

позволяют нанести за один оборот кулачка только лишь один удар толкателем-бойком по хвостовику инструмента. В некоторых частных условиях этого оказывается недостаточно. Исследования показывают, что вполне возможно создание многоударного кулачкового механизма, в котором кулачок снабжается несколькими участками взвода толкателя-бойка, причем участки взвода могут располагаться последовательно и могут отличаться друг от друга величиной хода толкателя-бойка. Такой ударный кулачковый механизм позволяет за один оборот кулачка нанести несколько ударов толкателем-бойком по хвостовику инструмента, при этом удары могут быть произведены в определенной последовательности, а энергия единичного удара может изменяться в зависимости от величины взвода толкателя-бойка на каждом из последовательно расположенных участках подъема толкателя-бойка.

Необходимо отметить, что увеличение количества участков взвода толкателя-бойка неизбежно приведет к уменьшению энергии каждого единичного удара по сравнению с одноударным кулачковым механизмом таких же размеров и осуществляющим тот же закон перемещения толкателя-бойка. Однако, применение многоударного кулачкового механизма в машинах ударного действия для разрушения хрупких сред дает возможность более точно определить режим работы машины, за счет возможности варьирования количества участков взвода кулачка, высот этих участков и их расположения друг относительно друга. Так, например, часто требуется после нанесения удара большой мощности по забою произвести вслед за ним

удар меньшей мощности для окончательно-го разрушения участка горной породы и исключения непроизводительного дробления уже практически разрушенной ее части. Реализация такой схемы разрушения может быть осуществлена многоударным кулачковым механизмом, в котором после участка взвода наибольшей высоты по направлению вращения кулачка расположены участки взвода меньшей высоты, что позволяет последовательно снижать (или увеличивать в случае обратного расположения участков взвода) мощность удара для достижения наибольшего эффекта разрушения и снижения энергоемкости бурения.

На этот тип ударного кулачкового механизма в 2009 году был получен патент РФ №2362014 (заявл. 13.11.2007; опубл. 20.07.2009).

ПРОБЛЕМА ИЗБЫТОЧНОСТИ СВЯЗЕЙ В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

Н.А. Назаров, Л.Т. Дворников

*Сибирский государственный
индустриальный университет
г. Новокузнецк*

При создании машин, как бы точно не изготавливали ее детали, нельзя добиться того, чтобы в ней не возникали при работе вредные, нежелательные сопротивления, преодоление которого приводит к непроизвольной потере передаваемой мощности и как следствие износ деталей машин. При этом продукты износа считаются сами по себе источниками дополнительных сопротивлений. Естественно внешнее сопротивление возникает в соединениях звеньев,

обеспечивающих их относительное движение. Любые подвижные звенья — кинематического рода являются связями звеньев.

Ни одна кинематическая цепь (машины) не может быть собрана без связей. Проблема возникает лишь в том, чтобы число связей не было лишним или избыточным. К сожалению, в практике машиностроения далеко не всегда проблема избыточности связей получает полное разрешение, т.е. приводит к их устранению она часто замещается другой проблемой — проблемой точности изготовления деталей и формулируется она так — чем точнее выполняется соединение деталей машин между собой, тем более оно способствует уменьшению потерь передаваемой на нем мощности, т.е. обеспечивает нам высший коэффициент полезного действия всей машины, однако такое понимание проблемы чаще всего оказывается ложным, приводящим к прямо противоположному результату. Разумное уменьшение точности изготовления бывает более целесообразным. Заранее изъятие из соединения элемента деталей, которые подвергаются в процессе работ изнашиванию, могут давать положительные результаты несравнимые с эффектом от обеспечения точности.

Чтобы подобные вопросы решать вполне целенаправленно, необходимо уметь находить и удалять избыточные связи в машинах на стадии их проектирования. Первым и главным действием в этом направлении является определение избыточности связей по формуле:

$$q = m(p - n),$$

где q — число избыточных связей, m — число общих условий связи, p — число кинематических пар, n — число подвижных звеньев.

При обнаружении избыточных связей следует часть кинематических пар перевести в другой класс, так, чтобы они обязательно соответствовали классам формулы Малышева А.И.

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1.$$

СИНТЕЗ ПЛОСКОГО ДВУХПЛАТФОРМЕННОГО МЕХАНИЗМА С ТРЕМЯ ПРИВОДАМИ

А.В. Полосухин,

Л.Т. Дворников

*Сибирский государственный
индустриальный университет
г. Новокузнецк*

Для решения задачи структурного синтеза плоского двухплатформенного механизма с тремя приводами будем использовать универсальную структурную систему (1) [1]

$$\begin{cases} p_5 = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + i \cdot n_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0, \\ W = 3n - 2p_5, \end{cases} \quad (1)$$

где τ - число кинематических пар наиболее сложного звена цепи, n_i - число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар, n - общее число звеньев, p_5 - число неподвижных кинематических пар, W - подвижность механизма.

Зададимся следующими параметрами: $\tau=4, W=3$.

$$\begin{cases} p_5 = 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_3 + n_2 + n_1 + n_0, \\ 3 = 3n - 2p_5. \end{cases} \quad (2)$$

Из последнего уравнения системы (1) получим $p_5 = (3n - 3)/2$, откуда следует, что система должна содержать в своем составе не-