

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к лабораторным работам по дисциплине
“Динамика и прочность металлургических машин”
для студентов специальности 7.090218
"Металлургическое оборудование"

У Т В Е Р Ж Д Е Н О
на заседании кафедры
“Автоматизированные метал-
лургические машины и
оборудование”
Протокол №1 от 29.08.2003 г.

Краматорск ДГМА 2003

УДК 621.771

Методические указания к лабораторным работам по дисциплине “Динамика и прочность металлургических машин” для студентов специальности 7.090218 “Металлургическое оборудование”/ Сост. Э.П. Грибков. – Краматорск: ДГМА, 2003. – 48 с.

Рассмотрены некоторые вопросы экспериментального и теоретического исследования динамических процессов в механических системах, оценки статистических характеристик эксплуатационной нагруженности, усталостной прочности и долговечности деталей металлургических машин. Выполнение лабораторного практикума ориентировано на использование ЭВМ.

Составитель:

Э.П. Грибков, ст. препод.

Отв. за выпуск:

В.Ф. Потапкин, проф.

СОДЕРЖАНИЕ

Общая часть	4
Правила выполнения лабораторных работ	4
Правила техники безопасности.....	5
Общие указания из выполнения отчетов.....	5
1 Лабораторная работа №1 Экспериментальное определение параметров механических систем металлургического оборудования	6
2 Лабораторная работа №2 Исследование динамических нагрузок в канатах механизма подъема груза.....	13
3 Лабораторная работа №3 Исследование динамических нагрузок в механизме опрокидывания конвертера.....	20
4 Лабораторная работа №4 Исследование динамических нагрузок в главной линии прокатного стана.....	27
5 Лабораторная работа №5 Оценка эксплуатационной загруженности элементов конструкций металлургического оборудования	30
6 Лабораторная работа №6 Расчет и обеспечение надежности деталей металлургических машин по критерию усталостного разрушения.....	41
Литература	48

ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Лабораторный практикум курса «Динамика и прочность металлургических машин» направлен на закрепление теоретических знаний и приобретение практических навыков при исследовании динамических процессов в механических системах, оценке усталостной прочности и долговечности деталей металлургических машин.

В ходе выполнения лабораторных работ студенты изучают методы экспериментального и теоретического исследования динамических процессов, схематизации случайных процессов, расчетов на усталостную прочность и долговечность, производя анализ полученных результатов. Выполнение статистических исследований ограниченной долговечности деталей металлургических машин по критерию усталостного разрушения предусматривает разработку программ и их численную реализацию с использованием ЭВМ.

Правила выполнения лабораторных работ

1. Лабораторные работы выполняются соответственно утвержденному графику, который вывешивается на доске объявлений кафедры.
2. К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, которые ознакомились с ее содержанием и выучили соответствующие разделы теоретического курса.
3. Работы выполняются в последовательности, указанной в методических указаниях.
4. По окончании работы студенты должны показать полученные результаты преподавателю.
5. При защите лабораторной работы студент должен знать основные теоретические положения по данной работе и уметь анализировать полученные результаты.
6. К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, которые прошли инструктаж по технике безопасности.

Правила техники безопасности

1. Не включать в сеть электрические приборы без разрешения преподавателя или учебного мастера.
2. Перед включением электрических приборов в сеть проверить их заземление.
3. После проведения лабораторной работы отключить приборы от источника питания.
4. При выявлении неисправного оборудования сообщить об этом преподавателю или учебному мастеру.
5. Запрещается вставать со своего рабочего места или переходить на другое без разрешения преподавателя.
6. Рабочее место необходимо держать в чистоте и порядке.

Общие указания из выполнения отчетов

1. Отчеты о лабораторных работах выполняются в соответствующей тетради в порядке их очередности и показываются преподавателю при выставлении зачета.
2. Отчет включает наименование и цель работы, основные теоретические положения по данной проблеме, порядок проведения исследований, необходимые расчеты, полученные результаты и выводы.
3. Копии осциллограмм и графики рекомендуется выполнять на миллиметровой бумаге с применением чертежных принадлежностей.

1 Лабораторная работа №1

Экспериментальное определение параметров механических систем металлургического оборудования

Цель работы: ознакомиться с основными этапами решения динамических задач; изучить методы экспериментального определения параметров механических систем.

Теоретические положения

В общем случае решения динамических задач предусматривает выполнение следующих основных этапов: 1) выбор физической модели реальной механической системы; 2) определение внешних сил, приложенных к механической системе; 3) составление дифференциальных уравнений, которые описывают движение рассмотренной механической системы (математической модели); 4) определение собственных частот колебаний механической системы; 5) определение законов перемещения и скоростей точек механической системы; 6) определение сил (пар сил) и напряжений, возникающих в упругих связях рассчитываемой механической системы.

Важнейшим этапом, предшествующим теоретическому изучению динамических процессов, которые происходят в реальной механической системе, является схематизация этой системы. Схематизация реальной механической системы состоит в выборе идеализированной физической модели, правильно отображающей поведение этой системы.

Для исследования динамических процессов в механических системах металлургического оборудования удовлетворительными являются два вида схематизации:

- 1) динамические модели или схемы с сосредоточенными параметрами (дискретные модели);
- 2) динамические модели или схемы с распределенными параметрами (непрерывные модели).

Параметрами реальной механической системы являются массы и жесткости составных ее звеньев. В общем случае используют обозначения: a – коэффициент инерции, иногда называемый приведенной массой; c – коэффициент жесткости, или обобщенный коэффициент жесткости. В

расчетных схемах параметры являются приведенными величинами. Приведение производится на основании равенства общей энергии реальной и приведенной систем.

Коэффициенты жесткости c определяют методами теории сопротивления материалов. Так, например, под коэффициентом жесткости при кручении понимают момент кручения $M_{кр}$, закручивающий вал на угол $\varphi = 1$ рад:

$$c = M_{кр} / \varphi . \quad (1.1)$$

Коэффициент жесткости участка вала постоянного сечения определяют по формуле

$$c = G I_p / l , \quad (1.2)$$

где $G = 0.5E / (1 + \mu)$ – модуль сдвига материала вала, $H / мм^2$;

E – модуль упругости материала вала (для стали можно принять

$$E = 2.1810 H / мм^2);$$

μ – коэффициент Пуассона материала вала (для стали $\mu = 0.3$);

I_p – полярный момент инерции сечения вала, $мм^4$;

l – длина закручиваемого участка вала, $м$.

Под коэффициентом жесткости при растяжении (сжатии) понимают силу P , вызывающую удлинение (укорочение) стрежня на величину $l = 1$ мм:

$$c = P / l . \quad (1.3)$$

Коэффициент жесткости участка стрежня постоянного сечения при растяжении (сжатии) определяют по формуле

$$c = E F / l , \quad (1.4)$$

где F – площадь поперечного сечения участка стрежня, $мм^2$;

l – длина участка стрежня сечением F , $м$.

Величину, обратную жесткости, называют податливостью:

$$e = 1 / c . \quad (1.5)$$

При расчетах валов (стрелней) с участками разного сечения более удобно пользоваться податливостью, так как общая податливость вала равняется сумме податливостей отдельных его i -х участков:

$$e_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N e_i . \quad (1.6)$$

Коэффициенты жесткости при изгибе упругих балок определяют в зависимости от схемы закрепления балки и расположения на ней сосредоточенного груза.

Коэффициент инерции a является мерой инерции материальной точки и имеет размерность, соответствующую ее поступательному или вращательному движению, соответственно, $кг$ или $кг \cdot м^2$.

Моментом инерции относительно оси, которая проходит через центр тяжести, называют сумму произведений массы отдельных частиц тела на квадрат расстояния соответствующей частицы к оси вращения:

$$I = \sum_{i=1}^N m_i r_i^2 . \quad (1.7)$$

В практических расчетах часто используют формулу

$$I = m \rho^2 , \quad (1.8)$$

где ρ – радиус инерции, равняется расстоянию, на котором надо поместить массу тела, чтобы удовлетворить условию

$$\sum_{i=1}^N m_i r_i^2 = m \rho^2 . \quad (1.9)$$

Если ось вращения не проходит через центр масс тела, то радиус инерции определяется из равенства

$$\rho^2 = \rho_0^2 + a^2 , \quad (1.10)$$

где ρ_0 – радиус инерции относительно центра масс, m ;

a – расстояние от центра масс к оси вращения, m .

Радиус инерции для сплошного вала можно определить из зависимости $\rho^2 = R^2 / 2$, а для пустотелого вала $\rho^2 = (R^2 + r^2) / 2$, где R и r – соответственно наружный и внутренний радиусы вала.

Определение моментов инерции деталей сложной формы расчетным способом может быть весьма трудоемко. В этом случае моменты инерции могут быть определены экспериментально по методу крутильных колебаний, маятниковых колебаний, методом падающего груза и др. [1].

Метод крутильных колебаний. Тело вращения подвешивается на стальной проволоке длиной l . Другой конец проволоки жестко закрепляется в опоре (рис. 1.1). При этом необходимо обеспечить строгую вертикальность оси вращения. Провод с подвешенной деталью закручивают из положения равновесия на некоторый угол и подсчитывают число z полных колебаний, оказываемых деталью за довольно большой промежуток времени t .

Пренебрегая затуханием колебаний, момент инерции определяют по формуле

$$I = T^2 c / (4\pi^2), \quad (1.11)$$

где $T = t / z$ – период полного колебания, c ;

c – направляющий момент провода, вызывающий закручивание на угол в один радиан (величина жесткости), $\text{Н м} / \text{рад}$.

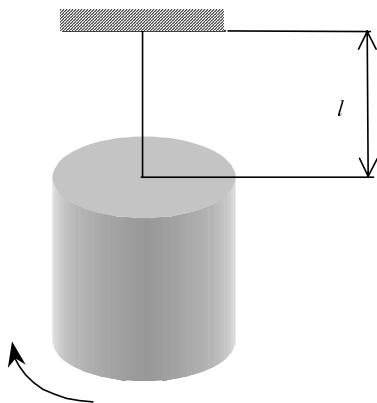


Рисунок 1.1 – Определение момента инерции методом крутильных колебаний

Значение c можно определить по размерам проволоки согласно (1.2). Поскольку получить точную величину модуля сдвига G сложно, жесткость c в отдельных случаях целесообразней определять экспериментально, измеряя момент кручения M , необходимый для закручивания проволоки из положения равновесия на угол φ .

Метод маятниковых колебаний. Деталь прикрепляется проволокой к отрезку угловой стали (рис. 1.2) так, чтобы вершина уголка могла быть использована как призма, относительно которой деталь могла бы совершать колебания. Оба конца полученного маятника опирают на горизонтальные металлические опоры таким образом, чтобы деталь могла совершать колебания относительно точек опоры. Момент инерции детали относительно оси, совпадающей с вершиной уголка, при пренебрежении моментом инерции последнего составит:

$$I_d = G_0 d T^2 / (4\pi^2), \quad (1.12)$$

где G_0 - вес детали, H ;

d – расстояние между осью детали и осью качения, $мм$;

T – период одного колебания, $с$.

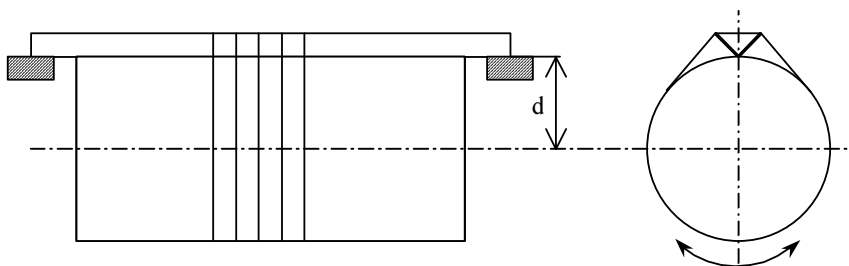


Рисунок 1.2 – Определение момента инерции методом качения

Определив экспериментально I_d , можно найти квадрат радиуса инерции:

$$\rho^2 = g d T^2 / (4\pi^2), \quad (1.13)$$

где g – ускорение свободного падения, $м/с^2$.

Действительное значение радиуса инерции самой детали ρ_0 может быть найдено из выражения (1.10):

$$\rho_0^2 = \rho^2 - d^2. \quad (1.14)$$

В итоге момент инерции составит:

$$I = \frac{G}{g} \left(g \frac{dT^2}{4\pi^2} - d^2 \right) = G \left(\frac{dT^2}{4\pi^2} - \frac{d^2}{g} \right). \quad (1.15)$$

Метод падающего груза. Данный метод позволяет произвести определение момента инерции детали, не делая ее предварительного извлечения из сборочного узла, например, определить момент инерции ротора электродвигателя без его разборки.

На конец вала или на шкив, закрепленный на вале, навивают несколько витков шнура. Другому концу шнура с прикрепленным к нему грузом дают возможность опускаться. Во время эксперимента измеряют время t , за которое груз опускается на высоту h из своего начального положения.

Момент инерции вычисляется в этом случае по формуле

$$I = mr^2 \left(\frac{gt^2}{2h} - 1 \right), \quad (1.16)$$

где m – масса груза, кг ;

r – радиус конца вала или шкива, на который навивается шнур, мм .

Лабораторное оборудование

Тарировочный ключ с насадкой, зажимное устройство, мерительный инструмент, секундомер, равнополочный уголок, набор деталей металлургического оборудования.

Порядок выполнения работы

- 1 Проверить готовность установок к работе.
- 2 Сделать эксперименты по определению коэффициента жесткости предложенной детали вращения, закручивая ее с помощью тарировочного ключа и фиксируя угол закручивания от положения равновесия.

- 3 Рассчитать коэффициенты жесткости деталей по формулам теории сопротивления материалов, сравнить полученные результаты с результатами экспериментов.
- 4 Определить моменты инерции деталей вращения методом качания и методом падающего груза.
- 5 Рассчитать моменты инерции деталей по формулам (1.7)-(1.8), сравнить полученные значения с результатами соответствующих экспериментов.

Содержание отчета

- 1 Наименование и цель работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Результаты экспериментального и теоретического определения коэффициентов жесткости, выводы о сопоставлении полученных результатов.
- 4 Результаты экспериментального и теоретического определения моментов инерции деталей вращения, выводы о сопоставлении полученных результатов.

Контрольные вопросы

- 1 Укажите основные этапы решения динамических задач.
- 2 Что понимают под физической и математической моделями?
- 3 Дайте определения жесткости и податливости.
- 4 Приведите формулы для расчета жесткости при кручении и сжатии.
- 5 Как определяется жесткость при изгибе?
- 6 Дайте определение момента инерции массы.
- 7 Что понимают под радиусом инерции?
- 8 Как определить момент инерции, если ось вращения не проходит через центр масс тела?
- 9 В чем состоит определение моментов инерции методом крутильных колебаний?
- 10 В чем состоит определение моментов инерции методом маятниковых колебаний?
- 11 В чем состоит определение моментов инерции методом падающего груза?

2 Лабораторная работа №2

Исследование динамических нагрузок в канатах механизма подъема груза

Цель работы: исследовать различные случаи динамического нагружения механизма подъема груза, экспериментально и аналитически определить динамические нагрузки в канатах.

Теоретические положения

В качестве простейшей физической модели механизма может быть принята двухмассовая линейная система с одной степенью свободы. Такая схема при сравнительно простых математических выкладках дает точность первого приближения, которая удовлетворяет практическим расчетам [2].

Здесь одна концевая масса – это приведенная масса вращающихся частей механизма, вторая концевая масса – это приведенная масса поступательно движущихся частей. К массам приложены внешние нагрузки, направление и величина которых зависит от режима работы механизма. На первую массу действует приведенная ускоряющая сила при разгоне или приведенная тормозящая сила при торможении первой массы, на вторую массу действует приведенная сила статического сопротивления движения и тормозящая сила при торможении второй массы.

Вынуждающие силы считаем постоянными по величине, коэффициент жесткости также считаем постоянным.

Рассмотрим два режима неустановившейся работы механизма: подъем вверх при отсутствии зазоров в кинематических звеньях (подъем «с веса») и подъем при наличии зазоров (подъем «с подхватом»).

Подъем «с веса». При составлении уравнений движения системы используем прямой способ, мысленно отделяя массы от безмассового силового каркаса (упругого скелета) и для каждой из них записываем дифференциальные уравнения движения, заменяя действие отброшенных упругих связей их реакциями. Расчетная схема системы при подъеме «с веса» представлена на рис 2.1,а.

Дифференциальные уравнения движения системы имеют вид:

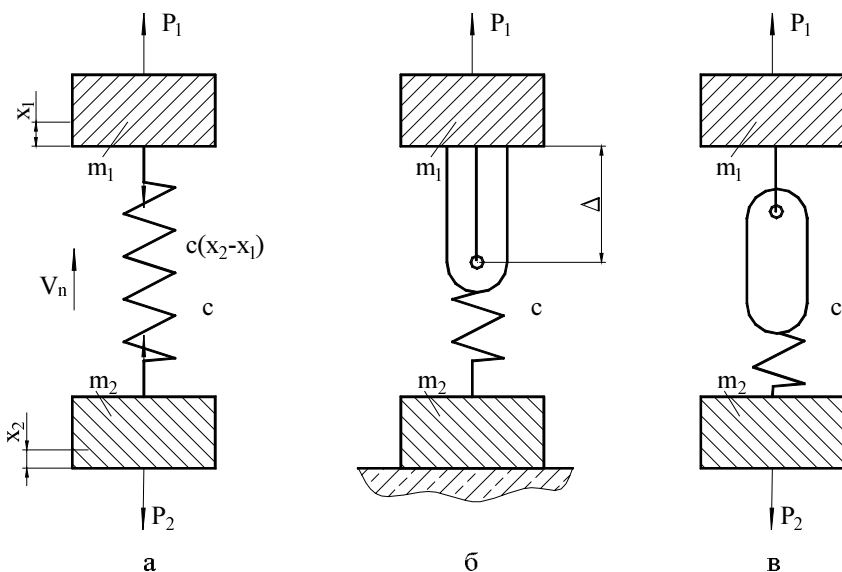


Рисунок 2.1 – Расчетная двухмассовая схема при подъеме «с веса» (а) и при подъеме «с подхватом» (б, в)

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 - c(x_2 - x_1) = P_1; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c(x_2 - x_1) = -P_2, \end{cases} \quad (2.1)$$

где x_1 и x_2 – линейные перемещения масс m_1 и m_2 , m ;

P_1 , P_2 – вынуждающие силы, H ;

c – коэффициент жесткости, $H / мм$.

Совместное решение системы уравнений (2.1), с учетом ввода относительных перемещения x и ускорения \ddot{x}

$$x = x_2 - x_1; \quad \ddot{x} = \ddot{x}_2 - \ddot{x}_1 \quad (2.2)$$

дает исходное дифференциальное уравнение для определения относительного перемещения масс m_1 и m_2 :

$$\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1 = -c \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} (x_2 - x_1) + \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{m_1 m_2}. \quad (2.3)$$

Общим решением уравнения (2.3) будет:

$$x = x' + x'' = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt + x'', \quad (2.4)$$

где x' , x'' – общее и частное решения уравнение, соответственно;

p – собственная частота колебаний, определяемая по формуле

$$p = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}. \quad (2.5)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из начальных условий:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = x_0 = \frac{(P_1 - P_2)m_2}{c(m_1 + m_2)}, \quad (2.6)$$

а частное решение:

$$x'' = \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{c(m_1 + m_2)}, \quad (2.7)$$

так что

$$x = \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{c(m_1 + m_2)} - \frac{(P_1 - P_2)m_2}{c(m_1 + m_2)} \cos pt. \quad (2.8)$$

Из-за того, что при разгоне всегда выполняется неравенство $P_1 > P_2$, относительное перемещение достигнет максимального значения в момент, когда $t = \pi / p$ и $\cos pt = -1$:

$$x_{max} = \frac{2P_1 m_2 + P_2(m_1 - m_2)}{c(m_1 + m_2)} = \frac{2(P_1 - P_2)m_2}{c(m_1 + m_2)} + \frac{P_2}{c},$$

а максимальная восстанавливающая сила

$$F_{max} = x_{max} c. \quad (2.9)$$

Подъем „с подхватом”. При подъеме «с подхватом» следует различать три этапа движения масс: 1) масса m_1 , двигаясь с начальной скоростью V_0 , выбирает зазор Δ в упругом звене, включающий в себя приведенный зазор и слабины канатов (рис. 2.1,б); 2) второй этап охватывает период от начала подхвата груза к моменту возникновения в упругом звене силы, равной силе веса груза (рис. 2.1,в); 3) третий этап характеризуется общим движением обеих масс, поэтому он аналогичен движению системы при подъеме «с веса» (см. рис. 2.1,а).

Максимальная сила в упругой связи возникает сразу после удара в системе, то есть в начале третьего этапа движения [2]:

$$F_{max} = \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{m_1 + m_2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{(m_1 + m_2)(2P_1 c \Delta m_2^2 - P_2 m_1)}{(P_1 m_2 + P_2 m_1)^2}} \right). \quad (2.10)$$

Формула (2.10) дает возможность определить максимальную силу в упругой связи механизма при внезапном отрыве груза от опоры.

Если масса вращающихся частей механизма велика по сравнению с массой поступательно движущихся частей ($m_1 \gg m_2$), то допустимо использовать известную формулу

$$F_{max} = P_2 + V_0 \sqrt{c / m_2}, \quad (2.11)$$

где $V_0 = \sqrt{2P_1 \Delta / m_1}$ – скорость к концу выборки зазора, мм/с.

Эта формула получается из формулы (2.10), принимая $m_1 \rightarrow \infty$.

Коэффициент динамичности для обоих случаев определяется:

$$K_\theta = F_{max} / F_a, \quad (2.12)$$

где $F_a = (P_1 m_2 + P_2 m_1) / (m_1 + m_2)$ – амплитуда колебаний упругих сил, Н.

Частота и период колебаний составляют, соответственно:

$$f = p / 2\pi; \quad T = 2\pi / p. \quad (2.13)$$

Таким образом, зависимости (2.1)–(2.13) разрешают определить динамические нагрузки и частотные характеристики в механизме подъема груза при подъеме «с веса» и при подъеме «с подхватом».

Движущая сила P будет создаваться электродвигателем механизма подъема груза:

$$P_1 = N_{\partial\partial} \eta / V_n, \quad (2.14)$$

где $N_{\partial\partial}$ – мощность электродвигателя ($N_{\partial\partial} = 3$ кВт);

η – к.п.д. передач;

V_n – скорость подъема груза ($V_n = 8$ м/мин).

Сила сопротивления перемещению P_2 определится как сумма веса груза P_{zp} и веса подвески P_n :

$$P_2 = P_{zp} + P_n. \quad (2.15)$$

Масса m_1 является результатом приведения массы вращающихся частей механизма к грузу (к направлению его вертикального перемещения):

$$m_1 = \frac{1.25 I_p U^2 K_n^2 \eta}{D_\delta^2}, \quad (2.16)$$

где I_p – момент инерции ротора электродвигателя ($I_p = 0.06 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$);

$U = \omega_{\delta\delta} / \omega_\delta = \pi n D_\delta / (V_n K_n)$ – передаточное отношение редуктора механизма подъема;

K_n – кратность полиспаста;

D_δ – диаметр барабана ($D_\delta = 250 \text{ мм}$);

n – частота вращения ротора электродвигателя ($n = 750 \text{ об/мин}$).

Приведенная масса m_2 определится как сумма массы груза m_{zp} и массы подвески m_n :

$$m_2 = m_{zp} + m_n. \quad (2.17)$$

Для груза, подвешенного к подвижным блокам одинарного полиспаста кратностью K_n , суммарную жесткость канатов на участке от барабана к подвеске можно определить:

$$c = K_n E_K F_K / h, \quad (2.18)$$

где E_K – модуль упругости каната (для канатов с органическим сердечником $E_K = 1.10 \dots 1.15 \cdot 10^5 \text{ Н / мм}^2$, для канатов с металлическим сердечником $E_K = 1.15 \dots 1.30 \cdot 10^5 \text{ Н / мм}^2$);

F_K – металлическая площадь поперечного сечения каната, мм^2 ;

h – вертикальная проекция расстояния от оси блока к месту закрепления каната (рис. 2.2), *мм*.

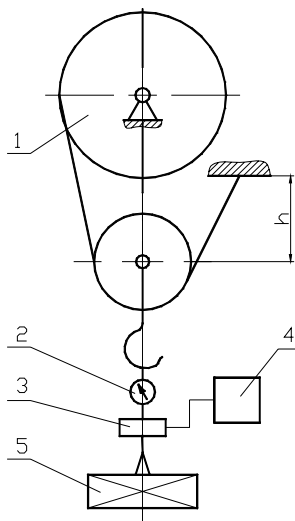


Рисунок 2.2 – Схема лабораторной установки

Лабораторное оборудование

Установка для проведения лабораторной работы включает механизм подъема 1, динамометр 2, тензометрическое звено 3 с датчиками, тензостанция с осциллографом 4 и грузы 5 (см. рис. 2.2).

Порядок выполнения работы

- 1 Проверить готовность измерительной аппаратуры.
- 2 Сделать тарировку измерительной аппаратуры и запись на осциллографическую бумагу нулевой линии (при отсутствии динамометра и груза) и запись нагрузочной линии, соответствующей весу груза (при отсутствии динамометра).
- 3 Определить вес груза с помощью динамометра.
- 4 Записать на осциллограф динамические нагрузки при подъеме «с веса».
- 5 Записать на осциллограф динамические нагрузки при подъеме груза «с подхватом».

- 6 Обработать экспериментальные данные, определив тарировочный коэффициент нагрузки, масштаб времени на осциллограмме, максимальную силу в упругой связи и коэффициент динамичности при подъеме груза «с веса» и «с подхватом», а также собственную частоту p , период T и частоту f колебаний системы. Результаты занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты экспериментальных исследований динамических и частотных характеристик механизма подъема груза

Условия эксперимента	Динамические характеристики				Частотные характеристики			
	h^* , мм	F_a , Н	F_{max} , Н	K_θ	ρ^* , мм	p , c^{-1}	T , с	f , Гц
Подъем «с веса»								
Подъем «с подхватом»								

* – результаты измерений по осциллограмме.

- 7 Рассчитать динамические и частотные параметры системы аналитически. Результаты занести в табл. 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты аналитического расчета динамических и частотных характеристик механизма подъема груза

Условия эксперимента	Динамические характеристики			Частотные характеристики		
	F_a , Н	F_{max} , Н	K_θ	p , c^{-1}	T , с	f , Гц
Подъем «с веса»						
Подъем «с подхватом»						

Произвести сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований, определив величину относительной погрешности расчета:

$$\Delta F = \left| F_{\max(\text{експ})} - F_{\max(p)} \right| / F_{\max(\text{експ})} 100\% .$$

Содержание отчета

- 1 Наименование и цель работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Копия осциллограммы нагрузки механизма подъема груза.
- 4 Определение динамических и частотных характеристик на основании результатов эксперимента.
- 5 Расчет динамических и частотных характеристик аналитически.
- 6 Выводы о сопоставлении полученных экспериментальных и теоретических результатов.

Контрольные вопросы

- 1 Что представляет собой простейшая расчетная схема механизма подъема груза?
- 2 Какой вид имеют дифференциальные уравнения движения двухмассовой системы?
- 3 Какой вид имеет уравнение для определения упругой силы при подъеме «с веса»?
- 4 Как определяется максимальная сила в упругой связи при подъеме «с веса»?
- 5 Как определяется максимальная сила в упругой связи при подъеме «с подхватом»?
- 6 Что понимают под коэффициентом динамичности?
- 7 Как определяются собственная частота колебаний системы p , период T и частота f ?
- 8 Приведите порядок экспериментального определения динамических нагрузок в механизме подъема груза.

3 Лабораторная работа №3

Исследование динамических нагрузок в механизме опрокидывания конвертера

Цель работы: исследовать динамические процессы в приводе механизма опрокидывания конвертера, экспериментально и аналитически

определить уровень и характер изменения динамических нагрузок в приводе механизма опрокидывания конвертера.

Теоретические положения

С достаточной для практических расчетов точностью исследование динамических процессов в приводе механизма опрокидывания конвертера можно проводить по приведенной двухмассовой системе с одной степенью свободы (рис. 3.1). Приведение нагрузок и параметров в данном случае будем осуществлять к валу механизма поворота конвертера.

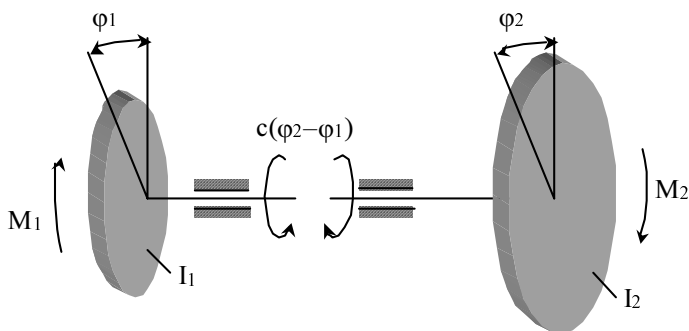


Рисунок 3.1 – Расчетная схема механизма опрокидывания конвертера

Уравнения движения системы имеют вид:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 - c(\varphi_2 - \varphi_1) &= M_1; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_2 - \varphi_1) &= -M_1. \end{aligned} \quad (3.1)$$

где φ_1, φ_2 – углы поворота масс I_1, I_2 , *рад*;

M_1 – момент электродвигателя, *Н м*;

M – момент опрокидывания конвертера, *Н м*;

c – коэффициент жесткости, *Н м / рад*.

Момент опрокидывания конвертера M определится как функция от угла поворота корпуса конвертера φ (рис. 3.2):

$$M = P_{кон} a \sin \varphi, \quad (3.2)$$

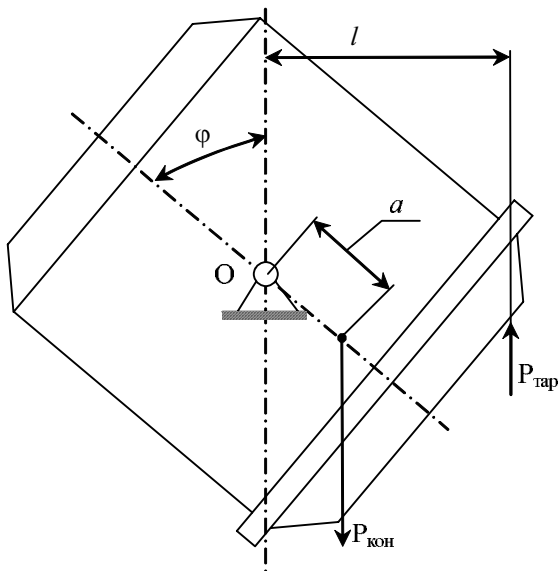


Рисунок 3.2 – Расчетная схема к определению приведенного момента опрокидывания конвертера M и тарифовочного момента $M_{тар}$

где $P_{кон} = P_k + P_c$ – вес корпуса конвертера и садки (определяется расчетом), H ;

a – расстояние от оси поворота до центра тяжести корпуса конвертера и садки (определяется расчетом);

$\varphi = \omega t$ – угол наклона корпуса конвертера от вертикальной оси, rad ;

$\omega = \omega_{дв} / U$ – угловая скорость поворота корпуса конвертера, rad / c ;

$\omega_{дв} = \pi n / 30$ – угловая скорость вращения электродвигателя, rad / c ;

n – частота вращения ротора электродвигателя ($n=960$ *об/мин*);

U – передаточное отношение редуктора ($U=300$).

Момент M_1 создается электродвигателем механизма опрокидывания конвертера:

$$M_1 = (N_{дв} / \omega_{дв}) U \eta, \quad (3.3)$$

где $N_{дв}$ – мощность электродвигателя ($N_{дв} = 2.5$ *кВт*);

η – к.п.д. передач ($\eta = 0.6$).

Совместное решение системы уравнений (3.1) и (3.3), с учетом зависимости (3.2), дает исходное дифференциальное уравнение для определения относительного угла закручивания $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$:

$$\ddot{\varphi} - \ddot{\varphi}_1 = -c \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} (\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{M_1 I_2 - P_{кон} a \sin \omega t I_1}{I_1 I_2},$$

или
$$\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_1 = -p^2 (\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{M_1}{I_1} + \frac{P_{кон} a \sin \omega t}{I_2}, \quad (3.4)$$

где $p = \sqrt{c(m_1 + m_2)/(m_1 m_2)}$ – собственная частота колебаний системы.

Решение дифференциального уравнения (3.4):

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi'_1 + \varphi'_2 = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt + \frac{M_1}{I_1 p^2} + \frac{P_{кон} a}{I_2 (p^2 - \omega^2)} \sin \omega t. \quad (3.5)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из начальных условий:

$$C_1 = -\frac{P_{кон} a \omega}{I_2 p (p^2 - \omega^2)} \sin \omega t; \quad C_2 = 0. \quad (3.6)$$

В результате относительный угол поворота φ составит:

$$\varphi = \frac{P_{кон} a}{I_2 (p^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p} \sin pt \right) + \frac{M_1}{I_1 p^2}, \quad (3.7)$$

а величина восстанавливающего момента в упругой связи будет определяться выражением

$$M = c \varphi. \quad (3.8)$$

Коэффициент динамичности системы:

$$K_D = \frac{p^2 P_{кон} a I_1}{I_2 M_1 (p^2 - \omega^2)} + 1. \quad (3.9)$$

Рассмотренные зависимости (3.1)–(3.9) позволяют с достаточной для практических расчетов точностью приближения исследовать динамические нагрузки в вале привода механизма поворота конвертера.

Жесткость вала c можно определить по формуле (1.2).

Приведенные моменты инерции масс:

$$I_1 = 1.25 I_{\text{дв}} U^2 \eta^2 ; \quad (3.10)$$

$$I_2 = I_{\text{кон}} + m_{\text{кон}} a^2 , \quad (3.11)$$

где $I_{\text{дв}}$ – момент инерции ротора электродвигателя ($I_{\text{дв}} = 0.056 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$);

$I_{\text{кон}}$ – момент инерции корпуса конвертера и садки относительно оси его поворота (определяется расчетом), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$m_{\text{кон}}$ – масса корпуса конвертера и садки (определяется расчетом), кг .

Лабораторное оборудование

Установка для проведения лабораторной работы содержит в себе действующую модель конвертера 1 с тензометрическими датчиками 2 на вале 3 конвертера, тензостанцию с осциллографом 4 (рис. 3.3).

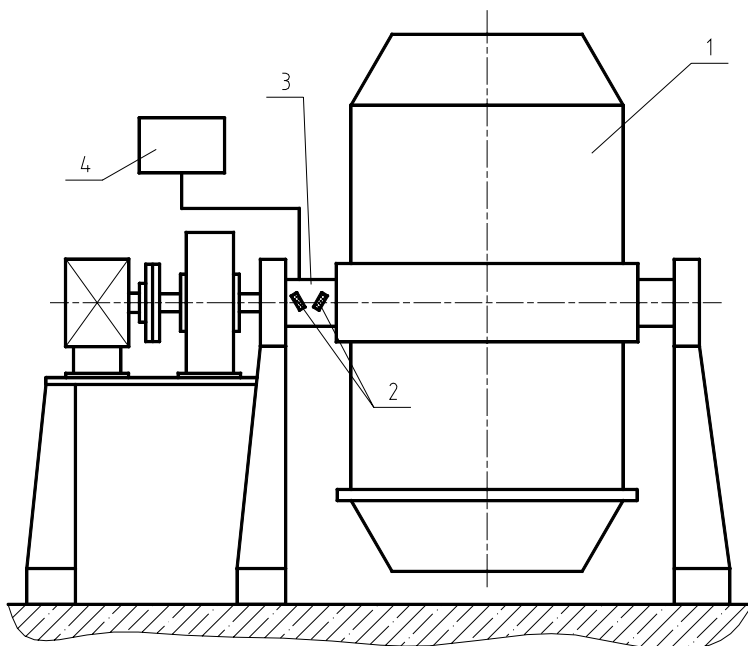


Рисунок 3.3 – Схема лабораторной установки

Порядок выполнения работы

- 1 Проверить готовность измерительной аппаратуры.
- 2 Произвести тарировку тензометрической аппаратуры. Записать на осциллограф нулевую линию (при вертикальном положении корпуса конвертера) и при соответствующем нагружении известной статической нагрузкой, осуществляемом следующим образом: к корпусу конвертера, расположенному горизонтально, на расстоянии l от оси его поворота прикладывается внешняя сила $P_{тар}$, как показано на рис. 3.2. Величина момента от действия силы $P_{тар}$, необходимой для определения тарировочного коэффициента нагрузки $k_{тар}$, в этом случае составляет $M_{тар} = P_{тар}l$.
- 3 Записать на осциллограф динамические нагрузки при повороте конвертера на слив, делая остановки в положениях, соответствующих углам $\varphi = 20^\circ$ и $\varphi = 60^\circ$ (поворот в каждом случае осуществляется из положения конвертера, соответствующего $\varphi = 0^\circ$ (см. рис. 3.2)).
- 4 Определить расчетным путем параметры (массы и жесткости) системы.
- 5 Обработать экспериментальные данные, определив тарировочный коэффициент нагрузки, масштаб времени на осциллограмме, максимальную силу в упругой связи (вале), коэффициент динамичности и частотные характеристики механической системы. Результаты занести в табл. 3.1.
- 6 Определить динамические и частотные параметры системы для двух положений корпуса конвертера аналитически. Результаты занести в табл. 3.2.
- 7 Сделать сопоставления результатов теоретических и экспериментальных исследований, определив величину погрешности расчетов:

$$K_{\partial} = |K_{\partial(\varepsilon)} - K_{\partial(p)}| / K_{\partial(\varepsilon)} \cdot 100\%.$$

Таблица 3.1 – Результаты экспериментальных исследований динамических и частотных характеристик системы механизма опрокидывания конвертера

φ , град	Динамические характеристики				Частотные характеристики			
	h^* , мм	M_a , Н·м	M_{max} , Н·м	K_θ	ρ^* , мм	p, c^{-1}	T, c	$f, Гц$

* – результаты измерений по осциллограмме.

Таблица 3.2 – Результаты аналитического расчета динамических и частотных характеристик системы механизма опрокидывания конвертера

φ , град	K_θ	p, c^{-1}	T, c	$f, Гц$

Содержание отчета

- 1 Наименование и цель работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Копия осциллограммы нагрузки механизма опрокидывания конвертера.
- 4 Определение динамических и частотных характеристик на основании результатов эксперимента.
- 5 Расчет динамических и частотных характеристик аналитически.
- 6 Выводы о сопоставлении полученных экспериментальных и теоретических результатов.

Контрольные вопросы

- 1 Какой вид имеют дифференциальные уравнения движения приведенной двухмассовой системы механизма опрокидывания конвертера?
- 2 Как определяется момент опрокидывания конвертера M_2 ?
- 3 Как определяется момент электродвигателя M_1 ?

- 4 Как определяется собственная частота колебаний двухмассовой системы p ?
- 5 Как определяется коэффициент динамичности?
- 6 Как определяется жесткость участка вала при кручении?
- 7 Как определяются приведенные массы I_1 и I_2 ?
- 8 Какой порядок экспериментального определения динамических и частотных характеристик системы?

4 Лабораторная работа №4

Исследование динамических нагрузок в главной линии прокатного стана

Цель работы: изучить влияние скорости прокатки на время нарастания технологической нагрузки и динамические усилия в главной линии прокатного стана.

Теоретические положения

Время захвата металла валками зависит от скорости вращения валков, состояния переднего конца полосы, абсолютного обжатия металла, диаметра валков и т.д.

При постоянной скорости прокатки время захвата

$$t_0 = k \sqrt{R \Delta h} / V_n, \quad (4.1)$$

где k – опытный коэффициент;

R – радиус валков, $мм$;

Δh – абсолютное обжатие, $мм$;

V_n – окружная скорость валков, $мм/с$.

При прямолинейной зависимости нарастания момента от времени захвата можно записать:

$$M_c = M_n t / t_0 \quad \text{при } t \leq t_0,$$

$$M_c = M_n \quad \text{при } t > t_0,$$

где M_c – момент сил полезного сопротивления, $Н \cdot м$;

M_n – установившийся момент прокатки, $Н \cdot м$.

Для двухмассовой системы, которой можно описать главную линию привода прокатного стана, дифференциальные уравнения движения без учета переходных процессов в электродвигателе:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_n t / t_0 \end{aligned}$$

или по методу Кожевникова

$$\begin{aligned} \ddot{M}_{12} &= c_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \\ \ddot{M}_{12} + c_{12} \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) M_{12} &= \frac{c_{12} M_1}{I_1} + \frac{c_{12} M_n}{I_2 t_0} t. \end{aligned}$$

Решение данного уравнения:

$$M_{12} = M_1 n_2 (1 - \cos pt) + M_n n_1 (t - \sin pt) / t_0,$$

где n_1, n_2 – коэффициенты распределения масс системы:

$$n_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}; n_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2};$$

p – собственная частота колебаний системы:

$$p = \sqrt{c_{12} \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}}.$$

Лабораторное оборудование

Прокатный стан 200 ДГМА с тензометрическими датчиками на универсальных шпинделях и месдозах, тензостанция с осциллографом, образцы, мерительный инструмент.

Порядок выполнения работы

- 1 Проверить готовность тензометрической аппаратуры.
- 2 Оттарировать тензометрический мост и осциллограф.
- 3 Произвести запись нулевой линии.
- 4 Произвести запись нагрузок, возникающих при прокатке образцов с постоянным абсолютным обжатием при изменяющейся скорости прокатки.

- 5 На основании измерений образцов и записи на осциллограмме определить скорость прокатки, время захвата металла валками, теоретическое время захвата и коэффициент захвата.
- 6 Построить график зависимости коэффициента захвата от скорости прокатки.
- 7 Определить аналитически и по осциллограмме частоту и период собственных колебаний системы, сравнить полученные результаты, сделать вывод об уровне динамических нагрузок при захвате металла валками.

Содержание отчета

- 1 Наименование и цель работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Исходные данные для аналитического расчета.
- 4 Тарировочные осциллограммы и осциллограммы нагрузок в главной линии стана.
- 5 График зависимости коэффициента захвата от скорости прокатки.
- 6 График зависимости динамических нагрузок от времени захвата, полученный на основании аналитического расчета.
- 7 Выводы о сопоставлении полученных экспериментальных и теоретических результатов.

Контрольные вопросы

- 1 От чего зависит время захвата металла валками?
- 2 Как определить время захвата металла валками?
- 3 Как определить период собственных колебаний двухмассовой системы?
- 4 Как опытным путем определить коэффициент захвата металла валками?
- 5 Какой вид имеют дифференциальные уравнения движения двухмассовой системы при прямолинейной нарастании нагрузок?
- 6 Какой основной параметр влияет на величину динамических нагрузок при изменении технологического сопротивления?

5 Лабораторная работа № 5 Оценка эксплуатационной загруженности элементов конструкций металлурги- ческого оборудования

Цель работы: ознакомиться с методами схематизации случайных процессов, приобрести практические навыки обработки осциллограмм, построения функции распределения амплитуд напряжений и получение исходной информации об эксплуатационной загруженности, которая используется для расчета на усталостную долговечность; ознакомиться с последовательностью учета нерегламентированных факторов.

Теоретические положения

Характер изменения напряжений в деталях машин в процессе эксплуатации можно разделить на регулярный и нерегулярный. Регулярным нагружением, соответственно ГОСТ 23207-78, называют нагружение, характеризующееся периодическим законом изменения напряжений во времени с одним максимумом и одним минимумом в течение одного периода при постоянстве параметров цикла напряжений в течение всего времени эксплуатации.

Все другие типы нагружений называют нерегулярными. К ним относятся бигармоническое, полигармоническое, блочное (рис. 4.1,а) и случайное (рис. 4.1,б) нагружения [3-5].

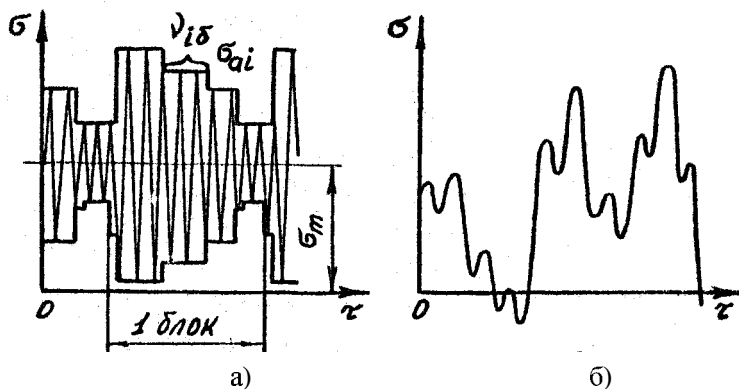


Рисунок 4.1 – Некоторые типы изменения напряжений во времени

Блочное нагружение характеризуется многократным повторением одинаковых блоков, каждый из которых состоит из ряда ступеней нагружения $i = 1, 2, \dots, r$. Ступень нагружения характеризуется амплитудой σ_{ai} и числом ее повторения в одном блоке $v_{i\sigma}$, так что общее число циклов в одном блоке составляет

$$v_{\sigma} = v_{1\sigma} + v_{2\sigma} + \dots + v_{r\sigma} = \sum_{i=1}^r v_{i\sigma}. \quad (5.1)$$

Блочное нагружение может быть при постоянном среднем напряжении цикла σ_m (как показано на рис. 4.1,а) или иметь разные величины для отдельных ступеней σ_{mi} . Блок нагружения при $\sigma_m = \text{const}$, таким образом, задается таблицей, содержащей r пар чисел (σ, v_{σ}) ($i=1, 2, \dots, r$), где r – число ступеней в блоке. При наличии среднего напряжения σ_m или σ_m вычисляют приведенные к симметричному циклу эквивалентные амплитуды

$$\begin{aligned} \sigma_{aie} &= \sigma_{ai} + \psi_{\sigma D} \sigma_m & \text{при } \sigma_m = \text{const}; \\ \sigma_{aie} &= \sigma_{ai} + \psi_{\sigma D} \sigma_{mi} & \text{при } \sigma_m \neq \text{const}, \end{aligned} \quad (5.2)$$

приводящие к такому же усталостному повреждению, как и при асимметричных циклах. Здесь $\psi_{\sigma D}$ – коэффициент влияния асимметрии цикла на предельную амплитуду напряжений детали.

Наибольшее распространение на практике имеет случайное нагружение, при котором процесс изменения напряжений во времени является случайным и характеризуется следующими параметрами: средним значением, функцией распределения случайных ординат и т.д.

Рассмотрим два типа процессов (рис. 4.2). На отрезке времени T кружками отмечены экстремумы процесса (минимумы и максимумы), крестиками – точки пересечения процессом σ среднего уровня σ_m .

Рассмотрим другой случайный процесс в координатах $x - \tau$:

$$x = \sigma - \sigma_m. \quad (5.3)$$

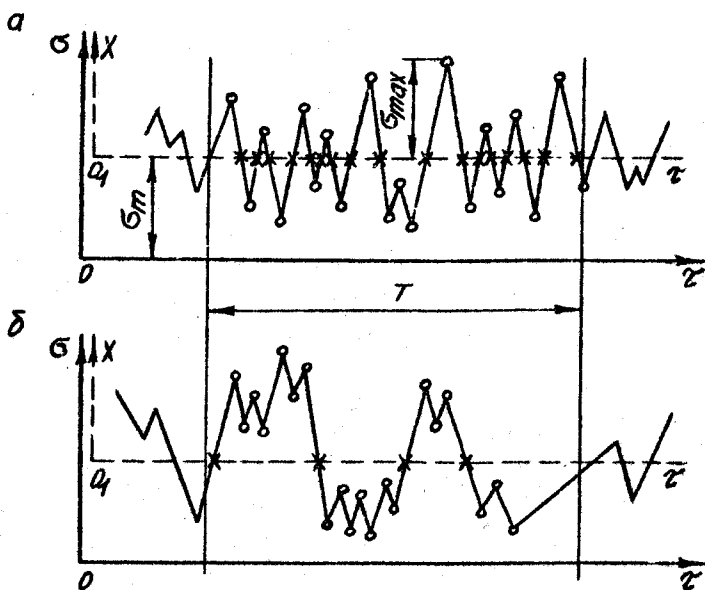


Рисунок 4.2 – Два типа случайных процессов изменения напряжений

В этом случае новая ось абсцисс $O_1\tau$ отстоит от старой на расстоянии σ_m , а среднее значение процесса $x(\tau)$ равняется нулю, что упрощает дальнейшее рассмотрение. Для процесса $x(\tau)$ крестики являются точками пересечения процессом нулевого уровня.

Рассмотрим параметр χ , равный отношению среднего числа «нулей» n_0 (то есть числа точек пересечения графиком процесса $x(\tau)$ своей оси абсцисс $O\tau$) к среднему числу экстремумов процесса n_e на некотором отрезке времени T :

$$\chi = n_0 / n_e. \quad (5.4)$$

На рис. 4.2: $n_0 = 17$, $n_e = 20$, $\chi = 17/20 = 0.85$ (для процесса а); $n_0 = 4$, $n_e = 20$, $\chi = 4/20 = 0.2$ (для процесса б). В этом и состоит принципиальная разница между процессами а и б (рис. 4.2).

Коэффициент χ называют коэффициентом сложности структуры процесса или коэффициентом нерегулярности. Если $\chi = 1$ (как показано на рис. 4.2,а), то процесс условно называют узкополосным, имея в виду, что частоты такого процесса сосредоточены внутри узкой полосы около одной из определенных частот. Если $\chi \ll 1$, то процесс условно называют широкополосным, имея в виду наличие в процессе различных частот (хотя $\chi \ll 1$ и при сумме нескольких узкополосных процессов, такую сумму можно также условно назвать широкополосным процессом).

Для накопления усталостных повреждений наиболее важное значение имеют значение амплитуд напряжений и количество циклов их повторения. В случае узкополосного процесса выделить амплитуды напряжений очень легко, а именно: амплитуды вычисляют по формуле

$$\sigma_{ai} = \sigma_{maxi} - \sigma_m. \quad (5.5)$$

Зарегистрировав все максимумы процесса σ_{maxi} ($i=1,2,\dots,N$) на отрезке времени T и вычитая из них σ_m , получаем по формуле (5.5) случайную последовательность амплитуд напряжений σ_{ai} , являющуюся исходной информацией для получения расчетных характеристик нагруженности. Этот метод называется методом «максимумов» и является одним из методов так называемой схематизации случайного процесса, позволяющей заменить реальный процесс некоторой последовательностью амплитуд напряжений, эквивалентной ему по повреждающему действию.

В случае процесса более сложной структуры (рис. 4.2,б) выделение амплитуд напряжений становится менее очевидным, в связи, с чем появилось большое число методов схематизации, которые приводят к различным результатам.

В данное время принято считать, что наиболее приемлемые данные для оценки долговечности дают метод полных циклов и метод «дождя», приводящие практически к одинаковым результатам.

Рассмотрим метод полных циклов на примере случайного процесса (рис. 4.3). Осциллограмма рассматривается на отрезке времени τ_{θ} , соот-

ветствующем одному блоку нагружения, под которым понимают представительную совокупность последовательных значений переменных напряжений, соответствующую определенной наработке детали l_{δ} в эксплуатации. Величина l_{δ} может измеряться в часах работы, объеме выпуска продукции, в количестве технологических циклов и т.д. На практике выбирают блок достаточно большим для получения статистически представительных результатов.

Общая наработка детали за срок службы до появления усталостной трещины L определяется:

$$L = \lambda l_{\delta}, \quad (5.6)$$

где λ – число блоков нагружения до появления трещины.

Число циклов в блоке нагружения ν_{δ} и суммарное число циклов до появления трещины $N_{\text{сум}}$ связаны соотношением

$$N_{\text{сум}} = \lambda \nu_{\delta}. \quad (5.7)$$

Смысл метода полных циклов сводится к следующему. По этому методу сначала из процесса выделяют циклы с размахами малой величины, показанными штриховкой на рис. 4.3,а. Эти размахи записаны в табл. 4.1 (до размаха 22-22' включительно). Далее записанные размахи исключают из процесса, в результате чего получается процесс, показанный на рис. 4.3,б. Заштрихованные на этом рисунке размахи записывают в табл. 4.1, после чего их также исключают, переходя к процессу на рис. 4.4,в. В этом процессе регистрируют размахи 2-3', 6-10', 19-21', которые также записывают в табл. 4.1.

Для построения функции распределения амплитуд напряжений σ_a размахи в табл. 4.1 делим пополам, образуя вариационный ряд амплитуд (табл. 4.2). Для этой цели вычисляют величины $[(i-0.55)/n]100\%$, являющиеся эмпирической оценкой вероятности появления события $\sigma_a \leq \sigma_{ai}$, и точки с абсциссами σ_{ai} и ординатами $[(i-0.55)/n]100\%$ наносят на нормальную вероятностную бумагу. Такое построение дано на рис. 4.4, на котором видно, что функция распределения амплитуд не соответствует

нормальному закону (как и любому другому – экспоненциальному, Вейбулла, Пирсона и др.) и носит довольно сложный характер. Поэтому целесообразно осуществлять ступенчатую аппроксимацию эмпирической функции распределения и вести расчет усталостной долговечности по ступенчатой аппроксимирующей функции распределения. В табл. 4.3 и на рис. 4.4 поясняется ступенчатая аппроксимация функции распределения амплитуд, полученной по методу полных циклов.

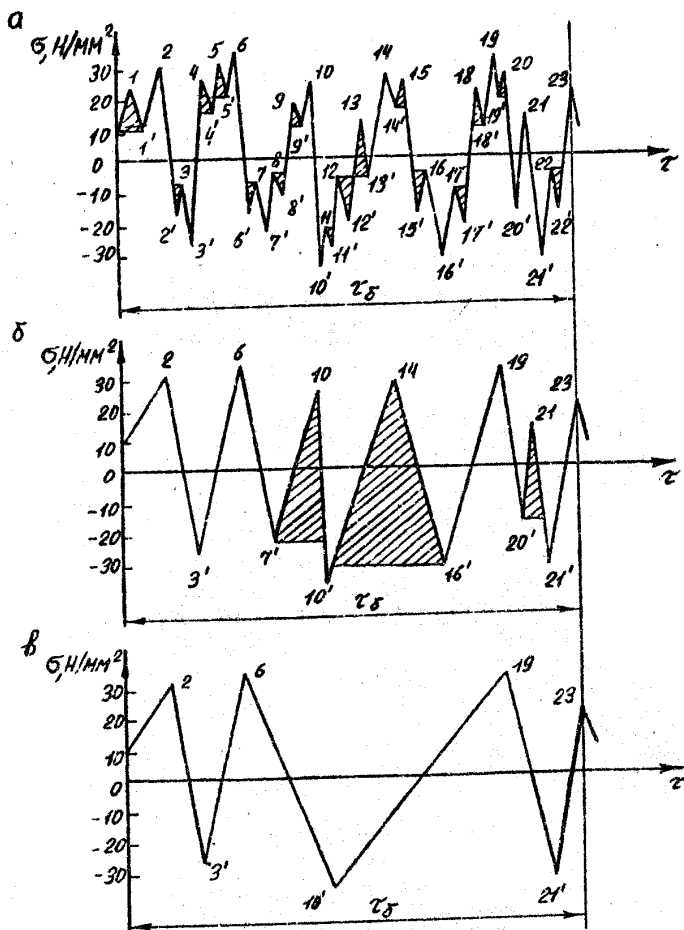


Рисунок 4.3 – Обработка осциллограммы по методу полных циклов

Таблица 4.1

Обозначение	Размах, $H / \text{мм}^2$	Обозначение	Размах, $H / \text{мм}^2$	Обозначение	Размах, $H / \text{мм}^2$
1-1'	13	12-12'	14	7'-10	50
2'-3	9	13-13'	15	14-16'	58
4-4'	10	14'-15	8	20'-21	29
5-5'	10	15'-16	9	2-3'	57
6'-7	8	17-17'	11	6-10'	67
8-8'	7	18-18'	12	19-21'	64
9-9'	6	19'-20	8		
11-11'	5	22-22'	12		

В первой строке табл. 4.3 записаны величины σ_a^* , являющиеся правыми концами интервалов по оси абсцисс, на которые разбит диапазон изменения амплитуд, сами интервалы записаны в 3-й строке, а их середины - в 4-ой.

Во 2-ой строке записаны величины вероятностей P_i , соответствующие правым концам интервалов σ_{ai}^* и взятые непосредственно из рис. 4.4.

Таблица 4.2

i	$\sigma_{ai},$ $H / \text{мм}^2$	$\frac{i-0.5}{n} \times$ $\times 100\%$	i	$\sigma_{ai},$ $H / \text{мм}^2$	$\frac{i-0.5}{n} \times$ $\times 100\%$	i	$\sigma_{ai},$ $H / \text{мм}^2$	$\frac{i-0.5}{n} \times$ $\times 100\%$
1	2,5	2,3	9	5,0	38,6	17	14,5	75,0
2	3,0	6,8	10	5,0	43,2	18	25,0	79,5
3	3,5	11,4	11	5,5	47,7	19	28,5	84,1
4	4,0	15,9	12	6,0	52,3	20	29,0	88,5
5	4,0	20,4	13	6,0	56,9	21	32,0	93,1
6	4,0	25,0	14	6,5	61,3	22	33,5	97,8
7	4,5	2,6	15	7,0	65,9			
8	4,5	34,1	16	7,5	70,5			

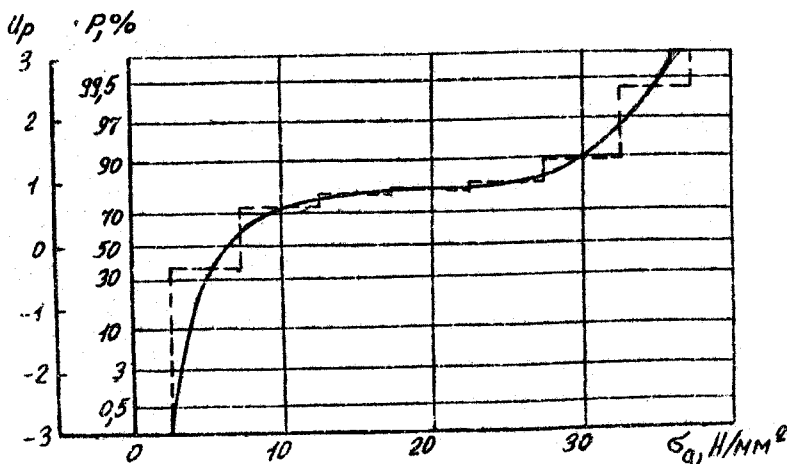


Рисунок 4.4 – Функция распределения амплитуд напряжений процесса, представленного на рис. 4.3

В 5-ой строке даны разности $\Delta P_i = P_i - P_{(i-1)}$ значений P_i на правом и левом концах каждого i -го интервала, а в 6-й строке величины $t_i = \Delta P_i / 100$, представляющие собой те же разности в долях единицы и характеризующие ту долю от общего количества циклов в блоке v_{σ} , которая приходится на i -й интервал, то есть величину $v_{i\sigma}$.

Таким образом,

$$v_{i\sigma} = t_i v_{\sigma} = (\Delta P_i / 100) v_{\sigma}. \quad (5.8)$$

Эти величины записаны в 7-ой строке. В 8-ой строке записаны амплитуды напряжений σ_{ai} , отнесенные к максимальной амплитуде $\sigma_{a \max} = 37.5 \text{ H} / \text{мм}^2$. Таким образом, случайный процесс изменения напряжений (рис. 4.3) сведен к блочному нагружению, заданному табл. 4.3 и эквивалентному ему по повреждающему действию.

Данные табл. 4.3 являются исходной информацией об эксплуатационной нагруженности, используемой для расчета на усталостную долговечность.

Таблица 4.3

№ стр оки	Параметры блока нагружения	Номер интервала i								Суммарное значение
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1	$\sigma_a^*, H / мм^2$	0	5	10	15	20	25	30	35	—
2	$P_i, \%$	0	40	72	78	80	81	88	88.2	—
3	Интервал σ_{ai}	0-5	5-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	35-40	—
4	Середина интер- вала $\sigma_{ai}, H / мм^2$	2.5	7.5	12.5	17.5	22.5	27.5	32.5	37.5	—
5	$\Delta P_i, \%$	40	32	6	2	1	7	11.2	0.8	$\sum \Delta P_i = 100\%$
6	$t_i = \Delta P_i / 100$	0.40	0.32	0.06	0.02	0.01	0.07	0.11	0.008	$\sum t_i = 1$
7	ν_{i0}	8.80	7.04	1.32	0.44	0.22	1.54	2.42	0.176	$\nu_{i0} = \sum \nu_{i0} = 22$
8	$\sigma_{ai} / \sigma_{amax}$	0.067	0.200	0.333	0.467	0.600	0.733	0.867	1	—

Обычно машины работают попеременно в различных условиях эксплуатации или при различных режимах, вызывающих различные уровни переменной нагруженности. Так, например, уровень переменных напряжений в линии привода прокатного стана в существенной степени зависит от прокатываемого материала, состояния поверхности материала, скорости прокатки и др. Эти факторы являются регламентированными. Для каждого режима на основе тензометрии получают по описанной выше методике свою ступенчатую функцию распределения амплитуд напряжений, и далее на их основе так называемый смешанный блок нагружения, в котором учтена работа при всех r режимах с долями работы по времени P_j , где j – порядковый номер режима нагружения.

Помимо регламентированных факторов, существует много других факторов, оказывающих небольшое влияние на уровень нагрузок, которые нецелесообразно вводить в число регламентированных. Тем не менее, действие этих факторов необходимо учитывать, так как они вызывают рассеяние параметров блока нагружения. К таким нерегламентированным факторам применительно, например, к прокатным станам, можно отнести вариации точности изготовления конструкции, состояния прокатываемого материала и др.

Учет влияния нерегламентированных факторов должен производиться путем ряда повторных измерений напряжений в эксплуатации при каждом режиме нагружения.

При этом вследствие незначительного влияния каждого из нерегламентированных факторов можно считать, что вид эмпирической функции распределения в относительных величинах $\sigma_{ai} / \sigma_{amax} - t_i$ не меняется, а меняются только величины σ_{amax} и v_δ смешанного блока. Так как факторов много, то можно ожидать соответственно теореме теории вероятности, что случайная величина σ_{amax} будет иметь нормальное распределение. Практика подтверждает это предположение. Величина v_δ обычно распределена по логарифмически нормальному закону, то есть по нормальному закону распределенная величина $\lg v_\delta$.

Таким образом, ступенчатая аппроксимация функции распределения амплитуд напряжений смешанного блока, а также величины $\overline{\sigma_{amax}}$, $\overline{v_{\delta}}$, $\overline{lg v_{\delta}}$, $v_{lg v_{\delta}}$ являются информацией о нагруженности, необходимой для расчета усталостной долговечности вероятностными методами.

Лабораторное оборудование

Персональные ЭВМ, осциллограммы нагружения.

Порядок выполнения работы

- 1 Для участка осциллограммы, предложенной преподавателем, определить коэффициент сложности структуры процесса χ , сделать вывод о типе рассматриваемого процесса.
- 2 Произвести схематизацию случайного процесса по методу полных циклов, построить функцию распределения амплитуд напряжений. Расчеты выполнить с использованием ЭВМ. Результаты занести в таблицы, аналогичные табл. 4.1-4.2 соответственно.
- 3 Произвести ступенчатую аппроксимацию эмпирической функции распределения амплитуд, результаты занести в таблицу, по форме соответствующую табл. 4.3.

Содержание отчета

- 1 Наименование и цель работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Копия участка осциллограммы случайного процесса.
- 4 Необходимые расчеты, табличное и графическое представления полученных результатов.

Контрольные вопросы

- 1 Какой тип нагружения называют регулярным? Приведите пример.
- 2 Какие типы нагружения называют нерегулярными?
- 3 Дайте определение блочному нагружению.
- 4 Как определяются приведенные к симметричному циклу эквивалентные амплитуды?
- 5 Что понимают под коэффициентом сложности структуры процесса?
- 6 В чем состоит метод полных циклов?

- 7 Приведите порядок построения функции распределения амплитуд напряжений.
- 8 Обоснуйте целесообразность осуществления ступенчатой аппроксимации эмпирической функции распределения.
- 9 Какие факторы являются регламентированными (нерегламентированными)?
- 10 Как учитывается влияние регламентированных факторов?
- 11 Как учитывается влияние нерегламентированных факторов?

6 Лабораторная работа №6

Расчет и обеспечение надежности деталей металлургических машин по критерию усталостного разрушения

Цель работы: ознакомиться с методами статистических испытаний (методом Монте-Карло), приобрести практические навыки расчета надежности деталей металлургических машин по критерию усталостного разрушения.

Теоретические положения

Одним из главных показателей надежности является вероятность безотказной работы $Q(L)$ до заданной наработки L в условиях эксплуатации (часы, циклы и т.д.) или вероятность отказа $P(L)=1-Q(L)$. Здесь под отказом будем понимать появление первой макроскопической трещины усталости протяженностью 0.5.....1 мм. Зависимость вероятности появления трещины P от L называется функцией распределения долговечности (ФРД) детали.

На рис. 5.1 в качестве примера представленная ФРД для детали, где вероятность появления трещины $P(\%)$ отложена по оси ординат в масштабе, определяемом нормальным законом распределения, по оси абсцисс – наработка L в логарифмическом масштабе (логарифмически нормальная вероятностная бумага). Эта функция – важная характеристика надежности и долговечности детали. Она показывает медианный ресурс детали \bar{L} (соответствующий вероятности разрушения 50%), гамма-процентный

ресурс детали L_γ , соответствующий вероятности безотказной работы γ (%) или вероятности появления трещины $100-\gamma$ (%). Обычно для металлургических машин необходимая вероятность безотказной работы $\gamma > 90\%$

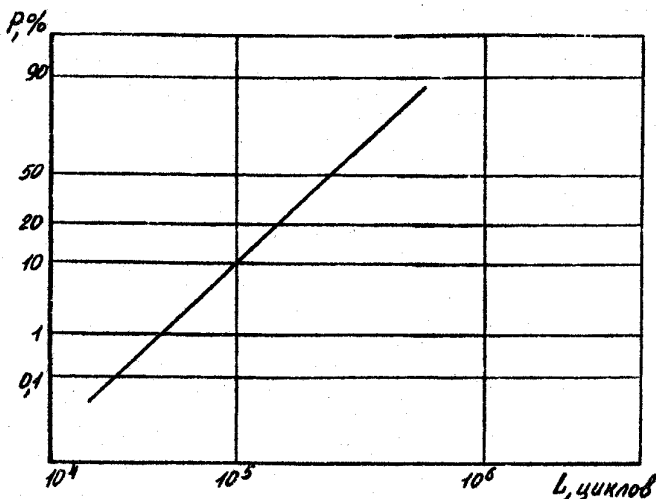


Рисунок 5.1 – Функция распределения долговечности детали

ФРД детали может быть получена экспериментальным и расчетно-экспериментальным методами. Эмпирическую ФРД получают путем наблюдения за n машинами в эксплуатации и фиксации наработок L ($i=1,2,\dots,n$), после которых появилась усталостная трещина в определенной детали. По этим данным строится требуемая ФРД на нормальной (или другой) вероятностной бумаге. Такой метод оценки ФРД является необходимым, но пассивным, так как он приводит к построению ФРД на той стадии эксплуатации, на которой сотни машин получили наработку, превышающую медианный ресурс, то есть на стадии серийного производства, когда вносить изменения в конструкцию и технологию производства с целью повышения надежности уже затруднительно и поздно. Кроме того, применение этого метода затруднительно или невозможно для машин единичного или мелкосерийного производства.

Поэтому актуальное значение имеет применение методов оценки ФРД деталей именно на стадии проектирования и доводки опытного экземпляра машины, когда можно сравнивать различные конструктивно-технологические решения и находить оптимальные, обеспечивающие наибольшую надежность и долговечность при наименьшей материалоемкости.

Таковыми методами могут быть только расчетно-экспериментальные, основанные на использовании известных закономерностей усталостного разрушения (или других закономерностей), а также на экспериментальном определении характеристик сопротивления усталости и переменной нагруженности деталей в зависимости от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Точность оценок ФРД возрастает с увеличением объема экспериментальных исследований, который должен определяться из технико-экономических соображений в зависимости от объема производства, стоимости и ответственности машины, требуемого уровня надежности и т.д.

Идея вероятностного метода, позволяющего на стадии проектирования и доводки исследовательского образца машины построить ФРД детали и тем самым решить поставленную выше задачу, довольно простая и состоит в следующем. Относительно деталей, усталостная кривая которых имеет правый горизонтальный участок, усталостная долговечность, выраженная числом блоков до разрушения, может быть определена по формуле:

$$\lambda = \frac{a_p \sigma_{-1D} N_G}{\sigma_{amax}^{m_{\sqrt{6}}} \left(\sum_{(\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1D})} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^m t_i \right)} . \quad (6.1)$$

где a_p – сумма относительных долговечностей, соответствующая появлению трещины усталости и находящаяся, согласно результатам большого количества экспериментов, в интервале $0.1 < a_p < 1$;

σ_{-1D} – предел выносливости детали натуральных размеров, $H / мм^2$;

m – показатель наклона кривой усталости;

N_G – точка перелома кривой усталости (при отсутствии данных можно принять $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклов);

σ_{amax} – максимальная амплитуда в блоке нагружения, $H / мм^2$;

v_{θ} – общее число циклов в одном блоке нагружения, определяемое по формуле (5.1);

$t_i = v_{i\theta} / v_{\theta}$ – относительное число циклов повторения амплитуды σ_{ai} в i -й ступени блока нагружения.

Соответствующая наработка L составляет $L = \lambda I_{\theta}$, где I_{θ} – наработка в одном блоке нагружения. Форма блока нагружения, определяемая совокупностью пар чисел $(\sigma_{ai} / \sigma_{amax}, t_i)$ ($i=1, 2, \dots, r$), может считаться независимой от случайных нерегламентированных факторов, а следовательно, не зависящей от них может считаться и величина a_p , определяемая формой блока нагружения. Следовательно, λ зависит от следующих случайных величин: σ_{-1D} , m , N , σ , v_{θ} .

Если законы изменения этих величин известны, то может быть найден и закон распределения (ФРД) для λ . Это может быть сделано на ЭВМ методом статистических испытаний, называемым также методом Монте-Карло [6,7].

Суть метода состоит в следующем. Разрабатывается программа для ЭВМ, позволяющая получать последовательность случайных величин σ_{-1D} , m , N , σ , v_{θ} с их законами распределения. Принимая законы распределения перечисленных величин нормальными, в процессе моделирования равномерно распределенные числа c_n в диапазоне $0 \leq c_n \leq 1$ можно получить с использованием стандартного машинного генератора Random псевдослучайных равномерно распределенных чисел, а нормально распределенные числа с математическим ожиданием, равным нулю, и

средним квадратичным отклонением, равным единице, можно определить по зависимостям:

$$\beta_n = \frac{3\sqrt{9-12\pi\mu_n^2}}{\mu_n\sqrt{2\pi}} \quad \text{при } |\mu_n| \leq 0.487; \quad (6.2)$$

$$\beta_n = \frac{|\mu_n|[2.25876 + 57.0256(|\mu_n| - 0.487)]}{\mu_n} \quad \text{при } |\mu_n| > 0.487,$$

где $\mu_n = c_n - 0.5$; $c_n = RND(c_n - 1)$.

Нормально распределенные числа y_n , отображающие разыгрываемые случайные величины σ_{-1Dn} , m_n , N_{Gn} , σ_{amaxn} , $v_{\delta n}$, с заданными средневывборочными значениями \bar{y} и коэффициентами вариации v_n , можно определить по формуле:

$$y_n = \bar{y}(1 + \beta_n v_n). \quad (6.3)$$

Получив по одному (первому) числу этих величин, подставляют их в формулу (6.1) и вычисляют первое значение λ_1 , являющееся результатом первой реализации.

Далее эта операция повторяется, в результате чего получают n значений λ , где n – число запланированных операций ($n=100, 1000$ и т.д.).

Обработывая статистически полученную совокупность случайных чисел λ_i ($i=1,2,...,n$), например, по методу, изложенному при построении функции распределения амплитуд напряжений, получают функцию распределения λ , которую можно изобразить на вероятностной бумаге. Это и есть искомая функция распределения долговечности (ФРД).

Таким образом, чтобы решить поставленную задачу, необходимо знать функции распределения величин σ_{-1D} , m , N_G , σ_{amax} , v_{δ} или хотя бы их средние значения и коэффициенты вариации.

Лабораторное оборудование

Персональные ЭВМ, осциллограммы нагружения.

Порядок выполнения работы

- 1 Разработать подпрограмму, позволяющую получать последовательно-сти случайных величин σ_{-1D} , m , N_G , σ_{amax} , v_θ с их законами распределения (принимается нормальный закон).
- 2 Разработать подпрограмму статистической обработки полученной совокупности случайных чисел λ ($i=1,2,...,n$), где n – число запланированных операций (принять $n=100$).
- 3 Разработать подпрограмму расчета долговечности L , выраженную наработкой во времени, с использованием формул (6.1) и (5.1).
- 4 На основании перечисленных подпрограмм разработать программу статистических (имитационных) испытаний (метод Монте-Карло).
- 5 С использованием разработанной программы выполнить расчет при следующих исходных данных. Предел выносливости детали определить по формулам:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K; \quad \sigma_{-1} = (0.55 - 0.0001\sigma_\theta)\sigma_\theta,$$

где $\sigma_\theta = 700 \text{ Н / мм}^2$ – предел прочности;

$K=5$ – коэффициент снижения предела выносливости с учетом всех факторов.

Показатель наклона кривой усталости детали определить по формуле:

$$m = (5 + \sigma_\theta / 80) / K.$$

При расчетах принять $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклов; $a_p = 1$. Значение σ_{aim} , $\sigma_{ai} / \sigma_{amax}$, $t_i = v_{i\theta} / v_\theta$ ($i=1,2,...,r$) принять по результатам обработки осциллограммы случайного процесса (см. лабораторную работу №5). Коэффициенты вариации $v_{\sigma_{-1D}}$, v_m , v_{N_G} , $v_{\sigma_{amax}}$, v_{v_θ} принять равными $v_{\sigma_{-1D}}=0.06$, $v_m=0.03$, $v_{N_G}=0.10$, $v_{\sigma_{amax}}=0.10$, $v_{v_\theta}=0.03$.

На основании результатов численной реализации программы построить ФРД детали, отложив по оси абсцисс долговечность L (час), по оси ординат – вероятность появления трещины $P(\%)$. Определить медиан-

ный ресурс детали и ресурс, который отвечает вероятности безотказной работы $\gamma = 90\%$.

Содержание отчета

- 1 Наименование и цель работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Текст программы статистических испытаний.
- 4 Результаты расчета.
- 5 Функция распределения долговечности в координатах $L(\text{час})$ - $P(\%)$.

Контрольные вопросы

- 1 Что называют функцией распределения долговечности (ФРД) детали?
- 2 Что понимают под медианным и гамма-процентным ресурсом детали?
- 3 В чем состоит эмпирический метод оценки ФРД детали?
- 4 Укажите преимущества расчетно-экспериментальных методов оценки ФРД детали.
- 5 Объясните идею вероятностного метода.
- 6 Какие случайные величины влияют на долговечность L ? Как учитывается их влияние?
- 7 Что представляет собой программа статистических испытаний (метод Монте-Карло)?

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Андреев В.П., Сабинин Ю.А. Основы электропривода. – Г.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 772 с.
- 2 Казак С.А. Усилия и нагрузки в действующих машинах. – Г.: Машгиз, 1960. – 168 с.
- 3 Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – Г.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
- 4 Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. Учебник для вузов/ Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. 2-е изд., перераб. и доп. – Г.: Металлургия, 1988. – 680 с.
- 5 Гребеник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования – М.: Машиностроение, 1969. – 256 с.
- 6 Соболев И.М. Численные методы Монте-Карло. – Г.: Наука, 1973. – 301 с.
- 7 Калиткин Н.Н. Численные методы – М.: Наука, 1978. – 512 с.

Составитель:

Э.П. Грибков, ст. преп.

Отв. за выпуск

В.Ф. Потапкин, проф.

Редактор

Н.А. Хахина

/2003 Подп. в печать . 03 Формат 60×90/16.

Ризограф. печать. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. 2,0

Тираж 40 экз. 3.№

ДГМА. 84313, Краматорск, Шкадинова, 72