УДК 531.8:621.771.06/778.1

И. В. ДОБРОВ, Р. П. ПОГРЕБНЯК

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ МАШИН ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

По результатам конференции "Механика машин – основная составляющая прикладной механики", посвященной памяти С. Н. Кожевникова.

Проведений структурний аналіз кінематичних схем машин обробки металів тиском, що містять зовнішні кінематичні пари із твердої ланки та тіла, що пластично деформується. Визначені внутрішні та зовнішні надлишкові зв'язки. Отримані додаткові рівняння рівноваги сил і балансу потужності сил тертя ковзання в осередку деформування для описання псевдокінематичного зв'язку "обертання інструменту – поступальний рух заготовки".

Ключові слова: кінематична схема, надлишкові зв'язки, зовнішні зв'язки, баланс потужностей.

Проведен структурный анализ кинематических схем машин обработки металлов давлением, которые содержат внешние кинематические пары из твердого и пластически деформируемого звена. Определены внутренние и внешние избыточные связи. Получены дополнительные уравнения равновесия сил и баланса мощностей сил трения в очаге деформации для описания псевдокинематической связи "вращение инструмента – поступательное движение заготовки".

Ключевые слова: кинематическая схема, избыточные связи, внешние связи, баланс мощностей.

It is proposed to include in the kinematic scheme of machines of working metals by pressure the deformation area in the form of external kinematic pair that consists of rigid body (tool) and plastically deformed body (stock). In the accordance with method of prof. Ozols it is analyzed the structure of the typical scheme of mechanism of machine of working metals by pressure with variable structure and it is determined the external and internal redundant connections. During the steady process of deformation the sliding velocity in the external kinematic pair "tool – stock" is uneven. This velocity is determined using the condition of constant volume of the deformed material of the stock when the velocity of displacement of contact surface of the tool is constant and the velocity of displacement of material of the stock in the deformation area is variable. It is received additional equations for the description of pseudo-kinematic friction connections "rotation of the tool – motion of the stock along a line" by the methods of applied mechanics on basis of analyze of this external pair.

Keywords: kinematic scheme; redundant connections, external connections, power balance.

Введение. Расширенный принцип образования механизмов, предусматривающий кроме твердых несвободных тел включать в состав механизма и деформируемые тела [1], позволяет рассматривать строение машин обработки металлов давлением (ОМД) с учетом пластически деформируемой заготовки. Под деформируемыми телами понимают такие, деформируемость которых необходима для выполнения требуемых функций механизма. Поэтому, машины для процессов ОМД могут и должны включать в свой состав пластически деформируемую заготовку, ради деформации (изменения геометрии) которой и приданию ей определенных потребительских (физико-механических) свойств создается та или иная машина (стан, пресс, молот и т.д.). Отсутствие заготовки в очаге деформации, образующем кинематическую пару инструмент-заготовка, однозначно переводит это изделие в разряд механизмов, которые согласно теории механизмов и машин не предназначены для выполнения работы, а служат только для передачи от ведущего звена ведомому звену определенного характера движения или усилия. При этом в механике машин наиболее изучены и продолжают совершенствоваться различные кинематические пары, состоящие в основном из твердых тел, твердого и гибкого (упруго деформируемого) тел, твердого тела и жидкости. В то же время вопросы исследования кинематических пар, содержащих твердое и пластически деформируемые тела, в механике машин остаются открытыми.

© И.В. Добров, Р.П. Погребняк, 2017

Методика и результаты исследований. Известно, что соединения рабочих тел и звеньев механизма накладывают внешние связи. Поскольку механизм ОМД всегда имеет внешние связи, то согласно универсальной структурной теории рассматривать его нужно с двух позиций. Во-первых, изолировании от внешних тел, с которыми он имеет внешние связи (изолировано от обрабатываемого объекта). Число степеней свободы при устраненных внешних связях называют фактической подвижностью механизма ($W_ф$). Во-вторых, в рабочем состоянии, когда действуют внешние связи(заготовка находится в очаге деформации). Подвижность при действующих внешних связях – рабочая подвижность механизма ($W_р$). При этом $W_р$ меньше $W_ф$ на столько, сколько внешних связей расходуется на ее уменьшение. Первый случай отвечает состоянию механизма свободного от обрабатываемого объекта, второй – состоянию механизма, когда заготовка подвергается обработке давлением.

Структурные схемы рассматриваемого механизма построены по Озолсу с сохранением топологических свойств плоского изображения, в котором подвижность механизма и подвижность его структурного изображения одинаковы. В плоской схеме наложены тангенциальные связи, ограничивающие движение изображений в этой плоскости. Далее приняты следующие обозначения: n – число звеньев механизма, k – число замкнутых изменяемых контуров в плоской схеме, S_i, S_a, S – число внутренних, внешних и общее число тангенциальных связей, σ_i, σ_a, σ – число внутренних, внешних и общее число тангенциальных избыточных связей, W_a – число потерянных подвижностей внешних тел от действия внешних связей. Далее, на структурных схемах звенья кинематической цепи заменяются их символическим отображением. Соединения звеньев изображаются кружечками с указанием класса соединения (римские цифры соответствуют числу наложенных связей). Ведущие звенья изображают двойными параллельными линиями или запунктиренными фигурами, а ведущие соединения – двумя концентрическими окружностями. Внешнее тело (обрабатываемая заготовка) на схеме изображено пунктирными линиями, а внешние соединения – пунктирными кружечками.

Известно, что дефекты структуры механизмов определяются заложенными в кинематических цепях локальными и структурными избыточными связями (далее ИС), а эксплуатация механизмов с вредными избыточными связями в подвижных соединениях нередко делают неспособной машину к длительной работе без поломок и аварий. Наличие в механизмах ИС вносит статическую неопределимость в схему, а во время работы машины порождает возникновение дополнительных нагрузок, не вызванных приложением внешних сил. Движение механизма с дефектами структуры возможно при наличии зазоров или за счет деформации звеньев. В переходных режимах работы механизмов с ИС и зазорами в кинематических парах возникают значительные динамические, в том числе ударные нагрузки, вызывающие повышенный износ элементов кинематических пар и прогрессирующий рост зазоров, вследствие чего возрастает интенсивность ударных импульсов и шума. Поэтому при проектировании и модернизации машин необходимо закладывать в их конструкцию преимущественно статически определимые механизмы, так как при всех прочих равных условиях они гарантируют получение машины с более высокими технико-эксплуатационными показателями.

Механизмы ОМД относятся к механизмам переменной структуры, поэтому проведем анализ поэтапно. Первый этап – до захвата металла валками, т.е. до наложения внешних связей (рис. 1).

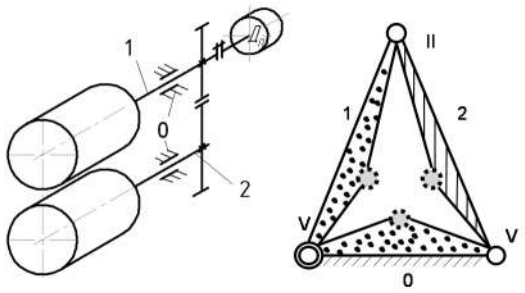

Рис. 1 – Упрощенные кинематическая и структурная схемы одноклетьевого прокатного стана в состоянии до захвата металла валками

Как видно из структурной схемы образован одноконтурный трехзвенный механизм со станиной($n = 3$, $k = 1$). В схеме имеется 3 внутренних соединения I и II класса при одной степени свободы ($W = 1$). Учитывая по известной формуле Озолса [2]

$$\sigma_i = W + 3 \cdot k - f, \qquad (1)$$

что общая подвижность всех соединений $f = 4$, найдем $\sigma_i = 1 + 3 \cdot 1 - 4 = 0$ ИС.

Второй этап – прокатка в валках (рис. 2). При работе без переднего и заднего натяжений, синхронная угловая скорость вращения валков $\omega_{2(п)}$ равных радиусов R_2 обеспечивается за счет кинематической пары между зубчатыми колесами, расположенными на валах 1 и 2. При этом ведущим звеном фрикционной пары валок – заготовка является валок, которому со стороны двигателя $Д_п$ передается момент $M_п$ для преодоления внешней силы сопротивления движения, Q_1 приложенной к заготовке, перемещающейся со скоростью v_1. Внешняя, не принадлежащая механизму заготовка, относится к рабочему сопротивляющемуся телу, которое прикладывает к механизму полезное сопротивление[2]. После захвата заготовки a в схеме образуется два независимых контура 0–1–a–2, 1–2–a, механизм основную подвижность сохраняет ($W_p = 1$), а оба новых соединения заготовки со звеньями механизма симметричные. Интерес представляют связи, образованные валками и заготовкой. Все эти связи внешние, часть из них – фрикционные. Из геометрических – S_x, неудерживающая односторонняя дробная связь[3] – $½S_y$. Трением каждое внешнее соединение накладывает еще по одной голономной фрикционной связи, способной передать момент вокруг оси Z.

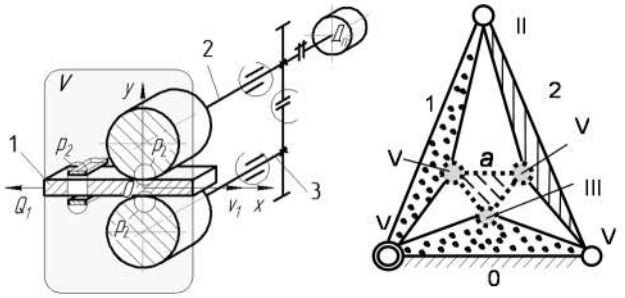

Рис. 2 – Упрощенные кинематическая и структурная схемы одноклетьевого прокатного стана в состоянии прокатки, металл в валках

Наличие в механизме кроме внутренних связей еще и внешних потребует для анализа применение обобщенной структурной формулы, позволяющей установить в механизме количество внутренних и внешних ИС. Количество внешних ИС определим по формуле

$$\sigma_a = S_a - [(W_\text{ф} - W_\text{р}) + W_a], \qquad (2)$$

где $S_a = 2 \cdot 2{,}5 = 5$ – число внешних связей;

$W_\text{ф} = 1$;

рабочая подвижность $W_\text{р} = c + b + d = 1 + 0 + 0 = 1$, где c – число основных подвижностей, b – число дополнительных местных подвижностей, d – число динамических связей;

$W_\text{а} = 3$, заготовка не может двигаться самостоятельно относительно валков.

Формула (2) показывает, сколько внешних связей расходуется на уменьшение подвижности звеньев механизма (выражение в круглых скобках) и внешнего обрабатываемого тела. После подстановки, определим $\sigma_a = 5 - [(1 - 1) + 3] = 2$ ИС. Так как внутренних тангенциальных ИС в схеме нет, то все обнаруженные ИС образованы при захвате и обработки заготовки. Эти ИС не вредны, одна из которых необходима для двустороннего пластического деформирования заготовки, хотя крутильный натяг в контуре 1–2–*a* может вызвать неравномерную нагрузку на валах и фрикционные автоколебания. Характер ИС в очаге деформации подобен ИС в разветвленных соединениях, хотя в данном случае соединение таковым не является, поскольку известно, что элементарные контуры, образующиеся в элементарных кинематических соединениях, всегда являются двуугольниками [1]. В рассматриваемом случае внешние соединения образуются как результат взаимодействия трех тел – звеньев 1, 2 и тела *a*.

Особо рассмотрим внешние связи, образованные заготовкой и инструментом, важнейшая из них – фрикционная псевдокинематическая $S_{\varphi z}$. В очаге деформации прокатного стана (рис. 3) эта связь обеспечивает передачу рабочими валками внешнего момента от привода клети к деформируемой заготовки за счет сил трения, действующих между валками и заготовкой, которые преодолевают действие внутренней силы $Q_1^{(i)}$, возникающей в материале заготовки в процессе деформации; согласованное перемещение точек материала заготовки вдоль координатных осей X и Y очага деформации, вытекающие из условия постоянного расхода объема материала заготовки в любом сечении очага деформации при котором скорость материала заготовки на входе в очаг деформации (v_0) меньше скорости материала заготовки на выходе из очага деформации (v_1).

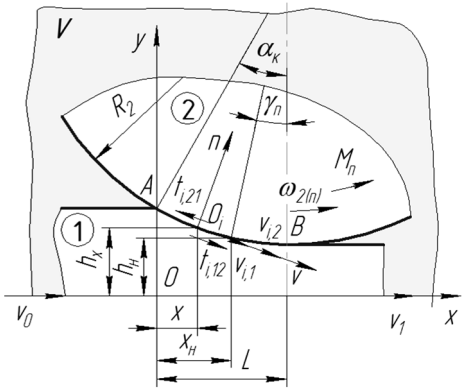

Рис.3 – Очаг деформации прокатного стана

Из-за сложности описания процессов трения в очаге пластической деформации металла получить уравнения нелинейной связи в виде $v_1 = f(\omega_{2(\text{п})})$ возможно, если кроме уравнений статики

$$\sum \overline{P}_1 = 0\,, \sum \overline{P}_2 = 0 \text{ и } \sum \overline{P}_1 + \sum \overline{P}_2 = 0\,, \qquad (3)$$

где $\sum \overline{P}_1$ и $\sum \overline{P}_2$ – геометрическая сумма всех сил (внешних и внутренних), действующих на тела кинематической пары), использовать дополнительную систему уравнений, вытекающих из баланса мощности сил, входящих в уравнение (3). К числу таких уравнений можно отнести уравнения, определяющие баланс мощности сил трения скольжения ($W_{T,1-2}$) при диссипации на контактных поверхностях заготовки и инструмента части механической энергии, подводимой к очагу деформации внешними силами [4].

$$\begin{cases} W_{T,1-2} = W_{T,1} + W_{T,2}; \\ W_{T,1-2} = W_\text{д}^{|}, \end{cases} \qquad (4)$$

где $W_{T,1}$ и $W_{T,2}$ – соответственно мощности сил трения скольжения, действующих в очаге деформации на поверхности заготовки и поверхности инструмента;

$W_Д$ – составляющая мощности привода (двигателя) машины ОМД, затраченная в процессе диссипации механической энергии на контактной поверхности очага деформации ведущим звеном кинематической пары заготовка – инструмент.

Характерной особенностью кинематической пары, состоящей из твердого тела и пластически деформируемого тела, при установившемся процессе деформации является неравномерная скорость скольжения тел в этой кинематической паре, обусловленная условием постоянства объема деформируемого материала заготовки, когда скорость перемещения контактной поверхности инструмента постоянная, а скорость перемещения материала заготовки в очаге деформации переменная. При этом в каждой точке материала заготовки тензор напряженного состояния для плоской деформации определяется выражением [5]

$$\sigma_\text{s} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}\,, \qquad (5)$$

где σ_s – предел текучести материала заготовки (напряжение, соответствующее началу пластической деформации образца из материала, аналогичного по физико-механическим свойствам материалу заготовки, в условиях его однородной деформации в направлении главного напряжения по оси симметрии очага деформации);

$\sigma_x = \sigma_x(x, y)$ и $\sigma_y = \sigma_y(x, y)$ – соответственно нормальные напряжения, действующие параллельно осям X и Y основной декартовой системы координат XoY, ось X которой параллельна оси симметрии очага деформации и направлена в сторону перемещения заготовки;

$\tau_{xy} = \tau_{xy}(x, y)$ – касательное напряжение, действующее параллельно оси X.

На поверхности контакта заготовки и инструмента уравнение (5) преобразуется в уравнение вида

$$\sigma_\text{s}(x, h_x) = \sqrt{(\sigma_n(x, h_x) - \sigma_v(x, h_x))^2 + 4\tau_v^2(x, h_x)}\,, \qquad (6)$$

где h_x – высота заготовки в сечении очага деформации с координатой x;

$\sigma_s(x,h_x)$ – предел текучести материала заготовки в каждой *i*-й точке заготовки и инструмента с номером *i* и координатами *x* и $y = h_x$;

σ_v и σ_n – соответственно нормальные напряжения в *i*-й точке заготовки параллельно осям $O_i n$ и $O_i v$ вспомогательной декартовой системы координат nO_iv, центр O_i которой совмещен с *i*-й точкой, ось $O_i n$ направлена по нормали к контактной поверхности заготовки и инструмента, ось $O_i v$ направлена по касательной к контактной поверхности в направлении движения материала заготовки;

$\tau_v(x,h_x)$ – касательное напряжение, действующее в *i*-й точке заготовки параллельно оси $O_i v$.

При этом в *i*-й точке контакта инструмента и заготовки на 2 со стороны заготовки 1 действуют следующие приведенные к единице площади силы: нормальные $p_{12}(x,h_x)$ и удельные силы трения скольжения [5]

$$\pm t_{12}(x) = \begin{cases} \pm fp_{12}(x) = \mp fp_{21}(x) \Rightarrow \mp\tau_v(x,h_x), \\ \text{если } v_{i,12}(x,h_x) \neq 0; \\ 0 = \tau_v(x_н,h_н), \text{если } v_{i,12}(x_н,h_н) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

$p_{21}(x) = -p_{12}(x)$ – давление, действующее в *i*-й точке контактной поверхности на инструмент 2 со стороны заготовки;

$t_{21}(x) = -t_{12}(x)$ – удельная сила трения, действующая на инструмент со стороны заготовки, которая соответствует тангенциальному напряжению $\tau_v(x,h_x)$.

Положительная величина $t_{12}(x)$ имеет место на участках очага деформации, где *i*-я точка поверхности инструмента является ведущей по отношению к поверхности заготовки:

$$v_{i,12}(x,h_x) = v_{i,1}(x,h_x) - v_{i,2}(x,h_x) < 0$$

$$\text{и } v_{i,1}(x,h_x) > 0, \quad (8)$$

где $v_{i,1}(x,h_x)$ – скорость *i*-й точки заготовки на контактной поверхности инструмента в направлении оси $O_i v$;

$v_{i,2}(x,h_x) \geq 0$ – скорость *i*-й точки контактной поверхности инструмента в направлении оси $O_i v$.

Величина $t_{12}(x) < 0$, когда ведущим элементом на участках контактной поверхности является *i*-я точка поверхности заготовки:

$$v_{i,12}(x,h_x) = v_{i,1}(x,h_x) - v_{i,2}(x,h_x) > 0. \quad (9)$$

Величина $t_{12}(x) = 0$ при условии [5]:

$$v_{i,1}(x_н,h_н) = v_{i,2}(x_н,h_н) > 0, \quad (10)$$

где $h_н$ – высота заготовки в нейтральном сечении очага деформации, координата которого $x = x_н$ при условии, что ширина заготовки в очаге деформации $b(x,y) = b = \text{const}$.

Соответственно в точке контакта нейтрального сечения заготовки с подвижной поверхностью инструмента $\tau_v(x_н,h_н) = 0$ и в этой точке заготовки действуют главные напряжения [5–7]:

$$\begin{cases} \sigma_1 = \max\{\sigma_n(x,h_x)\} > \sigma_2 = \min\{\sigma_v(x,h_x)\}; \\ \sigma_1 = \max\{\sigma_v(x,h_x)\} > \sigma_2 = \min\{\sigma_n(x,h_x)\}. \end{cases} \quad (11)$$

Результирующие силы трения скольжения, действующие в очаге деформации на инструмент со стороны заготовки (T_{21}) и на заготовку со стороны инструмента (T_{12}) определяются уравнениями:

$$v_{i,1}(x_н,h_н) = v_{i,2}(x_н,h_н) > 0; \quad (12)$$

$$T_{12} \neq fP_{12} = f\int_0^{L_к} p_{12}(x)dv, T_{21} < 0, \text{ если}(v_2 - v_{1,ср}) > 0, \quad (13)$$

где $L_к = R_2\alpha_к$ – длина контактной поверхности инструмента и заготовки (дуга AO_iB на выноске *I*, рис. 3);

$L_{оп}$ и $L_{от} = (L_к - L_{оп})$ соответственно длины участков контактной поверхности инструмента и заготовки в зонах опережения и отставания заготовки в очаге деформации;

P_{12} – результирующая сила давления, действующая на заготовку со стороны инструмента;

$v_{1,ср} = \dfrac{1}{L_к}\int_0^{L_к} v_{i,1}(x,h_x)dv$ – средняя скорость перемещения наружных точек поверхности заготовки вдоль очага деформации.

Из (7)–(10) и (12)–(14) следует, что мощности сил трения скольжения на поверхностях инструмента и заготовки составят:

$$W_{T,2} = b\int_0^{L_к} t_{21}(x)v_{i,21}(x,h_x)dv < 0; \quad (15)$$

$$W_{T,1} = b\int_0^{L_к} t_{12}(x)v_{i,12}(x,h_x)dv < 0. \quad (16)$$

Соответственно из уравнений (15), (16) и баланса мощности сил трения при работе машины ОМД (4) для кинематической пары из твердого и пластически деформируемого тела, как и для пары трения скольжения твердых тел [5], получим

$$W_{T,2} = W_{T,1} = 0{,}5W_{T,1-2}. \quad (17)$$

Однако при определении мощности ($W_{T,2}$) удельных сил трения $t_{21}(x,)$ в кинематической паре, состоящей из твердого и пластически деформируемого тела, где $p_{21}(x,h_x)$ и $v_{i,21}(x,h_x)$ не являются постоянными величинами по длине контактной поверхности $L_к$, необходимо учитывать, что [7]

$$W_{T,2} = b\int_0^{L_к} t_{21}(x)v_{i,21}(x,h_x)dv \neq fP_{21}\int_0^{L_к} v_{i,21}(x,h_x)dv. \quad (18)$$

Вместе с тем, правую часть уравнения (18) можно представить в виде

$$W_{T,2} = b\int_0^{L_к} t_{21}(x)v_{i,21}(x,h_x)dv = kfP_{21}v_2 = f_{прл}P_{21}R_2\omega_{2(п)}, \quad (19)$$

где $f_{пр,1}$ и $f_{пр,2}$ – соответственно приведенные коэффициенты трения скольжения в очаге деформации, которые устанавливают зависимость между составляющей мощности привода машины ОМД ($W'_{пр}$), подводимой к очагу деформации через валок для преодоления мощности сил трения скольжения на контактных поверхностях заготовки и инструмента.

На основании (19) можно определить взаимосвязь между $f_{пр,п}$ ($f_{пр,в}$) и f в очаге деформации машин ОМД для прокатки без натяжения

$$f_{пр,п} = f\frac{\int_0^{L_{оп}} p_{12}(x)v_{i,12}(x,h_x) + \int_{L_{от}}^{L_к} p_{12}(x)v_{i,21}(x,h_x)dv}{P_{12}v_2}.$$

Выводы:

1. Предложено включать в состав кинематической схемы машин ОМД очаг деформации в виде внешней пары, состоящей из твердого звена и пластически деформируемого тела. Выполнен структурный анализ типичных схем машин ОМД с определением внешних и внутренних избыточных связей.

2. Анализ внешней пары инструмент – заготовка методами прикладной механики позволяет получить дополнительные уравнения равновесия сил и баланса мощности сил трения скольжения в очаге деформации для описания псевдокинематической связи "вращение инструмента – поступательное движение заготовки".

Список литературы

1. *Озол О. Г.* Основы конструирования и расчета механизмов / *О. Г. Озол.* – Рига : Звайгзне, 1979. – 360 с.
2. *Озол О. Г.* Теория механизмов и машин / Под редакцией *С. Н. Кожевникова.* – М. : Наука, 1984. – 432 с.
3. *Погребняк Р. П.* Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів / *Р. П. Погребняк* // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2015. – № 7 (296). – С.9–95.
4. *Добров И. В.* Физические основы процессов внешнего трения при решении задач прикладной механики / *И. В. Добров* // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – №7. – С. 3–10.
5. *Целиков А. И.* Теория прокатки / *А. И. Целиков, А. И. Гришков.* – М. : Металлургия, 1970. – 358 с.
6. *Зильберг Ю. В.* Методы расчета напряжений трения при пластической деформации / *Ю. В. Зильберг* // Теория и практика металлургии. – 2002. – № 4. – С. 31–39.
7. *Добров И. В.* Анализ процессов трения твердых и пластически деформируемых тел в механике машин на примере осадки симметричной заготовки плоскими бойками (Сообщение 2) / *И. В. Добров* // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2009. – №3 – С. 3–10.

Bibliography (transliterated)

1. Ozol O. G. *Osnovy konstruirovaniya i rascheta mekhanizmov* [Basics of designing and calculating of mechanisms]. Riga, Zvaygzne Publ., 1979. 360 p.
2. Ozol O. G. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of Mechanisms and Machines]. Pod redaktsiyey S.N.Kozhevnikova. Moscow, Nauka Publ., 1984. 432 p.
3. Pogrebnyak R. P. Poshuk ta usunennya nadlyshkovykh zv'yazkiv u zakhoplyuyuchykh prystroyakh (zakhoplyuvachakh) mekhanizmiv manipulyatoriv [Search and elimination of excess links in the jaw devices of the mechanisms of manipulators]. *Metallurhycheskaya y hornorudnaya promyshlennost* . 2015, no. 7(296), pp. 91–95.
4. Dobrov I. V. Fizicheskiye osnovy protsessov vneshnego treniya pri reshenii zadach prikladnoy mekhaniki [Physical foundations of processes of external friction in solving of problems of applied mechanics]. *Treniye i smazka v mashinakh i mekhanizmakh*. 2007, no. 7, pp. 3–10.
5. Tselikov A. I. Grishkov A. I. Teoriya prokatki [Theory of rolling]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1970. 358 p.
6. Zil'berg YU. V. Metody rascheta napryazheniy treniya pri plasticheskoy deformatsii [Methods for calculating of frictional stresses during plastic deformation]. *Teoriya i praktika metallurgii*. 2002, no. 4, pp. 31–39.
7. Dobrov I. V. Analiz protsessov treniya tverdykh i plasticheski deformiruyemykh tel v mekhanike mashi na primere osadki simmetrichnoy zagotovki ploskimi boykami (Soobshcheniye 2) [Analysis of the friction processes of solid and plastically deformable bodies in machine mechanics by in the forging of a symmetrical billet by flat beams as an example (Report 2)]. *Kuznechno-shtampovochnoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniyem*. 2009, no. 3, pp. 3–10.

Поступила (received) 25.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Структурний аналіз схем машин обробки металів тиском / І. В. Добров, Р. П. Погребняк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 43–47. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Структурный анализ схем машин обработки металлов давлением / И. В. Добров, Р. П. Погребняк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 43–47. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Structural analysis of plane schemes of machines of working metals by pressure / I. V. Dobrov, R. P. Pogrebnyak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 43–47. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

***Відомості про авторів /** Сведения об авторах / About the Authors*

Добров Ігор Вячеславович – доктор технічних наук, професор, Національна металургійна академія України, завідувач кафедри прикладної механіки, м. Дніпро; тел.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Добров Игорь Вячеславович – доктор технических наук, профессор, Национальная металлургическая академия Украины, заведующий кафедрой прикладной механики, г. Днепр; тел.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Dobrov Igor Vyacheslavovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Metallurgical Academy of Ukraine, Chief of the Department of Applied Mechanics, Dnipro; tel.: (050) 452 74 11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Погребняк Родіон Петрович – кандидат технічних наук, доцент, Національна металургійна академія України, доцент кафедри прикладної механіки, м. Дніпро; тел.: (095) 499-75-54; e-mail: pogrebnyakk@ukr.net.

Погребняк Родион Петрович – кандидат технических наук, доцент, Национальная металлургическая академия Украины, доцент кафедры прикладной механики; г. Днепр, тел.: (095) 499-75-54; e-mail: pogrebnyakk@ukr.net.

Pogrebnyak Rodion Petrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Metallurgical Academy of Ukraine, Associate Professor at the Department of Applied Mechanics, Dnipro: tel.: (095) 499-75-54; e-mail: pogrebnyakk@ukr.net.