

<sup>1</sup>С.А. Машеков, <sup>1</sup>Э.А. Тусупкалиева, <sup>2</sup>К.К. Нурахметова,  
<sup>1</sup>А. Е. Нуртазаев, <sup>1</sup>Е.З. Нугман,  
<sup>3</sup>Н.С. Сембаев, <sup>1</sup>А.А. Түкибай, <sup>1</sup>Б.А. Бекбосынова

<sup>1</sup> Казахский национальный исследовательский технический  
университет им. К.И. Сатпаева,  
г. Алматы, Казахстан

<sup>2</sup>Казахская академия транспорта и коммуникаций  
им. К.И. Тынышпаева, г. Алматы, Казахстан

<sup>3</sup>Павлодарский государственный университет  
им. С.Торайгырова, г. Павлодар, Казахстан

---

---

## ПУТЕМ АНАЛИЗА КОНСТРУКТОРСКИХ РЕШЕНИЙ СУЩЕСТВУЮЩИХ СТАНОВ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НОВОГО РАДИАЛЬНО-СДВИГОВОГО СТАНА

---

---

**Аннотация.** Предложен совмещенный с прессованием радиально-сдвиговый стан новой конструкции. Представлен анализ конструкции существующих трехвалковых винтовых или радиально-сдвиговых станков, применяемых для изготовления бесшовных труб и прутков из металлов и сплавов. Показано, что важным условием создания надежного и долговечного радиально-сдвигового стана является разработка конструкции машин, имеющих малое по величине зазоров. Установлено, что уменьшения зазоров в узлах главной линии стана может быть достигнуто за счет применения в рабочих клетях стана радиально-сдвиговой прокатки трех валков, надежных нажимных механизмов, гидравлических прижимов, шпиндельных устройств на подшипниках качения, индивидуального привода валков. Определено влияние разворота валков на угол подачи на напряженно-деформированное состояние тяжело нагруженных элементов стана новой конструкции. Показано, что новый стан имеет достаточно высокую жесткость конструкции клетей и удовлетворяют условию прочности. В результате моделирования упругой деформации тяжело нагруженных элементов нового радиально-сдвигового стана разработаны мероприятия по их модернизации.

**Ключевые слова:** радиально-сдвиговый стан, валки, станина, подушка, подшипники, упругая деформация, прутки, жесткость, прочность.

• • •

**Түйіндеме.** Баяндамада баспақтаумен біріктіріліп жасалған құрылымы жаңа радиальды-ығыстыру орнағы ұсынылған. Жұмыста техникалық әдебиеттерді

талдау негізінде, сенімді және берік радиальды-ығыстыру орнағын жасаудың маңызды шарттарының бірі болып кішкентай саңлаулар мөлшерін иемденген машинаның құрылымын жасау екендігі анықталды. Мақалада орнақтың басты тізбегіндегі саңлауларды азайтуға радиальды-ығыстырып жаймалайтын орнақтың жұмысшы қапасында үш пішінбілік, сенімді жаншу механизмін, гидравликалық қысқыштарды домалау мойынтірегінде айналдыратын қондырғысын пішінбіліктердің жеке жетектерін қолдану есебінен жетуге болатындығы көрсетілген. Жаңа радиальды-ығыстыру орнағының серпімді деформациясы шеткі элемент әдістемесін қолдану арқылы имитациялық моделдеумен зерттеліп, алынған нәтиже баяндамада талданып көрсетілген. Пішінбіліктің бұрылуы ауыр жүк түсетін элементтердің кернеу-деформациялы күйіне қалай әсер ететіндігі анықталған. Жаңа орнақтың жеткілікті дәрежедегі қаттылық және беріктік шартын қанағаттандыратындығы жұмыста көрсетілген. Жаңа орнақтың ауыр жүктелген элементтерін модельдеу нәтижесінде, оларды жаңғырту мәселесі шешілген.

**Түінді сөздер:** радиальды-ығыстыру орнағы, пішінбілік, тұғыр, мойынтірек, серпімді деформация, шыбық, ұсақ түйіршікті құрылым, қаттылық, беріктік.

\*\*\*

**Abstract.** A radial-shear mill combined with pressing has been proposed. The analysis of the design of the existing three-roll screw or radial-shear mills used for the manufacture of seamless tubes and bars from metals and alloys is presented. It is shown that one of the important conditions for the creation of a reliable and durable radial-shear mill is the design of machines with small gaps. It was established that the reduction of gaps in the nodes of the main line of the mill could be achieved through the use of three rolls of radial-shear rolling, reliable push mechanisms, hydraulic clamps, spindle devices on rolling bearings, individual drive of rolls in working stands. The influence of the roll reversal on the feed angle to the stress-strain state of the heavily loaded elements of the new design mill is determined. It is shown that the new mill has a fairly high rigidity of the stand design and satisfies the strength condition. The modeling the elastic deformation of heavily loaded elements of a new radial-shear mill, have resulted in developing measures their modernization.

**Keywords:** radial shear mill, rolls, bed, pillow, bearings, elastic deformation, rods, stiffness, strength.

**Введение.** Станы поперечно-винтовой (ПВП) и радиально-сдвиговой прокатки (РСП) являются основным оборудованием прутковых и трубопрокатных агрегатов, определяющим производительность установок и качество прутков и труб, получаемых на них. Станы являются сравнительно сложным прокатным оборудованием. Это связано с тем, что прокатываемые заготовки в процессе деформирования получают, как вращательное, так и поступательное движения.

На сегодняшний день определена «классическая» схема главной линии станов ПВП и РСП. Она состоит из рабочей клетки, универсаль-

ных шпинделей, шестеренной клетки, главного шпинделя и двигателя. Отличием конструкций главных линий различных станов ПВП и РСП является неравенство углов перекосов в шарнирах универсальных шпинделей, а в отдельных случаях ассиметричным расположением шпинделей относительно оси прокатки с одновременным неравенством углов в шарнирах. Все это приводит к неравенству передаточных отношений всех шпинделей, к увеличению углов перекосов в одном из шарниров, преждевременному выходу его из строя, а также появлению дополнительной неравномерности вращения валков.

Автор работы [1], анализируя конструкцию главной линии винтового стана, установил, что углы перекосов в шарнирах шпинделей, расположенных у клетки, были равны  $15,5^\circ$ , а у шестеренной клетки -  $9^\circ$ . По материалам работы [1], по вышесказанным и другим причинам шпинделя стана выходили часто из строя и требовали замены. В связи с этим автор разработал методику определения основных параметров главной линии станом ПВП и РСП, которая впервые была реализована при реконструкции винтовых станом.

По материалам работ [1-6], главная линия имеет следующие основные конструктивные параметры:  $D_B$  – диаметр валка;  $\varphi$  – угол подачи;  $\beta$  – угол раскатки;  $l$  – расстояние от геометрического центра рабочей клетки до центра шарнира универсального шпинделя, расположенного у шестеренной клетки;  $\gamma'$  – угол между осью центров шестеренной клетки и плоскостью, проходящей через ось прокатки и ось изменения угла подачи соответствующего валка;  $R$  – радиус окружности центров выходных валов шестеренной клетки;  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы перекосов в шарнирах универсальных шпинделей;  $z_0$  – расстояние между осью прокатки и поверхностью валка по линии центров клетки;  $\lambda$  – угол между плоскостями осей шарниров.

На основе анализа материалов работ [1,6] можно отметить, что связь между параметрами  $D_B, \varphi, \beta, l, \gamma', R, \alpha_1, \alpha_2, z_0$  может быть установлена из условия равенства углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . При осуществлении этого условия достигаются наилучшие динамические характеристики главной линии. Синхронность изменения передаточных отношений левого и правого универсальных шпинделей, с одной стороны, и равенство углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  при групповом приводе, с другой стороны, приводит к уменьшению наибольших по абсолютной величине этих углов во всем диапазоне изменения углов подачи.

В работе [1] отмечено, что углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  могут быть определены соответственно как пространственные углы между осью

промежуточного вала шпинделя AC, проходящей через точки:

$$A[(l \cos \beta - R_B \sin \beta) \sin \varphi; (l \cos \beta - R_B \sin \beta) \cos \varphi; (z_o + l \sin \beta + R_B \cos \beta)]$$

и

$$C[(R \sin \gamma; L; R \cos \gamma)],$$

и осью валка AO, проходящей через A и O(0; 0; z<sub>o</sub> + R<sub>B</sub> / cos β), а так же между осью AC валка и осью вала шестеренной клетки CD (рисунок 1)

$$\cos \alpha_1 = \frac{A \sin \varphi \cos \beta + B \cos \varphi \cos \beta + C \sin \beta}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}; \quad (1)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}; \quad (2)$$

$$\cos \lambda = \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 - \cos \varphi \cos \beta}{\sin \alpha_1 \sin \alpha_2}. \quad (3)$$

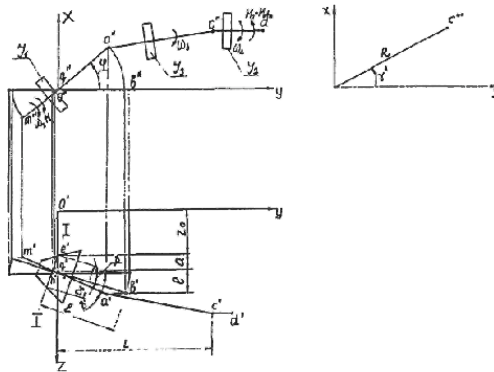


Рисунок 1 - Схема главной линии стана поперечно-винтовой или радиально-сдвиговой прокатки с групповым приводом валков

В данных формулах:

$$A = R \sin \gamma' - (l \cos \beta - R_B \sin \beta) \sin \varphi;$$

$$B = L - (l \cos \beta - R_B \sin \beta) \cos \varphi;$$

$$C = R \cos \gamma' - z_o - l \sin \beta - R_B \cos \beta.$$

Автор работы [6], используя условие  $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2$ , вывел уравнение, связывающие основные параметры главной линии стана винтовой прокатки в общем случае:

$$\sin\varphi \sin\gamma' + tg\beta \cos\gamma' = \left(\frac{L+l}{R}\right) \left(\frac{1}{\cos\beta} - \cos\varphi\right) + \left(\frac{z_0 + R_D \cos\varphi}{R}\right) tg\beta. \quad (4)$$

Откуда

$$\sin\gamma' + G = \frac{(L+l)(1/\cos\beta - \cos\varphi) + (z_0 + R_B \cos\varphi)tg\beta}{R\sqrt{tg^2\beta + \sin^2\varphi}}, \quad (5)$$

где  $tgG = g\beta/\sin\varphi$ .

При  $\beta = 0$  (бочковидные прошивные станы, обкатные, станы периодической прокатки, шаропрокатные):

$$\sin\gamma' = \frac{L+l}{R} tg\varphi/2. \quad (6)$$

По уравнениям (5) и (6), предложенным автором работ [1,2,6] можно выбирать основные параметры главной линии станом ПВП и РСП. Эти формулы применялись при конструировании новых станом ПВП за рубежом, что привело к уменьшению неравномерности вращения валков и увеличило надежность и долговечность прокатных станом.

С применением вышеуказанных зависимостей И.К. Тартаковским разработана новая главная линия стана ПВП, которая запатентована в США, ФРГ, Японии, Великобритании, Италии, Швеции [7-14].

Из формул, приведенных в работах [1,2,6], можно увидеть, что при заданных параметрах главной линии стана ( $R_B, R, l, L, \beta$ ) отношение  $\cos\alpha_1/\cos\alpha_2$  зависит от  $z_0$  и  $\varphi$ :

$$\cos\alpha_1 / \cos\alpha_2 = f(K; z_0; \varphi),$$

т.е. от сортамента прокатываемой катанки и углов подачи.

В работе [1] показано, что при  $\beta = 0$  выполняется условие

$$\cos\alpha_1 / \cos\alpha_2 = f(K'; \varphi),$$

где  $K'$  – величина зависящая от параметров  $R_B, R, l, L, \beta$ , при этом эта величина не зависит от  $z_0$ , т.е. от изменения сортамента прокатываемых изделий.

Следовательно, наиболее универсальной и гибкой является схема винтового стана с бочковидными валками ( $\beta = 0$ ). Связано это с тем, что оптимальный кинематический параметр данного стана меньше всего реагирует на изменение диаметра прокатываемой заготов-

ки. Это необходимо учитывать при конструировании новых станов.

Вышеизложенные материалы позволяют сделать следующие выводы:

1. Должны быть минимальными углы перекосов в шарнирах шпинделей. Этого можно достичь путем разворота на необходимый угол шестеренной клетки при групповом приводе валков. Угол поворота можно определить по формуле (5) и (6);

2. При индивидуальном приводе валков двигателя необходимо устанавливать наклонно к оси прокатки, при этом угол наклона необходимо принять равным среднему либо наиболее «вероятному» углу подачи. При этом существенно снижается углы перекосов в шарнирах шпинделей. Следует отметить, что с повышением угла перекоса в шпинделях также увеличиваются нагрузки на детали универсального шарнира. Поэтому, рабочий угол перекоса в шарнирах шпинделей не допускается больше  $15^\circ$ ;

3. Наименьшим по величине должен быть момент инерции  $I_3$  промежуточного вала, который должен определяться только его прочностью на кручение. Увеличение момента инерции промежуточного вала за счет повышения запасов прочности деталей недопустимо. Рекомендуется изготавливать посылвал;

4. На угол, равный углу между плоскостями осей одинарных шарниров, должны быть развернуты вилки промежуточного вала шпинделя;

5. Относительно оси прокатки должны быть одинаково расположены все шпиндели приводов;

6. Условием, что углы перекосов шарниров при изменении углов подачи не должен превышать  $1-1,5^\circ$  от расчетного значения, должно выбираться расстояние от геометрического центра клетки до центра шарниров универсальных шпинделей у шестеренной клетки.

Необходимо отметить, что вышеприведенные уравнения найдены без учета влияния упругости звеньев и зазоров в соединениях на степень неравномерности вращения валков в станах ПВП или РСР. Однако, с повышением углов перекосов в шарнирах шпинделя, и отношения моментов инерции деталей промежуточного вала шпинделя к суммарному моменту инерции линии (независимо от изменения других характеристик главной линии стана, в том числе зазоров в соединениях и упругости отдельных звеньев), возрастает динамичность привода, степень неравномерности вращения валков.

Поэтому при проектировании приводов станов ПВП и РСР необходимо до минимальной величины снизить величину углов перекосов в шарнирах шпинделей и отношения  $I_3/I_{\text{сум}}$ , что и следует из формул (4) – (6). При конструировании новых станов параметры, заложенные при проектировании главной линии стана (например, зазоры в соединениях),

должны быть рациональным и оставаться постоянным. Они не зависят от срока службы оборудования. Данные параметры, например, зазоры в соединениях, являются постоянно действующими и степень их воздействия зависит от величины зазоров и упругости звеньев. Следует особенно отметить, что очень вредным являются большие зазоры в деталях и узлах станов ПВП и РСП ввиду наличия привода через универсальные шпиндели. Из-за динамического воздействия вращающихся прутков и труб на очаг деформации и на оборудования рабочей линии стана целом большие зазоры являются источником колебаний стана.

В связи с вышесказанным можно отметить, что одним из важных условий создания надежного и долговечного поперечно-винтового (ПВС) или радиально-сдвигового стана (РСС) является создание конструкций машин, имеющих малые по величине зазоры за счет сокращения подвижных соединений в различных узлах и деталях.

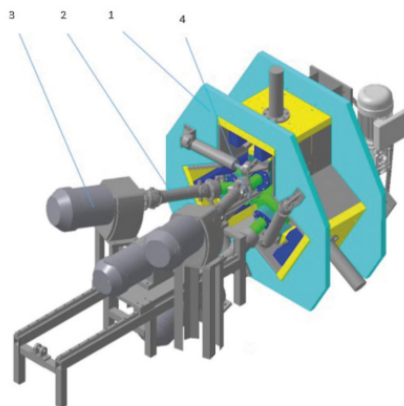
**Цель исследований** – проектирование рациональной конструктивно-инновационного РСС, на основе анализа конструкторских решений существующих станов и определения напряженно-деформированного состояния (НДС) тяжело нагруженных элементов.

**Материалы и методы исследования.** Предлагается новый РСС, где совмещением РСП и прессования получают прутки или трубы из цветных металлов (рисунок 2) [15].

При проектировании к РСС предъявлялись следующие основные требования:

- возможность деформации заготовок  $\varnothing$  50-60 мм в 3-х валковой клетки с получением прутков  $\varnothing$  4-6 мм;
- достаточно высокая прочность и жесткость механизмов и узлов прокатной клетки;
- необходимость нагрева заготовок перед прокаткой;
- обеспечение условий для быстрой смены рабочих валков;
- возможность восприятия рабочих валков и элементов конструкции стана значительной нагрузки.

Радиально-сдвиговый стан новой конструкции (рисунок 2) представляет собой комплекс прокатного и нагревательного оборудования, предназначенного для горячей винтовой прокатки прутков и труб малых диаметров. Трехвалковая рабочая клеть РСС (рисунок 3) состоит из станины 1, в расточках которой через  $120^\circ$  смонтированы узлы рабочих валков 2. Рабочие валки смонтированы на подушках 3 (рисунок 3), крутящий момент, который передается через шпиндели от электродвигателей. Клетки нового стана сконструированы с возможностью расположения валков в клетке с различными углами к оси прокатки и тангенциальным смещением относительно ее на 18 мм. Проектируемый стан снабжен прошивной оправкой для пробивки отверстия в прокатываемой заготовке и матрицей для получения труб требуемого размера.

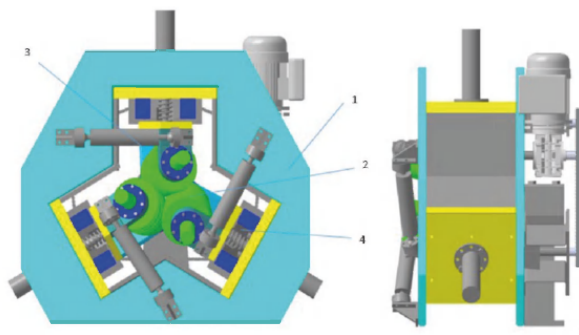


1 - корпус стана, 2 – шпindelь 3 – электродвигатель, 4 – валки  
Рисунок 2 – Радиально-сдвиговой стан новой конструкции

Проектирование РСС проводили на основе теоретических расчетов, при этом параметры, характеризующие взаимное положение осей прокатки и валков были определены в результате изучения опыта эксплуатации станом винтовой и радиально-сдвиговой прокатки.

При конструировании нового стана использовали три стадии проектирования, как эскизный проект, технический проект, рабочий проект.

В эскизном проекте рассчитали и определили кинематическую схему нового стана, приближенно нашли габаритные размеры каждой детали и массу РСС.



1 – станина, 2 – рабочие валки, 3 – подушка, 4 – клин  
Рисунок 3 - Трехвалковая рабочая клетка радиально-сдвигового стана



В техническом проекте сконструировали все узлы РСС, т.е. разработали конструкцию клетки нового стана, сконструировали привод и произвели расчет на прочность и жесткость тяжелонагруженные элементы нового стана, произвели расчет мощности привода нового стана, выбрали электродвигатели и разработали рабочие чертежи нового стана.

На основе технического проекта разработали рабочий проект нового стана. При этом, была определена окончательная конфигурации и размеры всех деталей и создана окончательная конструкция нового стана. На этой стадии обнаружили некоторые просчеты конструирования, в результате пришлось менять габаритные размеры некоторых деталей. При проектировании нового РСС, в его клетки применили станину закрытого типа, рабочие валки сконструировали с возможностью перемещения при изменении углов подачи и прокатки. При этом механизмы установки валков вывели из зоны непосредственного действия усилия прокатки.

Следовательно, рабочая клеть нового РСС имеет две сплошные станины квадратной формы (рисунок 2). В сквозных проемах располагается механизмы установки подушек верхней и нижних рабочих валков. Для приближения и разведения верхней и нижних валков использовались механизмы установки подушек, которые перемещались при помощи клиньев с вращающимся винтом. Для перемещения клиньев применялся мотор-редуктор, установленный на станине стана. В конструкции клетки РСС предусмотрели регулирование угла подачи и угла к оси прокатки. Максимальные значения углов подачи равны 18 мм, при этом угол к оси прокатки может регулироваться. Их значения определены конструктивно, исходя из возможности расширения технологии прокатки на новом РСС. Станина клетки РСС состоит из двух-монолитной плиты толщиной 30 мм. Данная плита установлена вертикально на основании РСС. Следует отметить, что на плиты прилагается максимальное суммарное усилие прессования. В связи с этим от их прочности зависит жесткость конструкции станины.

Для увеличения жесткости станины РСС к плитам прикреплены ребра жесткости. Внутри сквозных проемов и по периметру плит сваркой прикреплены прочные пластины толщиной 30 мм. Данные плиты используются как направляющие для механизма установки подушки валков и клиньев нажимного механизма. Для конструирования надежного и долговечного РСС с высокими функциональными характеристиками необходимо создать конструкцию новой машины, имеющую малые по величине зазоры. Это можно достичь за счет сокращения подвижных соединений в различных узлах и деталях.

Для уменьшения зазоров в рабочих клетях нового стана применили трех валковый узел, надежный нажимной механизм, гидравли-

ческий прижим, шпиндельные устройства на подшипниках качения, индивидуальный привод валков. Применение индивидуального привода позволило исключить редукторы и шестеренные клетки, имеющие сравнительно большие зазоры в узлах зацепления и других соединениях. Для ликвидации всех возможных зазоров между валками и подушкой, клиновым механизмом и станиной, каждый механизм установки подушки снабдили гидроцилиндрами.

В проекте применен системный подход к конструированию рабочей клетки РСС новой конструкции, при этом разработана конструкторско-технологическая документация использования системы «очаг деформации металла – рабочая клеть – РСС», обеспечивающая изготовление прутков и труб с заданными свойствами. Согласно разработанной системе, методика проектирования прокатной клетки нового стана была разделена на следующие этапы:

- Выбор рациональных вариантов взаимного расположения валков и заготовки в клетке РСС. Нахождение кинематических параметров очага деформации;
- Проектирование рациональной конструкции опорных элементов подушек РСС;
- Разработка принципиальной схемы и конструкции механизма установки подушек РСС;
- Проектирование механизма прошивки заготовки и прессования труб на РСС;
- Разработка конструкции матрицы для прессования прутков и труб на РСС;
- Конструирование силовых элементов станины рабочей клетки РСС, гарантирующее минимальное перемещение рабочих валков при заданной нагрузке;
- Разработка технического проекта, обеспечивающего оптимальное условие эксплуатации РСС;
- Расчет напряжено-деформированного состояния (НДС) тяжело нагруженных элементов станины рабочей клетки РСС с применением метода конечных элементов;
- Корректировка конструкции клетки РСС для снятия максимальных напряжений;
- Рабочее проектирование РСС.

Рабочая клеть нового РСС имеет сложную конструкцию, содержащую вращающиеся валки, подшипники, станину, установочные механизмы валков, устройства крепления и другие детали. Проектирование такого стана является очень сложным и трудоемким процессом, требующим проведения большого объема расчетных и графических работ. Следует отметить, что твердотельная геометрическая форма

конструкции нового РСС, условия закрепления, а также условия сопряжения кинематических пар конструкции клетистана являются начальными данными для расчета.

Сборочная трехмерная геометрическая модель нового РСС, была построена в САD программе КОМПАС, посредством встроенного транслятора и импортирована в среду PATRAN NASTRAN с принятыми кинематическими связями. Выбрали материалы деталей, их механические и физические свойства (модуль упругость, массовую плотность, коэффициент Пуассона, предел прочности и т.п.). Сформировали кинематические и статические граничные условия и смоделировали расчетную механическую схему, включающую распределение нагрузки по поверхности деформируемого прутка, подвод крутящего момента к валкам (крутящий момент моделировался с использованием MPC элементов типа RBE2). Используя опции MeshSeed нанесли конечно-элементную сетку. Такой подход позволяет улучшить связь этапов автоматизированного проектирования сложных механизмов. Для возможности автоматической коррекции геометрии модели стана, был использован метод параметризации геометрических размеров конструкции. Данный метод позволяет по результатам расчета на прочность, вносить соответствующие изменения в конструкцию клетей нового РСС.

Для моделирования конструкции нового РСС использовали тетраэдральные конечные элементы. При разработке расчетной схемы, сгущенные сетки конечных элементов применялись в местах предполагаемой концентрации напряжения. Напряженное состояние в тяжело нагруженных деталях стана вычисляли при приложении усилия прокатки. Распределённая сила, действующая в зоне контакта на валок, была принята по серии результатов моделирования РСП для медного сплава М1и принята равной максимальной 320 кН на каждый валок 280 кН на матрицу.

Кинематические связи между тяжело нагруженными элементами, моделировались кинематическими парами вращения и скольжения для общих поверхностей сопряжения. При этом учитывались соударения и трение в валках, подушках, подшипниках и т. д. В PATRAN NASTRAN тяжело нагруженные детали принимаются абсолютно жесткими, что обеспечивает свойство теплопроводности и теплопередачи, т.е. удельная теплопроводность, удельная теплоемкость и плотность приняты во внимание. Для материала деталей РСС плотность и тепловые свойства программа назначила по умолчанию.

Взаимодействие между жесткими рабочими валками и деформируемым металлом заготовки моделировалась с помощью контактных поверхностей, которые описывают контактные условия между поверхностями рабочих валков и поверхностью прутка или трубы.

В процессе моделирования контактные условия постоянно обновляются, отражая вращение рабочих валков, и деформацию материала, что позволяет моделировать скольжение между рабочими валками и материалом обрабатываемой заготовки. Контакт между рабочим валками и деформируемой заготовки смоделирован трением по Кулону, коэффициент трения был принят 0,3. Температурный режим при прокатке в РСС состоит из обмена тепла между валками, заготовкой и окружающей средой, а также из теплового эффекта за счет деформации металла. Процесс прокатки проходил при комнатной температуре. Поэтому, начальную температуру валков приняли равным 20 °С.

Следует отметить, что валки были закреплены на опорных шейках подшипниковых узлов по трем степеням свободы  $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ . Основные конструктивные детали были взаимосвязаны жесткими элементами связи RBE2. При этом стан закреплен в нижней плоскости жесткими элементами связи RBE2 по всем шести степеням свободы. Материалом валков была принята Сталь 9Х1 со следующими механическими свойствами: модуль упругости - 2,1+11 Па; коэффициент Пуассона - 0,283; модуль сдвига - 8,1839+10 Па. Материалом других деталей стана была принята Сталь 40х со следующими механическими свойствами: модуль упругости - 2,034Е+11 Па; коэффициент Пуассона - 0,29; плотность - 7833,394 кг/м<sup>3</sup>. Материал подшипника – бронза БрА10ЖЗМц2 и т.д.

Конечно-элементная модель (КЭМ) клетки стана состоял из 490703 тетраэдральных узловых элементов с 793434 узлами.

Для проведения расчета к рабочим валкам приложили нагрузку в виде момента (рисунок 4,а) и силы, с которой заготовка действует на валки (рисунок 4,б).

После всех операций по заданию начальных условий имитационного моделирования, выполнялся расчет НДС конструкции стана. Следует отметить, что в данном случае впервые разрабатывается конструкция нового РСС. Поэтому для нахождения оптимального решения приняли несколько вариантов чертежей, их сравнивали и проводили несколько вариантов прочностных расчетов деталей нового стана.



Рисунок 4 – Приложение момента (а) и силы (б) к рабочим валкам

**Полученные результаты и их обсуждение.** В результате расчета получены эпюры распределения поля эквивалентных напряжений в тяжело нагруженных элементах стана (рисунок 5), такие как суппорт (рисунок 6 а), валки (рисунок 6 б), станина и т.д. при приложении нагрузки.

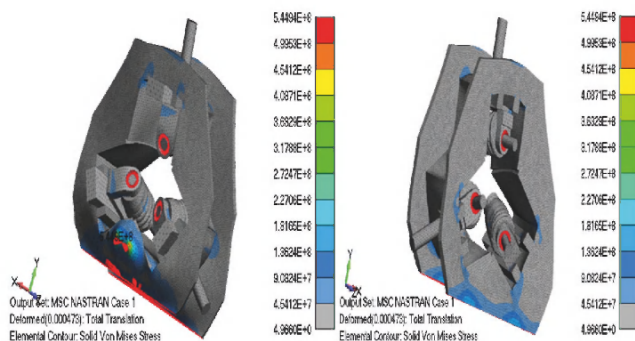


Рисунок 5– Картина распределения поля эквивалентных напряжений в ПСС новой конструкции

Из рисунков 5 и 6 видно, что максимальное напряжение возникает в шейках валка и составляет 499,5 МПа. Рассчитанные максимальные значения эквивалентных напряжений не превышают максимально допустимое значение предела прочности стали 9Х1(880 МПа). Напряжения в станине клетки составил 45,412 МПа, что также существенно меньше предела прочности для материала станины (570 МПа для стали Ст40х).

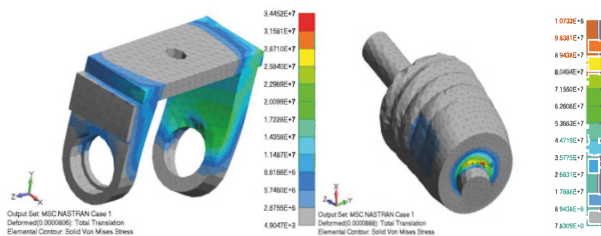


Рисунок 6 – Распределение поля эквивалентных напряжений в суппорте (а) и валке (б) под действующими нагрузками

Наибольшее перемещение под действием нагрузки равняется 0,00434 мм и возникает на шейках валков. Это величина находится в пределах допуска на диаметральные размеры прутков и полых заготовок диаметром до 20 мм. Для станины наибольшее перемещение составляет под нагрузкой 0,00315 мм и возникает в верхней ее части. Таким образом, коэффициент жесткости конструкции валков составит:

$$C = \frac{P_{\text{пресс}}}{\Delta_{\text{пресс}}} = \frac{0,22}{0,00434} = 73,73 \frac{\text{МН}}{\text{мм}}$$

Результаты проведенного компьютерного моделирования свидетельствуют о том, что клеть РСС имеет достаточный запас прочности. Расчетная жесткость конструкции стана обеспечивает получение прутков и труб с диаметральными размерами высокой точности. Следует отметить, что определение максимальной прочности тяжело нагруженных деталей клетки РСС производили при комнатной температуре. По проекту РСС предназначен для горячего прессования прутков и труб. Считаем, что при горячей прокатке все тяжело нагруженные детали с 2-10 кратным коэффициентом запаса прочности выдержат прилагаемую нагрузку. В результате проведенного компьютерного моделирования произвели коррекцию конструкции стана на этапе проектирования. При этом установили, что применение трехвалковых станов приводит к следующим преимуществам:

- деформации металла по всему периметру заготовки, что резко сокращает скольжение металла относительно валков;
- отсутствию неподвижных опорных направляющих линеек резко снижая налипание металла на валок, что повышает срок его службы и повышает за счет этого качество поверхности прокатываемой катанки;
- трубы, прокатанные на РСП новой конструкции с трехвалковой схемой имеют малую разностенность в сравнении с трубами, прокатанными на двухвалковых станах;
- схема напряженного состояния металла заготовки при прокатке по трехвалковой схеме более благоприятна, чем при двухвалковой схеме прокатки, что позволяет прокатывать заготовки при больших степенях деформации;
- существенно снижается вероятность появления дефектов во внутренней полости заготовки или они полностью устраняются при больших обжатиях.

#### **Выводы:**

1. Предложен совмещенный с прессованием новый радиально-сдвиговой стан, позволяющий изготавливать высококачественные

прутки и трубы из цветных металлов при больших степенях деформации;

2. Неравномерность вращения валков в станах РСП, возникающее при использовании в приводе станах универсальных шпинделей, можно устранить путем применения индивидуального привода валков в проектируемом новом РСС;

3. Показано, что применение индивидуального привода значительно повышает надежность и долговечность оборудования, существенно снижает издержки эксплуатации. Это достигается за счет устранения сложной шестеренной клетки;

4. Компьютерным моделированием установлено, что клеть нового РСС имеет достаточный запас прочности, при этом расчетная жесткость конструкции нового стана обеспечивает получение прутков и труб с диаметральными размерами высокой точности.

### Список литературы

1 Тартаковский И.К. Развитие и создание нового поколения высокопроизводительных и надежных станов для производства горячекатаных бесшовных труб: автор. дисс. докт. техн. наук. – М.: - Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт металлургического машиностроения им. академика А.И. Целикова, 2009. - 58 с.

2 Тартаковский И.К. Некоторые вопросы проектирования станов для производства горячекатаных бесшовных труб // Производство проката. 2009, № 5. - С. 22-28 с.

3 Королев А.А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов. Атлас. 2-е изд. М.:Металлургия, 1981. – 483 с.

4 Коваль Г.И. Современное оборудование прокатных цехов. Часть 1: Главные линии рабочих клетей прокатных станов. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 349 с.

5 Мальцев А.А. Основное оборудование прокатных станов. М.: Металлургия, 2010.-368 с.

6 Тартаковский И.К.. Некоторые вопросы совершенствования станов поперечно-винтовой прокатки, Тяжелое машиностроение, 1998, №8. - С. 1-14.

7 А.с. СССР № 700989. Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. В Б.И. 1989г., № 44.

8 Патент США № 4206622. Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1980г.,

9 Патент Швеции № 78082062. Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1982 г.

10 Патент Великобритании № 2025817. Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1982г.



11 Патент Японии № 1287783. Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1985 г.

12 Патент ФРГ № 2832489, Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1980 г.

13 Патент Франции № 2434660, Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1981 г.,

14 Патент Италии № 1104082, Главная линия стана поперечно-винтовой прокатки, И.К. Тартаковский, Оpubл. 1986г.

15 Патент РК № 27722. Машеков С. А., Нугман Е.З., Алшынова А. М. и др. Устройство для непрерывного прессования пресс-изделия. Оpubл. 18.12.2013, бюл. №12. 3 с.: ил.

**Машеков С. А.**, доктор технических наук, профессор,

e-mail: mashekov.1957@mail.ru

**Тусупкалиева Э.А.**, доктор PhD,

e-mail: elatus78@mail.ru.

**Нурахметова К.К.**, доктор PhD,

e-mail: nurahmetova52@mail.ru

**Нуртазаев А. Е.**, кандидат технических наук,

e-mail: adilghan@mail.ru

**Нугман Е.З.**, кандидат технических наук,

e-mail: nugman79@mail.ru.

**Сембаев Н.С.**, кандидат технических наук,

e-mail: n.sembaev@mail.ru

**Түкібай А.А.**, доктор PhD,

e-mail: asilzat1978@mail.ru

**Бекбосынова Б. А.**, докторант,

e-mail: Bekbossynova\_bagi @ mail.ru