BULLETIN OF NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN
ISSN 1991-3494
Volume 3, Number 361 (2016), 5 – 17

DETERMINATION OF PINION STAND FRAME SIZE OF MULTIFUNCTIONAL LONGITUDINAL WEDGE MILL

S. A. Mashekov[1], B. N. Absadykov[2], M. L. Rakhmatulin[1], L. A. Kurmangaliyeva[1], E. Z. Nugman[1], A. I. Poleshchuk[1], A. S.Mashekova[1]

[1]Kazakh National Research Technical University named after K. I. Satpaev, Almaty, Kazakhstan,
[2]Kazakh-British Technical University, Almaty, Kazakhstan.
E-mail: Mashekov.1957@mail.ru, b_absadykov@mail.ru

Keywords: mill, different thickness, flatness, PINION STAND, work roll, backup roll.

Abstract. This paper deals with the multifunctional longitudinal wedge mill of new design, the main technical characteristics of which is the reduction in the diameter of the work rolls in the rolling direction and the rotation of the work rolls through the bearing stand with five gearmotors of 15 kW, as well as the installation of the first three stands of the two, and the last two stands – four supporting rolls. Projected mill is aimed at the production of hot-rolled and cold-rolled thin strips of steel and alloys, copper strips of thickness less than 1 mm, titanium and aluminum sheets with thickness of 2–0.5 mm, silver bands of less than 2 mm thick, rolled precious metals, etc. On the basis of the use of Autodesk specialized software for the calculation of inventor metal processing it was calculated stress-strain state of heavily loaded components of the proposed mill. It is proved that in the process of rolling on this mill the magnitudes of the elastic deformation and movement of elements pinion stand are small. Conducted research also proved sufficiently high rigidity of pinion stand and resulting in heavy-duty elements equivalent voltage do not exceed the maximum allowable values for the material tensile strength.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРЕННЫХ КЛЕТЕЙ МНОГФУНКЦИОНАЛЬНОГО ПРОДОЛЬНО-КЛИНОВОГО СТАНА

С. А. Машеков[1], Б. Н. Абсадыков[2], М. Л. Рахматулин[1], Л. А. Курмангалиева[1], Е. З. Нугман[1], А. И. Полещук[1], А. С. Машекова[1]

[1]Казахский национальный исследовательский технический университет им. К. И. Сатпаева, Алматы, Казахстан,
[2]Казахстанско-Британский технический университет, Алматы, Казахстан

Ключевые слова: прокатный стан, разнотолщинность, планшетность, шестеренная клеть, рабочий валок, опорный валок.

Аннотация. Работа посвящена рассмотрению многофункционального продольно-клинового стана новой конструкции, основной технической характеристикой которого является уменьшение диаметра рабочих валков в направлении прокатки и вращение рабочих валков через подшипниковые клети пятью моторредукторами мощностью 15 кВт, а также установка в первых трех клетях двух, и в последних двух клетях – четырех опорных валков. Проектируемый стан направлен на производство горячекатаных и холоднокатаных тонких полос из сталей и сплавов, медных полос толщиной менее 1 мм, титановых и алюминиевых листов толщиной 2–0,5 мм, серебряных полос толщиной менее 2 мм, проката из драгоценных металлов и т.д. На

основе использования специализированного программного продукта для расчета процессов обработки металлов Autodesk Inventor рассчитано напряженно-деформированное состояние тяжело нагруженных элементов предложенного стана. Доказано, что в процессе прокатки в данном стане величины упругой деформации и перемещения элементов шестеренной клети невелики. Проведенным исследованием также доказана достаточно высокая жесткость шестеренной клети, и возникающие в тяжело нагруженных элементах эквивалентные напряжения не превышают максимально допустимого для данного материала значения предела прочности.

Введение. На современном этапе развития прокатного производства основной тенденцией следует считать освоение и внедрение в производство принципиально новой техники и технологии, обеспечивающей, наряду с увеличением объема производства, повышения качества листовой стали [1].

Одним из основных направлений повышения качества прокатанных полос является обеспечение минимальной поперечной разнотолщинности и планшетности [2].

По мнению авторов работы [3], для получения полос с заданной толщиной, профилем, планшетной формой ведутся работы, направленные на совершенствование прокатного оборудования, создание новых конструкций клетей, обеспечивающих эффективное воздействие на толщину, профиль и планшетность полосы.

В настоящее время ведущие металлургические компании проводят работы по модернизации и созданию нового прокатного оборудования, и совершенствованию технологического процесса прокатки [1, 3]. Новые конструкции прокатных клетей [4]: шестивалковые клети, клети кварто с промежуточными валками, перемещающимися в осевом направлении, клети МКВ – расширяют возможности регулирования профиля межвалкового зазора. Традиционными метолами регулирования поперечной разнотолщинности и планшетности прокатываемых полос являются [2]: профилирование бочек валков, регулирование тепловой выпуклости, противоизгиб рабочих и опорных валков, регулирование режима обжатий прокатываемых полос и др.

Перечисленные мероприятия обладают известными недостатками [2, 4]. Например, профилировка валков, как правило, оптимальна только для определенного типоразмера полос, тепловое регулирование имеет значительную инерционность и т.п. Применение противоизгиба рабочих и дополнительного изгиба опорных валков приводит к дополнительному нагружению подшипников валкового узла и более интенсивному износу бочек валков. Исправление волнистости регулированием режима обжатий не всегда возможно и зачастую приводит к нарушению ее конечной толщины.

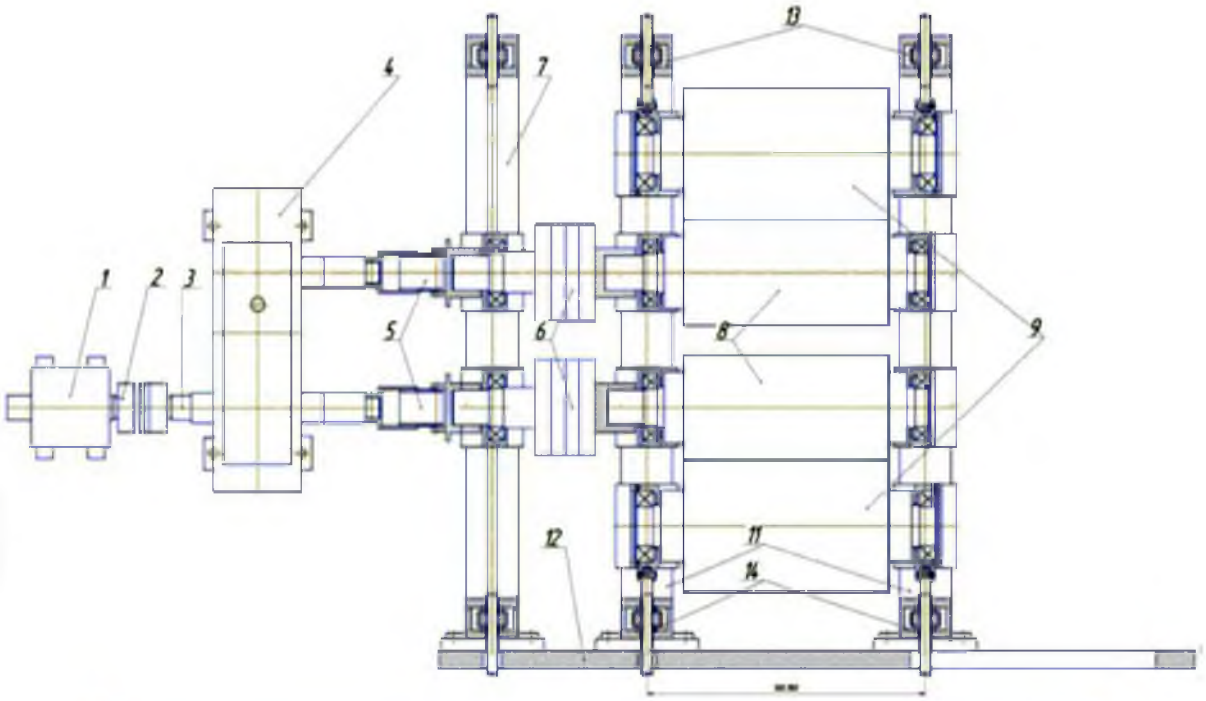
Уменьшая диаметры рабочих валков, можно добиться снижения силы прокатки, что благоприятно скажется на конечном продукте [4–6]. Причем, это наиболее простой способ повышения качества металлопроката. Однако, зачастую, снижение диаметров рабочих валков является ограниченным вследствие конструктивных особенностей станины прокатного стана, а также тем, что при уменьшении диаметра валков увеличивается, соответственно, их прогиб, и уменьшается прочность валкового узла. Диаметры рабочих валков можно уменьшить, используя опорные валки большого диаметра, что и было использовано при проектировании клетей кварто и многовалковых клетей станов холодной прокатки. Однако уменьшение размеров рабочих валков до значений, не позволяющих использовать их в качестве приводных, в результате чего привод при использовании клетей типа кварто, являющихся наиболее предпочтительными ввиду простоты конструкции, организовывался на опорные валки, выявляет ряд причин, требующих изучения.

Одной из причин является отсутствие подпора рабочих валков вдоль оси прокатки, как, например, в многовалковых клетях, что ведет к изгибу валков в горизонтальной плоскости, отрицательно влияя на качество готовой продукции [3]. Другой причиной является наличие выталкивающей силы вследствие того, что от момента, передаваемого на рабочий валок, действует окружная сила, направленная вдоль линии прокатки. Также интерес вызывает процесс передачи крутящего момента посредством трения между валками, а, точнее то, насколько велики потери, и какой максимальный момент возможно передать, что также накладывает некоторые ограничения на возможность организации прокатки с приводом на опорные валки.

Цель работы: расчет, конструирование и изготовление новой конструкции многофункционального стана для прокатки тонких листов высокого качества.

Оборудование и методы исследования

С целью получения качественных листов, а также уменьшения энергосиловых параметров нами предлагается многфунциональный продольно-клиновой стан (МПКС) новой конструкции для прокатки тонких полос из сталей и сплавов (рисунок 1) [7].



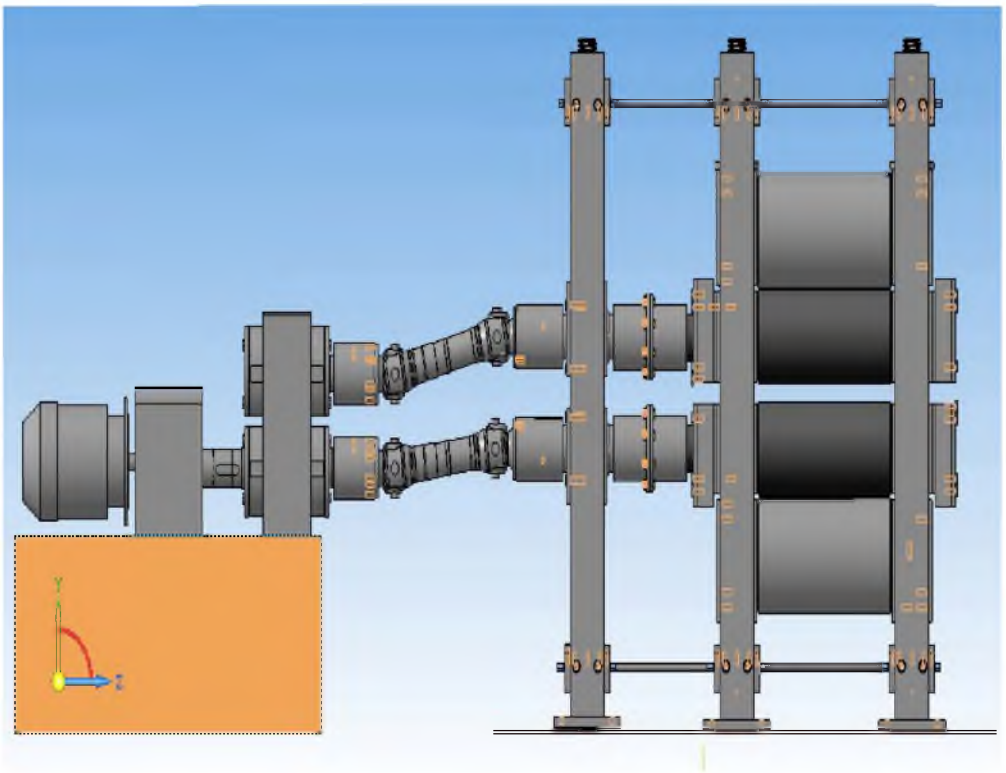


Рисунок 1 – Многофункциональный продольно-клиновой стан для прокатки полос:
1 – мотор-редуктор; 2 – муфта; 3 – вал; 4 – шестеренная клеть; 5 и 6 – шпиндели; 7 – подшипниковая клеть;
8 – рабочие валки; 9 (первые три клети) и 10 (последние две клети, не показаны) – опорные валки;
11 – станина; 12 – опорные плиты; 13 и 14 – нажимные механизмы

МПКС для прокатки листов из сталей и сплавов содержит электродвигатели, редукторы, шестеренные клети, универсальные шпиндели, муфты, клети с рабочими и опорными валками (рисунок 1). При этом в первых трех клетях установлены два, а в последних двух клетях – четыре опорных валка. Вращение уменьшающихся в направлении прокатки рабочих валков осуществляется через подшипниковые клети пятью мотор-редукторами с угловой скоростью $\omega = \upsilon \cdot R$ (где υ – скорость прокатки в каждой клети стана; R – радиус рабочих валков в каждой клети стана). При этом расстояния между клетями увеличены на величину опережения, а регулировку расстояния между рабочими валками производят едиными червячными нажимными механизмами, расположенными сверху и снизу станин стана и подшипниковых клетей.

Прокатку полос из стали и сплавов на МПКС осуществляют следующим образом. Смотанные или непрерывноразлитые тонколистовые слябы (толщина тонкого сляба должна соответствовать максимальному углу захвата для валков, установленных в первых клетях) поступают в разматыватели или во входную часть для прокатки. Начало тонких слябов через тянущие и правильные ролики, сварочную машину, накопитель полосы с петлевыми тележками, натяжные ролики, а также через устройства для измерения толщины поступает на прокатку в первую клеть предлагаемого стана. При прокатке тонкой полосы, через клети, последовательно расположенные в направлении прокатки, у которых расстояния между рабочими валками от одной клети к другой увеличиваются на величину опережения в данной клети, происходит уменьшение высоты и достижение требуемой толщины полосы.

Необходимо отметить, что рабочие валки в каждой клети имеют постоянный диаметр, а в последовательно расположенных клетях диаметр валков уменьшается в направлении прокатки. На выходе происходит разрезка тонкой полосы или смотка ее в рулоны.

Выполнение диаметров рабочих валков уменьшающимися в направлении прокатки позволяет значительно уменьшить давление металла на валки в клетях, расположенных в конце прокатного стана, и повысить жесткость стана. Снижение усилий, действующих на валки, а также повышение жесткости стана позволяют уменьшить размеры клетей и мощность привода с одной стороны, и повысить точность прокатываемой полосы с другой стороны.

Увеличение расстояния между рабочими валками от одной клети к другой на величину опережения в данной клети позволяет уменьшить до заданной величины межклетевое натяжение. Это достигается за счет строгого выполнения постоянства секундных объемов при прокатке в различных клетях. Уменьшение межклетевого натяжения до заданной величины позволяет избежать разрыва полос в процессе прокатки с одной стороны, и уменьшить энергосиловые параметры прокатки с другой стороны.

Осуществление вращения валков от пяти мотор-редукторов переменного тока через пять шестеренных клетей позволяет с минимальной величиной производственного шума прокатать полосы из сталей и сплавов.

Осуществление вращения валков рабочих клетей через пять подшипниковых клетей позволит строго горизонтально расположить шпиндели, что, в свою очередь, позволит без вибрационной нагрузки передавать крутящие моменты к рабочим валкам клетей стана. Все это способствует получению полос с точными геометрическими размерами.

Изготовление первых трех клетей стана с двумя опорными валками, а последних двух клетей – с четырьмя опорными валками – обеспечивает минимальную упругую деформацию рабочих валков последних клетей стана и, тем самым, позволяет получить полосы с минимальной разнотолщинностью.

Регулировка расстояния между валками едиными червячными нажимными механизмами, расположенными сверху и снизу станины стана и подшипниковых клетей, позволит прокатывать листы строго симметрично относительно оси прокатки, что позволит получать полосы без изгиба и разрыва с минимальной разнотолщинностью.

Для того, чтобы проверить достоверность проектного расчета размеров шестеренных клетей, выполнили расчеты на прочность и жесткость.

Прочность и жесткость шестеренных клетей многофункционального стана исследовали при холодной (20 °С) прокатке полос из стали 08 кп размером 0,7×100 мм. В качестве исходной заготовки использовали подкат толщиной h_0 = 3,5 мм.

Для холодной прокатки полосы в первой, второй, третьей, четвертой и пятой клетях стана использовали следующие исходные данные (в соответствии с очередностью): высота полосы после прокатки – h_1 = 2,576 мм; h_2 = 1,708 мм; h_3 = 1,148 мм; h_4 = 0,84 мм; h_5 = 0,7 мм; абсолютное обжатие – Δh_1 = 0,924; Δh_2 = 0,868; Δh_3 = 0,56; Δh_4 = 0,308; Δh_5 = 0,24; единичное обжатие – ε_1 = 26,4%; ε_2 = 33,7%; ε_3 = 32,8%; ε_4 = 26,8%; ε_5 = 16,7%; скорость полосы – $\upsilon_1 = h_5 \cdot \upsilon_5 / h_1$ = 0,7·2,085/2,576 = 0,5 м/с; υ_2 = 0,68 м/с; υ_3 = 1,03 м/с; υ_4 = 1,526 м/с; υ_5 = 2,085 м/с;

В соответствии с известной методикой [8, 9], определили энергосиловые параметры прокатки полос на продольно-клиновом стане.

При холодной прокатке для расчета прочности шестеренной клети первой, второй, третьей, четвертой и пятой клетей использованы следующие расчетные данные: максимальное усилие прокатки – P_1 = 0,269 МН; P_2 = 0,229 МН; P_3 = 0,194 МН; P_4 = 0,132 МН; P_5 = 0,096 МН; максимальный крутящий момент на одном рабочем валке – M_{KP1}= 1,95 кН·м; M_{KP2} = 1,72 кН·м; M_{KP3} = 1,64 кН·м; M_{KP4} = 1,52 кН·м; M_{KP5} = 1,36 кН·м; разность переднего и заднего натяжений, приложенная к двум рабочим валкам – T_1 = 2,46 кН; T_2 = 2,33 кН; T_3 = 2,14 кН; T_4 = 1,84 кН; T_5 = 1,62 кН.

Рабочая клеть предлагаемого прокатного стана представляет собой многокомпонентную машину, включающую вращающиеся прокатные валки, подшипники, станину, шестеренные клети, установочные механизмы валков, устройства крепления и другие узлы и детали. Расчет шестеренных клетей такой машины является весьма сложным и трудоемким процессом, требующим проведения большого объема расчетно-графических работ.

В настоящее время для конструирования шестеренных клетей наиболее эффективным видится применение CAD-системы среднего уровня (например, SolidWorks или Autodesk Inventor) с интегрированным в ее состав расчетным CAE-модулем, предназначенным для решения упругих задач механики деформируемого твердого тела методом конечных элементов [10].

Учитывая вышесказанное, методику расчета шестеренных клетей реализовали с использованием программы конечно-элементного анализа Autodesk Inventor. Система компьютерного моделирования Autodesk Inventor позволяет исследовать кинематику, динамику механизмов с возможностью расчета напряженно-деформированного состояния как отдельных звеньев, так и механизма в целом.

При расчете шестеренной клети в среде Autodesk Inventor нами были выполнены следующие операции:

– создание геометрической модели каждой детали и сборка узлов клетей;

– выбор материалов деталей, их механических и физических свойств (модуль упругости, плотность, коэффициент Пуассона, предел прочности и т.п.);

– формирование кинематических и статических граничных условий;

– создание сетки конечных элементов детали;

– определение напряженно-деформированного состояния;

– оценка уровня полученных упругих деформаций и напряжений в объеме каждой детали относительно требуемых критериев жесткости и прочности, и введение соответствующих изменений в конструкцию шестеренных клетей.

Исходными данными для расчета являются твердотельная геометрическая форма конструкции шестеренных клетей, силы и условия закрепления, приложенные к ним, а также условия сопряжения кинематических пар конструкции клетей.

Сборочная трехмерная геометрическая модель шестеренных клетей была построена в CAD программе Inventor, и посредством встроенного транслятора импортирована в среду Autodesk Inventor с принятыми кинематическими связями. Данный подход позволяет улучшить связь этапов автоматизированного проектирования сложных механизмов. Для возможности автоматической коррекции геометрии модели шестеренных клетей был использован метод параметризации геометрических размеров конструкции. Данный метод позволяет по результатам расчета на прочность вносить соответствующие изменения в конструкцию шестеренных клетей.

Преимуществом применения Autodesk Inventor к проектированию шестеренных клетей является [10]:

– возможность создавать в единой интегрированной среде конструирования и расчета твердотельные модели деталей клети, и рассчитывать напряженно-деформированное состояние этих деталей в каждой точке их объема;

– способность моделировать сборку отдельных узлов и всей клети в целом;

– возможность по моделям в автоматизированном режиме получать рабочие чертежи с соблюдением правил ЕСКД;

– наличие библиотек стандартных изделий, материалов и текстур, освобождающих пользователя от необходимости поиска в справочной литературе и ввода таких данных, как коэффициент Пуассона, модуль упругости, предел прочности материалов и др.

Расчет зубчатых зацеплений производился в приложении «Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления», где выполняются геометрические расчеты для подбора различных корректировок распределения, включая корректировку с компенсацией скольжений [10].

Генератор рассчитывает геометрические параметры зубчатых колес, проверяет размеры и силы нагрузки, а также выполняет проверку прочности в соответствии со стандартами Bach, Merrit, CSN 01 4686, ISO 6336, DIN 3990, ANSI/AGMA 2001-D04: 2005 или ANSI [10].

Генератор цилиндрического зубчатого зацепления позволяет выполнять следующие действия [10]:

– проектирование и вставка колеса;

– проектирование и вставка соединения двух колес;

– вставка колес как компонентов, элементов или только расчетов;

– проектирование колес на основе различных исходных параметров, например, числа зубьев или межосевого расстояния;

– расчет зубчатых колес на основе различных методов проверки прочности, например, по стандартам ANSI или ISO;

– расчет мощности, скорости или крутящего момента;

– подбор материала цилиндрического зубчатого зацепления.

Результаты расчета размеров деталей шестеренной клети и проверка прочности наружных зацеплений с прямыми зубьями приведены в таблицах 1–5.

С использованием стандартной программы Autodesk Inventor создана 3D модель прямозубой цилиндрической шестеренной клети нового прокатного стана (рисунок 2) и рассчитаны распределение напряжений, контактное давление, смещение, коэффициент запаса прочности, смещение по оси X, эквивалентная деформация в шестеренной клети.

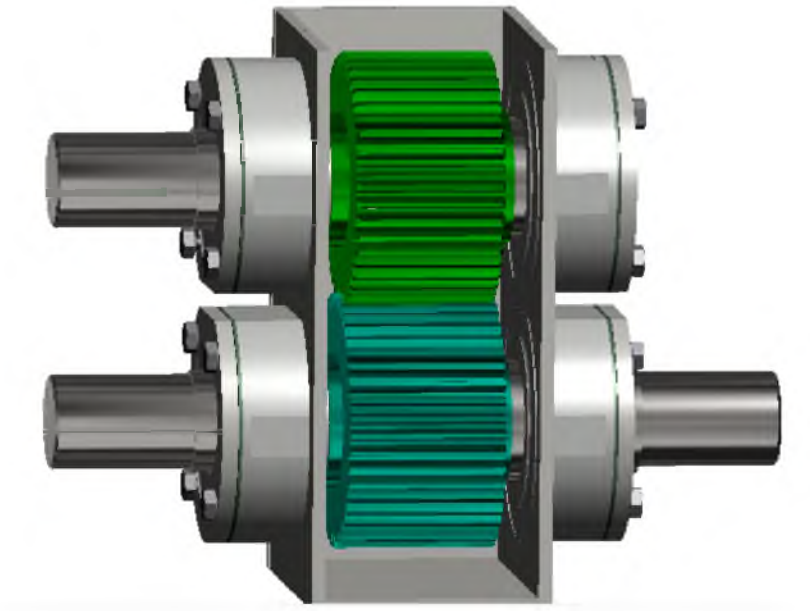


Рисунок 2 – 3D модель шестеренной клети

В качестве материала для шестеренной клети из базы данных материалов Autodesk Inventor выбрана сталь марки 40ХН с механическими свойствами: модуль упругости 206000 МПа, предел прочности 640 МПа, предел текучести 390 МПа, коэффициент Пуансона 0,3.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты расчета размеров деталей шестеренной клети и проверка прочности наружных зацеплений с прямыми зубьями приведены в таблицах 1–5.

Таблица 1 – Общие параметры шестеренной клети

Параметры		Шестеренная клеть 1	Шестеренная клеть 2	Шестеренная клеть 3
Передаточное отношение	i	1,0000 бр	1.0000 бр	1.0000 бр
Требуемое передаточное отношение	i_{in}	1,0000 бр	1.0000 бр	1.0000 бр
Модуль	m	4,000 мм	4.000 мм	4.000 мм
Угол наклона зуба	β	0,0000 град	0.0000 град	0.0000 град
Угол профиля	α	20,0000 град	20.0000 град	20.0000 град
Межосевое расстояние	a_w	180,000 мм	160.000 мм	140.000 мм
Делительное межосевое расстояние	a	180,000 мм	160.000 мм	140.000 мм
Общий коэффициент смещения	Σx	0,0000 бр	0.0000 бр	0.0000 бр
Окружной шаг	p	12,566 мм	12.566 мм	12.566 мм
Основной окружной шаг	p_{tb}	11,809 мм	11.809 мм	11.809 мм
Угол зацепления	α_w	20,0000 град	20.0000 град	20.0000 град
Коэффициент перекрытия	ε	1,7358 бр	1.7135 бр	1.6866 бр
Предельное отклонение параллельности осей	f_x	0,0170 мм	0.0170 мм	0.0170 мм
Предельное отклонение параллельности осей	f_y	0,0085 мм	0.0085 мм	0.0085 мм

Таблица 2 – Расчет параметров зубчатого колеса шестеренных клетей

		Шестеренная клеть 1		Шестеренная клеть 2		Шестеренная клеть 3	
		Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 1
1	2	3	4	5	6	7	8
Количество зубьев	z	45 бр	45 бр	40 бр	40 бр	35 бр	35 бр
Коэффициент смещения	x	0,00 бр	0,00 бр	0.00 бр	0.00 бр	0.00 бр	0.00 бр
Средний диаметр	d	180,0 мм	180,0 мм	160.0 мм	160.0 мм	140.0 мм	140.0 мм
Наружный диаметр	d_a	188,0 мм	188,0 мм	168.0 мм	168.0 мм	148.0 мм	148.0 мм
Диаметр впадин	d_f	170,0 мм	170,0 мм	150.0 мм	150.0 мм	130.0 мм	130.0 мм
Основной диаметр окружности	d_b	169,14 мм	169,15 мм	150.35 мм	150.35 мм	131.56 мм	131.56 мм
Начальный диаметр	d_w	180,0 мм	180,0 мм	160.0 мм	160.0 мм	140.0 мм	140.0 мм
Ширина грани	b	90,0 мм	95,0 мм	85.0 мм	80.0 мм	85.0 мм	80.0 мм
Коэффициент ширины зубчатого венца	b_r	0,50 бр	0,50 бр	0.50 бр	0.50 бр	0.57 бр	0.57 бр
Коэффициент высоты головки зуба	a*	1,00 бр	1,00 бр	1.00 бр	1.00 бр	1.00 бр	1.00 бр
Зазор	c*	0,25 бр	0,25 бр	0.25 бр	0.25 бр	0.25 бр	0.25 бр
Коэффициент радиуса переходной кривой	r_f*	0,35 бр	0,35 бр	0.35 бр	0.35 бр	0.35 бр	0.35 бр
Толщина зуба	s	6,28 мм	6,28 мм	6.28 мм	6.28 мм	6.28 мм	6.28 мм
Тангенциальная толщина зуба	s_t	6,28 мм	6,28 мм	6.28 мм	6.28 мм	6.28 мм	6.28 мм

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8
Толщина хорды	t_c	5,55 мм	5,55 мм	5,55 мм	5,55 мм	5,55 мм	5,55 мм
Высота головки зуба по хорде	a_c	2,9 мм	2,9 мм	2,9 мм	2,9 мм	2,9 мм	2,9 мм
Размер хорды	Вт	67,4 мм	67,4 мм	55.3 мм	55.3 мм	55.0 мм	55.0 мм
Зубья с размером по хорде	z_w	6,0 бр	6,0 бр	5.0 бр	5.0 бр	5.0 бр	5.0 бр
Размер между каркасами	M	189,911 мм	189,911 мм	170.004 мм	170.004 мм	149.836 мм	149.836 мм
Диаметр проволоки	d_M	7,000 мм	7,000 мм	7.000 мм	7.000 мм	7.000 мм	7.000 мм
Предельное отклонение направления зуба	F_β	0,0170 мм	0,0170 мм	0.0170 мм	0.0150 мм	0.0170 мм	0.0150 мм
Допуск на радиальное биение	F_r	0,0290 мм	0,0290 мм	0.0290 мм	0.0290 мм	0.0290 мм	0.0290 мм
Предельные отклонения осевого шага	f_{pt}	0,0100 мм	0,0100 мм	0.0100 мм	0.0100 мм	0.0100 мм	0.0100 мм
Пред.отклон. основного шага	f_{pb}	0,0095 мм	0,0095 мм	0.0095 мм	0.0095 мм	0.0095 мм	0.0095 мм
Виртуальное количество зубьев	z_v	45,000 бр	45,000 бр	40.000 бр	40.000 бр	35.000 бр	35.000 бр
Эквивалентный делительный диаметр	d_n	180,000 мм	180,000 мм	160.000 мм	160.000 мм	140.000 мм	140.000 мм
Виртуальный наружный диаметр	d_{an}	188,000 мм	188,000 мм	168.000 мм	168.000 мм	148.000 мм	148.000 мм
Виртуальный основной диаметр окружности	d_{bn}	169,145 мм	169,145 мм	150.351 мм	150.351 мм	131.557 мм	131.557 мм
Коэффициент смещения без уклона	x_z	-0,3110 бр	-0,3110 бр	-0.1588 бр	-0.1588 бр	-0.0062 бр	-0.0062 бр
Коэффициент смещения без подрезания	x_p	-1,6123 бр	-1,6123 бр	-1.3198 бр	-1.3198 бр	-1.0274 бр	-1.0274 бр
Коэффициент смещения допустимого подрезания	x_d	-1,7822 бр	-1,7822 бр	-1.4898 бр	-1.4898 бр	-1.1974 бр	-1.1974 бр
Коэф.высот.модиф.зуба	k	0,0000 бр	0,0000 бр	0.0000 бр	0.0000 бр	0.0000 бр	0.0000 бр
Наружная толщина зуба	s_a	0,7688 бр	0,7688 бр	0.7607 бр	0.7607 бр	0.7505 бр	0.7505 бр
Угол профиля вершины зуба	α_a	25,8806 град	25,8806 град	26.4986 град	26.4986 град	27.2649 град	27.2649 град

Таблица 3 – Нагрузки прилагаемые на зубчатые колеса шестеренной клети

		Шестеренная клеть 1		Шестеренная клеть 2		Шестеренная клеть 3	
		Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Мощность	P	11,520 кВт	11,290 кВт	13.100 кВт	12.838 кВт	14.400 кВт	14.112 кВт
Скорость	n	54,00 об_мин	54,00 об_мин	113.00 об_мин	113.00 об_мин	184.30 об_мин	184.30 об_мин
Крутящий момент	T	2037,183 Н м	1996,440 Н м	1107.042 Н м	1084.902 Н м	746.120 Н м	731.197 Н м
Эффективность	η	0,980 бр		0.980 бр		0.980 бр	
Радиальная сила	F_r	8238,601 Н		5036.631 Н		3879.505 Н	
Окружная сила	F_t	22635,370 Н		13838.029 Н		10658.854 Н	
Осевая сила	F_a	0,000 Н		0.000 Н		0.000 Н	
цикл нагружения	F_n	24088,057 Н		14726.123 Н		11342.915 Н	
Окружная скорость	v	0,509 м/с		0.947 м/с		1.351 м/с	
Резонансная частота вращения	n_{E1}	4154,257 об_мин		5229,303 об_мин		6785,076 об_мин	

Таблица 4 – Материал зубчатых колос шестеренной клети

		Шестеренная клеть 1		Шестеренная клеть 2		Шестеренная клеть 3	
		Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
		EN C50	EN C50	EN C50	EN C50	37Cr4	37Cr4
Окончательный предел прочности растяжения	S_u	640 МПа	640 МПа	640 МПа	785 МПа	785 МПа	640 МПа
Предел текучести	S_y	390 МПа	390 МПа	390 МПа	539 МПа	539 МПа	390 МПа
Модуль упругости	E	206000 МПа	206000 МПа	206000 МПа	206000 МПа	206000 МПа	206000 МПа
Коэффициент Пуассона	μ	0,300 бр	0.300 бр	0.300 бр	0.300 бр	0.300 бр	0,300 бр
Предел усталости при изгибе	σ_{Flim}	390,0 МПа	390.0 МПа	390.0 МПа	450.0 МПа	450.0 МПа	390,0 МПа
Предел контактной усталости	σ_{Hlim}	1140,0 МПа	1140.0 МПа	1140.0 МПа	1140.0 МПа	1140.0 МПа	1140,0 МПа
Твердость в стержне зуба	JHV	210 бр	210 бр	210 бр	210 бр	210 бр	210 бр
Твердость в боковой части зуба	VHV	600 бр	600 бр	600 бр	600 бр	600 бр	600 бр
Основное количество циклов нагрузки при изгибе	N_{Flim}	3000000 бр	3000000 бр	3000000 бр	3000000 бр	3000000 бр	3000000 бр
Основное количество циклов нагрузки при контакте	N_{Hlim}	100000000 бр	100000000 бр	100000000 бр	100000000 бр	100000000 бр	100000000 бр
Экспонента кривой Велера для изгиба	q_F	6,0 бр	6.0 бр	6.0 бр	6.0 бр	6.0 бр	6,0 бр
Экспонента кривой Велера для контакта	q_H	10,0 бр	10.0 бр	10.0 бр	10.0 бр	10.0 бр	10,0 бр
Вид обработки	тип	2 бр	2 бр	2 бр	2 бр	2 бр	2 бр

На рисунках 3–5 представлены результаты расчета в виде картины распределения эквивалентных напряжений и деформаций, перемещений, контактного давления и запасов прочности силовых элементов конструкции шестеренной клети.

Расчеты, проведенные на конечно-элементных моделях, показали, что:

– полученные максимальные значения эквивалентных напряжений (60,8 МПа, рисунок 3,*а*) и деформации (0,00249, рисунок 3,*б*) не превышают максимально допустимого для данного материала значения предела прочности 640 МПа. При этом максимальные значения напряжений и деформаций наблюдаются в зубьях зубчатых колес;

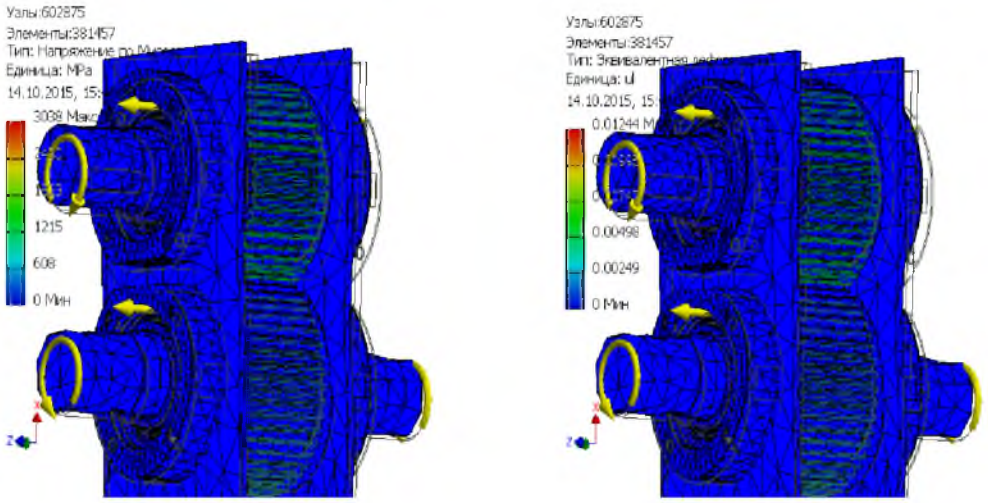
– картина распределения смещения согласуется с деформированной формой конструкции, показанной на рисунке 4. Максимальное значение смещения (смещение 0,1911 мм и 0,1615 мм (по оси X)) наблюдается в зубьях зубчатых колес;

– распределение запаса прочности по конструкции (рисунок 5), в целом, удовлетворяет условию прочности при принятом коэффициенте запаса прочности 5.

Таким образом, определены все геометрические размеры деталей, входящих в шестеренную клеть. Проведены прочностные расчеты зубчатых колес. Установлено, что зубчатые колеса с расчитанными размерами будут эксплуатироваться без поломки. Результаты расчета, полученные аналитическим методом и с использованием программы Autodesk Inventor, достаточно согласуются. Расхождение значений не превышает 7–10%.

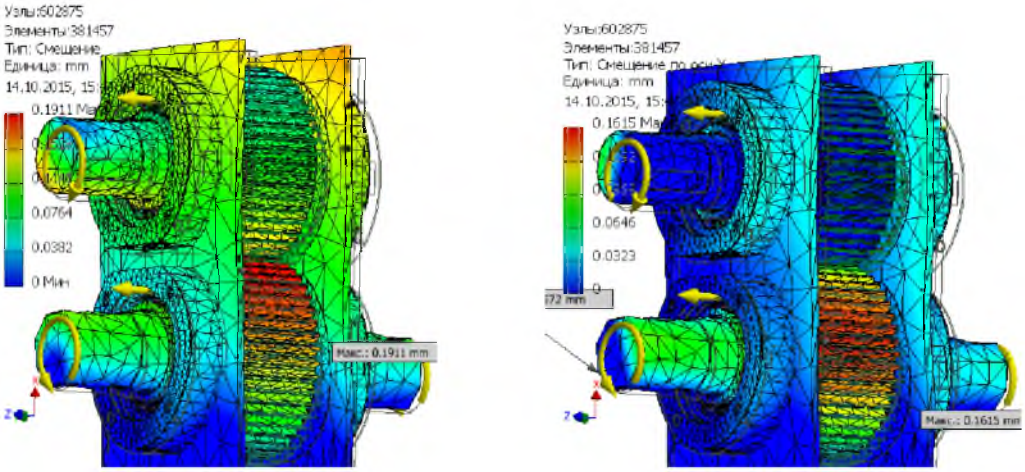
Таблица 5 – Расчет прочности зубчатых колес шестеренных клетей

Коэффициент динамической нагрузки							
		Шестеренная клеть 1		Шестеренная клеть 2		Шестеренная клеть 3	
Коэффициент внешней динамической нагрузки	K_A	1,200 бр		1,200 бр		1,200 бр	
Динамический коэффициент	K_{Hv}	1,011 бр	1,011 бр	1.024 бр	1.024 бр	1.038 бр	1.038 бр
Коэф.поверхностной нагрузки	$K_{H\beta}$	1,271 бр	1,219 бр	1.333 бр	1.261 бр	1.413 бр	1.322 бр
Коэффициент поперечной нагрузки	$K_{H\alpha}$	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.012 бр	1.012 бр
Единовременный коэффициент перегрузки	K_{AS}	1,000 бр		1,000 бр		1.000 бр	
Коэффициенты контактного напряжения							
Коэффициент эластичности	Z_E	189,812 бр		189.812 бр		189.812 бр	
Фактор области	Z_H	2,495 бр		2.495 бр		2.495 бр	
Коэффициент перекрытия	Z_ε	0,869 бр		0.873 бр		0.878 бр	
Коэффициент контакта двух зубьев	Z_B	1,001 бр	1,001 бр	1.002 бр	1.002 бр	1.003 бр	1.003 бр
Коэффициент долговечности	Z_N	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Коэффициент смазки	Z_L	0,962 бр		0.962 бр		0.962 бр	
Коэффициент шероховатости	Z_R	1,000 бр		1.000 бр		1.000 бр	
Коэффициент скорости	Z_v	0,937 бр		0.945 бр		0.950 бр	
Коэффициент угла наклона зуба	Z_β	1,000 бр		1.000 бр		1.000 бр	
Коэффициент размера	Z_X	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Коэффициент механического уплотнения	Z_W	1,000 бр		1.000 бр		1.000 бр	
Коэффициент напряжения изгиба							
Коэффициент формы	Y_{Fa}	2,374 бр	2,374 бр	2.416 бр	2.416 бр	2.470 бр	2.470 бр
Поправ.коэф.напряжения	Y_{Sa}	1,707 бр	1,707 бр	1.687 бр	1.687 бр	1.665 бр	1.665 бр
Коэффициент заточки зубьев	Y_{Sag}	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Коэффициент угла наклона зуба	Y_β	1,000 бр		1.000 бр		1.000 бр	
Коэффициент перекрытия	Y_ε	0,682 бр		0.688 бр		0.695 бр	
Коэффициент изменения нагрузки	Y_A	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Коэффициент технологичности	Y_T	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Коэффициент долговечности	Y_N	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Коэф. чувств. к врезанию	Y_δ	1,131 бр	1,131 бр	1.130 бр	1.130 бр	1.087 бр	1.087 бр
Коэффициент размера	Y_X	1,000 бр	1,000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр	1.000 бр
Фактор поверхности впадин	Y_R	1,000 бр		1.000 бр		1.000 бр	
Результаты							
Запас прочности по коррозии	S_H	1,202 бр	1,202 бр	1.329 бр	1.329 бр	1.357 бр	1.357 бр
Запас прочности по ломке зубьев	S_F	1,811 бр	1,716 бр	2.492 бр	2.345 бр	3.279 бр	3.086 бр
Запас прочности при контакте	S_{Hst}	1,277 бр	1,277 бр	1.401 бр	1.401 бр	1.966 бр	1.966 бр
Запас прочности при изгибе	S_{Fst}	4,004 бр	3,793 бр	5.513 бр	5.189 бр	7.543 бр	7.100 бр
Проверка расчета		Положительная		Положительная		Положительная	



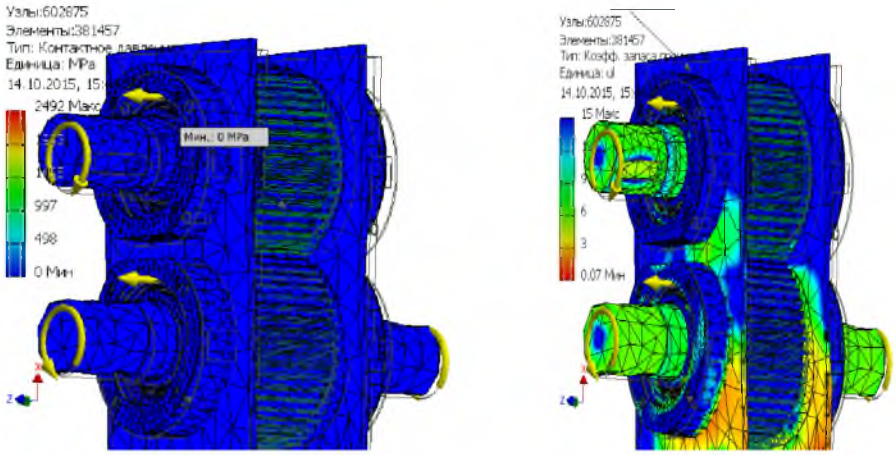
а *б*

Рисунок 3 – Картина распределения эквивалентных напряжений (*а*) и деформация (б) по сечению шестеренной клети



а *б*

Рисунок 4 – Картина распределения смещения (*а*) и смещение по оси X (*б*) по сечению шестеренной клети



а *б*

Рисунок 5 – Картина распределения контактного давления (*а*) и коэффициента запаса прочности (б) по сечению шестеренной клети

Выводы:

1. Распределение запаса прочности шестеренных клетей нового многофункционального стана удовлетворяет условию прочности (рассчитанный запас прочности не превышает принятого коэффициента запаса прочности).

2. Показано, что максимальные значения эффективного напряжения не превышают максимально допустимого для материала зубчатых колес значения предела прочности.

3. Результаты расчетов по аналитической методике и с использованием программы Autodesk Inventor достаточно согласуются между собой. Расхождение значений определяемых величин не превышает 7–10%.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Современные тенденции развития технологии производства горячекатаных особо тонких полос / В.Г. Иванченко, В.Т. Тилик, О.Н. Штехно и др. Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: Сб. научн. тр. – Дніпропетровськ: ІЧМ НАН України, 2004. – Вип. 8. – С. 232-238.

[2] Максимов Е.А. Улучшение планшетности полосы // Национальная металлургия. Оборудование. – 2005. – № 1. – С. 22-27.

[3] Перспективы развития производства холоднокатаного проката на мировом и российском рынках / О.В. Федонин, С.Я. Унру, М.В. Немкин и др. // Металлург. – 2011. – № 5. – С. 9-17.

[4] Перспективные конструкции прецизионных станов / А.Н. Кулик, К.Ю. Юрков, А.А. Файчак, В.В. Шевченко // http://www.nbuv.gov.ua/portal/ natural/Zmmvp/2008_10/3.pdf.

[5] Зиновьев А.В. Технология прокатки и смотки тонких полос на литейно-прокатном агрегате // Новости черной металлургии за рубежом. – 2006. – № 2. – С. 49-52.

[6] Салганик В.М. и др. Тонкослябовые литейно-прокатные агрегаты для производства стальных полос. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 506 с.

[7] Патент 20969. Непрерывный стан для прокатки полос из сталей и сплавов / С.А. Машеков, Е.З. Нугман, А.С. Машекова, и др. // Опубл. 16.03.2009, Бюл. №3.

[8] Мазур В.Л., Ноговицын А.В. Теория и технология тонколистовой прокатки (Численный анализ и технические приложения). – Днепропетровск: РВА «Дніпро-VAL», 2010. – 500 с.

[9] Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов. Учебное пособие для вузов. – М.: Металлургия, 1985. – 376 с.

[10] Концевич В.Г. Современный самоучитель работы в Autodesk Inventor. – М.: ДМК-Пресс, 2009. – 672 с.

REFERENCES

[1] Sovremennye tendencii razvitija tehnologii proizvodstva gorjachekatanyh osobo tonkih polos / V.G. Ivanchenko, V.T. Tilik, O.N. Shtehno i dr. Fundamental'nye i prikladnye problemy chernoj metallurgii: Sb. nauchn. tr. Dnipropetrovs'k: IChM NAN Ukraïni, 2004. Vip. 8. P. 232-238.

[2] Maksimov E.A. Uluchshenie planshetnosti polosy // Nacional'naja metallurgija. Oborudovanie. 2005. N 1. P. 22-27.

[3] Perspektivy razvitija proizvodstva holodnokatanogo prokata na mirovom i rossijskom rynkah / O.V. Fedonin, S.Ja. Unru, M.V. Nemkin i dr. Metallurg. 2011. N. 5. P. 9-17.

[4] Perspektivnye konstrukcii precizionnyh stanov / A.N. Kulik, K.Ju. Jurkov, A.A. Fajchak, V.V. Shevchenko // http://www.nbuv.gov.ua/portal/ natural/Zmmvp/2008_10/3.pdf.

[5] Zinov'ev A.B. Tehnologija prokatki i smotki tonkih polos na litejno-prokatnom agregate // Novosti chernoj metallurgii za rubezhom. 2006. N 2. P. 49-52.

[6] Salganik V.M. i dr. Tonkosljabovye litejno-prokatnye agregaty dlja proizvodstva stal'nyh polos. M.: MGTU im. N.Je. Baumana, 2003. 506 p.

[7] Patent 20969. Nepreryvnyj stan dlja prokatki polos iz stalej i splavov/ S.A. Mashekov, E.Z. Nugman, A.S. Mashekova i dr. // Opubl. 16.03.2009. Bjul. N 3.

[8] Mazur V.L., Nogovicyn A.V. Teorija i tehnologija tonkolistovoj prokatki (Chislennyj analiz i tehnicheskie prilozhenija). Dnepropetrovsk: RVA «Dnipro-VAL», 2010. 500 p.

[9] Korolev A.A. Konstrukcija i raschet mashin i mehanizmov prokatnyh stanov. Uchebnoe posobie dlja vuzov. M.: Metallurgija, 1985. 376 s.

[10] Koncevich V.G. Sovremennyj samouchitel' raboty v Autodesk Inventor. M.: DMK-Press, 2009. 672 p.

КӨП ФУНКЦИОНАЛДЫ БОЙЛЫҚ-СЫНА ОРНАҚТЫҢ ТЕГЕРШІК КӨТЕРМЕЛЕРІНІҢ КОНСТРУКТИВТІК МӨЛШЕРІН АНЫҚТАУ

С. А. Машеков[1], Б. Н. Абсадыков[2], М. Л. Рахматулин[1], Л. А. Курмангалиева[1], Е. З. Нугман[1], А. И. Полещук[1], А. С. Машекова[1]

[1] Қ. И. Сәтпаев атындағы Қазақ ұлттық зерттеу техникалық университеті, Алматы, Қазақстан,
[2] Қазақ-Британ техникалық университеті, Алматы, Қазақстан

Түйін сөздер: илемдеу орнағы, әртүрлі қалындық, планшеттік, теғершік көтерме, жұмыс қаумасы, таяныш қаумасы.

Аннотация. Жұмыс, техникалық сипаттама неғізі икемдеу бағытында жұмыс қаумалар диаметрінің азаюы және 15 кВт күшімен бес мотор-бәсеңдеткіштермен мойынтірек көтермелер арқылы жұмыс қаумалардың айналуы болып саналатын жаңа конструкцияның көп функционалы бойлық-сына орнағын қарастырылуына арналған. Жоспарланған орнақ болат пен құйындыдан жасалған ыстық тапталған және суық тапталған жіңішке тілкемдер, қалындығы 1 мм кемірек мыс тілкемдерін, қалындығы 2–0,5 мм титанды және алюминді тілкемдер, қалындығы 2 мм кемірек күміс тілкемдер, асыл металл прокатын және т.б. өңдеуге мүмкіндік береді. Металды өңдеу үдерістердің есептеуіне арналған Autodesk Inventor мамандандырылған бағдарламалық өнімнің неғізінде ұсынылған орнақтың ауыр жүктеулі элементтерінің дүбірлі-сиықсыздандырылған жағдайы есептелген. Ұсынылған орнақта икемдеу кезінде серпінді сиықсыздандыру мен қаумалар элементтерінің жылжу шамалары үлкен емес екені дәлелденген. Өткізілген зерттеулер жұмысының аясында жеткілікті жоғары қаттылығы дәлелденді, және қатты жүктелген элементтер баламасы кернеуді пайда созылу беріктігі материалдық құны үшін рұқсат етілген артық емес.

Поступила 05.05.2016 г.