

УДК 621.967.1:531.1

К ИССЛЕДОВАНИЮ КИНЕМАТИКИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ НОЖНИЦ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ НОЖАМИ

Бычков И.В., аспирант кафедры «Механика и машиностроение» (elbibl@mail.ru)
Дворников Л.Т., д.т.н., профессор кафедры «Механика и машиностроение» (tmniok@yandex.ru)
Жуков И.А., д.т.н., доцент кафедры «Механика и машиностроение»

Сибирский государственный индустриальный университет
(654007, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Кирова, 42)

Аннотация. Процесс резания на ножницах с параллельными ножами состоит из трех периодов: вмятия ножей в металл; резания; скалывания (отрыва). Максимальное усилие требуется в конце периода вмятия и начале резания. Так как один из ножей неподвижен, то второму в процессе резания нужно углубиться на всю толщину металла, чтобы разрезать заготовку. Например, если толщина металла 20 мм, то для его разрезания верхнему ножу нужно пройти 20 мм. Если сделать подвижными оба ножа, которые будут двигаться навстречу друг другу, то усилия резания станут меньше. При этом каждый нож при резании металла толщиной 20 мм будет проходить расстояние 10 мм. Для того, чтобы механизм ножниц с двумя подвижными ножами не был излишне сложным, важно обеспечить его подвижность от одного привода. Встает актуальный вопрос о возможности организации встречного движения ножей при гарантированной прочности звеньев, передающих усилия на ножи. Предлагается кинематическая схема ножниц с параллельными ножами, движущимися параллельно друг другу в вертикальной плоскости. Преимущества предложенной конструкции ножниц заключаются в том, что при встречном движении ножей требуется меньше усилий для разрезания заготовок; усилие от каждого ножа распределяется на два шатуна, что снижает нагрузку на каждый из них. Так как ножи движутся навстречу друг другу, то основное усилие резания распределяется по звеньям механизма и передается к двигателю, что позволяет снизить нагрузку на станину и фундамент при резании. При встречном движении ножей происходит более быстрое разделение металла, что позволяет сосредоточить максимальное усилие в момент реза при минимальной нагрузке на двигатель; отрезаемая часть заготовки не уходит ниже роликана в конце резания, поэтому не требуется установки нижнего подвижного стола. Подвижность предлагаемого механизма определена по формуле П.Л. Чебышева и ее значение составило единицу. Кинематический анализ ножей проведен с использованием специального метода, который заключается в использовании точки пересечения шатунов.

Ключевые слова: высокотемпературное моделирование, верхняя и комбинированная продувка, конвертерная ванна, реакционная зона, гидродинамика, тепломассообмен.

DOI: 10.17073/0368-0797-2019-4-308-314

ВВЕДЕНИЕ

Процесс резания на ножницах с параллельными ножами [1 – 6] состоит из трех периодов: вмятия ножей в металл; резания; скалывания (отрыва). Распределение усилий на всех этапах показано на графике (рис. 1) [7]. Как видно, максимальное усилие требуется в конце периода вмятия и начале резания.

Так как один из ножей неподвижен, то второму в процессе резания нужно углубиться на всю толщину металла, чтобы разрезать заготовку. Например, если толщина металла 20 мм, то для его разрезания верхнему ножу нужно пройти 20 мм (рис. 2, а). Если сделать подвижными оба ножа, которые будут двигаться навстречу друг другу, то усилия резания станут меньше. При этом каждый нож при резании металла толщиной 20 мм будет проходить расстояние 10 мм (рис. 2, б).

При встречном движении ножей график распределения усилий станет другим (рис. 3). Из графика видно, что теоретически нагрузка на каждый нож уменьшится в два раза по сравнению с нагрузкой одним подвижным ножом. Для того, чтобы механизм ножниц с дву-

мя подвижными ножами не был излишне сложным, важно обеспечить его подвижность от одного привода. Естественно встает вопрос о возможности организации встречного движения ножей при гарантированной прочности звеньев, передающих усилия на ножи.

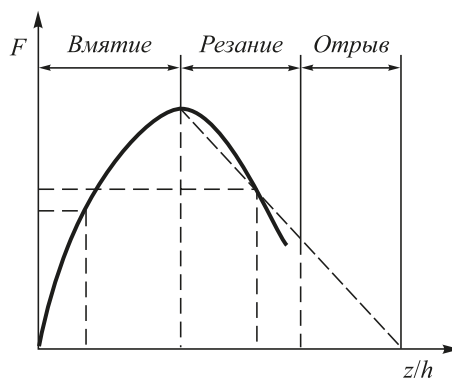


Рис. 1. Распределение усилий резания (z – глубина внедрения ножей в металл, h – толщина металла)

Fig. 1. Distribution of cutting forces (z – depth of blades entering in metal, h – thickness of metal)

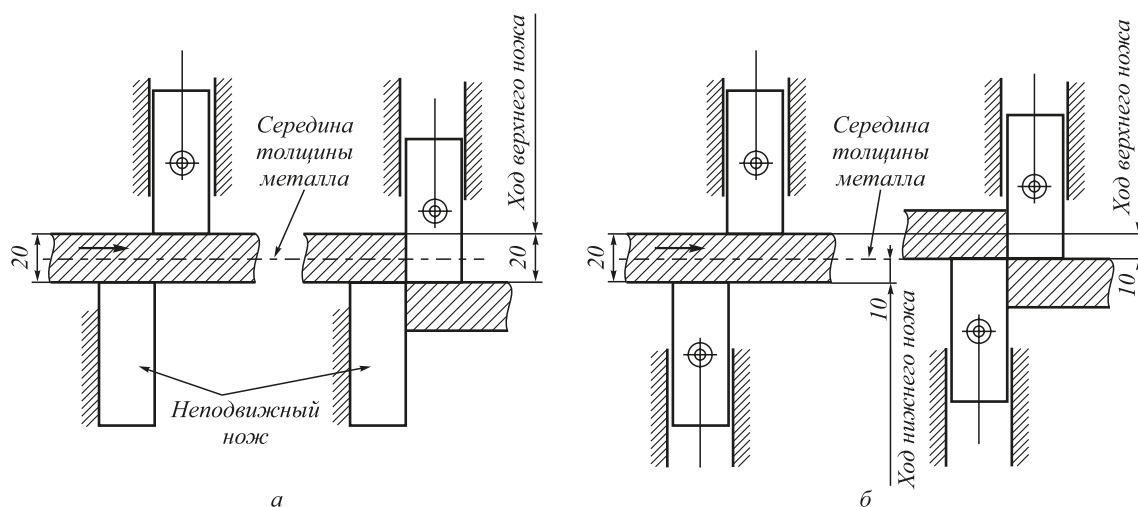


Рис. 2. Процесс резания заготовки:

a – начальное и конечное положение ножей при неподвижном нижнем ноже; *б* – начальное и конечное положение ножей при движении ножей навстречу друг другу

Fig. 2. Process of billet cutting:

a – initial and final position of cutters with fixed lower blade; *б* – initial and final position of blades with blades moving towards each other

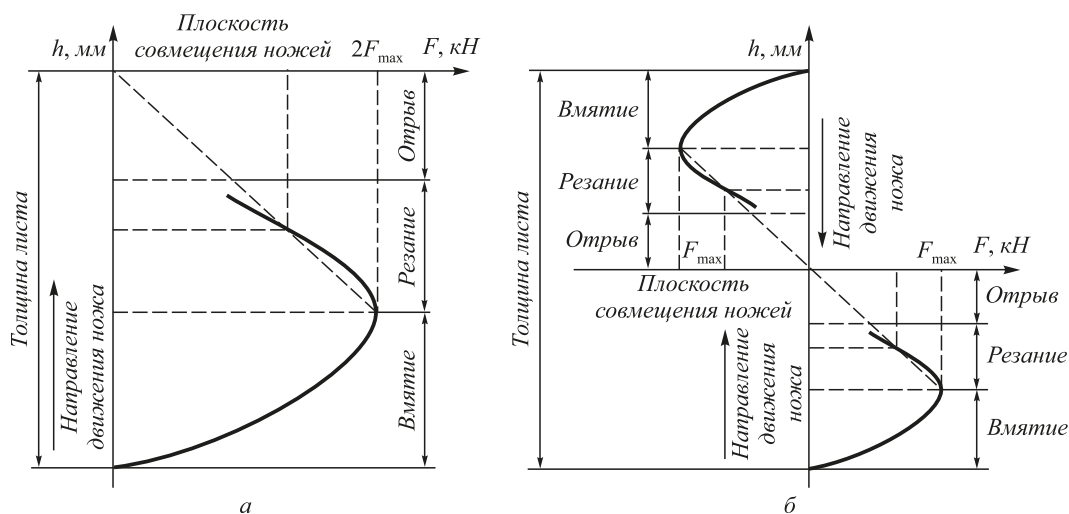


Рис. 3. Сравнение усилий резания с одним (*a*) и с двумя (*б*) подвижными ножами

Fig. 3. Comparison of cutting forces with one (*a*) and two (*б*) moving blades

В основу положен кривошипно-ползунный механизм с усилением – двойным шатуном [8], работающим по приведенной на рис. 4 схеме.

Кинематическая схема ножниц с движущимися параллельными ножами приведена на рис. 5. В ней ножи 10 и 11 движутся параллельно друг другу в вертикальной плоскости. Каждый из ножей через двоянные шатуны 6 – 7 и 8 – 9 связывается с трехшарнирными шатунами 4 и 5, приводимыми в движение от ведущего кривошипа через звенья 2 и 3.

Преимущества предложенной конструкции ножниц заключаются в том, что при встречном движении ножей требуется меньше усилий для разрезания заготовок; усилие от каждого ножа распределяется на два шатуна, что снижает нагрузку на каждый из них. Так как ножи

движутся навстречу друг другу, то основное усилие резания распределяется по звеньям механизма и передается к двигателю, что позволяет снизить нагрузку на станину и фундамент при резании. При движении

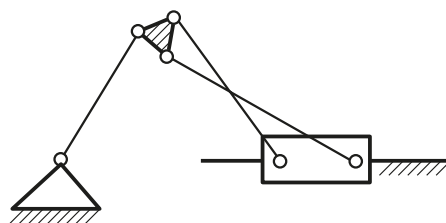


Рис. 4. Кривошипно-ползунный механизм с двумя шатунами

Fig. 4. Crank-slider mechanism with two connecting rods

ножей навстречу друг другу происходит более быстрое разделение металла, что позволяет сосредоточить максимальное усилие в момент реза при минимальной нагрузке на двигатель; отрезаемая часть заготовки не уходит ниже рольганга в конце резания, поэтому не требуется установки нижнего подвижного стола.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Подвижность предлагаемого механизма может быть определена по формуле П.Л. Чебышева [9]

$$W = 3n - 5p_5, \tag{1}$$

где n – число подвижных звеньев; p_5 – число кинематических пар пятого класса.

Механизм ножниц с параллельными ножами состоит из 11 звеньев, связанных в 16 кинематических пар пятого класса, и степенью подвижности, равной единице: $W = 3 \cdot 11 - 5 \cdot 16 = 33 - 32 = 1$, что гарантирует определенное движение всех звеньев при заданном движении кривошипа 1 (рис. 5).

В структурном отношении механизм ножей (рис. 6) может быть разложен на ведущее звено и на три струк-

турные группы Ассура: диаду 2 – 3 и две четырехзвенные группы (4 – 6 – 7 – 10 и 5 – 8 – 9 – 11).

При проектировании механизма проводится силовой расчет для определения нагрузок на все звенья и шарниры. Чтобы узнать силы инерции и моменты инерции, нужно знать скорости и ускорения всех характерных точек механизма, которые определяются с помощью кинематического анализа, применяющегося также для решения других подобных задач [10 – 19].

Основным затруднением проведения кинематического анализа ножниц с параллельными ножами является присутствие трехпарных звеньев. В литературе

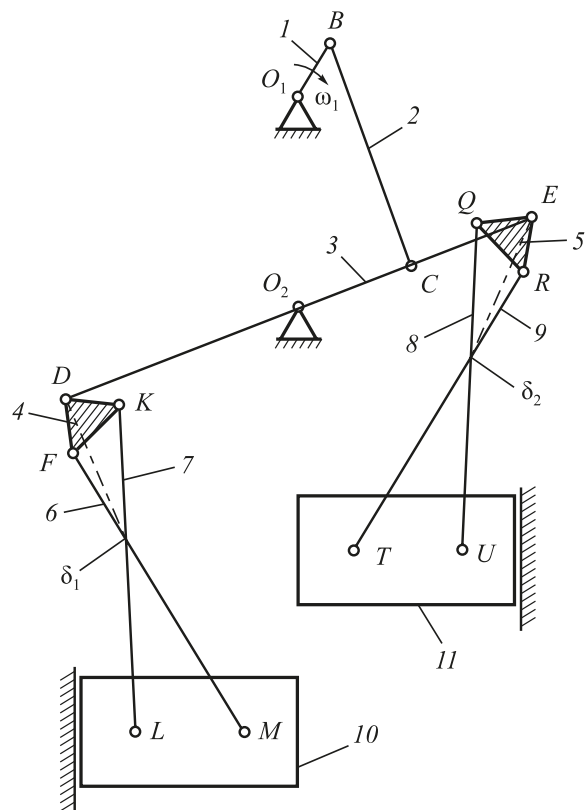


Рис. 5. Ножницы с параллельными ножами: 1 – кривошип; 2 – двухшарнирный шатун; 3 – коромысло; 4, 5 – трехшарнирный шатун; 6 – 9 – тяги; 10, 11 – ножи

Fig. 5. Cutters with parallel blades: 1 – crank; 2 – two-hinged connecting rod; 3 – rocker; 4, 5 – three-hinged connecting rod; 6 – 9 – rods; 10, 11 – blades

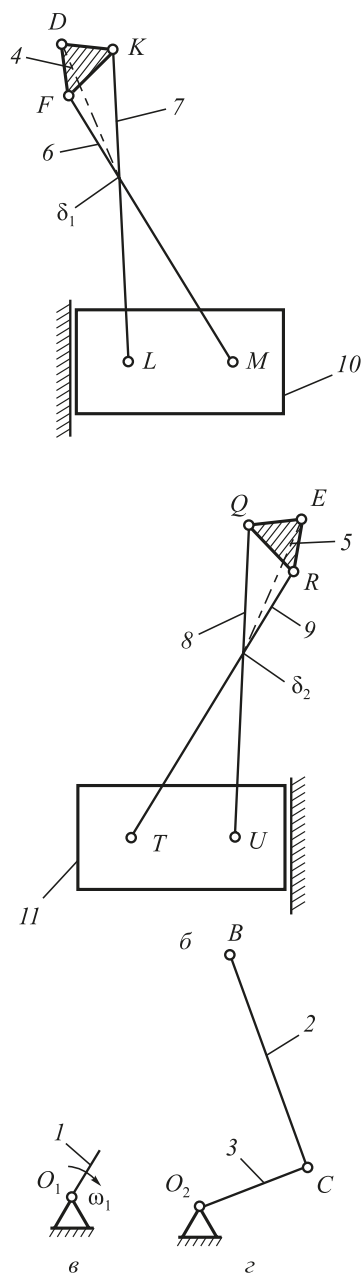


Рис. 6. Структурный состав параллельных ножей: а – в – структурные группы Ассура; з – ведущее звено

Fig. 6. Structural composition of parallel blades: а – в – Assur structural groups; з – leading link

по теории машин и механизмов скорость трехпарного звена находят методами ложных планов скоростей, что достаточно затруднительно.

Кинематический анализ ножей может быть проведен с использованием специального метода [20], который доказывает кинематическую разрешимость плоской четырехзвенной группы Ассура с замкнутым контуром графоаналитическим методом в соответствии с теоремой «Если в плоской шарнирной кинематической цепи точки Ассура двух независимых, т.е. не имеющих общих кинематических пар звеньев, совмещаются в одну точку δ , то скорость (ускорение) этой точки может быть найдена по известным, заданным скоростям (ускорениям) отдельных точек независимых звеньев».

Для нахождения скоростей точек F и K прежде необходимо определить скорости точек L и M . Так как нож движется поступательно, то все точки ножа имеют равную скорость, поэтому $v_L = v_M$.

При движении ножа его тяги могут иметь в пространстве некую общую точку (точки δ_1 и δ_2 – точки пересечения тяг), которые имеют поступательное движение. Скорость точки δ_1 равна скоростям точек L и M ($v_{\delta_1} = v_L = v_M$), а скорость точки δ_2 равна скоростям точек T и U ($v_{\delta_2} = v_T = v_U$).

По известной скорости точки D (v_D) можно найти скорость точки δ_1 .

РАСЧЕТЫ

Принцип кинематического анализа ножиц с параллельными ножами на примере построения плана скоростей [20] заключается в следующем.

Скорость точки B кривошипа определяется зависимостью

$$v = \omega l, \tag{2}$$

где ω – угловая скорость звена, $1/c$; l – длина звена, мм.

Устанавливаем точку, которая принимается за полюс плана скоростей: точка p . Из полюса проводится вектор pb , который изображает скорость \vec{v}_B точки B .

Скорость точки C шатуна BC (звена 2) находится по векторным уравнениям

$$\begin{aligned} \vec{v}_C &= \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}; \\ \vec{v}_C &= \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{CO_2}, \end{aligned} \tag{3}$$

где $\vec{v}_{CB} \perp CB$; $\vec{v}_{O_2} = 0$; $\vec{v}_{CO_2} \perp CO_2$.

Согласно приведенной системе уравнений из точки b проводим линию $\vec{v}_{CB} \perp CB$, а из полюса p – линию $\vec{v}_{CO_2} \perp CO_2$. Точку c находим на пересечении этих линий.

Для определения скорости точки E используется свойство подобия. Фигура на плане скоростей, образованная векторами относительных скоростей точек, принадлежащих одному звену, подобна фигуре звена на плане механизма и сходственно расположена:

$$\frac{pc}{pe} = \frac{O_2C}{O_2E}, \tag{4}$$

откуда

$$pe = pc \frac{O_2C}{O_2E}. \tag{5}$$

На продолжении прямой pc откладывается отрезок pe – это вектор скорости точки E . Скорость точки D равна скорости точки E , но направлена из полюса p в противоположную сторону ($v_D = v_E$).

По известной скорости v_D точки D можно найти скорость точки δ_1 . Соединим точку D с точкой δ_1 линией. Скорость точки δ_1 будет равна

$$\begin{aligned} \vec{v}_{\delta_1} &= \vec{v}_D + \vec{v}_{\delta_1D}; \\ \vec{v}_{\delta_1} &= \vec{v}_L = \vec{v}_M, \end{aligned} \tag{6}$$

где $\vec{v}_{\delta_1D} \perp \delta_1D$; ($\vec{v}_L = \vec{v}_M$) $\parallel O_1O_2$ (рис. 7, а).

На плане скоростей из полюса проводится вертикальная линия (параллельная O_1O_2), а из точки d проводится прямая, перпендикулярная линии δ_1D . Точка δ_1 находится на пересечении этих прямых.

По известной скорости v_E точки E можно найти скорость точки δ_2 .

Соединим точку E с точкой δ_2 линией. Скорость точки δ_2 будет равна

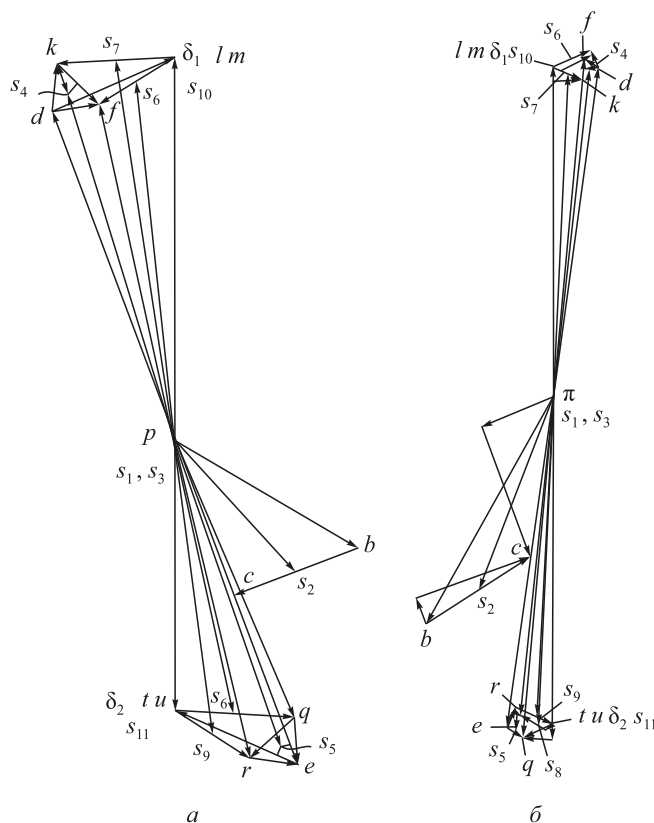


Рис. 7. Планы скоростей (а) и ускорений (б)

Fig. 7. Diagrams of velocity (a) and acceleration (b)

$$\begin{aligned} \vec{v}_{\delta_2} &= \vec{v}_E + \vec{v}_{\delta_2 E}; \\ \vec{v}_{\delta_2} &= \vec{v}_T = \vec{v}_U, \end{aligned} \quad (7)$$

где $\vec{v}_{\delta_2 E} \perp \delta_2 E$; $\vec{v}(\vec{v}_T = \vec{v}_U) \parallel O_1 O_2$.

На плане скоростей из полюса проводится вертикальная линия (параллельная $O_1 O_2$), а из точки e проводится прямая, перпендикулярная линии $\delta_2 E$. Точка δ_2 находится на пересечении этих прямых.

После определения скорости \vec{v}_{δ_1} находим скорости точек F и K трехпарного звена DFK по следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} \vec{v}_F &= \vec{v}_D + \vec{v}_{FD}; \\ \vec{v}_F &= \vec{v}_{\delta_1} + \vec{v}_{F\delta_1}, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \vec{v}_K &= \vec{v}_D + \vec{v}_{KD}; \\ \vec{v}_K &= \vec{v}_{\delta_1} + \vec{v}_{K\delta_1}, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\vec{v}_{FD} \perp FD$; $\vec{v}_{F\delta_1} \perp F\delta_1$; $\vec{v}_{KD} \perp KD$; $\vec{v}_{K\delta_1} \perp K\delta_1$.

На плане скоростей из точки d проводим линию, перпендикулярную звену FD , а из точки δ_1 линию, перпендикулярную $F\delta_1$. На пересечении этих линий найдем точку f . Для нахождения точки k из точки d проводим линию, перпендикулярную звену KD , а из точки δ_1 линию, перпендикулярную $K\delta_1$. На пересечении этих линий найдем точку k . Находим скорости точек Q и R трехпарного звена EQR по следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} \vec{v}_Q &= \vec{v}_E + \vec{v}_{QE}; \\ \vec{v}_Q &= \vec{v}_{\delta_2} + \vec{v}_{Q\delta_2}, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \vec{v}_R &= \vec{v}_E + \vec{v}_{RE}; \\ \vec{v}_R &= \vec{v}_{\delta_2} + \vec{v}_{R\delta_2}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\vec{v}_{QE} \perp QE$; $\vec{v}_{Q\delta_2} \perp Q\delta_2$; $\vec{v}_{RE} \perp RE$; $\vec{v}_{R\delta_2} \perp R\delta_2$.

Для нахождения точки q из точки e проводим линию, перпендикулярную звену QE , а из точки δ_2 линию, перпендикулярную $Q\delta_2$. На пересечении этих линий найдем точку q .

Для нахождения точки R из точки e проводим линию, перпендикулярную звену RE , а из точки δ_2 линию, перпендикулярную $R\delta_2$. На пересечении этих линий найдем точку r .

Угловые скорости звеньев находятся по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{\vec{v}_{CB}}{l_{CB}}; \omega_3 = \frac{\vec{v}_C}{l_{O_2 C}}; \omega_4 = \frac{\vec{v}_{KD}}{l_{DK}}; \omega_5 = \frac{\vec{v}_{RE}}{l_{ER}}; \\ \omega_6 &= \frac{\vec{v}_{MF}}{l_{FM}}; \omega_7 = \frac{\vec{v}_{LK}}{l_{KL}}; \omega_8 = \frac{\vec{v}_{QU}}{l_{QU}}; \omega_9 = \frac{\vec{v}_{TR}}{l_{RT}}; \\ \omega_{\delta_1 D} &= \frac{\vec{v}_{\delta_1}}{l_{D\delta_1}}; \omega_{\delta_2 E} = \frac{\vec{v}_{\delta_2}}{l_{E\delta_2}}. \end{aligned}$$

Построение плана ускорений начинается с точки π , от которой откладывается вектор ускорения точки B , его величина определяется как

$$a_B = \omega_1^2 l_{O_1 B}. \quad (12)$$

Так как звено $O_1 B$ вращается с постоянной угловой скоростью ($\omega_1 = \text{const}$), то угловое ускорение равно нулю: $\epsilon_1 = 0$.

Ускорение точки C определится по системе уравнений

$$\begin{aligned} \vec{a}_C &= \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau; \\ \vec{a}_C &= \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{CO_2}^n + \vec{a}_{CO_2}^\tau. \end{aligned} \quad (13)$$

Нормальные составляющие ускорений определяются по формуле

$$a^n = \omega^2 l. \quad (14)$$

Нормальные ускорения звеньев CB и CO_2 определяются из уравнений

$$\begin{aligned} \vec{a}_{CB}^n &= \omega_2^2 l_{BC}; \\ \vec{a}_{CO_2}^n &= \omega_3^2 l_{O_2 C}, \end{aligned} \quad (15)$$

а ускорение точки E – из условия подобия

$$\frac{\pi c}{\pi e} = \frac{O_2 C}{O_2 E}, \quad (16)$$

откуда $\pi e = \pi c \frac{O_2 C}{O_2 E}$.

На продолжении прямой πc откладывается отрезок πe – это вектор ускорения точки E .

Ускорение точки D равно ускорению точки E , но направлено из полюса π в противоположную сторону: $a_D = a_E$.

Аналогично способу, описанному при нахождении скоростей точек K, F, δ_1 , находятся их ускорения

$$\begin{aligned} \vec{a}_{\delta_1} &= \vec{a}_D + \vec{a}_{\delta_1 D}^n + \vec{a}_{\delta_1 D}^\tau; \\ \vec{a}_{\delta_1} &= \vec{a}_L = \vec{a}_M; \\ \vec{a}_{\delta_1 D}^n &= \omega_{\delta_1 D}^2 l_{\delta_1 D}; \\ \vec{a}_F &= \vec{a}_D + \vec{a}_{FD}^n + \vec{a}_{FD}^\tau; \\ \vec{a}_F &= \vec{a}_{\delta_1} + \vec{a}_{F\delta_1}^n + \vec{a}_{F\delta_1}^\tau, \end{aligned}$$

где $\vec{a}_{FD}^n \parallel FD$; $\vec{a}_{FD}^\tau \perp FD$; $\vec{a}_{F\delta_1}^n \parallel F\delta_1$; $\vec{a}_{F\delta_1}^\tau \perp F\delta_1$;

$$\begin{aligned} \vec{a}_{FD}^n &= \omega_4^2 l_{FD}; \\ \vec{a}_{F\delta_1}^n &= \omega_6^2 l_{F\delta_1}; \\ \vec{a}_{\delta_2} &= \vec{a}_E + \vec{a}_{\delta_2 E}^n + \vec{a}_{\delta_2 E}^\tau; \\ \vec{a}_{\delta_2} &= \vec{a}_T = \vec{a}_U, \end{aligned}$$

где $\vec{a}_{\delta_2 E}^n \parallel \delta_2 E$; $\vec{a}_{\delta_2 E}^\tau \perp \delta_2 E$; $(\vec{a}_T = \vec{a}_U) \parallel O_1 O_2$;

$$\begin{aligned} \vec{a}_{\delta_2 E}^n &= \omega_{\delta_2 E}^2 l_{\delta_2 E}; \\ \vec{a}_Q &= \vec{a}_E + \vec{a}_{QE}^n + \vec{a}_{QE}^t; \\ \vec{a}_Q &= \vec{a}_{\delta_2} + \vec{a}_{Q\delta_2}^n + \vec{a}_{Q\delta_2}^t, \end{aligned}$$

где $\vec{a}_{QE}^n \parallel QE$; $\vec{a}_{QE}^t \perp QE$; $\vec{a}_{Q\delta_2}^n \parallel Q\delta_2$; $\vec{a}_{Q\delta_2}^t \perp Q\delta_2$;
 $\vec{a}_{QE}^n = \omega_5^2 l_{QE}$; $\vec{a}_{Q\delta_2}^n = \omega_8^2 l_{Q\delta_2}$.

Результатом проведения кинематического анализа являются план скоростей (рис. 7, а) и план ускорений (рис. 7, б).

Выводы

На основе полученных результатов можно констатировать, что приведенная схема ножниц с параллельными ножами поддается полному кинематическому исследованию, т.е. может быть разрешена в силовом отношении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Никитин А.Г., Епифанцев Ю.А., Демина Е.И. Определение усилия резания на ножницах предварительно изогнутой полосы // Изв. вуз. Черная металлургия. 2015. Т. 58. № 5. С. 386, 387.
2. Гидравлические гильотинные ножницы, гильотинные ножницы с ЧПУ для раскроя и обработки листовых материалов // Главный механик. 2016. № 9. С. 44 – 48.
3. Никитин А.Г., Епифанцев Ю.А., Демина Е.И. Расчет предварительного изгиба полосы при резке на ножницах // Изв. вуз. Черная металлургия. 2016. Т. 59. № 2. С. 142, 143.
4. Стерлигова Я.М., Демина Е.И. Анализ работы ножниц для резки металла // Вестник Сибирского государственного индустриального университета. 2017. № 1 (19). С. 46 – 48.
5. Никитин А.Г., Демина Е.И., Баженов И.А. Экспериментальное исследование резки на ножницах предварительно изогнутой полосы проката // Изв. вуз. Черная металлургия. 2018. Т. 61. № 4. С. 333, 334.
6. Nikitin A.G., Demina E.I., Zhivago E.Ya., Dvornikov L.T., Saruev L.A. Energy-saving method of cutting a pre-bent bar on the shear machine // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 411. P. 1 – 5 (012053).
7. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т. 3. / А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.
8. Полезная модель 2010128671/02 РФ, МПК F16H 21/16 (2006.01). Кривошипно-ползунный механизм с двойным ползуном / Дворников Л.Т., Соловьев А.С.; заявл. 09.07.2010; опубл. 27.02.2011. Бюл. № 7.

9. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебное пособие для студентов вузов. 4-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1996. – 592 с.
10. Dvornikov L.T., Gudimova L.N. The development of structural analysis methods for flat complex rod kinematic chains. X International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. Technical University of liberec department of textile machine design, september 2-4, 2008. – Liberec, Czech Republic. P. 205 – 212.
11. Davitashvili N., Demetrasze L., Kapanadze L., Kapanadze N. Dynamic analysis of runners driving hinged mechanisms with two degrees of freedom of loop-forming elements of warp-knitting machines. X International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Technical University of liberec department of textile machine design, september 2-4, 2008. – Liberec, Czech Republic. P. 177 – 185.
12. Dumitru Mihaescu, Florina-Liliana Buzescu. Study on dynamic behavior of yarns wound on rotating circular disks. X International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Technical University of liberec department of textile machine design, september 2-4, 2008. – Liberec, Czech Republic. P. 399 – 406.
13. Vavrincikova Viola Prispevek k dynamicckemu rieseniu mechanizmu pre orientaciu. X International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Technical University of liberec department of textile machine design, september 2-4, 2008. – Liberec, Czech Republic. P. 685 – 692.
14. Rudolf Vrzala, Iva Petrikova Mechanika prenosu pohybu celnimi stenami trecich kotoucu s rovnobeznymi osami. X International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Technical University of liberec department of textile machine design, september 2-4, 2008. – Liberec, Czech Republic. P. 703 – 708.
15. Nielsen J., Roth B. On the Kinematic Analysis of Robotic Mechanisms // The International Journal of Robotics Research. 1999. Vol. 18 (12). P. 1147 – 1160
16. Ravani B., Roth B. Mappings of Spatial Kinematics // J. Mech. Des. 1984. Vol. 106(3). P. 341 – 347.
17. Chew M., Shen N.T., Issa G.F. Kinematic Structural Synthesis of Mechanisms Using Knowledge-Based Systems // J. Mech. Des. 1995. Vol. 117(1). P. 96 – 103.
18. Kong X., Gosselin C.M. Type Synthesis of Parallel Mechanisms. Berlin, Heidelberg: Springer, 2007. – 272 p.
19. Janabi-Sharifi F., Shchokin B. A rotary parallel manipulator: Modelling and workspace analysis. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), New Orleans, LA, 2004. P. 3671 – 3677.
20. Дворников Л.Т. О кинематической разрешимости плоской четырехзвенной группы Ассура четвертого класса графоаналитическим методом // Изв. вуз. Машиностроение. 2004. № 12. С. 9 – 15.

Поступила в редакцию 22 июня 2018 г.
 После доработки 7 июля 2018 г.
 Принята к публикации 7 июля 2018 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2019. Vol. 62. No. 4, pp. 308–314.

KINEMATICS OF METALLURGICAL CUTTERS WITH PARALLEL BLADES

I.V. Bychkov, L.T. Dvornikov, I.A. Zhukov

Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Kemerovo Region, Russia

Abstract. Cutting with parallel blades cutters consists of three periods: blades ridging in metal; cutting; chipping (separation). Maximum force is required at the end of the ridging period and at the beginning

of cutting. Since one of the blades is stationary, the second blade in cutting process has to go deep into the entire thickness of metal to cut the billet. For example, if thickness of metal is 20 mm, then the upper blade needs to pass 20 mm for its cutting. If you make both blades moving towards each other, cutting effort will be less. In this case, each blade cutting 20 mm of metal will pass 10mm. In order not to make mechanism of cutter with two movable blades too complicated, it is important to ensure its mobility from one drive. So, there acute the

issue of arrangement possibility of blades moving towards each other with guaranteed strength of the units, transmitting effort on the blades. Kinematic scheme of cutters with blades moving parallel to each other in a vertical plane is proposed. Advantages of the proposed cutters design are the following: counter movement of blades requires less effort to cut the billet; force from each blade is distributed to two connecting rods, reducing load on each of them; since blades move towards each other, the main cutting force is distributed along the units of the mechanism and is transmitted to the engine, which reduces load on the frame and foundation when cutting; when blades move towards each other, metal separation occurs faster, it allows to concentrate maximal force during cutting with minimal load on the engine; the cut part of the billet does not fall below the roller bed at the end of cutting, so installation of the lower movable table is not required. Mobility of the proposed mechanism is determined by P.L. Chebyshev formula with its value = 1. Kinematic analysis of blades is carried out using a special method, which is in using point of connecting rods intersection.

Keywords: cutters, parallel blades, metallurgical equipment, metal cutting, lever mechanism, kinematics, velocity diagram, acceleration diagram.

DOI: 10.17073/0368-0797-2019-4-308-314

REFERENCES

1. Nikitin A.G., Epifantsev Yu.A., Demina E.I. The determination of cutting force on the scissors at pre-curved strip cutting. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2015, vol. 58, no. 5, pp. 386, 387. (In Russ.).
2. Hydraulic guillotine shears, CNC guillotine shears for sheet materials cutting and processing. *Glavnyi mekhanik*. 2016, no. 9, pp. 44–48. (In Russ.).
3. Nikitin A.G., Epifantsev Yu.A., Demina E.I. Calculation of preliminary bending of strip during cutting by shears. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2016, vol. 59, no 2, pp. 142, 143. (In Russ.).
4. Sterligova Ya.M., Demina E.I. Analysis of metal cutters operation. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo industrial'nogo universiteta*. 2017, no 1 (19), pp. 46–48. (In Russ.).
5. Nikitin A.G., Demina E.I., Bazhenov I.A. Experimental investigation of pre-curved stripe cutting by scissors. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2018, vol. 61, no. 4, pp. 333, 334. (In Russ.).
6. Nikitin A.G., Demina E.I., Zhivago E.Ya., Dvornikov L.T., Saruev L.A. Energy-saving method of cutting a pre-bent bar on the shear machine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 411, pp. 1–5 (012053).
7. Tselikov A.I., Polukhin I.P., Grebenik V.I. *Mashiny i agregaty metallurgicheskikh zavodov. T. 3.* [Machines and units of metallurgical plants. Vol. 3.]. Moscow: Metallurgiya, 1988, 680 p. (In Russ.).
8. *Krivoshipno-polzunnyi mekhanizm s dvoynym polzunom* [Crank-slider mechanism with double slider]. Utility model patent 2010128671/02 РФ, МПК F16H 21/16(2006.01). *Byulleten' izobretenii*. 2011, no. 7. (In Russ.).
9. Artobolevskii I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin: Uchebnoe posobie dlya studentov vuzov* [Theory of mechanisms and machines. University manual]. Moscow: Mashinostroenie, 1996, 592 p. (In Russ.).
10. Dvornikov L.T., Gudimova L.N. Development of methods structural analysis of flat complex rod kinematic chains. In: *X Int. Conf. on the Theory of Machines and Mechanisms. Technical University of Liberec, department of textile machine design, September 2-4, 2008*. Liberec, Czech Republic, pp. 205–212.
11. Davitashvili N., Demetrasze L., Kapanadze L., Kapanadze N. Dynamic analysis of runners driving hinged mechanisms with two degrees of freedom of loop-forming elements of warp-knitting machines. In: *X Int. Conf. on the Theory of Machines and Mechanisms. Technical University of Liberec, department of textile machine design, September 2-4, 2008*. Liberec, Czech Republic, pp. 177–185.
12. Dumitru Mihaescu, Florina-Liliana Buzescu. Study on dynamic behavior of yarns wound on rotating circular disks. In: *X Int. Conf. on the Theory of Machines and Mechanisms. Technical University of Liberec, department of textile machine design, September 2-4, 2008*. Liberec, Czech Republic, pp. 399–406.
13. Vavrincikova Viola. Prispěvek k dynamickému řešení mechanismu pre orientaci. In: *X Int. Conf. on the Theory of Machines and Mechanisms. Technical University of Liberec, department of textile machine design, September 2-4, 2008*. Liberec, Czech Republic, pp. 685–692. (In Czech.).
14. Rudolf Vrzala, Iva Petrikova. Mechanika přenosu pohybu celními stenami třech kotoučů s rovnoběžnými osami. In: *X Int. Conf. on the Theory of Machines and Mechanisms. Technical University of Liberec, department of textile machine design, September 2-4, 2008*. Liberec, Czech Republic, pp. 703–708. (In Czech.).
15. Nielsen J., Roth B. On the kinematic analysis of robotic mechanisms. *The International Journal of Robotics Research*. 1999, vol. 18 (12), pp. 1147–1160.
16. Ravani B., Roth B. Mappings of spatial kinematics. *J. Mech. Des.* 1984, vol. 106 (3), pp. 341–347.
17. Chew M., Shen N.T., Issa G.F. Kinematic structural synthesis of mechanisms using knowledge-based systems. *J. Mech. Des.* 1995, vol. 117 (1), pp. 96–103.
18. Kong X., Gosselin C.M. *Type Synthesis of Parallel Mechanisms*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2007, 272 p.
19. Janabi-Sharifi F., Shchokin B. A rotary parallel manipulator: Modeling and workspace analysis. In: *Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA)*. New Orleans, LA, 2004, pp. 3671–3677.
20. Dvornikov L.T. On kinematic solvability of flat four-link Assur group of the fourth class by graph-analytical method. *Izv. vuz. Mashinostroenie*. 2004, no. 12, pp. 9–15. (In Russ.).

Information about the authors:

I.V. Bychkov, Postgraduate of the Chair “Mechanics and Mechanical Engineering” (elbibl@mail.ru)

L.T. Dvornikov, Dr. Sci. Eng., Professor of the Chair “Mechanics and Mechanical Engineering” (tmmiok@yandex.ru)

I.A. Zhukov, Dr. Sci. Eng., Assist. Professor, Head of the Chair “Mechanics and Mechanical Engineering”

Received June 22, 2018

Revised July 7, 2018

Accepted July 7, 2018