

Рисунок 3 – Вид главного экрана

В ходе исследования предметной области выявлено, что устаревшее оборудование, высокая аварийность и низкий уровень автоматизации создают серьезные проблемы для качественной очистки и сушки зерна. В связи с этим была разработана автоматизированная система управления зерносушильно-очистительным комплексом.

Были реализованы мониторинг и диспетчеризация наиболее важных параметров зерносушильно-очистительного комплекса на базе SCADA системы. Это предоставило оператору возможность удаленного управления оборудованием, качественно контролировать протекание технологического процесса. При этом обеспечиваются визуализация работы всех составных частей комплекса, маршрутов движения зерна, управления, комплексная обработка и хранение информации.

Программа управления полностью протестирована на работоспособность всех имеющихся в ней команд и запросов и используется по назначению.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Троелсен, Э. Язык программирования C# 2010 и платформа .NET 4/ -М.: Издательство «Вильямс», 2010. – 1392 с.

УДК 004.42

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ПОДЪЕМА ПОДВЕСКИ АВТООПЕРАТОРА ДЛЯ ГАЛЬВАНИЧЕСКИХ ЛИНИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ ДО 250 КГ

Овцов С.А., Карнович Д.С., Сарока В.В.

Белорусский государственный технологический университет
Минск, Республика Беларусь

Работа порталного автооператора гальванической линии имеет строго циклический характер, при этом переходные режимы движения их механизмов занимают значительную часть от всей длительности рабочего цикла автооператора.

ВЫПУСК
Брестского государственного
технического университета

ра. Одним из способов повышения эффективности работы автоматизированной гальванической линии является оптимизация переходных режимов движения автооператора с подвеской. Стоит отметить, что производительность, надежность, безопасность эксплуатации порталных автооператоров зависят от инерции подвески с обрабатываемыми деталями [1].

Раскачивание подвески с грузом, которое возникает в течение переходных режимов движения автооператора, является причиной его неравномерного движения, дополнительных нагрузок на элементы привода автооператора. Это угрожает ведению безопасного технологического процесса и сокращает производительность.

Колебания подвески могут затруднять точность установки подвески на заданной позиции над соответствующей ванной. Особенно это относится к крупногабаритным, длинномерным и тяжелым обрабатываемым деталям. Колебательный характер движения подвески может вносить неопределенность в программу автоматизированной работы автооператора. Кроме того, значительно возрастают динамические нагрузки на элементы привода и металлоконструкцию автооператора.

Для процесса опускания груза в течение торможения рамы автооператора можно использовать аппарат динамического программирования. При этом динамика подъема или опускания груза описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W \operatorname{sign} \dot{x}_1, \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} (x_2 - \bar{o}_1) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

где m_1, m_2 – приведенная массы элементов автооператора при допущении о использовании двухмассовой модели;

x_1, x_2 – координаты центров масс элементов;

g – ускорение свободного падения;

l – длина связи элементов,

F – суммарное тяговое/тормозное усилие, действующее на систему;

W – приведенная сила сопротивления перемещению системы.

\bar{o}_1 – отклонение подвески от вертикали.

Однако мы используем другой критерий оптимизации для работы механизма подъема/опускания груза. Это связано с тем, что подъем и опускание – это законченные процессы, которые состоят из разгона груза, движения на номинальной скорости и торможения (в вертикальном направлении). Можно оптимизировать каждый из этих этапов, и, конечно, оптимизация разгона и торможения иметь решающее значение с точки зрения динамики и энергетики процесса опускания груза. Поставим простую задачу - оптимизировать весь цикл опускания груза, не разделяя его на отдельные этапы.

Для описания динамики движения груза в вертикальном направлении используем двухмассовую динамическую расчетную модель (рис. 1).

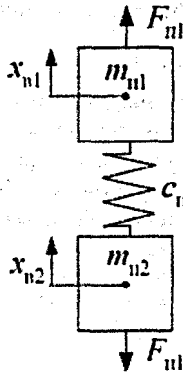


Рисунок 1 – Динамическая расчетная схема механизма подъема подвески автооператором

Эта модель описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_{n1} \ddot{x}_{e1} = F_{n1} - c_n (x_{e1} - x_{e2}); \\ m_{n2} \ddot{x}_{e2} = c_n (x_{e1} - x_{e2}) - F_{n2}, \end{cases} \quad (2)$$

где m_{n1} – приведенная к поступательному движению масса системы "двигатель-рама";

m_{n2} – приведенная к поступательному движению масса системы "груз-подвеска";

x_{e1}, x_{e2} – координаты центров масс соответственно m_{n1}, m_{n2} ;

F_{n1} – приведенная к канату сила от действия движущего момента на валу двигателя;

F_{n2} – приведенная к канату сила тяжести груза;

c_n – приведенная жесткость канатно-полиспастной системы.

В течение процесса опускания груза на подвеске возникают колебания, которые негативно влияют на показатели надежности. Поэтому желательно выбирать такие режимы работы механизма подъема и опускания груза, чтобы уменьшить эти нагрузки. Поэтому для процесса опускания груза используем критерий:

$$I_B = \int_0^T [c_n (x_{1B} - x_{2B})]^2 dt \cong \int_0^T (\ddot{x}_{2B})^2 dt. \quad (3)$$

Для минимизации этого критерия можно использовать метод динамического программирования. Однако в данном случае это нецелесообразно, поскольку здесь необходимо использовать четыре фазовые координаты (перемещения и скорости m_{11} и m_{12}) и функция S Беллмана будет зависеть от четырех аргументов, что значительно усложнит решение основного функционального уравнения динамического программирования. Поэтому используем для этой задачи классическое вариационное исчисление [2].

Условием минимума критерия (3) есть уравнение Эйлера-Пуассона:

$${}^n x_{2B} = 0. \quad (4)$$

Порядок этого уравнения требует постановки четырех краевых условий, которые не удовлетворяют физическим условиям движения механизма подъема/опускания груза. Целесообразно минимум критерия (3) искать в более широком классе функций. Используем прямой метод решения вариационной задачи, для этого найдем решение трехточечной краевой задачи. Сначала проинтегрируем дифференциальное уравнение:

$${}^n x_{2B} = 0, \quad (5)$$

с учетом краевых условий:

$$\begin{cases} x_{2B}(0) = l_0, \dot{x}_{2B}(0) = 0; \ddot{x}_{2B}(0) = 0; \ddot{\ddot{x}}_{2B}(0) = 0; x_{2B}^n(0) = 0; \\ x_{2B}\left(\frac{T_1}{2}\right) = q_1, \dot{x}_{2B}\left(\frac{T_1}{2}\right) = q_2; \\ x_{2B}(T) = l, \dot{x}_{2B}(T) = 0; \ddot{x}_{2B}(T) = 0; \ddot{\ddot{x}}_{2B}(T) = 0; x_{2B}^n(T) = c \end{cases} \quad (6)$$

Постановка таких начальных и конечных условий позволяет устранять высокочастотные колебания груза в вертикальном направлении. Кроме того, функция динамической составляющей приводного усилия имеет нулевые начальные и конечные значения, что улучшит динамику механизма подъема/опускания груза, исключит удары в кинематических парах и т.д. Постановка двух условий по середине интервала $[0, T_1]$ будет понятна из дальнейшего изложения [3].

Решение краевой задачи (5) – (6) представляется в виде:

$$x_{2B} = x_{2B}(t, T_1, q_1, q_2). \quad (7)$$

Найдем вторую производную от x_{2B} по времени и подставим в подынтегральное выражение критерия (3). В результате получим выражение:

$$I_B = I_B(T_1, q_1, q_2). \quad (8)$$

Условием минимума полученного выражения критерия I_B является система алгебраических уравнений:

$$\frac{\partial I_B}{\partial q_i} = 0, i = 1, 2. \quad (9)$$

Подставим результаты системы алгебраических уравнений в решение краевой задачи, получим функцию, которая описывает движение подвески в вертикальном направлении.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Карлович, Д.С. Структурный синтез САУ автооператора для гальванических линий цеха анодирования СП «КТМ 2000» / Д.С. Карлович, В.В. Сарока, И.Ф. Кузьмицкий, О.Г. Барашко // Создание новых и совершенствование действующих технологий и оборудования нанесения гальванических и их замещающих покрытий: материалы 3-го Республиканского науч.-технич. семинара, Минск, 5-6 декабря 2013 г. – Минск: БГТУ, 2013. – С. 88-91.

2. Ловейкин, В.С. Комплексный синтез оптимального управления движением грузоподъемного крана / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. – Киев, 2011.

3. Понтрягин, Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.
УДК 004.942

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЯ В КРУГЛЫХ ДИСКОВЫХ ПИЛАХ

Суша О.Н., Карпович Д.С.

Белорусский государственный технологический университет,
Минск, Республика Беларусь

Основу проблемы оценки работоспособности инструмента при любом подходе к ее решению составляет анализ напряженного состояния круглой дисковой пилы. Задача сводится к составлению функциональных зависимостей, устанавливающих связь между напряжениями и нагрузочными факторами, которые определяют режимы пиления, конструкцию пилы, качество материала пилы, качество ее подготовки к работе. Построение таких зависимостей на основе точных решений имеет значительные математические сложности. Это связано со сложностью характера нагрузочных факторов, которые не всегда имеют линейную связь с напряжениями в пиле, и со сложностью геометрической формы зубчатой кромки пилы. Эти обстоятельства послужили причиной широкого применения экспериментальных методов (оптических или тензометрических) определения напряжений. Аналитические работы, касающиеся вопросов определения напряженного состояния дисковых пил, связаны в основном с решением проблемы устойчивости и колебаний. При этом пила рассматривается как диск с гладким внешним контуром, так как на современном этапе построение аналитических решений с учетом реальной геометрии зубчатой кромки не представляется возможным [1].

Так как на данный момент аналитическое решение невозможно, рассмотрим численный метод исследования напряженного состояния круглой дисковой пилы. В настоящее время возможно использование современных компьютерных пакетов предназначенных для моделирования поведения дереворежущего инструмента[3]. Одним из таких пакетов является ANSYS. В данной программе был промоделирован процесс резания круглой пилой и представлено численное решение распределение напряжения дереворежущего инструмента.

Одним из этапов подготовки к проведению расчета и получения удовлетворительных результатов является определение внешних воздействий (механических, тепловых) на конструкцию[3].

При продольной круглопильной распиловке древесины в пропиле одновременно действуют на один зуб пилы касательные, нормальные и боковые силы [1]. Пример графического окна с приложенными к модели нагрузками представлен на рисунке 1.