

ISSN 0132-0890
www.rudmet.ru

ЧЕРНЫЕ МЕТАЛЛЫ

Издается с 1961 года
(№ 1102)

10.2023



*Тема номера:
85 лет кафедре
механики и машиностроения
Сибирского государственного
индустриального университета (стр. 15-54)*

ЧЕРНЫЕ МЕТАЛЛЫ

Издательский дом
«Руда и Металлы»

№ 10 (1102), октябрь 2023 г.

Издается с 1961 г.

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
по актуальным проблемам металлургии и машиностроения

Учредители:

Акционерное общество
«Издательский дом
«Руда и Металлы»

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Национальный исследовательский
технологический университет «МИСиС»

Федеральное бюджетное автономное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический
университет им. Г. И. Носова»

При участии:

ПАО «ММК»
ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия»
имени С. П. Королева»
ОАО «БМЗ — управляющая компания холдинга «БМК»
ФГБУК «Государственный Эрмитаж»

Официальный информационный орган
Федерального УМО
«Технологии материалов»

Редакционный совет:

Главный редактор: В. М. Колокольцев
Первый зам. главного редактора: К. Л. Косырев
Зам. главного редактора: Е. В. Цирульников, А. Г. Воробьев
А. М. Беленький, В. Блек (Германия), Ю. Л. Бобарикин (Беларусь), О. И. Борискин, И. В. Буторина,
Р. М. Валеев, Е. П. Волынкина, А. В. Выдрин, С. П. Галкин, Е. А. Голи-Оглу (Дания), Я. М. Гордон (Канада),
Д. Г. Еланский, Н. А. Зюбан, И. Е. Илларионов, Л. М. Капуткина, А. А. Казаков, А. П. Коликов,
С. В. Коновалов, А. Г. Корчунов, А. В. Кушнарв, И. О. Леушин, И. П. Мазур, Т. Н. Матвеева, А. В. Мунтин,
А. Е. Пелевин, Ю. Ю. Пиотровский, И. М. Потравный, А. Н. Савенок (Беларусь), А. В. Серебряков,
Е. Ю. Сидорова, И. А. Султангузин, А. Я. Травянов, А. С. Харченко, Н. А. Чиченев, М. В. Чукин,
И. В. Чуманов, А. Н. Шаповалов, П. Шеллер (Германия), Е. А. Яценко

Редакция:

Зам. главного редактора: Е. В. Цирульников
Ответственный секретарь: Е. Ю. Рахманова

Издатель — АО «Издательский дом «Руда и Металлы»
Адрес издателя: 119049, Москва, Ленинский просп., 6,
стр. 2, МИСиС, оф. 622

Адрес редакции:

• фактический: 119049, Москва, Ленинский проспект 6,
стр. 2, МИСиС, оф. 617
• почтовый: 119049, Москва, а/я № 71
Телефон/факс: (495) 955-01-75
Эл. почта: chernet@rudmet.ru, tsirulnikov@rudmet.ru
www.rudmet.ru

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
по актуальным проблемам металлургии и машиностроения
«Черные металлы» № 10 (1102), октябрь 2023 г.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере
связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
(Свидетельство ПИ № ФС77-48681 от 28.02.2012 г.)

Товарный знак и название «Черные металлы» являются исключительной
собственностью Издательского дома «Руда и Металлы»

Отпечатано с предоставленных готовых файлов
в типографии «Канцлер»
150044, Россия, Ярославль, ул. Полушкина Роща, 16, стр. 66А.
Тел. (4852) 58-76-33

Дата выхода в свет: 25.10.2023. Формат 60x90/8.
Печ. л. 12,75. Офсетная печать. Бумага офсетная.
Тираж 800 экз. Цена свободная

За достоверность рекламной информации ответственность несет рекламодатель
За достоверность научно-технической информации ответственность несет автор
Перепечатка материалов возможна только с письменного разрешения редакции
При перепечатке ссылка на «Черные металлы» обязательна
«Реклама» — материал публикуется на правах рекламы
Публикуемые материалы не обязательно отражают точку зрения редакции
и редсовета журнала

Подписной индекс:
12985 («Пресса России»)

ISSN 0132-0890



9 770132 089006 >

СОДЕРЖАНИЕ

Обогащение руд

- А. Е. Пелевин.* Повышение качества концентрата путем применения тонкого грохочения в стадиях измельчения железных руд 4

Производство стали

- Г. П. Вяткин, М. А. Матвеева, И. В. Чуманов, И. М. Ячиков.* Математическое моделирование влияния места доставки капель электродного металла на глубину металлической ванны при электрошлаковом переплаве 10

85 лет кафедре механики и машиностроения

Сибирского государственного индустриального университета

- А. Н. Савельев, С. В. Коновалов.* Кафедра механики и машиностроения: 85 лет подготовки инженеров-механиков для металлургической промышленности Сибири и Дальнего Востока. 15
- А. А. Уманский, Р. Н. Молоканов, В. В. Дорофеев.* Совершенствование профиля рельсов с целью оптимизации напряженно-деформированного состояния железнодорожного пути в процессе эксплуатации 19
- В. Е. Громов, С. В. Коновалов, М. А. Порфириев, О. А. Перегудов.* Формирование дефектной структуры перлита в головке рельсов из заэвтектоидной стали при эксплуатации 26
- А. Г. Никитин, В. Н. Бережанский.* Расчет деформации упругих пневматических элементов при ударной нагрузке. 31
- О. С. Бондарева, О. С. Добычина, М. О. Дмитриева, С. В. Коновалов.* Сравнительный анализ структуры и электрохимических свойств цинковых покрытий для прогнозирования возникновения контактной коррозии на крепеже 35
- Л. Н. Гудимова.* Создание самоустанавливающейся структуры механизма металлургических ножниц с параллельными ножами 42
- Л. Н. Гудимова, И. А. Серебряков.* Исследование плавности хода зубчатого одноподвижного плоского планетарного механизма при применении уравновешенной конструкции водила. 49

К 75-летию С. И. Жульева, основателя научной школы технологии материалов в Волгоградском ГТУ

- Н. А. Зюбан.* Памяти Сергея Ивановича Жульева 55
- С. Б. Гаманюк, Д. В. Руцкий, Н. А. Зюбан, М. В. Кириличев.* Моделирование процесса затвердевания кузнечного слитка при доливке прибыльной части расплавом 57
- Л. В. Палаткина, В. В. Галаган, М. В. Матасова, М. Ю. Чубуков.* Влияния электромагнитного перемешивания на процессы кристаллизации сплава и макро- и микроструктуру непрерывнолитых заготовок для производства сероводородостойких труб 63
- Н. А. Зюбан, Д. В. Руцкий, М. С. Никитин, М. В. Кириличев.* Исследование и анализ причин зарастания сталеразливочного тракта при получении стали С45Е 70
- О. Б. Крючков, П. И. Маленко, Л. Г. Саранин, А. Е. Болдырев.* Экспериментально-расчетное исследование температурного поля в нагреваемом под пластическую деформацию блюме с использованием физического моделирования 78

Металловедение и физика металлов

- А. В. Даниленко, А. В. Мунтин, А. А. Хлыбов.* Методика оценки склонности металла к трещинообразованию при различных режимах прокатки 85

Производство труб

- А. С. Алещенко, К. Нгуен, Ю. В. Гамин, А. Р. Шамилов.* Исследование износостойкости оправок при раскатке труб из стали 20Х13 93

Экология и рециклинг

- О. В. Максимова, В. А. Филичкина, Ю. В. Сомова.* Анализ динамики выбросов черного углерода на территории, прилегающей к Магнитогорскому металлургическому комбинату 98

Журнал "Черные металлы"

по решению ВАК Министерства образования и науки РФ включен в
"Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук"

Создание самоустанавливающейся структуры механизма металлургических ножниц с параллельными ножами

Л. Н. Гудимова, доцент кафедры механики и машиностроения Института передовых инженерных технологий, канд. техн. наук¹, эл. почта: lu-gudiova@yandex.ru

¹Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия.

В прокатном производстве при резке горячего проката различного профиля применяют ножницы с параллельными ножами, обеспечивающие постоянство плоскости движения ножей в период процесса резки. Существенным недостатком структурных схем всех существующих кривошипно-рычажных ножниц является использование шарниров при соединении звеньев (деталей). В таких соединениях при сборке механизма в силу неточности изготовления деталей и ограничения подвижности (шарнир обладает только одним возможным движением в плоскости, а именно вращением вокруг одной из осей) все звенья дополнительно нагружаются изгибающими моментами. Это приводит к тому, что при определении энергоемкости производственного цикла необходимо учитывать энергетические затраты на преодоление сил сопротивления. Кроме того, дефицит подвижности вызывает дополнительный износ в местах соединения деталей. Одной из современных задач при создании механизмов металлургической промышленности является снижение эксплуатационной энергоемкости прокатных станов, повышение надежности и долговечности быстроизнашиваемых деталей. Предложенный метод позволяет создать структуру многозвенного механизма для резки металла параллельными ножами с оптимальными энергозатратами за счет устранения дефицита подвижности в кинематических парах при соединении звеньев.

Ключевые слова: избыточные связи, подвижность, кинематические пары, дефицит подвижности, самоустанавливающийся механизм, трехподвижное соединение, ножи для резки металла.

DOI: 10.17580/chm.2023.10.07

Введение

После проката на блюмингах, слябингах, сортовых и заготовочных станах для резки различного профиля (квадратного, прямоугольного, круглого) используют разные по конструктивной сложности исполнительные механизмы ножниц с параллельными ножами [1–4]. Большинство применяемых в настоящее время в металлургической промышленности механизмов для резки металла являются шарнирно-рычажными. Для таких механизмов из-за использования соединений с дефицитом подвижности (шарниров) характерно дополнительное нагружение звеньев (деталей) изгибающими моментами, вызывающее повышенный износ соприкасающихся деталей, уменьшение коэффициента полезного действия и увеличение энергетических затрат технологического цикла. Это объясняется наличием в структурах избыточных связей [5, 6], которые приводят к указанным выше недостаткам таких механизмов.

В настоящее время влияние избыточных связей на работу шарнирно-рычажных механизмов не вызывает никаких сомнений среди научного мира механики, однако объяснение их появления и используемая терминология требуют четкого обоснования. По мнению автора, избыточными следует называть такие связи, которые возникают в кинематических парах в результате принужденной сборки механизмов в том случае, когда число звеньев (деталей) и число кинематических пар (соединений) не соответствуют самоустанавливающейся системе, т. е. формуле подвижности нулевого семейства. В 1970-х гг. проблемой определения

и необходимостью устранения избыточных связей в шарнирных механизмах занимался профессор Л. Н. Решетов [7], который и ввел термин самоустанавливающихся механизмов, т. е. механизмов без избыточных связей. Следует отметить, что несмотря на то, что им были найдены технические решения для большого числа конкретных машин, широкого применения метод не получил в силу ряда причин, подробно рассмотренных в опубликованных работах автора. В то же время, как было отмечено учеными металлургами [8, 9], одним из направлений создания металлургических машин и механизмов нового поколения должно стать создание рациональных (самоустанавливающихся) структур механизмов, в которых отсутствуют избыточные связи. Данная задача является непростой относительно теории практического внедрения, поэтому остается актуальной и в настоящее время.

Создание новых структур, в том числе и самоустанавливающихся (рациональных), механизмов является сложной задачей, требующей последовательного выполнения существующих этапов проектирования от кинематических исследований до изготовления промышленного образца. Создание установок, соответствующих требованиям современного производства, в том числе и металлургического, возможно путем усовершенствования конструкций используемых механизмов. В основном это шарнирно-рычажные механизмы, т. е. статически неопределимые. Задача по их усовершенствованию сводится к устранению неопределимости. Исследования, представленные в работах [10–12],

показали не только целесообразность и необходимость решения этой проблемы, но и определили направление дальнейшего исследования, заключающееся в полном или частичном исключении избыточных связей.

Проведенный анализ показал, что чем большим числом звеньев сформирована структура шарнирного механизма, тем больше в ней число вредных избыточных связей. Устранить этот недостаток можно путем уменьшения дефицита подвижности, т. е. применением соединений, способных обеспечивать несколько возможных движений (вращательных и поступательных).

Целью данной работы является создание определенной, самоустанавливающейся 12-звенной кинематической схемы металлургических ножниц с параллельными ножами методом адресной замены шарниров на пары с большим числом движений, разработанным автором настоящей статьи под руководством профессора Л. Т. Дворникова.

Материалы и методика исследования

При разработке метода самоустанавливающихся определенных структур (безыбыточных по связям) применены: известная и широко используемая на практике методика синтеза шарнирных механизмов, предложенная Л. В. Ассуром; структурные формулы, определяющие принадлежность механизма к определенному семейству согласно классификации И. И. Артоболевского [13]; универсальная структурная система Л. Т. Дворникова [14] и принципы определения и исключения избыточных связей Н. И. Колчина и Л. Н. Решетова.

Результаты исследования и их обсуждение

Рассмотрим 12-звенную структуру металлургических ножниц с параллельными ножами (рис. 1).

Преимуществом конструкции такого механизма [15] является наличие одного привода и уменьшение усилия резания за счет встречного движения ножей (10 и 11), соединенных через два линейных шатуна (6 и 7, 8 и 9) с трехпарным ножом (4, 5), который приводится в движение через звенья (2, 3) от ведущего кривошипа (1).

Рассматриваемый механизм ножниц с учетом условий связей, накладываемых на него в целом, имеет следующие характеристики: в механизме третьего семейства ($m = 3$) для соединения звеньев используются только вращательные и поступательные кинематические пары; подвижность по формуле П. Л. Чебышёва $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 11 - 2 \cdot 16 = 1$ гарантирует определенность движения всех звеньев; число вредных избыточных связей, определенное по формуле $q = m(p_5 - n) = 3(16 - 11) = 15$. Основываясь на выводах работы [14], наличие такого числа q с учетом условий работы приводит не только к увеличению динамических нагрузок на все детали механизма, но и энергетических затрат на процесс резания.

Для решения поставленной задачи, т. е. для создания самоустанавливающегося (без избыточных связей) механизма ножей, применен метод адресной замены пар p_5 (шарниров) парами более высоких классов [14], который основан на последовательном выполнении следующих этапов

решения: определение требуемого числа кинематических пар применяемых классов, при которых исследуемый механизм может существовать в нулевом семействе при $m = 0$; проведение декомпозиции на основные контуры и фрагменты; определение комплексных решений и нахождение совпадающих решений в каждой декомпозиции с решениями, полученными для всей структуры механизма; составление уравнений для адресного расположения принятых к реализации пар определенных классов.

Приступим к решению поставленной задачи. Для создания структуры любой механической системы нулевого семейства ($m = 0$) без увеличения числа подвижных звеньев, в которой отсутствуют избыточные связи, необходимо решить систему, состоящую из двух уравнений (1), первое из которых описывает структуру как плоскую ($m = 3$), второе — как пространственную ($m = 0$),

$$\begin{cases} \sum_{k=5}^1 p_k = \frac{3n - W}{2}, \\ \sum_{k=5}^1 p_k = 6n - W. \end{cases} \quad (1)$$

При помощи автоматизированной программы можно найти решения системы (1) при использовании кинематических пар всех пяти классов. В данной работе приведено решение с парами 5-го, 4-го и 3-го классов. Такое условие принято на основе практического применения соединений в реальных конструкциях механизмов. Тогда система (1) будет иметь вид

$$\begin{cases} p_5 + p_4 + p_3 = \frac{3n - W}{2}, \\ 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 6n - W. \end{cases} \quad (1.1)$$

Преобразуем выражение (1.1) таким образом, чтобы числа пар 4-го и 3-го классов выразить через пары p_5 :

$$\begin{cases} p_4 = \frac{3n + W}{2} - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 3 \end{cases} \quad (1.2)$$

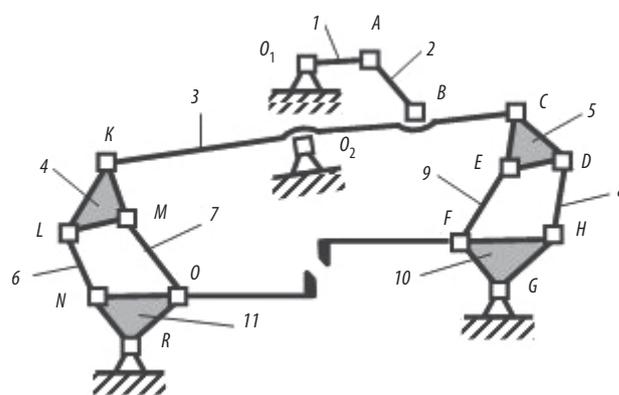


Рис. 1. Упрощенная кинематическая схема металлургических ножниц с параллельными ножами

При помощи выражения (1.2) определим числа кинематических пар для механизма нулевого семейства при условии $W = 1, n = 11$:

$$\begin{cases} p_4 = 17 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1, \end{cases} \quad (1.3)$$

Несмотря на достаточно сложную зависимость, система (1.3) решается просто с учетом того, что значения чисел пар должно быть целым; таких решений будет восемь:

- | | | |
|----------------------------------|-----------------------------------|-----|
| 1. $p_5 = 8, p_4 = 1, p_3 = 7$; | 5. $p_5 = 4, p_4 = 9, p_3 = 3$; | |
| 2. $p_5 = 7, p_4 = 3, p_3 = 6$; | 6. $p_5 = 3, p_4 = 11, p_3 = 2$; | (2) |
| 3. $p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5$; | 7. $p_5 = 2, p_4 = 13, p_3 = 1$; | |
| 4. $p_5 = 5, p_4 = 7, p_3 = 4$; | 8. $p_5 = 1, p_4 = 15, p_3 = 0$. | |

Формально применение каждого из полученных решений гарантирует исключение числа вредных избыточных

связей q в общей структуре механизма с параллельными ножами, однако это условие является обязательным, но недостаточным. Проведенные исследования показали, что для устранения избыточных связей в каждом контуре механизма для облегчения его сборки и уменьшения сил вредных сопротивлений необходимо декомпозировать структуру механизма и найти соответствующие решения в них. Только такой подход позволит расположить используемые пары в тех местах, которые обеспечат поставленные условия.

С этой целью идентифицируем, т. е. обозначим буквами места соединений звеньев механизма (см. рис. 1) и покажем их виртуальными, а не принятыми условными обозначениями кинематических пар в теории механизмов и машин.

Проведем декомпозицию механизма с параллельными ножами согласно формуле Н. И. Гохмана: $k = 16 - 11 = 5$. Отметим, что число декомпозиций не может быть больше числа

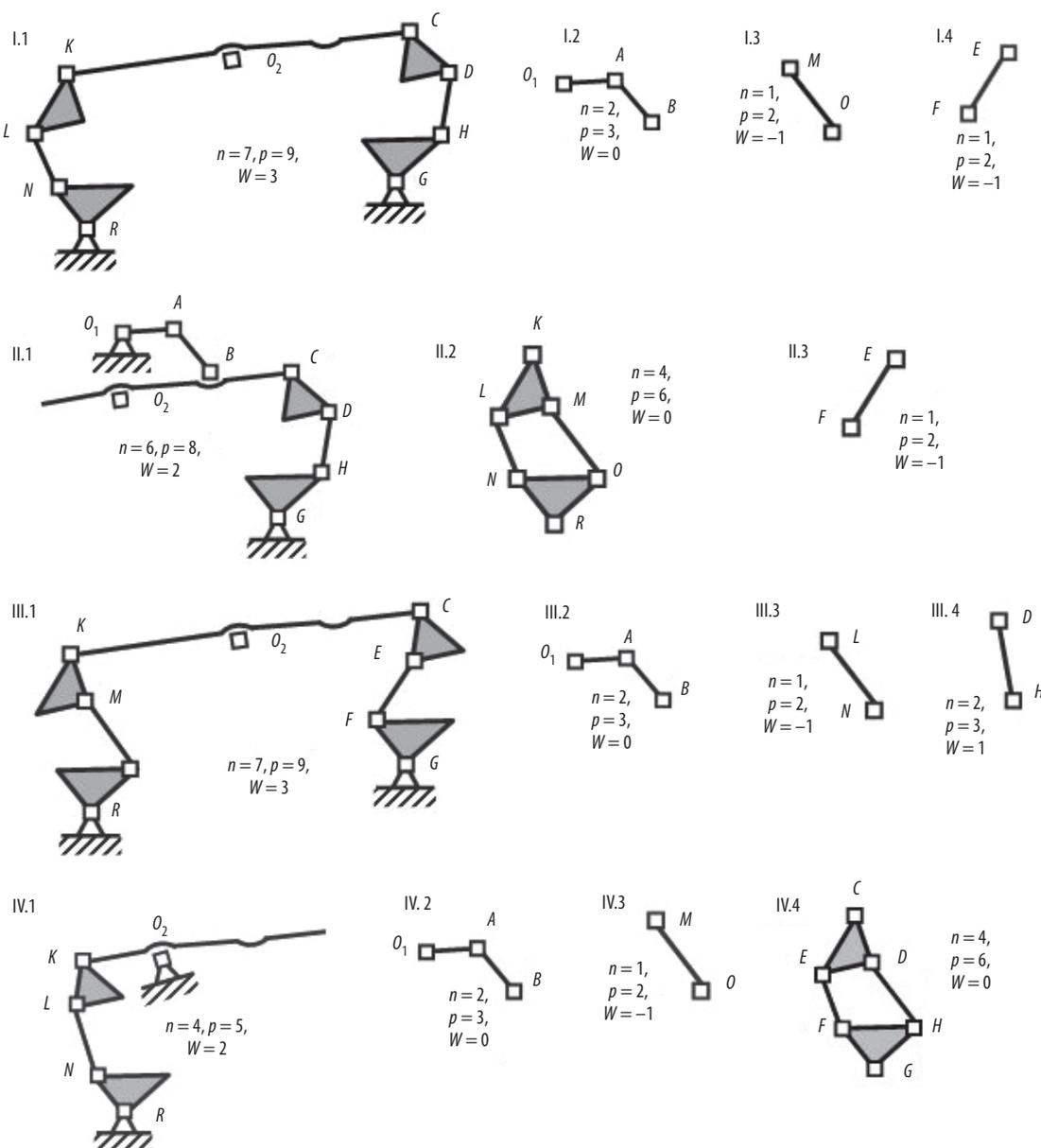


Рис. 2. Варианты декомпозиции механизма ножиц

независимых контуров, а задача, связанная с этим этапом решения, требует внимательного подхода. При решении конкретной задачи достаточно четырех декомпозиций (рис. 2), так как число основных контуров и фрагментов соответствует числу кинематических пар в рассматриваемом механизме.

В фундаментальных работах Л. Н. Решетова [7] обоснована причина, по которой для создания безызыбыточных по связям структур механизмов рекомендовано применение кинематических пар 5-го, 4-го и 3-го классов. С учетом этой рекомендации, в данном исследовании также использованы пары аналогичных классов. На следующем этапе решения необходимо найти требуемое число используемых пар в каждом контуре и фрагментах во всех декомпозициях с использованием системы уравнений (1.2).

С целью более детального понимания разработанной методики исключения избыточных связей на рис. 2 рядом с приведенными структурными частями механизма показаны необходимые для расчета такие значения, как: число звеньев, число кинематических пар, буквенное их обозначение и подвижность. Первая римская цифра соответствует номеру декомпозиции, а вторая арабская обозначает контур и фрагменты.

Остановимся более подробно на решении задачи в первой декомпозиции. Основной контур первой декомпозиции (см. рис. 2, I.1) представлен семью звеньями ($n = 7$), девятью

виртуальными парами ($p = 9$), $W = 3$. Следовательно, уравнение (1.2) примет вид

$$\begin{cases} p_4 = 12 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 3 \end{cases} \quad (3)$$

Решениями системы будут варианты:

$$1. p_5 = 6, p_4 = 0, p_3 = 3; \quad (3.1)$$

$$2. p_5 = 5, p_4 = 2, p_3 = 2+; \quad (3.2)$$

$$2. p_5 = 4, p_4 = 4, p_3 = 1; \quad (3.3)$$

$$4. p_5 = 3, p_4 = 6, p_3 = 0. \quad (3.4)$$

Первый фрагмент в этой декомпозиции (I.2) содержит $n = 2, p = 3, W = 0$. Согласно выражению (1.2), получим:

$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5, \end{cases} \quad (4)$$

Система (4) имеет только одно решение:

$$1. p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1+. \quad (4.1)$$

Для двух фрагментов первой декомпозиции (см. рис. 2, I.3 и I.4), представленных линейными звеньями MO и EF при $n = 1, p = 2, W = -1$, система (1.2) будет иметь вид

$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1, \end{cases} \quad (5)$$

Решения декомпозиций II, III и IV

| Декомпозиция | Уравнения (1.2) | Номер решений | Число кинематических пар | Суммарные (комплексные) решения |
|--------------|--|---------------|--|--|
| II.1 | $\begin{cases} p_4 = 10 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 2. \end{cases}$ | 1 | $p_5 = 5, p_4 = 0, p_3 = 3;$ | 1. $p_5 = 8, p_4 = 1, p_3 = 7,$ 2. $p_5 = 7, p_4 = 3, p_3 = 6,$ 3. $p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5,$ 4. $p_5 = 7, p_4 = 3, p_3 = 6,$ 5. $p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5+,$ 6. $p_5 = 5, p_4 = 7, p_3 = 4,$ 7. $p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5,$ 8. $p_5 = 5, p_4 = 7, p_3 = 4,$ 9. $p_5 = 4, p_4 = 9, p_3 = 3,$ 10. $p_5 = 5, p_4 = 7, p_3 = 4,$ 11. $p_5 = 4, p_4 = 9, p_3 = 3,$ 12. $p_5 = 3, p_4 = 11, p_3 = 2$ |
| | | 2 | $p_5 = 4, p_4 = 2, p_3 = 2+;$ | |
| | | 3 | $p_5 = 3, p_4 = 4, p_3 = 3;$ | |
| | | 4 | $p_5 = 2, p_4 = 6, p_3 = 0$ | |
| II.2 | $\begin{cases} p_4 = 6 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$ | 5 | $p_5 = 3, p_4 = 0, p_3 = 3,$ | |
| | | 6 | $p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2+,$ | |
| | | 7 | $p_5 = 1, p_4 = 4, p_3 = 1$ | |
| II.3 | $\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$ | 7 | $p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1+$ | |
| III.1 | $\begin{cases} p_4 = 12 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 3. \end{cases}$ | 1 | $p_5 = 6, p_4 = 0, p_3 = 3,$ | |
| | | 2 | $p_5 = 5, p_4 = 2, p_3 = 2+,$ | |
| | | 3 | $p_5 = 4, p_4 = 4, p_3 = 1,$ | |
| | | 4 | $p_5 = 3, p_4 = 6, p_3 = 0$ | |
| III.2 | | 5 | $p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1+$ | |
| III.3 | $\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$ | 6 | $p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1+$ | |
| III.4 | $\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$ | 7 | $p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1+$ | |
| IV.1 | $\begin{cases} p_4 = 7 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 2. \end{cases}$ | 1 | $p_5 = 3, p_4 = 1, p_3 = 1+,$ | |
| | | 2 | $p_5 = 2, p_4 = 3, p_3 = 0$ | |
| IV.2 | $\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$ | 3 | $p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1+$ | |
| IV.3 | $\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$ | 4 | $p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1+$ | |
| IV.4 | $\begin{cases} p_4 = 6 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$ | 5 | $p_5 = 3, p_4 = 0, p_3 = 3,$ $p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2+,$ $p_5 = 1, p_4 = 4, p_3 = 1$ | |

В этом случае решение следующее:

$$1. p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1++ \quad (5.1)$$

Отметим, что суммарная подвижность декомпозиции $W = 1$, что не противоречит основам структурного анализа.

Для оценки правильности решения по определению общего числа кинематических пар механизма просуммируем полученные решения, назовем их комплексными, это является результатом последовательного алгебраического суммирования полученных значений (3.1, 4.1 и 5.1); (3.2, 4.1 и 5.1); (3.3, 4.1 и 5.1); (3.4, 4.1 и 5.1), которые отмечены в тексте знаком «+»:

$$1. p_5 = 7, p_4 = 3, p_3 = 6; \quad (6.1)$$

$$2. p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5; \quad (6.2)$$

$$2. p_5 = 5, p_4 = 7, p_3 = 4; \quad (6.3)$$

$$4. p_5 = 4, p_4 = 9, p_3 = 3. \quad (6.4)$$

Анализ полученных значений суммарного числа кинематических пар 5-го, 4-го и 3-го классов во всех вариантах показывает, что оно равно 16, что точно соответствует общему числу пар в рассматриваемом механизме. Результаты решений остальных трех декомпозиций приведены в **таблице**, они получены по принципу, приведенному для первой декомпозиции.

Решения, по которым определяются варианты комплексных решений, используемые в дальнейшем для определения адресного расположения используемых классов кинематических пар, отмечены знаком «+».

Сравним полученные суммарные (комплексные) решения декомпозиций с решениями, полученными по выражению (2), с целью определения совпадающих вариантов. Анализ показал, что таких вариантов четыре:

$$1. p_5 = 7, p_4 = 3, p_3 = 6,$$

$$2. p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5,$$

$$3. p_5 = 5, p_4 = 7, p_3 = 4,$$

$$4. p_5 = 4, p_4 = 9, p_3 = 3.$$

Проведем дальнейшее решение по второму варианту $p_5 = 6, p_4 = 5, p_3 = 5$. Оно является результатом 16 независимых частных решений, это второе решение в выражении (2) и 15 декомпозиционных решений, отмеченных знаком «+» в тексте при решении первой декомпозиции и в таблице.

Следующим этапом решения разработанного метода адресной замены шарниров парами более высоких классов, позволяющим исключить избыточные связи, является нахождение положения кинематических пар p_k (5-го, 4-го и 3-го классов) по адресам $O_1, A, B, C, D, E, F, H, G, O_2, K, L, M, N, O, R$, т. е. $p_{O_1}, p_A, p_B, p_C, p_D, p_E, p_F, p_H, p_G, p_{O_2}, p_K, p_L, p_M, p_N, p_O, p_R$. Для этого с использованием буквенной идентификации пар (см. рис. 1) составим уравнения для всех 16 вариантов полученных решений. Правые части этих уравнений будут содержать принятые буквенные обозначения виртуальных кинематических пар, а левые — соответствующие им решения. Покажем это на примере уравнения для структуры всего механизма, которое в соответствии с выбранным вариантом решения примет вид:

$$p_{O_1} + p_A + p_B + p_C + p_D + p_E + p_F + p_H + p_G + p_{O_2} + p_K + p_M + p_O + p_L + p_N + p_R = 6p_5 + 5p_4 + 5p_3.$$

Для первой декомпозиции получаем четыре независимых уравнения:

основного контура (см. таблицу, I.1)

$$p_C + p_D + p_H + p_G + p_{O_2} + p_K + p_L + p_N + p_R = 5p_5 + 2p_4 + 2p_3;$$

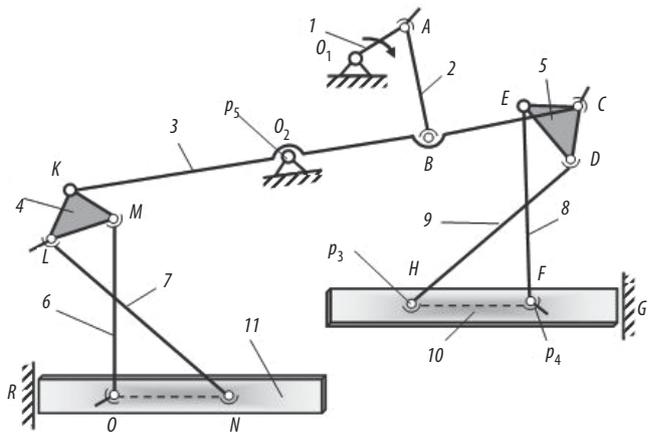


Рис. 3. Расположение кинематических пар (p_5, p_4, p_3) в самоустанавливающемся механизме с параллельными ножами

трех фрагментов (см. таблицу, I.2, I.3 и I.4):

$$p_{O_1} + p_A + p_B = p_5 + p_4 + p_3, p_O + p_M = p_4 + p_3, p_E + p_F = p_4 + p_3.$$

Составим аналогичные уравнения для остальных декомпозиций и объединим их в систему:

$$\begin{cases} p_{O_1} + p_A + p_B + p_C + p_D + p_E + p_F + p_H + p_G + p_{O_2} + p_K + p_M + p_O + p_L + p_N + p_R = 6p_5 + 5p_4 + 5p_3; & (1) \\ p_C + p_D + p_H + p_G + p_{O_2} + p_K + p_L + p_N + p_R = 5p_5 + 2p_4 + 2p_3; & (2) \\ p_{O_1} + p_A + p_B = p_5 + p_4 + p_3; & (3) \\ p_O + p_M = p_4 + p_3; & (4) \\ p_E + p_F = p_4 + p_3; & (5) \\ p_{O_1} + p_A + p_B + p_C + p_D + p_H + p_G + p_{O_2} = 4p_5 + 2p_4 + 2p_3; & (6) \\ p_K + p_L + p_N + p_M + p_O + p_G = 2p_5 + 2p_4 + 2p_3; & (7) \\ p_E + p_F = p_4 + p_3; & (8) \\ p_C + p_E + p_F + p_G + p_{O_2} + p_K + p_M + p_O + p_R = 5p_5 + 2p_4 + 2p_3; & (9) \\ p_{O_1} + p_A + p_B = p_5 + p_4 + p_3; & (10) \\ p_N + p_L = p_4 + p_3; & (11) \\ p_D + p_H = p_4 + p_3; & (12) \\ p_{O_2} + p_K + p_L + p_N + p_R = 3p_5 + p_4 + p_3; & (13) \\ p_{O_1} + p_A + p_B = p_5 + p_4 + p_3; & (14) \\ p_O + p_M = p_4 + p_3; & (15) \\ p_C + p_D + p_E + p_F + p_H + p_G = 2p_5 + 2p_4 + 2p_3. & (16) \end{cases}$$

Отметим, что система уравнений (7) содержит 16 уравнений, что соответствует числу кинематических пар исследуемого механизма. Для решения данной системы уравнений, подставляя уравнение (2) в (1), получаем $p_{O_1} + p_A + p_B = p_5 + p_4 + p_3$. Для более простой организации привода примем $p_{O_1} = p_5$, при этом заметим, что во всех уравнениях, где слева присутствует виртуальная пара p_{O_1} , справа располагается пара p_5 . После полученного решения в системе (7) появляются тождественные уравнения (3), (10) и (14), следовательно на месте виртуальных пар p_A и p_B должны быть не шарниры, а пары более высоких классов, т. е. $p_A = p_3$ (или p_4), а $p_B = p_4$ (или p_3). Продолжим решение, подставив уравнение (4) в выражение (7), получим, что $p_K + p_L + p_N + p_G = 2p_5 + p_4 + p_3$. С учетом уравнения (11) находим $p_K + p_G = 2p_5$, значит $p_K = p_G = p_5$. Запишем уравнение (16) с учетом полученного решения $p_C + p_D + p_E + p_F + p_H = p_5 + 2p_4 + 2p_3$, тогда при подстановке уравнений (5) и (12) находим $p_C = p_5$.

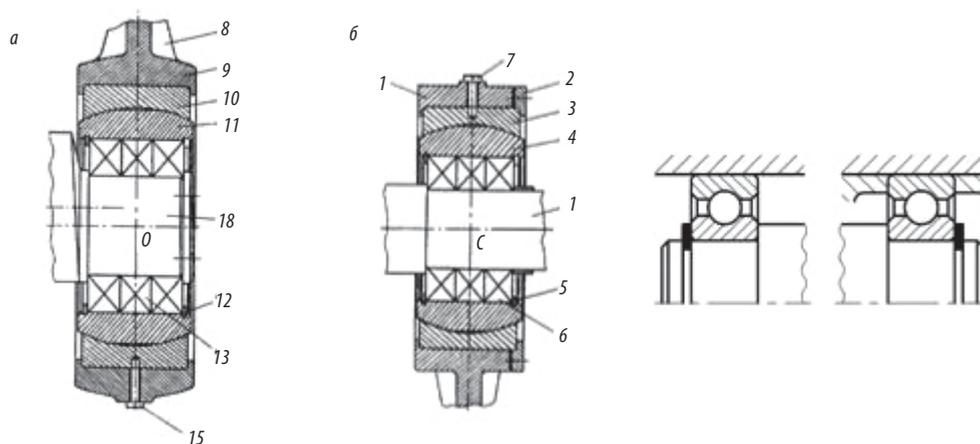


Рис. 4. Конструкции пар 4-го (а) и 3-го (б) классов

Исключим из уравнения (9) найденные значения $p_C = p_G = p_K = p_5$ и получим $p_E + p_F + p_{O_2} + p_M + p_O + p_R = 2p_5 + 2p_4 + 2p_3$. Подставляя в это уравнение значения уравнений (5) и (15) получаем $p_{O_2} = p_R = p_5$. Запишем систему (7), исключив из нее идентифицированные кинематические пары. Эта система состоит из пяти тождественных уравнений $p_E + p_F = p_4 + p_3$, $p_D + p_H = p_4 + p_3$, $p_L + p_N = p_4 + p_3$ и $p_M + p_O = p_4 + p_3$. Проведенные исследования показали, что расположение таких пар, принадлежащих одному звену и находящихся в одном контуре, не влияет на его избыточность. Таким образом, $p_E = p_3(p_4)$, $p_F = p_4(p_3)$, $p_D = p_3(p_4)$, $p_H = p_4(p_3)$, $p_L = p_3(p_4)$, $p_N = p_4(p_3)$, $p_M = p_3(p_4)$, $p_O = p_4(p_3)$.

На рис. 3 приведена структура исследуемого механизма ножниц с адресным расположением кинематических пар, используемых при решении, с обозначениями, принятыми в теории машин, причем вращательные пары p_5 заменены на поступательные, что не противоречит решению, но соответствует кинематической схеме ножниц.

Структурно исследуемый механизм, согласно принципу Ассур, может быть создан присоединением к ведущему звену 1 с парой 5-го класса, подвижность которого по формуле нулевого семейства $W = 6n - 5p_5 = 6 \cdot 1 - 5 \cdot 1 = 1$, диады ABO_2 и двух 4-звенных групп Ассур $CDEFHG$ и $KLMNOR$. Доказательством того, что присоединяемые группы звеньев не содержат избыточных связей, является определение их подвижности по формулам нулевого семейства. Для диады $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 0$ и для 4-звенных групп $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 0$, т. е. эти структуры являются пространственными цепями нулевой подвижности.

Как показала практика, реализация кинематических пар, позволяющих осуществлять два (ВВ, ПВ или ВП) и три (ВВВ, ПВВ, ППВ, ВПВ) возможных движения (В — вращательное, П — поступательное), не представляет трудности [16]. На рис. 4 показано несколько таких вариантов, которые можно реализовать на практике.

Конструкция подшипникового узла на рис. 4, а представляет пару ВВ, которая дает возможность осуществления двух вращательных движений во взаимно перпендикулярных плоскостях, а конструкция на рис. 4, б является парой 3-го класса (ПВВ). Число устанавливаемых подшипников опреде-

ляется требуемой нагрузкой. При незначительных усилиях в технологическом цикле возможна установка подшипников, приведенных на рис. 4, в. В этом случае правая опора представляет трехподвижную сферическую пару, а левая — четырехподвижную вращательную пару. Замена кинематических пар 5-го класса (шарниров) парами, используемыми в проведенном исследовании, и расположение их строго в определенных местах позволит не только выполнить сборку всего механизма без дополнительного нагружения звеньев изгибающими моментами, но и существенно уменьшить их деформацию и, как следствие, износ соприкасающихся поверхностей звеньев.

Выводы

В созданной самоустанавливающейся многозвенной структуре металлургических ножниц по разработанной методике исключения избыточных связей в шарнирных механизмах расположение используемых кинематических пар обеспечивает необходимые движения звеньев, которые позволят осуществлять сборку механизма без принуждения и обеспечат полную адаптацию к условиям работы при резке металла. Например, соединение парой p_3 (парой ВВП, позволяющей осуществлять два вращательных движения относительно осей U и Z и одно поступательное вдоль X , или парой ВПП с одним вращательным движением по оси U и двумя поступательными по осям X и Z) полностью исключат дефицит подвижности звена, установленного в ножницах. Кроме того, именно такой подход к созданию самоустанавливающихся механизмов позволит уменьшить величину назначаемых зазоров, которые при работе увеличиваются, приводя к появлению дополнительных ударных нагрузок, снижая необходимую функциональную точность контактируемых поверхностей.

В настоящее время в прокатном производстве ЕВРАЗ ЗСМК для резки горячего проката применяют летучие ножницы в виде 5-звенных шарнирных механизмов, приводящих в движение нижний и верхний ножи. Каждый механизм имеет в структуре шесть избыточных связей, и для стабильной и качественной работы необходимо обеспечить их полную синхронизацию. Внедрение предлагаемой структуры механизма ножниц устранил эти недостатки, а полученные

результаты исследований на построенной модели в автоматизированной программе T-Flex, показавшие уменьшение величины реакций в опорах более чем в 5 раз, позволяя предположить, что энергетические затраты на преодоление вредных сил сопротивления также снизятся. **ЧМ**

Библиографический список

1. Петров П. А. Разделительные операции в прокатном производстве и оценка их энергоэффективности // Современная металлургия нового тысячелетия : сб. науч. тр. Международной научно-практической конференции (Липецк, 23–25 ноября 2016 г.). — Липецк: Издательство Липецкого государственного технического университета, 2016. С. 226–230.
2. Боровик П. В. Повышение качества резки проката шевронными ножами // Обработка материалов давлением : сб. научн. тр. ДГМА. — Краматорск, 2013. № 1 (34). С. 245–250.
3. Боровик П. В. Анализ напряженно-деформированного состояния металла при разделении квадратного профиля на ножницах // Обработка материалов давлением : сб. научн. тр. ДГМА. — Краматорск, 2014. № 2 (39). С. 17–23.
4. Сатонин А. В., Боровик П. В., Петров П. А. Имитационное моделирование спектра рабочей нагрузки процесса поперечной резки сортовых профилей на ножницах // Обработка материалов давлением : сб. научн. тр. ДГМА. — Краматорск, 2014. № 2 (39). С. 53–59.
5. Колчин Н. И. Опыт построения расширенной структурной классификации механизмов и основанной на ней структурной таблицы механизмов. Анализ и синтез механизмов // Труды Второго всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. — М.: Машгиз, 1960. С. 85–97.
6. Галиуллин И. А., Яруллин М. Г., Мингазов М. Р. Применение технологии FDM в изготовлении моделей пространственных механизмов // XXII Туполевские чтения : материалы Международной молодежной научной конференции (Казань, 19–21 октября 2015 г.). — Казань :

Издательство Казанского государственного технического университета, 2015. С. 380–215.

7. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы : справочник. — М.: Машиностроение, 1979. — 334 с.
8. Целиков А. И., Полухин П. И., Гребеник В. М. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката : учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Металлургия, 1988. — 680 с.
9. Galiullin I. A., Yarullin M. G., Mingazov M. R. Analysis and technology of the bricard linkage kinematic parameters comparative experiments // Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 788. P. 295–300.
10. Несмеянов И. А. Структурный синтез самовыравнивающихся передач промышленных роботов с параллельной кинематикой // Вестник Брянского ГТУ. 2019. № 4 (77). С. 4–13.
11. Пожбелко В. И. Общая теория структурного синтеза нормальных и парадоксальных самоустанавливающихся рычажных механизмов и практика их создания в машиностроении для работы в разных h-пространствах // Известия вузов. Машиностроение. 2023. № 6 (759). С. 12–29.
12. Hu Y., Talbot D., Kahraman A. A load distribution model for planetary gear sets // Proceedings of the ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Vol. 10. 2017 ASME International Power Transmission and Gearing Conference. Cleveland, Ohio, USA. August 6–9, 2017. DOI: 10.1115/DETC2017-68354.
13. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. — Кнорус, 2023. — 640 с.
14. Гудимова Л. Н., Дворников Л. Т. Основы теории избыточных связей в механизмах. — Новокузнецк : Полиграфист, 2018. — 174 с.
15. Бычков И. В., Дворников Л. Т., Жуков И. А. К исследованию кинематики металлургических ножниц с параллельными ножами // Известия вузов. Черная металлургия. 2019. Т. 62. № 4. С. 308–314.
16. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. — М.: Машиностроение, 1981. — 438 с.

"Chernye metally", 2023, No. 10, pp. 42–48
DOI: 10.17580/chm.2023.10.07

Creation of a self-aligning mechanism structure for metallurgical shears with parallel knives

Information about authors

L. N. Gudimova, Cand. Eng., Associate Prof., Dept. of Mechanics and Mechanical Engineering¹, e-mail: lyu-gudiova@yandex.ru

¹ Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia.

Abstract: In rolling production, when cutting hot rolled products of various profiles, shears with parallel knives are widely used, which ensure the invariance of the plane of movement of the knives during the cutting process. A significant drawback of the structural diagrams of all existing crank-lever scissors is the use of hinges when connecting links (parts). In such joints, when assembling the mechanism, due to inaccuracies in the manufacture of parts and limited mobility (the hinge has only one possible movement in the plane, namely rotation around one of the axes), all links are additionally loaded with bending moments. This leads to the fact that when determining the energy intensity of the production cycle, it is necessary to take into account the energy costs to overcome the harmful forces of resistance. In addition, the lack of mobility causes additional wear at the joints of the parts. One of the modern tasks in the creation of mechanisms for the metallurgical industry is the task aimed at reducing the operational energy intensity of rolling mills, increasing the reliability and durability of wear parts. The paper proposes a method that allows you to create the structure of a multi-link mechanism for cutting metal with parallel knives, with optimal energy consumption by eliminating the lack of mobility in kinematic pairs when connecting links.

Key words: redundant couplings, mobility, kinematic couples, mobility deficit, self-aligning mechanism, three-movement coupling.

References

1. Petrov P. A. Separation operations in rolling production and assessment of their energy efficiency. *Modern metallurgy of the new millennium: collection of scientific papers of the International Scientific and Practical Conference (Lipetsk, November 23–25, 2016)*. Lipetsk : Izdatelstvo Lipetskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2016. pp. 226–230.
2. Borovik P. V. Improvement of the quality of cutting rolled products with chevron shears. *Materials forming: collection of scientific works of the DMMA. Kramatorsk*. 2013. No. 1 (34). pp. 245–250.
3. Borovik P. V. Analysis of the stress-strain state of metal when dividing a square profile using shears. *Materials forming: collection of scientific works of the DMMA. Kramatorsk*. 2014. No. 2 (39). pp. 17–23.

4. Satonin A. V., Borovik P. V., Petrov P. A. Simulation modeling of the workload spectrum of the process of cross-cutting sectional profiles using shears. *Materials forming: collection of scientific works of the DMMA. Kramatorsk*. 2014. No. 2 (39). pp. 53–59.
5. Kolchin N. I. Experience in constructing an extended structural classification of mechanisms and a structural table of mechanisms based on it. Analysis and synthesis of mechanisms. *Proceedings of the Second All-Union Conference on the main problems of the theory of machines and mechanisms*. Moscow : Mashgiz, 1960. pp. 85–97.
6. Galiullin I. A., Yarullin M. G., Mingazov M. R. Application of FDM technology in the manufacture of models of spatial mechanisms. *XXII Tupolev Readings: Proceedings of the International Youth Scientific Conference (Kazan, October 19–21, 2015)*. Kazan : Izdatelstvo Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2015. pp. 380–215.
7. Reshetov L. N. Self-aligning mechanisms: reference book. Moscow : Mashinostroyeniye. 1979. 334 p.
8. Tselikov A. I., Polukhin P. I., Grebenik V. M. et al. Machines and units of metallurgical plants. In 3 volumes. Vol. 3. Machines and units for production and finishing of rolled products: textbook for universities. Moscow : Metallurgiya. 1988. 680 p.
9. Galiullin I. A., Yarullin M. G., Mingazov M. R. Analysis and technology of the bricard linkage kinematic parameters comparative experiments. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. Vol. 788. pp. 295–300.
10. Nesmeyanov I. A. Structural synthesis of self-aligning gears of industrial robots with parallel kinematics. *Vestnik Bryanskogo GTU*. 2019. No. 4. pp. 4–13. DOI: 10.30987/article_5cb58f4ed2c444.85435034.
11. Pozhbelko V. I. General theory of structural synthesis of normal and paradoxical self-aligning lever mechanisms and the practice of their creation in mechanical engineering for operation in different h-spaces. *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*. 2023. No. 6 (759). pp. 12–29.
12. Hu Y., Talbot D., Kahraman A. A load distribution model for planetary gear sets. *Proceedings of the ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Vol. 10. 2017 ASME International Power Transmission and Gearing Conference. Cleveland, Ohio, USA. August 6–9, 2017. V010T11A008. ASME. DOI: 10.1115/DETC2017-68354.
13. Artobolevsky I. I. Theory of mechanisms and machines. Knorus. 2023. 640 p.
14. Gudimova L. N., Dvornikov L. T. Fundamentals of the theory of redundant connections in mechanisms. Novokuznetsk : Poligrafist, 2018. 174 p.
15. Bychkov I. V., Dvornikov L. T., Zhukov I. A. To study the kinematics of metallurgical shears with parallel knives. *Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya*. 2019. Vol. 62. No. 4. pp. 308–314.
16. Kraynev A. F. Dictionary-reference book on mechanisms. Moscow : Mashinostroyeniye, 1981. 438 p.