:

- математическое ожидание (МО)  $\sigma_H := m_1 = 336.886$  МПа
- МО  $\sigma_{H.пред} := m_2 = 417.273$  МПа

2. изгибные напряжения:

- МО  $\sigma_F := m_1 = 135.491$  МПа
- МО  $\sigma_{f.пред} := m_2 = 187$  МПа

(2 ступень)

1. контактные напряжения:

- МО  $\sigma_H := m_1 = 459.771$  МПа

- МО  $\sigma_{H.пред} := m_2 = 545.455$  МПа

2. изгибные напряжения:

- МО  $\sigma_F := m_1 = 142.88$  МПа

- МО  $\sigma_{f.пред} := m_2 = 272.571$  МПа

Условие прочности:  $\sigma_{расч} \ll \sigma_{пред} \ll \frac{\sigma_{пред}}{n}$

n - коэффициент запаса

Условие работоспособности:  $u_H := \sigma_{H.пред} - \sigma_H \geq 0$

$$u_F := \sigma_{f.пред} - \sigma_F \geq 0$$

Плотность распределения показателя работоспособности (Рис. 1):

$$f(u) := \frac{1}{s_u \cdot \sqrt{2\pi}} e^{\left[ \frac{-(u-m_u)^2}{2 \cdot s_u^2} \right]}$$

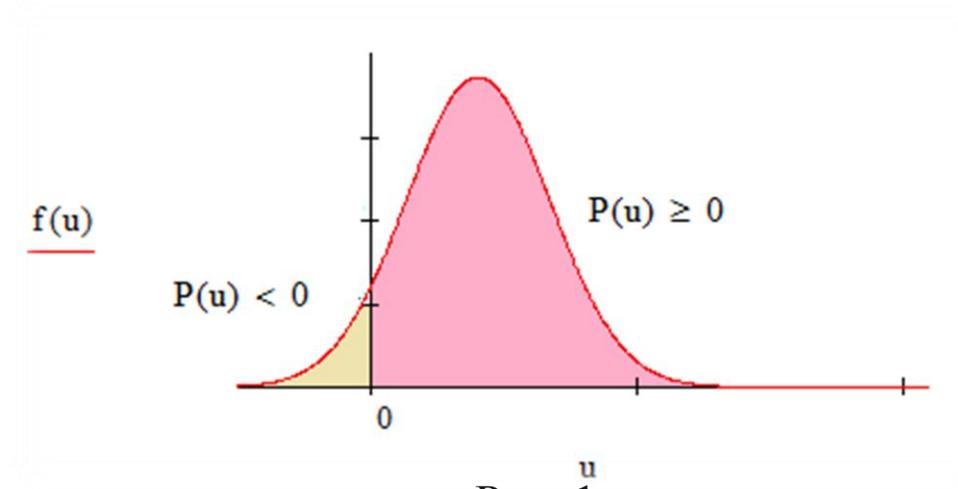


Рис. 1

Математическое ожидание:  $\sigma_H := m_1 = 336.886$      $\sigma_H := m_2 = 417.273$

$$m_u := m_2 - m_1 = 80.387$$

Среднее квадратичное отклонение:  $s_1 := \frac{m_1}{10}$      $s_2 := \frac{m_2}{10}$

$$s_u := \sqrt{s_1^2 + s_2^2} = 53.629$$

Расчет вероятности работоспособного состояния (ВРС), определяется следующими выражениями:

$$P(u) \geq 0 = \int_0^{\infty} f(u) du \quad \text{или} \quad P(u) \geq 0 = 0.5 + \Phi\left(\frac{m_u}{s_u}\right)$$

ВРС (Рис. 2) уменьшается с увеличением рассеяния действующих и предельных напряжений (увеличения СКО  $S_1, S_2$ )

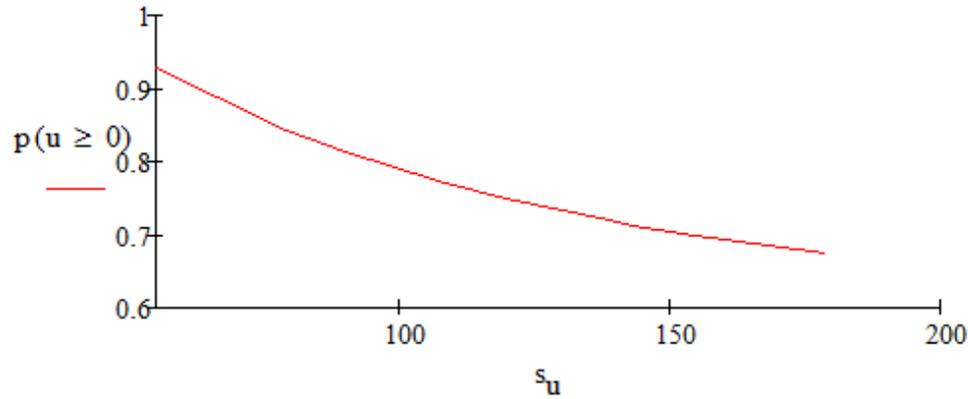


Рис. 2

Оценим вероятность работоспособного состояния по запасу по средним напряжениям:

$$n := \frac{m_2}{m_1}$$

Коэффициенты вариации (отклонения) действующих и предельных напряжений составляют:

$$v_1 := \frac{s_1}{m_1}$$

$$v_2 := \frac{s_2}{m_2}$$

$$v := \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0.15 \\ 0.2 \\ 0.25 \\ 0.3 \\ 0.35 \\ 0.4 \\ 0.45 \\ 0.5 \\ 0.55 \end{pmatrix}$$

$$n := \begin{pmatrix} 1 \\ 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.5 \\ 1.6 \\ 1.9 \\ 2.2 \\ 2.4 \\ 2.5 \end{pmatrix}$$

Тогда аргумент функции Лапласа примет вид:

$$\frac{m_u}{s_u} := \frac{n - 1}{\sqrt{v_1^2 + v_2^2 \cdot n^2}}$$

Выражение для ВРС (Рис. 3):  $P(u \geq 0) := 0.5 + \Phi\left(\frac{n - 1}{\sqrt{v_1^2 + v_2^2 \cdot n^2}}\right)$

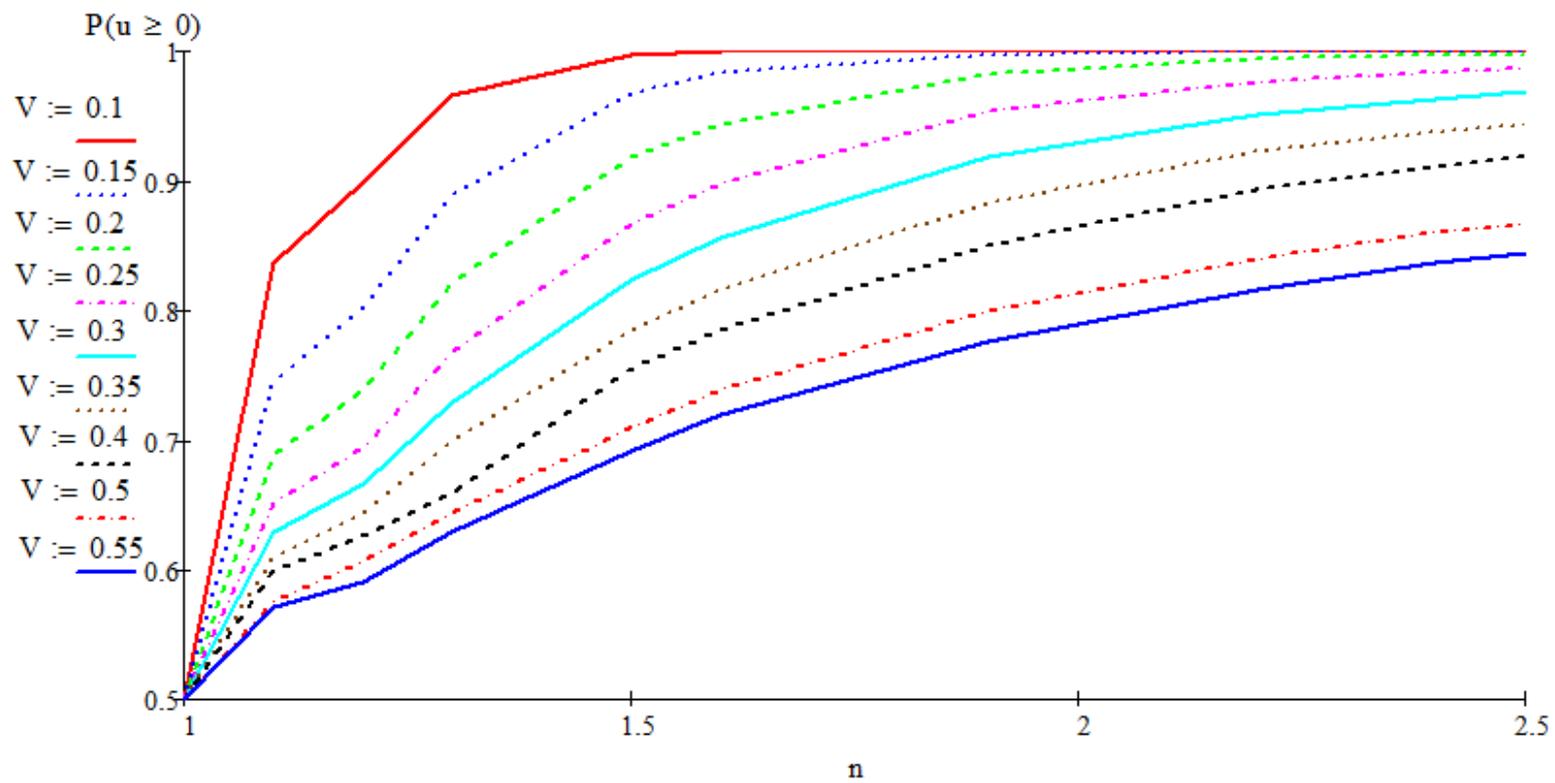


Рис. 3

# Основные кинематические частоты для диагностики дефектов зубчатых передач

Рассмотрим характерные частоты в спектрах вибрации двухступенчатой зубчатой передачи с передаточными отношениями  $u_1=2.24$ ;  $u_2=4$

Кинематические частоты:

Частота	Расчетное выражение	Расчетное значение, Гц
Оборотная	$f_{01}$	48.95
	$f_{02}=f_{01}/u_1$	21.85
	$f_{03}=f_{02}/u_2$	5.46
Зубцовая	$f_{z1}=z_1 f_{01} = z_2 f_{02}$	2840
	$f_{z2}=z_{12} f_{02} = z_{22} f_{03}$	699
Промежуточная	$f_{m1}=(f_{01}+f_{z1})/2=(f_{02}+f_{z1})/2$	1444
	$f_{m2}=(f_{02}+f_{z2})/2=(f_{03}+f_{z2})/2$	355

Вибрация зубчатых передач, в том числе и нормально функционирующих, вызывается двумя основными факторами:

- погрешностями изготовления и сборки (монтажа) зубчатых колес и периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления;
- эксплуатационными дефектами.

К дефектам изготовления и монтажа относятся:

- постоянные и переменные погрешности в шаге зубьев (ошибки зубонарезания);
- неуравновешенность (дисбаланс) зубчатых колес;
- биение венцов зубьев относительно оси вращения;
- нарушение центровки осей привода и вследствие этого изменение взаимного положения осей зубчатых колес;
- нарушение соосности (перекос) осей зубчатых колес и др.

К дефектам эксплуатации могут быть отнесены:

- равномерный (абразивный) износ зубьев;
- сколы и трещины на зубьях;
- выкрашивание (питтинг) зубьев;
- заедание зубчатых колес.