

## ДИНАМИЧЕСКОЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ОДНОСЕКЦИОННОГО МАНИПУЛЯТОРА

Аринов Е.<sup>1</sup>, Карипбаев С.Ж.<sup>2</sup>, Сартаев К.З.<sup>3</sup>, Сартаева Г.Ш.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Жезказганский университет имени О.А. Байконурова, Жезказган, Казахстан

<sup>2</sup> АО «Академия гражданской авиации», Алматы, Казахстан

<sup>3</sup> Екибастузский инженерно-технический институт имени К.И. Сатпаева, Екибастуз, Казахстан

При исследовании плоских и пространственных механизмов актуальность приобретают проблемы их напряженно-деформированного состояния (НДС) [1-3]. Поэтому проведение расчета и полной оценки динамического НДС механизмов с упругими звеньями на основе их конечно-элементной модели требует дальнейшего исследования.

Учет упругости звеньев плоских и пространственных механизмов является одной из наиболее сложных и требующих дальнейшего изучения проблем. Исследованию механизмов и машин с упруго-деформируемыми прямолинейными и криволинейными звеньями посвящены работы [1,4-6].

Неоднозначность выбора механико-математической модели динамического НДС механизмов, присущими им геометрическими и физическими характеристиками, представляются существенными для поставленной задачи.

В предлагаемой работе моделирована на ПЭВМ задача динамики упругих механизмов с различными степенями свободы.

Разработаны единые методические основы, алгоритм, комплекс вычислительных объектно-ориентированных пакетов прикладных программ для исследования динамики упруго-деформируемых механизмов при действии различных сил.

Для решения задачи динамического НДС упругих механизмов применяется метод Ньюмарка [2,3,7]:

$$[S]\{U\}_{t+\Delta t} = \{R_s(t)\}_{t+\Delta t}, \quad (1)$$

где  $\{R_s(t)\}_{t+\Delta t} = \{F_e^{(l)}(t)\} + [M]\{b_n\} + [C_d]\{b_m\} + \{F_u^{(l)}(t)\} + \{F_k^{(l)}(t)\}$  - эффективная нагрузка;  $[S] = a_0[M] + a_1[C_d] + [K]$  - эффективная матрица жесткости;  $\{F_B^{(l)}(t)\}$  - внешние динамические силы,  $\{F_n^{(l)}(t)\}$  - узловые силы инерции,  $\{F_k^{(l)}(t)\}$  - дополнительные узловые силы;  $[C_d]$  - внутреннее трение в материале, определяемое по Релею;  $[K]$  - матрица жесткости системы с учетом вида кинематических пар механизмов; коэффициенты  $a_0, a_1$  зависят от шага по времени  $\Delta t$  и определяются по вычислительному эксперименту по двум значениям коэффициентов демпфирования, относящимся к двум низшим частотам колебаний механизмов; коэффициенты  $\{b_n\}, \{b_m\}$  являются линейной комбинацией векторов упругих и кинематических перемещений, скоростей и ускорений, полученных в предыдущих шагах интегрирования. Выбор оптимального шага по времени при вычислении значений упругих перемещений  $\{U_{t+\Delta t}\}$  узлов в момент времени  $t + \Delta t$  производится путем численного эксперимента и обеспечивает учет всех пиковых частей переменных нагрузок и обеспечивает устойчивость вычислительного процесса [2,3,7].

Для проверки эффективности метода Ньюмарка все полученные выше формулы систематизированы в последовательный алгоритм, составлены прикладные программы и реализованы на персональных компьютерах для механизмов погрузчика (рисунок 1), механизма разгрузки контейнера (рисунок 2) и многоконтурного параллельного манипулятора со многими степенями свободы с поступательными и вращательными парами (рисунок 3). Изучены изменения максимальных значений упругих динамических усилий, перемещений, напряжений в сечениях элементов манипулятора при действии различных сил. Проанализировано НДС исследуемого манипулятора при полном его функционировании для других вариантах нагружения и кинематических параметров.

**Механизм погрузчика** [8] – устройство, обеспечивающее периодическое или непрерывное действие для погрузки, выгрузки и транспортирования грузов на небольшие расстояния. На рисунке 1 приведен механизм погрузчика для периодического перемещения и поворота ковша.

В схеме 1б) ковш загружается при перемещении всей машины. Такая кинематическая связь обеспечивает движение ковша по определенному закону при подъеме или опускании стрелы. На определенной высоте ковш наклоняется вперед и происходит выгрузка.

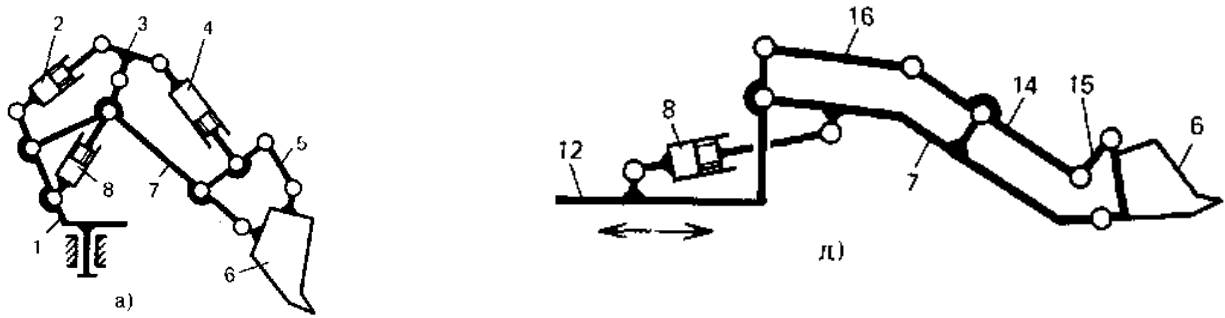


Рисунок 1 - Механизм погрузчика

Механизм погрузчика можно моделировать с помощью стержневых элементов с различными геометрическими и упругими характеристиками. Под действием внешних усилий каждая точка расчетного элемента деформируется. В каждой произвольной точке поперечного сечения пространственного расчетного стержневого элемента появляются шесть составляющих перемещения: три составляющих линейного перемещения  $u_\xi$ ,  $v_\eta$ ,  $w_\zeta$  в направлении главных локальных осей  $O_1\xi$ ,  $O_1\eta$ ,  $O_1\zeta$  системы координат  $O_1\xi\eta\zeta$  и три составляющих угла поворота  $\varphi_\xi$ ,  $\varphi_\eta$ ,  $\varphi_\zeta$  соответствующего сечения вокруг тех же осей.

Выписываются все основные уравнения классической теории упругости по отношению стержня.

Расчет механизма погрузчика в целом производится известными точными или приближенными математическими методами: МКЭ [2,3,7], базирующийся на рассмотрении транспортных конструкций в виде совокупности отдельных конструктивных элементов, соединенных в конечном числе узловых точек, является наиболее эффективным численным методом.

Удовлетворяя условиям равновесия во всех узловых точках механизма погрузчика, множество систем уравнений для отдельных элементов может быть объединено в одну глобальную систему уравнений для всей системы механизма погрузчика относительно составляющих перемещений узлов и углов поворота всех узлов. Для описания конечно-элементной модели механизма погрузчика (рисунок 1) разбиваем их на прямолинейные стержневые элементы, соединенные в узлах. Узлы механизма погрузчика имеют нумерацию в глобальной системе координат (ГСК), которая служит для их идентификации в перечне узлов. Элементы имеют свой номер – начальный и конечный, с помощью которых в свою очередь производится их идентификация.

Каждому элементу механизма погрузчика присваивается набор упругих постоянных материала, характеризующих их физические свойства: модуль упругости, коэффициент Пуассона, плотность материала. Считается, что звенья механизма погрузчика изготовлены из стальных стержней с поперечным сечением. Задаются форма и размеры поперечного сечения. Размерами и конструкцией узлов пренебрегаются. Механизм погрузчика состоит из различных кинематических пар. Элементы и узлы пронумеруются. Координаты  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  узлов расчетной модели определены в ГСК, жестко соединенной неподвижным звеном.

**Механизм разгрузки контейнера** [8] – устройство, обеспечивающее захват, перемещение и опрокидывание контейнера. На рисунке 2 показан механизм разгрузки контейнера, смонтированный на раме автомобиля.

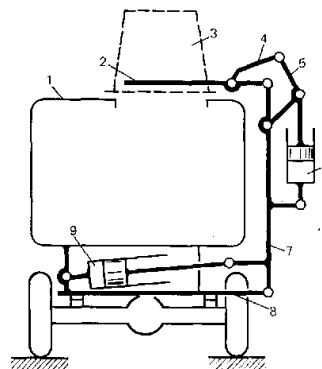


Рисунок 2 - Механизм разгрузки контейнера

Для описанной выше физической модели идеально упругого тела в достаточной степени обладают сталь, а также другие металлы и их сплавы.

При конечно-элементном моделировании (КЭМ) [2,3,7], нагрузку следует заменить системой статически эквивалентных сил, приложенных в узлах.

Стержневые элементы, являющиеся составной частью механизма разгрузки контейнера, описывают их НДС, находясь в условиях сложного сопротивления.

Расчет механизма разгрузки контейнера в целом, состоящих в основном из множества пространственных стержневых элементов с различными геометрическими и упругими характеристиками, приводят к практической возможности их решения известными точными или приближенными математическими методами: большой эффективностью при анализе поведения упругого механизма разгрузки контейнера обладает МКЭ [2,3,7]. Особые преимущества метода заключается в удобстве формирования систему алгебраических уравнений высокого порядка и возможности представления совершенно нерегулярных и сложных объектов и условий нагружения.

При расчете статически неопределимых систем МКЭ в форме метода перемещений неизвестными являются перемещения узлов в ГСК, компонентами которых являются перемещения вдоль координатных осей  $OX, OY, OZ$  и углы поворота узловых сечений вокруг этих осей, а остальные параметры, характеризующие НДС механизма разгрузки контейнера, определяются через найденные значения узловых перемещений.

Для определения узловых перемещений получаем систему линейных уравнений, для решения которой могут быть применены различные методы решения [2,3,7]. Решением системы определяются узловые перемещения механизма разгрузки контейнера в ГСК и далее по найденному вектору перемещения определяются напряжения и деформации в любой точке любого элемента.

Далее, по найденному вектору узлового перемещения для пространственного призматического стержня механизма разгрузки контейнера в любом сечении определяются внутренние силовые факторы и напряжения.

По разработанному алгоритму реализована также программа для исследования динамического НДС для упругого манипулятора параллельной структуры.

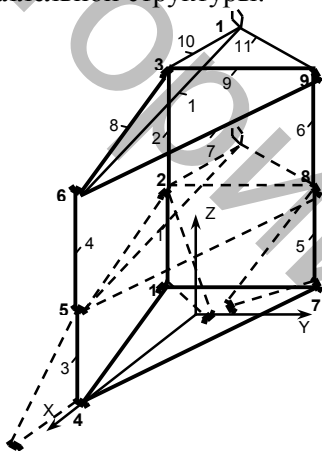


Рисунок 3 – Манипулятор параллельной структуры

Многоконтурному манипулятору параллельной структуры платформенного типа со многими степенями свободы (рисунок 3) соответствуют геометрические размеры звеньев  $l_2 = l_4 = l_6 = \sqrt{2} \cdot l_1$  м,  $l_7 = l_8 = l_9 = 1.5l_1 / \cos 30^\circ$  м. Постоянные параметры Денавита-Хартенберга позволяют записать для каждого контура в отдельности символическое уравнение манипулятора для 9 кинематических пар.

Для описания конечно-элементной модели манипулятора разбиваем его на элементы, соединенные в узлах через кинематические пары. Для манипулятора, состоящих в основном из отдельных стержневых звеньев, такое расчленение является естественным. Узлы манипулятора имеют нумерацию в ГСК, элементы имеют свои номера – начальный и конечный.

Каждому элементу манипулятора присваиваются набор упругих постоянных материала - модуль упругости  $E$ , коэффициент Пуассона  $\nu$ ; плотность  $\rho$ :

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \rho = 7900 \text{ кг/м}^3, \nu = 0.25. \quad (2)$$

Звенья манипулятора изготовлены из стальных стержней диаметром поперечного сечения  $0.006$  м. Формы и размеры сечения, упругие свойства материалов постоянны. Размерами и конструкцией узлов пренебрегаются.

Разработана с помощью МКЭ единая методическая основа, алгоритм и составлен комплекс вычислительных объектно-ориентированных пакетов прикладных программ исследования динамического НДС упруго-деформируемого механизма погрузчика, механизма разгрузки контейнера, манипулятора параллельной структуры платформенного типа со многими степенями свободы при действии различных сил.

На рисунке 4 показаны изменения максимальных динамических упругих усилий в сечениях элементов манипулятора параллельной структуры с 9-ю элементами (рисунок 3), от действия динамических сил, приложенных вертикально вниз в узлах 3,4,7, при полном его функционировании.

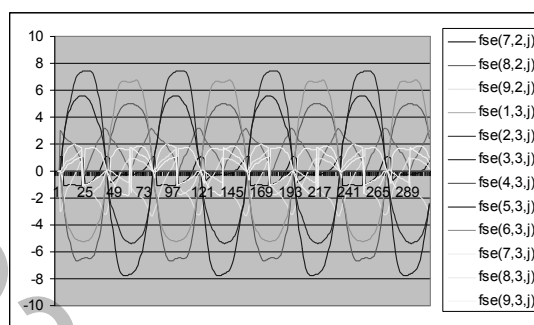


Рисунок 4 – Внутренние усилия в узловых сечениях элементов манипулятора параллельной структуры

Пронализировано НДС исследуемого манипулятора для других вариантов нагружения.

**Краткие выводы.** Проведена подробная детализация всех этапов вычислений для получения значений искомых величин путем реализации разработанных программных средств по исследованию динамического НДС на профессиональной версии языка программирования на специально отобранных задачах (механизм погрузчика, механизм разгрузки контейнера, манипулятор параллельной структуры). Разработанные алгоритмы и программы позволяют произвести полный количественный анализ динамических усилий, напряжений, выявить наиболее нагруженные звенья, наихудшие положения в пространстве упругих механизмов с различными геометрическими и физическими характеристиками.

#### Список использованных источников

1. Масанов Ж.К., Темирбеков Е.С., Биртанов Е.А. Анализ сил и колебаний конструкций механизмов высоких классов пространственной топологии. Деп. в КазГосИНТИ, №6871-КА96. Деп. От 12.04.96г. – 254 с.
2. Аганов В.П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. – "АСВ", 2000. – 152 с.
3. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
4. Масанов Ж.К., Сартаев К., Хаджиева Л.А., Жолдасов С. Конечно-элементная модель движения упругих механизмов // Тр. УИ Межд. конф. Санкт-Петербург, Россия, 2005.
5. Масанов Ж.К., Сартаев К.З., Абдраимова Г.А. Квазистатическая упругая устойчивость пространственных МВК // Материалы II междунар. конференции «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ, 2003. – Т.3. – С.62-65.
6. Масанов Ж.К., Елеусинова А.Е., Тулепов А.С. Квазистатика трехмерных МВК с криволинейными упругими звеньями и силами трения в кин. парах // Вестник КазНУ. Серия: математика, механика, информатика. – №2 (30), 2002 - С.132-138.
7. Курков С.В. Метод конечных элементов в задачах динамики механизмов и приводов. – СПб.: Политехн., 1991. – 224 с.
8. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.