НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

Поворотній Віктор Володимирович

УДК 621.771.06

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СТАНІВ ХОЛОДНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ ШЛЯХОМ РАЦІОНАЛЬНОГО СИНТЕЗУ ДЕТАЛЕЙ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ

05.05.08 – «Машини для металургійного виробництва» (05 – Технічні науки)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Поворотній В.В.

Науковий керівник Махницький Ігор Григорович Кандидат технічних наук, доцент

Дніпро 2021

АНОТАЦІЯ

Поворотній В.В. Підвищення ефективності роботи станів холодної прокатки труб шляхом раціонального синтезу деталей робочих клітей. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08 – «Машини для металургійного виробництва». – Національна металургійна академія України, Дніпро, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної наукової задачі, яка полягає у підвищенні ефективності роботи станів холодної прокатки труб (ХПТ) шляхом раціонального синтезу деталей робочих клітей, розробкою нових конструкцій клітей, визначення гранично допустимих зусиль прокатки, при яких робота стану здійснювалася б без ризику руйнування станин та робочих валків.

У першому розділі розглянуто низку факторів, які впливають на поздовжню різностінність холоднокатаних труб. Ці фактори розділено на дві групи: фактори технологічного характеру при виробництві труб та фактори, які стосуються механічного обладнання станів ХПТ. Одним із основних вузлів станів ХПТ є робочі кліті. В залежності від вимог до якості продукції, енергосилових параметрів прокатки та технологічних показників роботи стана в робочій кліті використовуються станини та робочі валки різних конструкцій. На вітчизняних трубопрокатних підприємствах великого поширення набули станини прямокутної конструкції та робочі валки під напівдискові калібри. В умовах зростання попиту на труби зі збільшеними показниками точності необхідним є мінімізація ризиків руйнування обладнання. Тому на вітчизняних трубопрокатних підприємствах є тенденція впровадження станини раціональної конструкції та робочі валки під кільцеві калібри.

Проведено порівняння техніко-економічних показників вищевказаних деталей, визначено їх переваги та недоліки. Здійснено аналіз методів

досліджень об'ємного напружено-деформованого стану (НДС) деталей робочих клітей станів ХПТ.

Результати аналізу літературних джерел свідчать, про те, що на сьогоднішній день відсутні відомості щодо раціонального синтезу деталей робочих клітей та вплив комплектації на поздовжню різностінність труб і несучу здатність деталей робочих клітей

У другому розділі представлено дослідження об'ємного НДС деталей різних конструкцій робочих клітей станів ХПТ-32, ХПТ-55, ХПТ-90. Дослідження НДС проводились з використанням методу скінчених елементів на базі тривимірного комп'ютерного моделювання. Результати представлено у вигляді полів напружень та пружних деформацій деталей робочих клітей. Визначені жорсткості деталей робочих клітей, виявлені місця концентрацій еквівалентних напружень в станинах та робочих валках різних конструкцій, встановлені залежності максимальних прогинів робочих валків під напівдискові калібри від кута їх повороту.

У **третьому розділі** розроблені динамічні моделі робочих клітей станів ХПТ, визначені амплітуди коливань робочих валків під час прокатки труб з урахуванням можливості використання в кліті деталей одного функціонального призначення, але різних конструкцій.

Одержано залежності жорсткостей установок робочих валків різних конструкцій з використанням в якості опор роликових підшипників кочення та шарнірних підшипників ковзання з урахуванням нерівномірності руху робочої кліті.

Результати математичного моделювання одержані з використанням чисельних методів розв'язання систем диференціальних рівнянь і представлені у вигляді залежностей амплітуд вертикальних коливань робочих валків від часу.

Встановлено взаємозв'язки між максимальними амплітудами коливань робочих валків при використанні в робочій кліті деталей різних конструкцій.

У четвертому розділі наведені характеристики обладнання для неруйнівного методу контролю якості труб, основаного на ультразвукових дослідженнях геометричних показників продукції на підприємстві «ВСМПО ТИТАН УКРАЇНА», за допомогою якого було проведено заміри товщини стінок труб, що досліджувалися. Представлено результати замірів товщини стінок труб з титанових сплавів, що були прокатані на станах, оснащених станинами раціональної та прямокутної конструкцій.

Проведено порівняння результатів розв'язання математичної моделі, що описує вертикальні коливання робочих валків, з результатами замірів поздовжньої різностінності труб.

Представлено результати порівняння напружень та пружних деформацій, одержані з використанням тензометричного методу досліджень та методу скінчених елементів, які виникають під час прокатки труб в станинах раціональної і прямокутної конструкцій.

У п'ятому розділі представлено розрахунки навантажувальної здатності робочих валків та станин клітей станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90. Одержано залежності еквівалентних напружень, що виникають в досліджуваних деталях, від величини зусилля прокатки. Визначено значення гранично допустимих величин зусиль прокатки при різних коефіцієнтах запасу міцності робочої кліті. Розроблено та представлено перспективні конструкції вузлів станів ХПТ, що сприятимуть підвищенню якості холоднокатаних труб, рівномірному навантаженню4в шатунах робочих клітей, зменшенню часу на проведення обслуговування станів ХПТ при поточних ремонтах і перевалці робочих валків.

Ключові слова: стан ХПТ, робоча кліть, робочий валок, станина, труба, калібр, різностінність, жорсткість, об'ємний напружено-деформований стан, вертикальні коливання, комплектації робочих клітей, напруження, поля напружень.

ABSTRACT

Povorotniy V.V. Improving the efficiency of cold rolling mills by rational synthesis of parts of working stands. - *Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.*

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.05.08 - "Machines for metallurgical manufacture". - National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, 2021.

The dissertation is devoted to solving an urgent scientific problem, which is to increase the efficiency of cold rolling mills (CRM) by improving the design of working stands, varying the details of stands, determining the maximum allowable rolling efforts at which pipe production would occur without risk of destruction of stands and rolls.

The first section considers a number of factors that affect the quality of pipes produced by cold rolling. These factors are divided into two groups: the phenomena of technological nature in the production of pipes and the phenomena related to the mechanical equipment of the CRM. One of the main nodes of the CRM is the working stand. Depending on the requirements for product quality, power parameters of rolling and technological indicators of the mill in the working stand, stands and work rolls of different designs are used. Thus, rectangular stands and work rolls for semi-disc calibers have become widespread at domestic pipe-rolling enterprises. At the same time, in the conditions of growth of demand for pipes with the increased indicators of accuracy it is necessary to keep minimization of risks of destruction of the equipment.

In this regard, domestic pipe rolling mills began to introduce stands of rational design and work rolls for ring calibers. The comparison of technical and economic indicators of the above details is carried out, their advantages and disadvantages are defined. The analysis of methods of researches of volume stress-strain state of details of working stands of states is carried out.

The results of the analysis of literature sources show that so far no relationship has been established between the completeness of the working stands of the CRM and the quality of the pipes, in the context of longitudinal diversity.

The second section presents a study of the volumetric stress-strain state of parts of different structures of working stands of CRM-32, CRM-55, CRM-90. Investigations of the stress-strain state were performed using the finite element method based on three-dimensional simulation. The results are presented in the form of stress fields and elastic deformations of the parts of the working stands. The values of the stiffness of the parts of the working stands are obtained, the dependences of the values of the variable values of elastic deformations of the inner rings of the bearings during the work of the stand, as well as the dependences of the maximum deflections of the working rolls under semi-disk calibers on the angle of their rotation.

In the third section, based on the results of the study of the volumetric stressstrain state of the parts of the working stands of the CRM, a mathematical model is developed that describes the oscillations of the working rolls of the CRM states due to the elastic characteristics of the working stand parts.

The dependences of the stiffness of the work rolls of different constructions with the use of roller bearings and hinged plain bearings as supports are obtained, taking into account the peculiarities of the uneven movement of the working stand.

The results of mathematical modeling were obtained using numerical methods for solving systems of differential equations and are presented in the form of timedependent amplitudes of vertical oscillations of the work rolls due to the elastic characteristics of the parts of the working stand.

The relationships between the maximum amplitudes of oscillations of the work rolls using parts of different designs in the work stand are established.

The fourth section describes the process of non-destructive method of pipe quality control at the enterprise "VSMPO TITAN UKRAINE", based on ultrasound studies of geometric parameters of pipes and the presence of internal defects. The section presents the results of measurements of the wall thickness of titanium alloy pipes, which were rolled on mills equipped with stands of rational and rectangular structures.

The results of solving the mathematical model describing the vertical oscillations of the working rolls are compared with the results of measurements of the longitudinal difference of the pipes obtained using the non-destructive method of quality control.

The fifth section presents calculations of the load capacity of work rolls and stands of stands of CRM–32; CRM–55; CRM–90. The dependences of the equivalent stresses arising in the investigated parts on the magnitude of the rolling force are obtained. The dependences of the maximum allowable values of rolling forces on the coefficient of strength are determined. New constructions of CRM state nodes have been developed and presented, which will help increase the efficiency of their work.

Keywords: CRM condition, work stand, work roll, frame, pipe, caliber, different thickness, stiffness, volumetric stress-strain state, vertical oscillations, workbench configuration, finite element method, voltage, voltage fields.

Список публікацій здобувача:

Статті у виданнях, що включені до міжнародних науково-метричних баз:

1. Vishinskiy V.T. Research and modernization of the drive of cold-pilgering mills cage/ V.T. Vishinskiy, S.R. Rakhmanov, V.V. Povorotny // Metallurgical and Mining Indastry. -2015. -N 212. -P. 280 -287. (Index Scopus).

2. Рахманов С.Р. Системная динамика рабочей клети стана XПТ/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотний**, Д.А. Кулык, Е.Ю. Волошин // Вібрації в техніці та технологіях. Вінниця, 2017. –1(84) – С. 35-44. (**Index Copernicus**)

3. Tolstikov G.I. To the question of creation of the working stand cold rolling mill pipe with safety device / G.I. Tolstikov, **V.V. Povorotny**, S.R. Rakhmanov, S.M. Krishin // Metallurgical and Mining Industry №2. – Dnipro, 2017. P. 20-24. (Index Copernicus)

Статті в наукових фахових виданнях:

4. **Поворотний В.В.** Определение рациональных межремонтных периодов работы оборудования / **В.В. Поворотний,** И.Г. Махницкий, Д.А. Кононов // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2014. – №1. – С. 95 – 97.

5. Rakhmanov S.R. Comparative analysis of stress-strain state of rolls of rolling stand of cold reducing mill / S.R. Rakhmanov, V.T. Vyshinsky, **V.V. Povorotniy** // Metallurgical and Mining Industry. -2017. $-N_{2}4$. -P. 64-71.

6. Рахманов С.Р. Комплексное исследование напряженнодеформированного состояния рабочей клети стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотний** // Обработка материалов давлением: Сборник научных трудов. – Выпуск №1 (42). – Краматорск, 2016. – С. 191–198.

Поворотний В.В. Влияние компоновки элементов рабочих клетей станов
ХПТ на разностенность прокатываемых труб // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2018. – №7 – С 108-113.

Патенти України:

8. Патент на винахід № 1116688 Україна, МПК В21В21/00. Робоча кліть стана холодної прокатки труб/ Рахманов, С.Р. Вишинський, В.Т. Лисенко О.В., Кагаловський В.М., **Поворотній В.В.**; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № а 201604734; заявл. 28.04.2016 опубл. 25.04.2018, Бюл.№83.

9. Патент на винахід № 117943 Україна, МПК В21В17/00. Спосіб регулювання міжвалкового зазору робочих клітей станів холодної прокатки труб і пристрій для його здійснення/ Рахманов С.Р., Вишинський В.Т., Лисенко О.В., Кагаловський В.М., **Поворотній В.В.**; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № а 201608215; заявл. 25.07.2016; опубл. 25.10.2018, Бюл.№20.

10. Патент на винахід № 119192 Україна, МПК В21В21/00. Робоча кліть стана холодної прокатки труб/ Поворотній В.В.; Рахманов, С.Р. заявник і

власник Національна металургійна академія України. – № а 201708024; заявл. 01.08.2017 опубл. 11.02.2019, Бюл.№3.

Матеріали наукових конференцій:

11. Рахманов С.Р. Исследование напряженно-деформированного состояния станин рабочей клети стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, В.В. Поворотний, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко, Е.Ю. Волошин // матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем» (1–3 листопада), Дніпро, УДХТУ, 2016. – С 91–100.

12. **Поворотний В.В.** Комплексная динамика рабочей клети и механизма удержания оправки стана ХПТ/ **В.В. Поворотний,** С.Р. Рахманов, С.М. Крышин, В.Т. Вышинский // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (11-13 квітня) Дніпро, НМетАУ, 2017. – С 153-155.

13. Махницкий И.Г Определение оптимального межремонтного периода металлургического оборудования, с учетом истории предыдущих ремонтов, на основе значение функции надёжности / И.Г. Махницкий, **В.В. Поворотний** // Міжнародна науково-технічна конференція «Надійність металургійного обладнання» (28–31 жовтня). – Дніпропетровськ, НМетАУ, 2013. – С 74-78

3MICT

ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ	
ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ СТАНІВ ХПТ	18
1.1 Аналіз конструкцій робочих клітей	20
1.2 Аналіз конструкцій основних деталей робочих клітей	28
1.3 Методи дослідження напружено-деформованого стану елементів робочих	33
клітей	
1.3.1 Аналітичні методи досліджень напружено-деформованого стану	33
елементів робочих клітей	
1.3.2 Експериментальні методи досліджень напружено-деформованого стану	35
елементів робочих клітей	
1.3.3 Метод скінчених елементів як інструмент для дослідження напружено-	37
деформованого стану елементів робочих клітей	
Висновки по розділу 1	40
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО НАПРУЖЕНО-	42
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ СТАНІВ	
ХПТ	
2.1 Напружено-деформований стан станин робочих клітей	42
2.2 Напружено-деформований стан робочих валків	53
2.3 Напружено-деформований стан опорних вузлів робочих клітей	64
2.4 Напружено-деформований стан натискних пристроїв робочих клітей	68
2.5 Систематизація результатів, одержаних при дослідженні напружено-	70
деформованого стану елементів робочих клітей	
Висновки по розділу 2	70
РОЗДІЛ З. ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ	72
ВАЛКІВ СТАНІВ ХПТ	
3.1 Розробка розрахункових схем робочих клітей станів ХПТ	73
3.2 Математична модель динамічної системи робочих клітей станів ХПТ	82

3.3 Визначення частот вільних коливань динамічної системи				
3.4 Дослідження вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ				
Висновки по розділу 3				
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ	103			
СТАНІВ ХПТ				
4.1 Дослідження різностінності труб на станах ХПТ у виробничих умовах				
4.2 Комплексні дослідження різностінності труб в умовах виробництва				
4.3 Порівняння результатів досліджень об'ємного напружено-деформованого				
стану станин станів ХПТ				
Висновки по розділу 4	122			
РОЗДІЛ 5. ЗАХОДИ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СТАНІВ				
ХПТ				
5.1 Руйнування валків і станин робочих клітей станів ХПТ				
5.2 Аналіз навантажувальної здатності деталей робочих клітей станів ХПТ на				
базі результатів досліджень їх напружено-деформованого стану				
5.3 Рекомендації з вдосконалення конструкцій вузлів станів ХПТ	134			
Висновки по розділу 5				
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ				
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ				
ДОДАТКИ	162			

ВСТУП

Актуальність роботи. Подальший виробництва розвиток холоднокатаних труб пов'язаний i3 розширенням сортаменту труб, підвищенням якості готової продукції та забезпеченням довговічності робочих елементів станів холодної прокатки труб (ХПТ), що в цілому сприяє підвищенню ефективності роботи обладнання. Одним з основних показників труб є нормована поздовжня різностінність, допуск якої може якості 0.8% стінки. Конкурентоспроможність сягати товщини вітчизняних холоднокатаних труб нерозривно пов'язана із удосконаленням існуючих конструкцій робочих клітей, а також зі створенням принципово нових деталей і вузлів станів ХПТ. У робочій кліті встановлюють прокатні валки з робочими калібрами, що забезпечують деформування металу і формування геометрії готової труби, тим самим впливаючи на її різностінність. При збільшенні швидкості прокатки, величини подачі, при прокаті труб з важкодеформівних сплавів, межа плинності яких досягає 1800 МПа, мають місце випадки руйнування деталей робочої кліті, зокрема станин і робочих валків. Маса станини та робочих валків відповідно сягає 39% та 12,6% від всієї маси робочої кліті, тому при руйнуванні цих деталей необхідні матеріальні витрати на їх відновлення або заміну та час.

Вагомий внесок у розвиток і дослідження устаткування для виробництва холоднокатаних труб внесли вітчизняні та закордонні вчені: C.M. M.I. Кожевников, B.M. Гребеник, Гріншпун, 3.A. Кофф, BL Соколовський, Ю.Ф. Шевакін, Ф.С. Сейдалієв, А.С. Ткаченко, В.І. Большаков, В.К. Цапко, А.П. Коліков, Ю.Б. Чечулин, В.Ф. Фролов, Я.В. Фролов, А.В. Кашкарьов, С.М. Кришин, В.Ф. Орещенко, В.Т. Вишинський, С.Р. Рахманов та інші.

Незважаючи на велику кількість досліджень, спрямованих на вдосконалення станів ХПТ та підвищення ефективності їх роботи, на сьогоднішній день відсутні відомості щодо раціональних комплектацій робочих клітей та їх впливу на поздовжню різностінність труб і несучу здатність деталей робочих клітей. Тому дослідження напружено-деформованого стану (НДС) та міцності елементів обладнання станів ХПТ, впливу параметрів жорсткості окремих деталей кліті на різностінність труб, є актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з напрямком наукової діяльності кафедри «Машини та агрегати металургійного виробництва» Національної металургійної академії України – «Удосконалення машин для металургійного виробництва». Дисертація виконана в рамках науково-дослідної роботи «Розробка основ технічного обслуговування механічних систем з контролю безпеки» (державна реєстрація № Б306010012) за участі здобувача як виконавця.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності роботи станів ХПТ на базі результатів досліджень напружено-деформованого стану деталей кліті, що сприймають технологічні навантаження, а також на основі результатів математичного моделювання вертикальних коливань робочих валків під час прокатки, що дозволяє шляхом формування раціональної комплектації робочої кліті стана ХПТ, забезпечити якість труб за рахунок впливу на величину їх поздовжньої різностінності.

Відповідно до зазначеної мети у роботі сформульовано такі задачі:

- проаналізувати існуючі конструкції робочих клітей станів XПТ та їх основні деталі;

- обрати метод дослідження НДС елементів робочих клітей станів ХПТ;

- дослідити об'ємний НДС деталей робочих клітей станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90, що сприймають навантаження в процесі взаємодії розкату та калібрів робочих валків;

- розробити комплекс розрахункових схем і математичного опису для дослідження вертикальних коливань робочих валків, які впливають на різностінність труб, з урахуванням комплектації деталей кліті;

- розробити рекомендації щодо раціонального вибору граничних значень сил прокатки для робочих клітей станів ХПТ з деталями різних конструкцій;

- провести порівняння результатів досліджень НДС деталей робочих клітей, а також максимальних значень амплітуд коливань робочих валків, одержаних математичним моделюванням, з результатами експерименту, одержаних в промислових умовах.

Об'єкт дослідження. Процес навантаження та несуча здатність робочих клітей різних конструкцій станів холодної прокатки труб.

Предмет дослідження. Конструктивні та динамічні параметри робочих клітей станів ХПТ та їх вплив на різностінність труб.

Метоли лослідження. Теоретичні лослідження виконано 3 використанням фундаментальних закономірностей і аналітичних методів теоретичної механіки, опору матеріалів, динаміки механічних систем з пружними ланками, теорії коливань, теорії машин і механізмів. Імітаційне дослідження вертикальних коливань робочих валків виконувалося на основі розроблених математичних моделей за допомогою чисельних метолів розв'язання диференціальних рівнянь з використанням ЕОМ. Дослідження НДС деталей робочих клітей виконувалось з використанням методу скінчених елементів (МСЕ). Експериментальне вимірювання різностінності труб в промислових умовах здійснено з використанням акустичного неруйнівного методу за допомогою сертифікованої вимірювальної та реєструючої апаратури.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше виконаний раціональний синтез структури та параметрів робочих клітей станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 по критерію роботоздатності при різних їх комплектаціях з урахуванням показників міцності. Це дозволяє на стані ХПТ-32 при використанні в робочій кліті валків під кільцеві калібри та станини раціональної конструкції, при двократному запасі міцності збільшити на 188% гранично допустиме зусилля прокатки до 1440 кН.

2. Вперше визначено взаємозв'язок між положенням клина натискного пристрою та амплітудою коливань робочих валків. Виявлено що при

переміщенні клинів натискного пристрою вздовж верхньої поперечки станини прямокутних конструкцій амплітуда вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ змінюється в межах (2...11)%.

3. Отримав подальший розвиток теоретичний опис пружних параметрів та об'ємного напружено-деформованого стану робочих валків станів ХПТ під кільцеві та напівдискові калібри, виявленні місця концентрацій та аналітичні залежності еквівалентних напружень, від зусилля прокатки та кута їх повороту. Це дозволяє обирати граничне зусилля прокатки і коректувати сортамент та технологічні параметри прокатки.

4. Отримав подальшого розвитку теоретичний опис процесу формування різностінності холоднокатаних труб в динамічній системі робочої кліті на основі математичного моделювання вертикальних коливань робочих валків. Це дозволяє встановити зв'язки між комплектацією, динамічними параметрами робочих клітей станів ХПТ та величиною різностінності.

Практичне значення отриманих результатів. Вперше розроблено математичну модель динамічної системи робочих клітей станів ХПТ, для дослідження коливання робочих валків у вертикальній площині при нестаціонарних режимах навантаження. Це дозволяє спрогнозувати значення граничних відхилень розмірів стінки холоднокатаних труб в залежності від комплекту деталей різних конструкцій в робочих клітях станів ХПТ.

Результати дисертаційної роботи у вигляді пакету конструкторської документації на робочі кліті станів ХПТ та технічних рішень були надані НПФ «Восток-Плюс» (акт впровадження від 10 березня 2020 р., додаток А).

За результатами дисертаційної роботи впроваджено у виробництво ВСМПО «ТИТАН Україна» робочі валки під кільцеві калібри стана ХПТ-32, а також станини раціональної конструкції стана ХПТ-32 (акт впровадження від 14.04.2019 р. додаток А)

Достовірність наукових результатів та висновків підтверджується коректністю постановки задач на підставі всебічного аналізу та узгодженості вихідних даних, застосуванням апробованих теоретичних методів з

урахуванням загальноприйнятих або обґрунтованих припущень. Обґрунтованість математичної моделі динамічної системи робочої кліті підтверджується збіжністю результатів імітаційного моделювання коливань робочих валків з експериментальними даними, одержаними на ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА». Достовірність результатів досліджень НДС деталей робочих клітей підтверджується збіжністю результатів імітаційного моделювання НДС станин робочих клітей стана ХПТ-32 з даними тензометрії.

Особистий внесок здобувача. У дисертації не використані ідеї співавторів публікацій. Усі принципові теоретичні та експериментальні результати, одержані в дисертації, базуються на дослідженнях, проведених автором самостійно. Особистий внесок здобувача в публікаціях зі співавторами полягає в наступному: дослідження приводу робочої кліті стана ХПТ [1]; математичне моделювання вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ [2]; розробка конструкцій натискних пристроїв робочих клітей станів ХПТ [3]; розробка заходів з планування ремонтів металургійного обладнання [4]; дослідження НДС деталей робочих клітей станів ХПТ [5,6]; дослідження впливу компоновки елементів робочих клітей станів ХПТ на різностінність холоднокатаних труб [7].

Апробація результатів дисертаційної роботи. Результати дисертаційної роботи доповідалися на: міжнародній технічній конференції «Надійність металургійного обладнання» (м. Дніпропетровськ, 2013); міжнародній «Надійність технічній конференції металургійного обладнання» (м. Дніпропетровськ, 2015); II Всеукраїнській науково-технічній конференції з міжнародною участю «КМОСС» (м. Дніпро, 2016); Всеукраїнській науковотехнічній конференції «Механіка машин – основні складові прикладної механіки» (м. Дніпро, 2017); семінарі кафедри «Обробка металів тиском ім. ак. О.П. Чекмарьова» Національної металургійної академії України (м. 2016); Дніпропетровськ, об'єднаному науковому семінарі механікомашинобудівного факультету Національної металургійної академії України та Інституту чорної металургії ім. З.І. Некрасова НАН України (м. Дніпро, 2020 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 13 наукових працях, в тому числі: 7 статей у наукових фахових виданнях, затверджених ДАК МОН України, 3 з яких опублікована у виданнях, що індексуються у науковометричній базі Index Scopus та Index Copernicus, 3 патенти України (додаток Б), 3 матеріалів праць науково-технічних конференцій.

Структура і обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів і висновків по ним, загальних висновків, переліку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи 203 сторінки, в тому числі 150 сторінок основного тексту, 76 рисунків, 27 таблиць, 8 додатків і список використаних джерел з 104 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ СТАНІВ ХПТ

Способом холодної прокатки виготовляють високоякісні труби широкого діапазону розмірів практично з усіх марок сталей і сплавів, що містять титан, нікель, молібден, хром, вольфрам і цирконій [8,9].

Залежно від призначення готових труб в тій або іншій галузі промисловості технологія виробництва диктує велику їх різноманітність за зовнішнім діаметром, матеріалом, товщиною стінки. В свою чергу це створює передумови для модернізації та розробки нового обладнання і конструкцій станів ХПТ, які мають відповідати вимогам сьогодення [10-17].

До основних вузлів станів ХПТ, що визначають їх технічні характеристики і конструктивні особливості, належать робочі кліті, лінія приводу робочої кліті, поворотно-подавальний механізм [8, 9].

Відомі методи формування якості холоднокатаних труб в залежності від геометричних характеристик робочого інструмента, обумовлених технологічною складовою виробництва. З огляду на велику кількість досліджень в даній області необхідно розділити це питання на два напрямки:

- підвищення якості за рахунок геометричних особливостей оправок;

- підвищення якості за рахунок геометричних особливостей рівчака калібру [8, 9].

Окремо слід відзначити вплив на якість труб, що прокатуються, системи технологічного змащення. Разом з тим вона залежить від технологічних особливостей, закладених в процес керування приводом робочої кліті, а також механізмом повороту і подачі заготовки [8,9,18,19].

При дослідженні параметрів, що впливають на якість трубної продукції, крім технологічних складових, слід відзначити й вплив самого обладнання.

Конструкція робочої кліті в поєднанні з головним приводом та механізмом, що здійснює поворот і подачу заготовки, а також технологічними

особливостями виробництва визначають продуктивність стана і якість прокатаних труб [1,19,20]. Рівномірність навантаження приводу робочої кліті позитивно впливає на показники якості продукції, зменшуються перекоси при русі кліті, зникає явище її галопування [1,8,9,18]. Крім того, на якість труб впливає поворотно-подавальний механізм і механізм утримання стержня оправки [8,9,19].

Якість холоднокатаних труб також залежить від пружних характеристик всіх елементів кліті, що сприймають зусилля прокатки, які, в свою чергу, виникають в результаті силового впливу розкату на робочі калібри [8]. З урахуванням наведених фактів складено схему, що показує вплив різних факторів на якість холоднокатаних труб (рис. 1.1).



Рис. 1.1 Схема впливу технологічних показників та характеристик обладнання на якість холоднокатаних труб

З аналізу факторів, що впливають на якість холоднокатаних труб, встановлено, що, поряд з технологічними особливостями, її необхідно розглядати сумісно з технологією виробництва і обладнанням.

З огляду на те, що робоча кліть є основним вузлом стана ХПТ, який забезпечує формування геометричних параметрів труби, треба дослідити вплив конструкцій робочих клітей на якість холоднокатаних труб та забезпечення нормованої різностінності.

1.1 Аналіз конструкцій робочих клітей

Відомо багато типів і конструкцій робочих клітей, які відрізняються не тільки типорозміром, але й конструктивними особливостями основних деталей.

Стани дуо. Робоча кліть стана дуо прямокутної конструкції (рис.1.2) складається зі станини закритого типу, пари робочих валків і натискного пристрою.



Рис. 1.2 Схема кліті стана ХПТ дуо

1 – приводна шестерня; 2 – станина робочої кліті; 3 – напрямна зубчаста рейка; 4 – система зубчастих коліс; 5 – робоча кліть; 6 – валки з калібрами; 7 – опорні ролики; 8 – клиновий пристрій; 9 – шатун; 10 – гвинт клинового пристрою; 11 – гайка, 12 – подушки.

Кліть рухається в станині 2 за допомогою опорних роликів 7 і приводиться в рух від кривошипно-шатунного механізму 9, при цьому через рейку 3, приводну шестерню 1 і систему зубчастих коліс 4 приводиться в рух валкова система з калібрами 6. Зазор між валками регулюється за допомогою клинового пристрою 8, який при переміщенні уздовж осі прокатки нижньою частиною впливає на верхні подушки валкової системи, а верхньою – на

станину робочої кліті. Для фіксації клинового пристрою використовують гвинти 10, на які накручуються гайки 11 [7,8,22-30].

Відома конструкція робочої кліті стана ХПТ з верхніми приводними валками (рис. 1.3) [30]. Станина 1 виконана зварюванням з двох відлитих половин і являє собою раму таврового або двотаврового перерізу. Натискний механізм являє собою клин 2, який переміщується по похилій площині подушки верхнього валка паралельно осі прокатки, при цьому фіксація клина відбувається за допомогою гвинта 3, вмонтованого в бічні стійки рами. Принциповою відмінністю від станини, представленої на рис. 1.2, є відсутність у робочій кліті опорних роликів, а її взаємодія зі станиною стана здійснюється за допомогою текстолітових планок 9, які кріпляться болтами до повзуна 8. Завдяки наявності текстолітових планок робоча кліть, переміщаючись в напрямних станини під робочу кліть, контактує безпосередньо зі станиною стана по площині, зменшуючи тим самим удари об неї в крайніх положеннях кліті, і запобігає зносу напрямних станини стана при взаємодії їх з опорним роликами. Також відмінністю даної кліті є наявність приводної шестерні 6 на верхньому робочому валку, що спрощує налагодження робочої кліті при технічному обслуговуванні і монтажі [29].

Відома конструкція робочої кліті стана ХПТ [31] зі станиною, яка має заокруглену форму верхніх та нижніх поперечин, що дозволяє позбутися згинальних моментів в криволінійній частині станини і тим самим знизити напруження, які виникають в процесі роботи кліті (рис. 1.4).

Кліть здійснює зворотно-поступальні рухи по напрямних, які взаємодіють з опорними роликами, насадженими на вали. Навантаження від верхніх касет, де як опори робочого валка встановлені підшипники, через клини і опорні сектори передається на станину. Регулювання зазору між валками здійснюється за допомогою натискних гвинтів, розташованих уздовж осі прокатки в отворах поперечин. Для з'єднання з приводним механізмом в кліті виконані вушка [31].



Рис. 1.3 Схема кліті стана ХПТ дуо з верхніми приводними валками 1 – станина робочої кліті; 2 – клин натискного пристрою; 3 – гвинт натискного пристрою; 4 – синхронізуюча шестерня; 5 – шестерня нижнього вала; 6 – приводна шестерня валкової системи; 7 – калібри робочих валків, 8 – повзун, 9 – накладки



Рис. 1.4 Станина робочої кліті стана ХПТ дуо

1 – станина; 2 – напрямна; 3 – напрямна; 4 – верхній валок; 5 – нижній валок; 6 – верхня касета; 7 – клин; 8 – опорний сектор; 9 – гвинт; 10 – отвір

Робочі кліті вищенаведених конструкцій оснащені запобіжним пристроєм, який розташовано між клином натискного пристрою і поперечиною станини. Пристрій складається з пуансона, зрізного диска і матриці, що одночасно є клином. Запобіжний пристрій служить для практично миттєвого підйому подушки верхнього робочого валка внаслідок зрізу запобіжних дисків, коли вертикальне зусилля прокатки перевищує максимально допустимі значення на певну величину [8,9,30].

Використання такого запобіжного пристрою в значній мірі сприяє збереженню деталей робочої кліті і головного привода стана. Однак ці пристрої мають ряд суттєвих недоліків, до яких належать: пластичні деформації кромок пуансона, матриці і самого диска, що спотворює розміри осередку деформації, велика трудомісткість і тривалість заміни дисків після їх зрізання, висока пружна деформація пристрою [29,30].

Вплив пружної деформації кліті на якість труб відзначався в роботі, де здійснено експериментальні дослідження пружних переміщень елементів робочих клітей станів ХПТ різних типорозмірів. Дослідження показали, що повна пружна деформація робочих калібрів стана ХПТ є результатом пружної деформації деталей і вузлів робочої кліті, розташованих між робочим конусом оправки і станиною робочої кліті. В роботі [8] також показано, що величина пружної деформації запобіжного пристрою практично дорівнює сумі пружних деформацій всіх інших елементів робочої кліті.

Відома робоча кліть дуо фірми «Мапnesmann-Meer» [30], яка складається з литої станини відкритого типу, касети валків і натискного пристрою [8,9,30]. Дана кліть має малу масу, що в комплексі з механізмом врівноваження дозволяє розвинути високу швидкість прокатки. Також вона є простою в обслуговуванні за рахунок станини відкритого типу. У робочій кліті відсутній запобіжний пристрій, проте в деяких різновидах стана передбачається його використання. До недоліків кліті слід віднести малий діапазон діаметрів труб, що випускаються [8].

Відома робоча кліть дуо (рис. 1.5) станів ХПТ раціональної конструкції [32-36], профіль якої виконаний відповідно до кривої, яка описує форму провисання гнучкої нитки.



Рис. 1.5 Схема робочої кліті зі станиною раціональної конструкції 1 – станина робочої кліті; 2 – натискний пристрій; 3 – установка валків; 4 – робочий калібр; 5 – робочий валок; 6 – опорний вузол; 7 – приводна шестерня; 8 – погоджувальні шестерні; 9 – повзун; 10 – кріпильні вироби

У станині 1 розташовується установка валків 3, що складається з калібрів 4, робочих валків 5, опорних вузлів 6, приводних шестерень 7, синхронізуючих шестерень 8. Знизу до станини робочої кліті за допомогою кріпильних виробів 10 встановлюються повзуни 9. Між станиною робочої кліті і установкою валків розташований натискний пристрій 2. Робоча кліть, зображена на рис. 1.5, є допрацьованим і вдосконаленим варіантом робочих клітей, розроблених в роботах [31-36], і представлена в останній модифікації. До переваг кліті даної конструкції слід віднести підвищену міцність і жорсткість станини, наявність натискного пристрою з властивістю адаптації до всіх можливих неточностей виготовлення і монтажу робочої кліті, який підвищує її жорсткість за рахунок непотрібності використання запобіжного пристрою зі зрізним диском. До недоліків робочих клітей даного виду слід віднести велику вартість у порівнянні зі станиною прямокутної конструкції.

Також із робочими клітями дуо на трубопрокатних підприємствах використовують кліті кварто. Стани кварто менш поширені у порівнянні зі станами дуо через низку недоліків, хоча мають і переваги, до яких слід віднести довговічність підшипникових опор, високу жорсткість елементів робочої кліті, можливість виготовлення труб великого діаметра [8,37].

До недоліків клітей кварто слід віднести підвищений знос калібрів і опорних валків, тривалість і велику трудомісткість при перевалці валків, велику масу рухомих частин, велику кількість шестерень, що знаходяться в зачепленні при динамічних знакозмінних навантаженнях.

Відомий тип робочих клітей станів ХПТ з трьома робочими валками, які утворюють осередок деформації на одній осі прокатки і в одній силовій станині. Осі валків розташовані в одній площині і утворюють між собою кути в 120⁰ [8,30,37]. Перевагою даного типу кліті є мала маса валка. Недоліком цієї конструкції є важкість налаштування і збільшена кількість деталей робочої кліті.

Менш поширеними на трубопрокатних підприємствах є стани з клітями типу доппель дуо, а також близнюки – дві робочі кліті, розташовані на одній осі прокатки і з'єднані між собою жорстким зв'язком [37]. Перевага цих станів полягає у високому обтисненні металу. Однак існує також ряд недоліків, до яких належать важкість і тривалість перевалки, подвійна витрата інструмента, велика вага кліті. Ускладнення процесу прокатки на стані типу тандем відбувається за рахунок прокатки заготовки в один прохід двома парами валків на короткій ділянці, в рівчаках пар виникає додаткове незкомпенсоване ковзання, що сприяє налипанню металу на інструмент. Одними з найбільш поширених серед станів з двонитковим типом клітей є ХПТ-2-40 та ХПТ-2-90 [8,30,37].

Відомі робочі кліті станів ХПТ з нерухомою станиною. Даний тип клітей використовується для одержання труби з зовнішнім діаметром більше 90 мм. З метою економії енерговитрат на зворотно-поступальний рух великих мас робочої кліті, а також для зниження сил інерції, які виникають при пікових значеннях її прискорення, кліть виготовили таким чином, що вона являє собою нерухому станину, де переміщуються лише робочі органи. До станів з нерухомою робочою кліттю слід віднести стани ХПТ-250 та ХПТ-450 [8,30,37].

Серед наведених конструкцій станин станів ХПТ стани типу дуо набули великого поширення як на вітчизняних трубопрокатних підприємствах, так і за кордоном [10-17,30].

За результатами аналізу конструкцій робочих клітей станів ХПТ складено їх класифікацію за конструктивними особливостями (рис.1.6). Аналіз показав, що кліті дуо мають відносно просту конструкцію, нескладні у виготовленні і налаштуванні, а також відзначаються малою масою, що істотно впливає на інерційні показники. Як наслідок, зниження маси кліті тягне за собою збільшення кількості подвійних ходів, що, в свою чергу, безпосередньо впливає на продуктивність стана, зниження знакозмінних навантажень у вузлах приводу, зниження енерговитрат і потужності головного приводу тощо. Перевалка валків, технічне обслуговування та заміна вузлів, що вийшли з ладу, забирає значно менше часу, що, своєю чергою, скорочує час простою обладнання. Кліті дуо мають ряд переваг у порівнянні з іншими переліченими вище конструкціями робочих клітей станів ХПТ, однак у даного типу присутні також певні недоліки. До них слід віднести низьку жорсткість порівняно з клітями кварто, низьку продуктивність у порівнянні з клітями станів доппель дуо, часті виходи з ладу станин і валків робочих клітей [8,30,37].

Основні технічні характеристики станів ХПТ малих розмірів наведені в табл. 1.1.



Рис. 1.6 Класифікація робочих клітей станів ХПТ за типом і конструкцією

Таблиця 1.1

Характеристики	Типорозмір станів		
	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90
Заготовка, мм			
Зовнішній діаметр	22-46	38-73	57-102
Товщина стінки	1,35-6	1,75-12	2,5-20
Довжина	1500-5000		
Готова труба, мм			
Зовнішній діаметр	16-32	22-55	40-90
Товщина стінки	0,4-5	0,5-10	0,75-18
Довжина	10000-18000		
Подача заготовки, мм	2-30		
Число подвійних ходів кліті за хвилину	80-150	68-130	60-100
Довжина ходу кліті, мм	452	652	705

Технічні характеристики станів ХПТ малих розмірів

1.2 Аналіз конструкцій основних деталей робочих клітей

Одним із основних елементів робочих клітей станів ХПТ є станини. Станини закритого типу прямокутної конструкції являють собою відливок, що має форму прямокутного паралелепіпеда. У станині виконані два отвори під розташування установки валків з натискним пристроєм, а також для подачі заготовки у міжвалковий простір [8,22]. Стійки і поперечини станини виконані у вигляді таврової або двотаврової конструкції. Перевагою даного типу станин є низька маса, простота виготовлення. До недоліків слід віднести низьку жорсткість, міцність і надійність. В середньому станина закритого типу прямокутної конструкції при нормальному режимі експлуатації служить 11 місяців, після чого відбувається руйнування у верхніх кутах рами біля отвору під гвинт натискного пристрою, обумовлене накопиченням пошкоджень [38,39]. Станини відкритого типу відрізняються від станин закритого типу можливістю роз'єднання верхніх поперечин та тіла станини за допомогою стяжних болтів. Перевагою даного типу є простота експлуатації, низька тривалість технічного обслуговування і перевалки валків. До недоліків слід віднести низьку жорсткість [8,30].

В останні десятиріччя на вітчизняних та закордонних трубопрокатних підприємствах почали впроваджувати станини закритого типу раціональної конструкції [32-36]. Даний тип станин представляє собою зварну конструкцію із двох відлитих половин, профіль яких виконаний відповідно до кривої, що описує форму провисання гнучкої нитки. Істотною відмінністю станини раціональної конструкції від станини прямокутної конструкції є ускладнена форма стійок і поперечини. Завдяки раціональній конструкції напруження, що виникають в тілі станини, розподіляються рівномірно по стійках та поперечині. Перевагою даної станини є велика жорсткість та запас міцності. До недоліків конструкції слід віднести високу вартість, а також збільшену масу порівняно зі станиною такого самого типорозміру прямокутної конструкції (на 6-11%) [32-36]. Важливими функціональними елементами робочої кліті є робочі валки. Від їх фізико-технічних характеристик безпосередньо залежить як якість продукції, що випускається, так і надійність самого стана.

Валки з кільцевими калібрами представляють собою складову одиницю, до якої входить валок 1, калібр кільцевої форми 2, шпонки 3, бандажі 4 (рис.1.7). Калібр виконаний зі шпонковими пазами на торцях, циліндричною поверхнею він напресовується на валок по перехідній посадці. З торців калібр затискається бандажами, виконаними разом зі шпонками під шпонкові пази калібру та шпонковими пазами в місці посадки бандажів на валок. Перевагою даної конструкції є високі значення жорсткості і запасу міцності валка, великий кут робочої зони рівчака калібру. До недоліків слід віднести тривалий час простою при заміні калібру, а також високу вартість останнього [8,9,30,37].



Рис. 1.7 Нижній валок з кільцевим калібром стана XПТ-55 1 – валок; 2 – калібр; 3 – шпонка; 4 – бандаж

Валки з напівдисковими калібрами складаються з валу 1, виконаного з прорізом під калібр, калібру напівдискової форми 2, клинів 3 і болтів 4 (рис1.8). У валу та відповідному місці калібру виконані пази для установки клинів. За допомогою болтів клини затягуються, займаючи певне положення в пазу між валом і калібром, при цьому калібр стає нерухомим по відношенню до валу.

Перевагою даної конструкції є простота монтажу і демонтажу калібру, низька вартість виробу. До недоліків слід віднести низьку жорсткість, міцність і довговічність робочого валка [8,9,30,37].



Рис. 1.8 Схема валка з напівдисковим калібром 1 – валок; 2 – калібр; 3 – клин; 4 – болт

При необхідності збільшення довжини ходу валка зі збереженням його робочого діаметра, кут повороту валка може перевищувати 200⁰. У такому випадку використовують валок з підковоподібним калібром (рис.1.9) [8,30].



Рис. 1.9 Схема валка з підковоподібним калібром 1 – калібр; 2 – валок; 3 – втулка; 4 – гайка; Б, В, Г – поверхні центрування

Даний тип калібру дозволяє збільшити кут повороту валка до 280-300⁰. Калібр 1 центрується на валку 2 по поверхнях Б, В, Г і закріплюється за допомогою втулок 3 і гайок 4.

До переваг даного типу валків слід віднести простоту демонтажу калібру, великий кут захоплення заготовки. Натомість його недоліками є складності при монтажі та налаштуванні валкової системи.

Менш поширені на вітчизняних і зарубіжних підприємствах однорівчакові валки. Даний тип не передбачає елементів кріплення калібру, а рівчак для формування труби виконаний безпосередньо на тілі валка. Такі валки використовують вкрай рідко і в поодиноких випадках при специфічних і складних умовах прокатки. До їх недоліків слід віднести велику вартість виробу та необхідність заміни всього валка при зносі рівчака калібру.

На базі проведеного аналізу конструкцій станин і валків робочих клітей станів ХПТ побудовано схеми, які показують переваги і недоліки конструкцій станини і робочих валків (рис.1.10;1.11). Результати аналізу конструкцій робочих клітей свідчать, що однакові за функціональним навантаженням, але різні за конструкцією деталі мають різну жорсткість та характеристики міцності. При варіативному використанні в робочій кліті деталей різних конструкцій передбачається одержання на виході труб різної якості. При цьому, використовуючи станини в комплектації з робочими валками з більшими запасами міцності, можливо збільшити допустиме зусилля прокатки без ризику їх руйнування. В свою чергу, використання в робочій кліті тільки деталей зі збільшеними показниками жорсткості та міцності автоматично здорожує собівартість труб, що випускаються, за рахунок додаткових витрат на обслуговування.

На основі проведеного аналізу постають питання залежності впливу комплектації робочої кліті на якість труб, а також задачі визначення оптимальної величини зусилля прокатки в залежності від комплектації робочої кліті.



Рис. 1.10 Класифікація станин робочих клітей станів холодної прокатки труб з переліком їх переваг та недоліків



Рис. 1.11 Класифікація установок робочих валків станів ХПТ з переліком їх

переваг та недоліків

Поставлені задачі можуть бути розв'язані за умов наявності даних стосовно НДС об'єктів, що досліджуються. Вирішення даної задачі необхідно розпочати з вибору методу дослідження НДС деталей робочих клітей станів ХПТ.

1.3 Методи дослідження напружено-деформованого стану елементів робочих клітей

1.3.1 Аналітичні методи досліджень напружено-деформованого стану елементів робочих клітей

Відома методика визначення напружень та пружних деформацій в станинах робочих клітей, яка базується на методах розрахунку напружень, де станина представлена у вигляді прямокутної рами, що складається з двох однакових стійок і двох однакових поперечин [8,22,40-42]. Дана методика дозволяє визначити окремо напруження розтягнення стійок, напруження вигину стійок, викликані статично невизначеним моментом, та еквівалентні значення напружень на внутрішній поверхні стійок. Представлена методика є громіздкою і неточною, при розрахунках на міцність та жорсткість не береться до уваги ряд конструкційних особливостей станин, наявність сил інерції, які виникають під час роботи стана, та конфігурації ребер жорсткості і отворів з різьбою під натискний пристрій.

Відома методика визначення напружень в станині робочої кліті стана ХПТ прямокутної конструкції [8,9,30]. В її основі лежить графоаналітичний метод визначення напружень та деформацій, який базується на загальновідомих принципах будівельної механіки. Для визначення НДС будується схема станини робочої кліті, до якої додаються сили у відповідних точках прикладання. До переваг даної методики слід віднести врахування сил інерції і сили впливу шатуна на робочу кліть, графічні побудови згинальних моментів, що виникають в стійках і поперечині, поділ рішення на скінчене число елементів, що дозволяє з більшою точністю при менших значеннях кроку рішення визначати згинальні моменти в заданих точках.

Поряд з перевагами дана методика має ряд недоліків, до яких слід віднести складність і громіздкість розрахунків, неповну картину НДС. Видається неможливим розрахувати значення напружень в певній точці.

Відомі методи визначення НДС робочих валків станів ХПТ [43,44]. В їх основу покладено загальновідомі принципи будівельної механіки, зокрема, визначення напружень у валах при спільному впливі вигину і крутіння, де робочий валок представляється у вигляді статично визначеної балки на двох опорах [45,46]. Інколи, через циклічне навантаження робочого валка, проводиться його перевірка на міцність від утоми, спираючись на загальновідомі методи розрахунку деталей машин на втомну міцність.

До недоліків аналітичних методів розрахунку робочих валків на міцність і жорсткість слід віднести велику кількість припущень, прийнятих при розрахунку. До них належать прикладання сили в точці, уявлення підшипникової опори як шарніра, нехтування розміром ширини підшипника, що в реальних умовах не відповідає дійсності. Розрахунок з визначення напружень в робочому валку вирішує плоску задачу і не дає уявлення про об'ємний НДС.

Відомі аналітичні методи розрахунку на міцність станин робочих клітей раціональної конструкції [32,35,36]. Однак представлені розрахунки мають наближений характер, вирішують поставлені задачі на площині і не відображають об'ємної картини НДС.

Використання графоаналітичних методів дослідження НДС станин робочих клітей дає лише наближені значення напружень і пружних деформацій в станинах через розв'язання даної задачі на площині і неврахування конструктивних особливостей кожного об'єкту дослідження. Виходячи з вищепереліченого, даний метод слід використовувати як наближену оцінку НДС робочих валків станів ХПТ.

1.3.2 Експериментальні методи досліджень напружено-деформованого стану елементів робочих клітей

Для оцінки НДС деталей робочих клітей використовують тензометрію [47-49]. В основу методу покладено перетворення неелектричних величин на електричні за допомогою датчиків.

Для обчислення головних напружень у кожній вимірювальній точці об'єкта визначаються величини головних деформацій [45,46]:

$$\xi_{\max} = \frac{\xi_1 + \xi_3}{2} + \sqrt{\frac{(\xi_1 - \xi_2)^2}{2} + \frac{(\xi_3 - \xi_2)^2}{2}}, \qquad (1.1)$$

$$\xi_{\min} = \frac{\xi_1 + \xi_3}{2} - \sqrt{\frac{(\xi_1 - \xi_2)^2}{2} + \frac{(\xi_3 - \xi_2)^2}{2}}, \qquad (1.2)$$

де $\xi_{\text{max}}, \xi_{\text{min}}$ – головні деформації в точці;

ξ₁, ξ₃ – деформації, виміряні по двох взаємно перпендикулярних напрямах;

 ξ_2 – деформації, виміряні по напряму, що становить кут 45⁰ з взаємно перпендикулярними напрямами.

За знайденими величинами головних деформацій в кожній вимірювальній точці можна визначити величини головних напружень [45,46]:

$$\sigma_{\rm I} = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\xi_{\rm max} + \mu \cdot \xi_{\rm min} \right), \tag{1.3}$$

$$\sigma_3 = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\xi_{\min} + \mu \cdot \xi_{\max} \right), \tag{1.4}$$

де E – модуль пружності матеріалу;

µ – коефіцієнт Пуассона матеріалу.

Знаючи значення головних напружень, можна обчислити еквівалентні напруження, використовуючи третю теорію міцності [45,46]:

$$\sigma^{III} = \sigma_1 - \sigma_3, \tag{1.5}$$

У роботах [31,32] було досліджено НДС станин робочих клітей станів ХПТ з використанням методу тензометрії. Одержані результати показали значення напружень, що виникають в досліджуваному об'єкті і мають розбіжності порівняно з дослідженнями тих самих об'єктів з використанням інших методів в межах 10-12%.

До недоліків даного методу слід віднести необхідність обробки одержаних даних, потребу у таруванні вимірювального обладнання та неможливість здійснити вимірювання прогину осі робочого валка по всій його довжині, а також неврахування другого головного напруження. Використання даного методу не дає повної картини об'ємного НДС, а тільки показує значення шуканих величин в зоні кріплення датчиків. Для перетворення електричних величин на шукані механічні необхідно провести тарування обладнання, точність якого істотно впливає на достовірність одержаних результатів.

Поряд з тензометричним методом, при оцінці НДС використовують поляризаційно-оптичний метод. Його суть полягає у виготовленні моделі досліджуваного об'єкта з оптично чутливих прозорих матеріалів. Метод заснований на властивості більшості прозорих ізотропних матеріалів (скла, целулоїду, желатину, пластмас) під дією навантаження ставати оптично анізотропними [49-56].

В роботі [32] проводилися дослідження НДС моделі станини робочої кліті раціональної конструкції стана ХПТ-32 з використанням поляризаційнооптичного методу. В результаті одержано поля НДС моделі станини, однак для
чисельної інтерпретації колірної гами автором висунуто низку припущень і виконано уточнюючі розрахунки.

До переваг методу слід віднести повноту картини НДС об'єкта, можливість дослідження напружень в пружній і пластичній зонах, можливість спостерігати за процесом руйнування.

До недоліків даного методу слід віднести необхідність виготовлення моделі зі спеціальних матеріалів, необхідність виготовлення лабораторних установок, неможливість дослідження напружень і деформацій всередині деталей, ймовірні проблеми при обробці одержаних результатів, неможливість визначити пружні деформації при досить невеликому подовженні. Результати, одержані при дослідженні моделі станини, можуть відрізнятися від реальної картини НДС через низку причин, до яких належать: масштабний фактор, невідповідність лабораторної установки реальним умовам навантаження.

1.3.3 Метод скінчених елементів як інструмент для дослідження напружено-деформованого стану елементів робочих клітей

Метод скінчених елементів – це чисельний метод розв'язування диференціальних рівнянь, який широко використовується в різних галузях науки і техніки і набув великого розповсюдження з розвитком обчислювальної техніки та систем автоматичного проектування [57-63].

Перевагами методу скінчених елементів є можливість досліджувати об'єкти будь-якої форми, моделювати різні граничні умови, при тій самій сітці на моделі можна вирішувати безліч різних завдань, змінюючи лише початкові умови. За рахунок розбиття об'єкта на скінчені елементи при дослідженні можна визначити всі дев'ять компонентів напружень (1.6) і, як наслідок, визначити еквівалентні напруження згідно з четвертою теорією міцності (1.7) [57-63].

$$\begin{vmatrix} \sigma_{X} & \tau_{XY} & \tau_{XZ} \\ \tau_{YX} & \sigma_{Y} & \tau_{YZ} \\ \tau_{ZX} & \tau_{ZY} & \sigma_{Z} \end{vmatrix};$$
(1.6)

$$\sigma^{N} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]},$$
(1.7)

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – значення головних напружень, МПа.

Також до переваг слід віднести наявність тривимірної комп'ютерної моделі і відсутність натурного зразка, що дозволяє змінювати геометричні і фізико-механічні параметри об'єкта в найкоротші терміни, виключаючи фінансові витрати [59,60].

Крім переваг, у даного методу існує ряд недоліків. При розбитті об'єкта на скінчене число елементів необхідно мати загальні уявлення про результати рішення задачі, щоб редагувати параметри скінчених елементів на тих ділянках об'єкта, де результат може різко змінюватись. Якщо при створенні тривимірної комп'ютерної моделі було допущено ряд помилок, результати дослідження НДС можуть не відповідати дійсності [60].

Існує ряд досліджень НДС деталей робочих клітей станів XПТ з використанням методу скінчених елементів [32,59,64].

В роботі [32] здійснено дослідження НДС чверті станини раціональної конструкції методом скінчених елементів. Результатом досліджень є значення напружень в вузлах моделі станини. Недоліком даного дослідження є те, що отримані результати справедливі при вирішенні задачі міцності на площині без урахування об'ємного стану станини.

На базі аналізу методів дослідження НДС деталей робочих клітей станів ХПТ, виявлення переваг і недоліків цих методів, було розроблено відповідну схему (рис.1.12). Використання в комплексі методів досліджень, в основу яких покладені різні фізичні принципи, дозволяє одержати шукані результати з мінімальним відхиленням від реальних значень, які мають місце в об'єкті.



Рис.1.12 Методи дослідження НДС деталей робочих клітей станів ХПТ

Застосування методу скінчених елементів при досліджені НДС деталей дозволяє змоделювати повну картину того, що відбувається в об'єкті, але при неврахуванні неявних факторів впливу на об'єкт результати досліджень можуть бути спотворені. В такому разі необхідно вдатися до калібрування досліджуваного об'єкта, під чим розуміють додаткове проведення досліджень з використанням іншого методу. Комплексне використання методу скінчених елементів разом з тензометричним дає можливість визначити НДС об'єкта при заданих параметрах навантаження з мінімальними відхиленнями шуканих величин від реальних значень.

Висновки по розділу 1

1. Аналіз напрямків підвищення ефективності роботи станів ХПТ, що має на увазі розширення сортаменту прокату, підвищення якості готової продукції та забезпечення довговічності робочої кліті, показав, що цю задачу необхідно розглядати з урахуванням технології виробництва і разом з характеристикою обладнання. Питання модернізації обладнання включає в себе такі напрямки: модернізацію приводу робочої кліті, механізму повороту і подачі заготовки, механізму утримання стержня оправки, робочої кліті. З огляду на те, що основним елементом стана ХПТ, який формує геометрію труби, є робоча кліть, основну увагу було приділено дослідженню її конструктивних та динамічних параметрів та їх впливу на різностінність труб.

2. На вітчизняних та закордонних трубопрокатних підприємствах широко застосовуються робочі кліті дуо станів ХПТ. Даний тип клітей набув розповсюдження завдяки низці переваг, до яких слід віднести: простоту обслуговування, можливість прокатки великого діапазону труб, малі енергосилові витрати при виробництві, низькі затрати часу при перевалці.

3. Аналіз літературних джерел показав, що питання досліджень напруженодеформованого стану деталей робочих клітей станів ХПТ є актуальним. Таким чином, необхідно визначити максимальні значення пружних деформацій деталей, які зазнають енергосилового впливу системи «калібр – станина» при прокатці труби в залежності від величин прикладених зусиль, а також максимальні значення та місця концентрацій напружень, що виникають в конструкціях досліджуваних деталей. 4. В результаті аналізу методів досліджень НДС встановлено, що найбільш повно відображає стан деталей кліті метод скінчених елементів. При цьому ефективним буде використання цього методу в комплексі з тензометричним, що дозволить одержувати поля об'ємного НДС деталей робочих клітей з подальшою перевіркою результатів на натурних об'єктах.

5. Аналіз конструкцій робочих клітей показав, що при однакових типорозмірах станів існують деталі одного функціонального навантаження, але різних конструкцій, які відрізняються значеннями жорсткості та запасу робочої міцності. При синтезі кліті деталями різних конструкцій змінюватиметься її жорсткість та запас міцності. Це впливає на різностінність труб та несучу здатність кліті, відповідно. Таким чином, актуальним є питання раціонального синтезу деталей робочих клітей. дослідження впливу комплектацій робочих клітей на якість готової продукції, несучу здатність робочої кліті і, як наслідок, ефективність роботи стану.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ СТАНІВ ХПТ

Встановлено, що конструкції робочих клітей станів ХПТ, за рахунок особливостей їх деталей, які безпосередньо навантажуються в процесі прокатки, можуть впливати на якість готової продукції. В свою чергу, зміна конструкції деталі тягне за собою зміну характеру її навантаження, значень максимальних напружень, а також пружних деформацій, що в ній виникають.

Відповідно до поставлених задач як об'єкти досліджень прийняті деталі робочих клітей станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90, які передають силові потоки в системі «робочий калібр – станина робочої кліті» і відрізняються лише масштабним фактором та незначними конструктивними особливостями, що спрощує їх дослідження. Для дослідження об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ як основний був обраний метод скінчених елементів.

Основні підходи до рішення задач, методів досліджень НДС деталей робочих клітей станів ХПТ базувалися на відомих положеннях теоретичної механіки, опору матеріалів, математичного аналізу. Дослідження об'ємного НДС з використанням систем автоматичного проектування базувалося на методі скінчених елементів та чисельних методах розв'язків диференційних рівнянь з використанням ЕОМ.

2.1 Напружено-деформований стан станин робочих клітей

Для дослідження об'ємного НДС станин робочих клітей з використанням методу скінчених елементів необхідно вирішити ряд підготовчих завдань, якто: збір технічної документації, створення тривимірних комп'ютерних моделей, надання розробленим моделям властивостей, аналогічних властивостям матеріалу досліджуваного об'єкта, створення сітки скінчених елементів, прикладання навантажень до об'єкта, розв'язання задач в контексті шуканих величин, аналіз одержаних результатів.

З метою дослідження об'ємного НДС станин робочих клітей станів ХПТ, згідно з технічною документацією існуючих станин прямокутних конструкцій, розроблено їх тривимірні комп'ютерні моделі [65]. Також розроблено тривимірні комп'ютерні моделі станин раціональної конструкції [32-36]. Як матеріал для моделей було використано сталь 30Л. На тривимірні моделі станин накладено обмеження (рис.2.1) [6,65,66].



Рис. 2.1 Розрахункові схеми (а, б) силового навантаження станин раціональної та прямокутної конструкцій стану ХПТ-32 при дослідженні їх НДС, та накладання сітки скінчених елементів (в)

При створенні сітки (рис. 2.1,в) особливу увагу було приділено зонам, де відбувається руйнування (для станин – місця переходу стійок в поперечку, для робочих валків – місця контакту торцевої частини внутрішнього кільця підшипника із робочим валком). У цих зонах створювалася сітка з розміром кінцевого елемента не більше 8 мм. Для моделей деталей робочих клітей станів ХПТ були обрані такі її конфігурації:

- Сітка на основі кривизни, або елементами вищого порядку.
- Максимальний розмір елемента 20 мм.
- Мінімальний розмір елемента 8 мм.
- Співвідношення збільшення розміру скінченного елемента 1,3.

Визначення сил інерції, що діють на робочу кліть, здійснювалося за допомогою методів розрахунку дезаксіальних кривошипно-шатунних механізмів [67]. Основні розміри ланок кривошипно-шатунного механізму головного приводу взяті з їх технічних характеристик, а сили інерції (табл. 2.1) визначені з урахуванням максимальних значень подвійних ходів [8,30,37] робочої кліті.

Таблиця 2.1

Значення мас робочих клітей станів ХПТ і максимальні значення сил інерції, що на них діють

Стан	Конструкція	Maca	Максимальна сила		
	кліті	кліті, кг	інерції, що діє на робочу		
			кліть, кН		
ХПТ-32	Раціональна	2125	84,8		
	Прямокутна	1972	78,7		
ХПТ-55	Раціональна	4483	79,3		
	Прямокутна	4037	71,4		
ХПТ-90	Раціональна	7420	161		
	Прямокутна	6610	143,4		

При прикладанні сил до станин був прийнятий ряд припущень:

- зусилля прокатки, що діють на пару валків, є рівними між собою за значенням;

- вектори сил впливу, що виникають в результаті взаємодії калібрів та розкату, направлені вертикально.

Сила інерції врівноважується силою взаємодії станини і шатуна, яка прикладена до вушок станини [67]. При створенні розрахункової схеми силового навантаження станини (рис. 2.1) вважатимемо, що максимальне зусилля прокатки діє на станину робочої кліті в момент максимального значення сили інерції, коли вона напрямлена в сторону шатуна.

При налаштуванні установки робочих валків клин натискного пристрою переміщують уздовж верхньої поперечини станини. При цьому змінюється зона прикладання зусиль до станини відносно її стійок, що, в свою чергу призводить до зміни величин пружних деформацій її поперечини[6,65,66].

При дослідженні НДС станин прямокутних конструкцій враховувалось положення натискного пристрою (рис. 2.1,б). Хід клина було поділено на п'ять положень, з урахуванням геометричних характеристик станини (табл. 2.2) і для кожного випадку проводилось дослідження НДС.

Таблиця 2.2

Геометричні характеристики (рис. 2.1) прямолінійної частини поперечини станин прямокутної конструкції і клина натискного пристрою

	l_{c} ,mm	l_K , MM	<i>l</i> , мм
ХПТ-32	290	100	190
ХПТ-55	320	150	170
ХПТ-90	360	195	165

*l*_c – довжина поперечини, з якою контактує клин натискного пристрою;

l_к – довжина клина натискного пристрою, яка має контакт з поперечиною станини; *l* – можливий хід клина натискного пристрою.

Результатом досліджень НДС станин станів ХПТ є поля напружень (рис.2.2-2.3) у вигляді тривимірних зображень станин [6].



Рис. 2.2 Поля еквівалентних напружень станини раціональної конструкції стана ХПТ-32 при зусиллі прокатки 500 кН

 а) – згідно з третьою теорією міцності; б) – згідно з четвертою теорією міцності



Рис. 2.3 Поля еквівалентних напружень станини прямокутної конструкції стана ХПТ-32 при зусиллі прокатки 500 кН

 а) – згідно з третьою теорією міцності; б) – згідно з четвертою теорією міцності

Порівняння результатів досліджень об'ємного НДС станин робочих клітей станів ХПТ з використанням третьої та четвертої теорій міцності показали, що розбіг значень максимальних еквівалентних напружень лежить в межах 12%, а також співпадають місця їх концентрацій (рис. 2.2-2.3, додатки В, Е) [66]. Третя та четверта теорії міцності [45,46], широко використовуються для визначення об'ємного НДС досліджуваних об'єктів. Так, в третю теорію міцності закладений критерій найбільших дотичних напружень, тоді як в четверту теорію міцності закладений критерій питомої потенціальної енергії формозміни. Використані третя та четверта теорії міцності добре підтверджуються експериментами, однак четверта теорія вважається більш точною завдяки врахуванню другого головного напруження.

Результати досліджень НДС станин робочих клітей станів ХПТ-55; ХПТ-90 представлені в аналогічному вигляді та наведені в додатку В. Опрацювання результатів досліджень НДС станин у вигляді значень максимальних еквівалентних напружень, які виникають в моделях при заданих стаціонарних навантаженнях згідно з третьою та четвертою теоріями міцності, представлені в табл. 2.3.

Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в станинах раціональної конструкції виникають поблизу провушин для кріплення шатунів, а також під поверхнею контакту нижньої подушки установки валків і самої станини. В свою чергу, максимальні еквівалентні напруження в станинах прямокутної конструкції сконцентровані у верхніх кутах рам (ХПТ-32; ХПТ-55), на верхніх поперечинах (ХПТ-55), на нижній поперечині (ХПТ-90) де, як свідчить практика, в основному відбувається руйнування станин [38,39].

У додатку Е представлено результати досліджень об'ємного НДС станин прямокутних та раціональних конструкцій робочих клітей станів ХПТ у вигляді таблиць з наведенням місць максимальних концентрацій еквівалентних напружень.

Встановлено, що напруження рівномірно розподілені по стійках і верхніх поперечинах станин. Проведені експерименти підтверджують і розширюють результати досліджень НДС станини стана ХПТ-32, що представлені в роботі [32], які проводились з використанням поляризаційно-оптичного та тензометричного методів.

48

Значення напружень, що виникають в станинах робочих клітей станів ХПТ при різних положеннях клина натискного пристрою і заданих стаціонарних навантаженнях

					Напруження, МПа																							
Тип станини			Станина прямокутної конструкції					Станина раціональної конструкції																				
Типорозмір стана		ХПТ-32		ХПТ-55		ХПТ-90		ХПТ-32		ХПТ-55		ХПТ-90																
Навантаження, що		250 750		1000 25		50 7		50 10		000																		
діє на станину, кН		:Н																										
Тип напружень			$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$														
ина	ІНА			1	106,4	98	227	220	283	248																		
KJIF	юження кли искного	искного строю	строю с. 2.1, Б)	строю с. 2.1, Б)	строю	строю	Ю									2	115	101	214	208,7	252	225						
юження								1, B)	3	112,5	99	200	193	233	223	27,8	26,8	50,3	46,4	77,9	67,5							
							c. 2.	4	108,9	102,8	215,5	204	233	224														
Пој	нат	иdп	иd)	5	111,5	105	227	216	265	254																		

 σ^{III} – значення напружень згідно з третьою теорією міцності, МПа

 σ^{N} – значення напружень згідно з четвертою теорією міцності, МПа

На відміну від роботи [32], дослідження станин здійснювалося з урахуванням об'ємного стану, було одержано поля напружень, що виникають під час силового впливу на станину, а також виявлено місця концентрацій максимальних напружень для кожної станини.

Поряд з визначенням напружень, які виникають в станинах робочих клітей станів ХПТ, проведені дослідження НДС на предмет визначення пружних деформацій (рис.2.4-2.5). Так, найбільшої деформації зазнають верхні поперечини станин [6].



Рис. 2.4 Поля пружних деформацій станин робочих клітей стана XПТ-32 при зусиллі прокатки 500 кН

a) – станина раціональної конструкції; б) – станина прямокутної конструкції



Рис. 2.5 Поля пружних деформацій станин робочих клітей стана XПТ-90 при зусиллі прокатки 1000 кН

а) – станина раціональної конструкції; б) – станина прямокутної конструкції

Встанновлено, що для станини робочої кліті стана XПТ-90 величини пружних деформацій нижньої поперечини сумірні з величинами пружних деформацій верхньої (рис. 2.5).

При обробці результатів досліджень об'ємного НДС станин прямокутних конструкцій робочих клітей станів ХПТ було одержано достатньо інформації для побудови графіків пружних деформацій точок поперечини станини на ділянці її можливого контакту з натискним пристроєм (рис. 2.6, 2.7) [6]. На одержаних графіках зображено залежності пружних деформацій поперечин станин прямокутних конструкцій станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 по всій їх довжині при зміні положень клинів натискних пристроїв за умови стаціонарного навантаження моделей [66].

На базі одержаних результатів (рис. 2.6, 2.7) побудовано графіки залежності максимального значення прогину поперечин станин від положення клина натискного пристрою (рис. 2.8). На рис. 2.8 також відображені максимальні значення пружних деформацій верхніх поперечин станин раціональних конструкцій з метою візуального порівняння їх величин.

Результати, одержані під час досліджень, свідчать, що значення величин пружних деформацій поперечин станин можуть відрізнятись до 14% (ХПТ-32), при цьому максимальні значення будуть спостерігатися при положенні клина натискного пристрою посередині поперечини, а мінімальні – при положенні, наближеному до передньої стійки станин (ХПТ-32; ХПТ-55). Встановлено, що максимальна величина прогину нижньої поперечини станини робочої кліті стана ХПТ-90 буде зменшуватись в міру пересування клина до передньої стійки, при цьому величина максимального прогину верхньої поперечини буде збільшуватись. Загальні пружні деформації станини стана ХПТ-90 складаються із суми деформацій верхньої та нижньої поперечин, відповідно. Встановлено, що пружні деформації поперечин станин прямокутних конструкцій чутливі до положення натискного пристрою між стійками станин і мають різні значення в залежності від його розташування.



Рис. 2.6 Графіки пружних деформацій поперечин станин прямокутних конструкцій робочих клітей станів ХПТ по довжині контакту поперечини з натискним пристроєм при стаціонарному навантаженні, згідно з рис. 2.1(б):

а – стан ХПТ-32; б – стан ХПТ-55; 1 – положення №1; 2 – положення №2;
3 – положення №3; 4 – положення №4; 5 – положення №5



Рис.2.7 Графіки пружних деформацій поперечин станини прямокутної конструкції робочої кліті стана ХПТ-90 по довжині контакту поперечини з натискним пристроєм при стаціонарному навантаженні, згідно з рис. 2.1(Б):

А – нижня поперечина; Б – верхня поперечина; 1 – положення №1; 2 – положення №2; 3 – положення №3; 4 – положення №4; 5 – положення №5



Рис. 2.8 Пружні деформації поперечин станин з урахуванням положення клинів натискних пристроїв робочих клітей: 1 – верхня поперечина станини прямокутної конструкції; 2 – верхня поперечина станини раціональної конструкції; 3 – нижня поперечина станини прямокутної конструкції; 4 – сумарна деформація поперечин станини прямокутної конструкції

Дослідження НДС станин робочих клітей станів ХПТ проведено при різних значеннях зусиль прокатки з метою одержання залежностей максимальних напружень та пружних деформацій кожного об'єкта від величин прикладених сил. Результати даних досліджень відрізняються від вищенаведених величинами прикладених зусиль та значеннями максимальних пружних деформацій (додаток Є).

В процесі дослідження НДС станин виявлено місця концентрації здійснено низку конструктивних заходів. напружень: спрямованих на зменшення їх значень в раціональних конструкціях. До таких заходів належать зміна положення нижніх ребер жорсткості, а також зміна форми бокових ребер на станині стана ХПТ-32, що зменшує значення напружень в жорсткості конструкції. При оптимізації форм станин раціональних конструкцій з використанням методу перебору змінювалися товщини верхніх поперечин і стійок, розміри заокруглень і місця розташування ребер жорсткості. В результаті проведених досліджень розроблено повні пакети конструкторської документації на робочі кліті зі станинами раціональних конструкцій станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 (акт впровадження від 10.03.2020 р.).

2.2 Напружено-деформований стан робочих валків

При виробництві труб на станах ХПТ часто відбувається руйнування робочих валків. Це пов'язано із накопиченням пошкоджень при інтенсивній роботі стану, а також під час аварійних випадків відриву оправлення. Дані випадки призводять до руйнування робочих валків поблизу підшипникового вузла, а також в районі місця кріплення калібрів[5,6,68]. Необхідним є провести проведення аналізу НДС робочих валків станів ХПТ з подальшим виявленням місць максимальних концентрацій напружень, а також визначенню гранично допустимих зусиль прокатки.

При дослідженні НДС робочих валків станів ХПТ на базі технічної документації на валки під напівдискові калібри розроблено їх тривимірні комп'ютерні моделі. З використанням систем автоматичного проектування сконструйовано робочі валки станів ХПТ під кільцеві калібри з можливістю застосування бандажа як способу закріплення калібру на валку [5,68].

В процесі дослідження НДС робочих валків станів ХПТ враховано наступне:

- тривимірна модель валка позбавлена певних ступенів свободи шляхом імітації підшипникових опор, калібру, зубчастих коліс на обох кінцях вала(рис.2.9);

- в тривимірній моделі значення модуля Юнга і коефіцієнта Пуассона надані з вказівкою матеріалу, який відповідає марці сталі валка;

- побудована сітка скінчених елементів;

- навантаження моделей робочих валків, відбувалось згідно з технічними характеристиками станів.

Як відомо, валки станів ХПТ під напівдискові калібри мають вирізи, в які монтуються калібри. Калібри, в свою чергу, кріпляться до валків за допомогою клинів. У процесі обертання валка змінюється момент інерції перерізу 1 (рис. 2.9), що призводить до зміни величини прогину валка відносно положення кліті [5,68].

При дослідженні НДС робочих валків визначення прогинів осей валків проводилося в положеннях, що відповідають повороту валка, в різних положеннях робочої кліті. За перше положення прийнятий кут повороту, що дорівнює 12° , крайнє робоче положення становить кут повороту, рівний 168° . Під кутом повороту мається на увазі кут, який виникає між площиною 3 (рис. 2.9) і горизонталлю. При цьому вектор сили, що діє на робочий валок, в залежності від кута повороту, розкладався на дві взаємно перпендикулярні складові з урахуванням відомих положень про напрямок вектора сили взаємодії розкату та робочих калібрів [5,68].



Рис. 2.9 Схема навантаження робочого валка під напівдисковий калібр: 1 – переріз що змінює момент інерції при повороті валка; 2, 3 – площини до яких прикладають зусилля; F_x , F_y – складові зусилля прокатки, Н

На площини валка, що контактують з бічними площинами калібру, накладені обмеження по переміщенню, які імітують наявність калібру. Результати досліджень НДС робочих валків під напівдискові калібри, представлені у вигляді полів напружень (рис. 2.10).

Результати досліджень НДС робочих валків представлені у вигляді графічних залежностей значень максимальних пружних деформацій осі валка від кута його повороту (рис. 2.11).



Рис. 2.10 Поля еквівалентних напружень робочих валків під напівдискові калібри стана ХПТ-32 при навантаженні 500 кН та куті 90⁰:

 а) – згідно з третьою теорією міцності; б) – згідно з четвертою теорією міцності



Рис. 2.11 Графіки залежності значень максимальних прогинів осей робочих валків під напівдискові калібри станів ХПТ від кута їх повороту: 1 – ХПТ-32; 2 – ХПТ-55; 3 – ХПТ – 90

Одержані результати представлені в чисельному вигляді в додатку Д.

Встановлено, що згинальні жорсткості робочих валків під напівдискові калібри мають змінні значення і залежать від положення валка. Спираючись на відомі математичні методики апроксимації кривих по заданих точках, одержали аналітичні залежності максимального прогину осей робочих валків станів ХПТ від кута їх повороту при заданому навантажені (табл. 2.4).

Таблиця 2.4

Залежність значень максимальних прогинів робочих валків станів ХПТ від кута їх повороту при заданих величинах навантаження

	Залежність максимального прогину робочих валків від кута їх повороту, мкм [12 [°] ≤ 168 [°]]	Навантаження, кН
ХПТ-32	$\delta_{32}(\phi) = -0,0006\phi^2 + 0,1055\phi + 29,62$	500
ХПТ-55	$\delta_{55}(\phi) = -0,0064\phi^2 + 1,1445\phi + 34,97$	750
ХПТ-90	$\delta_{90}(\phi) = -0.0113\phi^2 + 2.0273\phi + 36.69$	1000

При створенні розрахункової схеми для дослідження НДС валків під кільцеві калібри прийнято умови, аналогічні умовам досліджень НДС робочих валків під напівдискові калібри (рис. 2.12) [6, 68]. З огляду на те, що при будьякому положенні робочої кліті момент інерції валка в площині, перпендикулярній осі прокатки, буде незмінним, дослідження НДС робочих валків в збірці з калібрами і бандажами виконувалось в одному положенні [6].

В результаті дослідження НДС робочих валків під кільцеві калібри станів ХПТ, в контексті пружних деформацій, одержано графіки залежностей прогинів їх осей по довжині валка при заданих значеннях навантажень (рис. 2.12), а також поля еквівалентних напружень, які виникають в робочих валках (рис. 2.13) при заданих значеннях навантажень.



Рис. 2.12 Схема навантаження робочих валків під кільцеві калібри та залежності прогинів їх осей від довжин: 1 – ХПТ-32 при зусиллі прокатки 500 кН; 2 – ХПТ-55 при зусиллі прокатки 750 кН; 3 – ХПТ-90 при зусиллі прокатки 1 МН

Графіки прогину осей робочих валків представляють симетричні щодо свого максимуму куполоподібні криві з мінімальними значеннями прогинів в місцях посадки вала в підшипникові опори і з максимальними значеннями прогинів в місцях, що відповідають зоні прикладання сили.



Рис. 2.13 Поля еквівалентних напружень робочих валків під кільцеві калібри стана ХПТ-32 при зусиллі прокатки 500 кН: а) – згідно з третьою теорією міцності; б) – згідно з четвертою теорією міцності

Результати досліджень НДС робочих валків показали зміну місць концентрацій напружень в конструкціях робочих валків під напівдискові калібри в залежності від кута їх повороту в процесі роботи стана. Зважаючи на складність конструкції робочих валків, а також зміну точок прикладання силового впливу від заготовки на калібр, встановлено, що у напружень, які виникають в конструкціях робочих валків в процесі прокатки, будуть змінними не тільки їх значення, але й місця концентрації [6].

Встановлено, що найбільш небезпечною ділянкою є зона переходу від посадочного місця підшипника до наступної ступені робочого валка. У процесі дослідження НДС робочих валків станів ХПТ до них прикладались зусилля прокатки різного значення з метою виявлення залежностей максимальних прогинів їх осей від величини зусилля прокатки. Результати досліджень

відображені в додатку Є у вигляді числових залежностей значень пружної деформації від сили прокатки. Дослідження НДС робочих валків станів ХПТ-55; ХПТ-90 проведені аналогічним чином, а їх результати представлені в додатках Г, Д, Е, Є.

Під час досліджень НДС робочих валків з використанням у якості опор шарнірних підшипників ковзання, на моделі накладались обмеження, рівносильні реальним умовам експлуатації, де як опори робочих валків встановлювались роликові підшипники кочення. Для робочих валків стана ХПТ-32 використовуються підшипники роликові конічні дворядні № 2097732 ГОСТ 6364-78, для станів ХПТ-55 і ХПТ-90 – підшипники роликові конічні чотирирядні № 77741М, №77752М ГОСТ 520-2002.

Для зниження концентрацій напружень в робочих валках станів ХПТ доцільно здійснити технічні рішення, при яких би максимально зберігалися геометричні характеристики елементів робочої кліті, і при цьому зменшити значення напружень, які виникають в робочих валках в процесі її експлуатації.

В процесі роботи стана на підшипникові вузли діють радіальні зусилля, які призводять до пружної деформації тіл кочення і сепаратора. При обертанні робочого валка зусилля прокатки передається на підшипники, де діє періодично на ролики та міжроликовий простір. При цьому деформація внутрішнього кільця підшипника під час роботи стана матиме умовно гармонічний характер. Дане явище в роликових підшипниках буде джерелом коливального процесу, який, в свою чергу, впливатиме на якість продукції, що випускається [66].

З метою зменшення вібрацій під час прокатки труб розроблено нову конструкцію установки робочих валків (рис. 2.14). Наведена конструкція відрізняється від відомих тим, що опори робочих валків виконані у вигляді шарнірних підшипників ковзання [69].

Шарнірні підшипники спроектовані індивідуально під кожну робочу кліть і максимально наближені за своїми розмірами до існуючих стандартів [70]. Використання шарнірних підшипників ковзання має сприяти не тільки збільшенню жорсткості елементів робочої кліті, але й зниженню напружень, що

виникають в робочих валках, за рахунок сферичної форми контакту тіл ковзання.



Рис. 2.14 Установка валків з шарнірними підшипниками ковзання: 1 – робочий валок; 2 – калібр; 3 – подушки; 4 – шарнірний підшипник ковзання; 5 – зубчасте колесо

Для оцінки впливу шарнірних підшипників ковзання на напруження, які виникають в робочих валках, проведено дослідження НДС робочих валків при умовах, коли валки в збірці з бандажами та калібрами розміщувалися в шарнірних підшипниках ковзання.

Результати цих досліджень представлені у вигляді полів напружень, що виникають в тілах валків при заданих величинах зусилля прокатки (рис. 2.15; 2.16). Дослідження НДС робочих валків станів ХПТ-55; ХПТ-90 проведені аналогічним чином, їх результати наведені в додатках Г, Д, Е.



Рис. 2.15 Поля еквівалентних напружень робочих валків під напівдискові калібри стана ХПТ-32 з використанням шарнірних підшипників ковзання в якості опор робочих валків при зусиллі прокатки 500 кН:

 а) – згідно з третьою теорією міцності; б) – згідно з четвертою теорією міцності

Встановлено, що місця найбільших концентрацій напружень знаходяться у вибірці під калібр. Також встановлено, що значення напружень, які виникають в робочих валках з шарнірними підшипниками ковзання, є нижчими за напруження, що виникають при аналогічних навантаженнях робочих валків при використанні в якості опор роликових підшипників кочення. Результати досліджень НДС робочих валків в комплектації з різними типами підшипників занесені до табл. 2.5.

Встановлено, що місця найбільших концентрацій напружень, які в них виникають, знаходяться в зоні переходу від посадочного місця підшипника до посадочного місця бандажів та калібру для валків станів ХПТ-32; ХПТ-55. Місце максимальних концентрацій напружень для валка стана XПТ-90 знаходиться поблизу ступінчатої зони робочого валка, що контактує з бандажем.



Рис. 2.16 Поля еквівалентних напружень робочих валків під кільцеві калібри стана ХПТ-32 з використанням шарнірних підшипників ковзання в якості опор робочих валків при зусиллі прокатки 500 кН:

 а) – згідно з третьою теорією міцності; б) – згідно з четвертою теорією міцності

Встановлено, що найбільш несприятливою конструкцією є та, де валки під напівдискові калібри знаходяться в поєднанні з роликовими конічними підшипниками кочення. При такій комплектації напруження, які виникають в робочих валках, є максимальними серед розглянутих можливих варіацій конструкцій валків і підшипників. Найбільш сприятливою за критерієм запасу міцності є комбінація робочого валка під кільцевий калібр з шарнірним підшипником ковзання.

Таблиця 2.5

Порівняння максимальних значень напружень, що виникають в валках робочих клітей станів ХПТ

	Конструкція валкової системи	Відношення		
		напружень, %		
		$\sigma^{{}_{I\!I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	
	Напівдисковий калібр	100	100	
-32	Напівдисковий калібр з підшипником ШК	97	98	
LIIX	Кільцевий калібр	83	80	
, ,	Кільцевий калібр з підшипником ШК	76	70	
ХПТ-55	Напівдисковий калібр	100	100	
	Напівдисковий калібр з підшипником ШК	73	74	
	Кільцевий калібр	54	58	
	Кільцевий калібр з підшипником ШК	50	53	
	Напівдисковий калібр	100	100	
06-TIIX	Напівдисковий калібр з підшипником ШК	98	91	
	Кільцевий калібр	85	78	
	Кільцевий калібр з підшипником ШК	42	40	

 $\sigma^{\rm III}$ – значення напружень згідно з третьою теорією міцності, МПа

 $\sigma^{\scriptscriptstyle N}-$ значення напружень згідно з четвертою теорією міцності, МПа

Результати досліджень НДС робочих валків станів ХПТ, що представлені в таблиці 2.5, свідчать про зниження значень еквівалентних напружень та їх концентрацій при використанні в якості опор робочих валків шарнірних підшипників ковзання у порівнянні з роликовими конічними підшипниками кочення. Так, для робочих валків можливо зниження значень напружень в діапазоні 2-30% (ХПТ-32); 25-47% (ХПТ-55); 9-60% (ХПТ-90), змінюючи тип підшипника та конструкцію робочого валка.

Користуючись результатами проведених досліджень, необхідно здійснювати візуальну діагностику робочих валків в місцях максимальних концентрацій напружень з метою виявлення їх руйнувань на ранніх етапах, що дозволить попередити аварії в процесі роботи стана. На базі результатів досліджень НДС робочих валків під кільцеві калібри створено комплекти технічної документації на виготовлення установок валків станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 з можливістю використання даних установок в станинах як прямокутної, так і раціональної конструкції (акт впровадження від 10.03.2020 р.).

2.3 Напружено-деформований стан опорних вузлів робочих клітей

З використанням системи автоматичного проектування та методу скінчених елементів проведено дослідження НДС опорних вузлів установок валків станів ХПТ, зокрема, визначення пружних деформацій верхніх і нижніх подушок під впливом зусиль, що виникають в результаті взаємодії розкату та робочих калібрів [66] (рис. 2.14).

В процесі досліджень на моделі подушок накладались обмеження щодо переміщень як за трьома координатам (площина контакту подушки із нижньою поперечиною станини), так і по двох координатах (бічні площини подушок), в місці контакту подушки із зовнішнім кільцем підшипника прикладались зусилля, рівні за величиною зусиллям прокатки, В результаті досліджень одержано поля пружних деформацій подушок, представлені у вигляді тривимірних моделей досліджуваних об'єктів, забарвлені в певний спектр кольорів, відтінки яких відповідають значенням пружних деформацій точок об'єкта. Результати досліджень свідчать, що подушки станів ХПТ мають лінійні залежності їх жорсткостей від величин прикладених зусиль (додаток Є).



Рис. 2.14 Поля пружних деформацій подушок установки валків станів XПТ при заданих зусиллях прокатки

досліджень Результати НДС опорних вузлів установок валків. представлені вигляді залежностей V значень максимальних пружних деформацій точок подушок, які контактують i3 зовнішніми кільцями підшипників, від величин прикладених зусиль, наведені в додатку Є у вигляді таблиць.

До опорних вузлів робочих клітей станів ХПТ разом із подушками належать підшипники робочих валків. Дослідження НДС підшипників робочих валків здійснено з використанням їх тривимірних моделей в контексті визначення величин пружних деформацій в залежності від значень прикладених до них навантажень. Об'єктом дослідження були тривимірні моделі підшипників двох типів:

1. Роликові конічні дворядні ГОСТ 6364-78 для стана ХПТ-32 і роликові конічні чотирирядні ГОСТ 520-2002 для станів ХПТ-55, ХПТ-90, що використовуються на виробництві [8].

2. Шарнірні підшипники ковзання, виконані у вигляді двох кілець, сполучених між собою по сферичної поверхні [69].

Спираючись на результати досліджень, представлені в роботах [71-73], проведено дослідження пружних деформацій роликових підшипників кочення при двох умовах дії результуючого вектора зусилля прокатки на підшипник:

- 1. Дія сили на ролик підшипника (рис. 2.15 а)
- 2. Дія сили на міжроликовий простір (рис. 2.15 б).

Результати досліджень показали, що в процесі роботи роликових підшипників кочення станів ХПТ їх жорсткість змінюється в межах 2,5% (ХПТ-32); 2,2% (ХПТ-55); 2,5% (ХПТ-90) від номінальної жорсткості.



Рис. 2.15 Схема навантаження роликових підшипників кочення: А – дія сили на ролик, Б – дія сили на міжроликовий простір

На рис. 2.16 представлено результати досліджень НДС, зображені у вигляді полів пружних деформацій підшипників. Величини деформацій є справедливими при значеннях зусиль, прикладених до підшипників, що зображені на рисунку.

В табл. 2.6 представлено результати досліджень НДС роликових підшипників кочення з використанням методу скінчених елементів за умов дії сили на ролики та міжроликовий простір підшипника.

Дослідження об'ємного НДС роликових підшипників кочення робочих валків станів ХПТ є процесом, при реалізації якого повинні враховуватись такі показники, як радіальний та осьовий зазори підшипників, розташування сепараторних кілець, умови монтажу та експлуатації, технологія змащення підшипника та вибір мастильного матеріалу, умови експлуатації підшипників, характеристики матеріалів і технологія виготовлення роликів та кілець [74-76].



Рис. 2.16 Поля пружних деформацій підшипників робочих валків станів ХПТ

Таблиця 2.6

Пружні деформації підшипників кочення робочих валків станів ХПТ

	Величина пружних деформацій внутрішнього кільця, мкм				
	Дія сили на ролик	Дія сили на міжроликовий простір			
	(200 кН)	(200 кН)			
ХПТ-32	12,2	12,8			
ХПТ-55	6,75	7,08			
ХПТ-90	3,8	4			

2.4 Напружено-деформований стан натискних пристроїв робочих клітей

При порівнянні пружних деформацій деталей робочих клітей одним з найбільш податливих елементів є натискний пристрій [8,77,78].

У робочих клітях раціональних конструкцій натискний пристрій розташований між верхньою подушкою установки валків і станиною (рис.2.17). Натискний пристрій складається з корпусу, гвинта, вкладиша, клина, регулювальних гайок 5 [77,78].

Під час роботи стана зусилля дії металу на валки передаються через підшипники на подушку, яка, маючи контакт із клином, діє на вкладиш, а той, в свою чергу, діє на станину. Виходячи з цього, очевидно, що в натискному пристрої вертикальні силові зусилля сприймають клин і вкладиш.



Рис. 2.17 Схема натискного пристрою робочої кліті стана XПТ-55 зі станиною раціональної конструкції

1 – корпус; 2 – гвинт; 3 – вкладиш; 4 – клин; 5 – гайка; 6 – подушка; 7 – станина

На рис. 2.18 представлені результати досліджень НДС деталей натискного пристрою робочих клітей зі станиною раціональної конструкції[66].

Для визначення значень пружних деформацій в залежності від прикладеного зусилля на тривимірні комп'ютерні моделі натискних пристроїв станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 накладались обмеження для позбавлення їх певних ступенів свободи, що є близьким до реальних умов роботи. Дослідження НДС деталей натискних пристроїв проводились при різних значеннях прикладених зусиль з метою визначення залежностей величин деформацій деталей від прикладеного навантаження. Результати досліджень опрацьовано та представлено у додатку Є.



Рис. 2.19 Результати досліджень НДС деталей натискних пристроїв робочих клітей станів ХПТ: А – клин натискного пристрою; Б – вкладиш натискного пристрою

2.5 Систематизація результатів, одержаних при дослідженні напружено-деформованого стану елементів робочих клітей

В результаті дослідження НДС деталей робочих клітей станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 одержано залежності пружних деформацій деталей робочих валків від значень прикладених зусиль (Додаток Є). Встановлено, що ці залежності мають лінійний характер, що дозволяє, використовуючи закон Гука, одержати значення жорсткостей для кожної з деталей робочої кліті, яка сприймає технологічне навантаження.

Кінцевим результатом досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ є пакети конструкторських документацій на робочі кліті раціональної конструкції станів ХПТ-32, ХПТ-55, ХПТ-90 з можливістю використання в кліті як валків під кільцеві калібри, так і валків під напівдискові калібри. (акт впровадження від 10.03.2020 р.).

Висновки по розділу 2

1. В результаті дослідження об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ одержано поля еквівалентних напружень, які виникають під час прокатки труб. Аналіз одержаних результатів вперше показав місця концентрацій максимальних еквівалентних напружень та їх значення при заданих величинах навантаження.

2. Встановлено, що верхні поперечини станин прямокутних конструкцій станів ХПТ деформуються неоднаково в залежності від положення клина натискного пристрою. Дослідження показали, що різниця між значеннями максимальних прогинів поперечин станин становить 10-14% (ХПТ-32); 6-8% (ХПТ-55); 3-5% (ХПТ-90). Поряд з цим встановлено, що пружні деформації нижньої поперечини станини прямокутної конструкції стана ХПТ-90 сумірні за значеннями з деформаціями верхньої поперечини. При цьому величини

пружних деформацій нижньої поперечини також залежать від положення клина натискного пристрою.

3. Визначено залежності максимальних значень прогинів осей робочих валків під напівдискові калібри від кута їх повороту; одержано значення величин максимальних прогинів осей робочих валків під кільцеві калібри при заданих величинах навантаження.

4. В результаті досліджень НДС робочих валків станів ХПТ вперше виявлено зниження значень еквівалентних напружень та їх концентрацій при використанні в якості опор робочих валків шарнірних підшипників ковзання у порівнянні з роликовими конічними підшипниками кочення. Так, для робочих валків можливо зниження значень напружень в діапазоні 2-30% (ХПТ-32); 25-47% (ХПТ-55); 9-60% (ХПТ-90).

5. На основі узагальнення результатів досліджень НДС елементів робочих клітей станів ХПТ, в контексті пружних деформацій, встановлено залежності, які характеризують жорсткості досліджуваних деталей робочих клітей. Одержаних результатів достатньо для подальшого дослідження вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ, обумовлених пружними характеристиками деталей робочих клітей.

РОЗДІЛ З

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ВАЛКІВ СТАНІВ ХПТ

Питання підвищення якості холоднокатаних труб лежать як в площині вдосконалення технології їх виробництва, так і в площині дослідження та модернізації існуючого обладнання для їх виготовлення. В процесі прокатки деталі клітей, які сприймають робоче навантаження, схильні до пружних деформацій, обумовлених їх фізичними властивостями, та впливають на якість труб [8]. Оперуючи величинами маси та жорсткостей деталей робочих клітей, можна створити математичну модель динамічної системи з прогнозування амплітуд вертикальних коливань робочих валків, що безпосередньо впливають на якість трубної продукції.

Вперше питання впливу жорсткості деталей робочої кліті на якість труб були поставлені в роботі [8], де розглядалися задачі щодо визначення сумарної деформації кліті від зусилля прокатки, а також залежність вертикальних коливань робочих валків від жорсткості робочої кліті у вигляді диференціального рівняння.

На цей час розроблено конструкції станин та робочих валків, жорсткості яких відрізняються від наведених в роботі [8]. Разом з тим відомо, що на підприємствах використовуються робочі кліті, які компонуються з деталей різних конструкцій. Це призводить до зміни жорсткості кліті, що тягне за собою зміну якості готової продукції. З огляду на результати досліджень НДС жорсткостей деталей робочих клітей, а також можливість їх варіаційного компонування при складанні конструкції кліті, постає необхідність у розробці математичної моделі, яка б оцінювала вплив кожної з деталей на якість готової продукції в контексті її поздовжньої різностінності.

Аналогом пропонованої математичної моделі може бути модель динамічної механічної системи для прогнозування різностінності тонких штаб на стані НТЛС 1680, запропонована в роботах [71,72] та представлена у вигляді
системи диференціальних рівнянь, що описує вертикальні коливання елементів чистової кліті та складається із шести рівнянь, які описують рух шести мас.

3.1 Розробка розрахункових схем робочих клітей станів ХПТ

На базі результатів досліджень НДС деталей робочих клітей станів ХПТ побудовано розрахункові схеми динамічних моделей, які описують вертикальні коливання робочих валків в процесі прокатки труб (рис. 3.1; 3.2) [2,7,79].



Рис. 3.1 Розрахункова схема робочих клітей станів XПТ з можливістю використання деталей різних конструкцій

На рис. 3.2 представлено розрахункову схему динамічної моделі робочої кліті стана ХПТ-90 з використанням в ній станини прямокутної конструкції. Схема даної моделі відрізняється від схеми, наведеної на рис. 3.1, наявністю жорсткості нижньої поперечини станини, з огляду на результати дослідження НДС станин прямокутних конструкцій.

З урахуванням можливості використання в робочій кліті деталей одного функціонального призначення, але різних конструкцій, математична модель спрощується таким чином, щоб змінювати значення жорсткостей деталей, які можуть бути взаємозамінені, не вдаючись до громіздких математичних перетворень [7].



Рис. 3.2 Розрахункова схема робочої кліті прямокутної конструкції стана ХПТ-90

Відомо, що натискні пристрої, виготовлені для станин раціональної конструкції, не підходять до станин прямокутної конструкції і навпаки [3,77]. Таким чином, при зміні конструкції станини робочої кліті треба змінювати і конструкцію натискного пристрою. Також слід зазначити, що стикання натискного пристрою та самої станини – як раціональної конструкції, так і прямокутної – відбувається по посадці, а це означає, що поверхні стикання мають бути оброблені з високою точністю, щоб забезпечити їх щільне прилягання. Таким чином, запропоновано надалі розглядати даний вузол як масу, що складається з суми маси частини станини, яка деформується, і маси

натискного пристрою, а також із двох значень жорсткості – жорсткості частини станини, що деформується, і жорсткості натискного пристрою (рис. 3.3).



Рис. 3.3 Вузол станини та натискного пристрою

Для приведення мас і жорсткостей використані відомі методи, основані на рівності кінетичних і потенційних енергій початкової та спрощеної еквівалентної системи [80-87].

Окремо треба сказати про пружні характеристики роликових підшипників кочення. Зазначені підшипники мають нелінійну залежність значень деформації кілець і роликів від значення прикладеної до них сили через наявність низки факторів, як-то: радіальний та осьовий зазори підшипників, жорсткість сепараторних кілець, технологія змащення підшипників і вибір мастильного матеріалу, умови експлуатації підшипників, характеристики матеріалів і технологія виготовлення роликів та кілець, а також інші фактори [74-76].

На базі результатів досліджень НДС роликових підшипників кочення робочих валків станів ХПТ було запропоновано схему, що показує характер зміни жорсткості роликового підшипника в залежності від часу (рис. 3.4). Наведена схема представлена у вигляді періодичної залежності, яка враховує як номінальну жорсткість підшипника, так і змінну жорсткість, обумовлену прийняттям навантаження роликом і міжроликовим простором підшипника.

Результати досліджень НДС роликових підшипників, а також їх характеристики та характеристики стану наведені в таблиці 3.1.



Рис. 3.4 До розрахунку змінної жорсткості підшипника

Таблиця 3.1

 C_{\min} ,H/M С, Н/м d C_{HOM} , Н/м $C_{\rm max}$,H/M*ф*, град D ХПТ-32 $1.59 \cdot 10^{10}$ $1,63 \cdot 10^{10}$ $1,56 \cdot 10^{10}$ 8,36 173,9 $3.5 \cdot 10^8$ ХПТ-55 $2,89 \cdot 10^{10}$ $2,96 \cdot 10^{10}$ $2,82 \cdot 10^{10}$ $7 \cdot 10^{8}$ 7,33 174,4 ХПТ-90 $5,13 \cdot 10^{10}$ $5,26 \cdot 10^{10}$ 173,9 $5 \cdot 10^{10}$ 13.10^{8} 9,26

Значення жорсткостей роликових підшипників робочих валків станів ХПТ

Залежність, зображену на рис. 3.4 представимо в аналітичному вигляді:

$$c(t) = c_{HOM} + C \cdot \sin \frac{\omega}{2} \cdot t, \text{ H/M}$$
(3.1)

де $c_{\text{ном}}$ – номінальна жорсткість підшипника (табл. 3.1), Н/м; *С* – амплітуда змінної складової жорсткості, Н/м; ω – частота зміни жорсткості, с⁻¹.

$$c_{\mu\nu\mu} = \frac{c_{\max} + c_{\min}}{2}$$
, (3.2)

де c_{\max} ; c_{\min} - максимальне і мінімальне значення жорсткості підшипника (табл. 3.1)

$$C = \frac{c_{\max} - c_{\min}}{2};$$
(3.3)

$$\omega = \frac{D \cdot dX(t)}{R_{III} \cdot d_p \cdot dt}; \qquad (3.4)$$

де X(t) - координата положення робочої кліті, м; $R_{\mu\nu}$ — радіус ділильного кола шестерні, м; D — зовнішній діаметр внутрішнього кільця підшипника,м d_p - діаметр ролика підшипника, м

$$X(t) = \sqrt{l^2 - [a + R \cdot \sin(\phi(t))]^2} - R \cdot \cos(\phi(t)) - \sqrt{(l - R)^2 - a^2}; \quad (3.5)$$

$$\phi(t) = \left(\frac{\pi \cdot n \cdot t}{30} + \arcsin\frac{a}{l-R}\right); \tag{3.6}$$

l,а,R - розміри ланок кривошипно-шатунного механізму стану (рис. 3.5)(табл.3.2), м *n* – кількість подвійних ходів кліті

Таблиця 3.2

Типороз	вмір	Параметри						
стана	ì	1, мм	R , мм	а, мм				
ХПТ-32	2-3	1852	225	220				
ХПТ-5:	5-3	2200	310	250				
ХПТ-90	0-3	2250	350	280				

Параметри кривошипно-шатунного механізму станів ХПТ [37]



Рис. 3.5 Узагальнена схема кривошипно-шатунного механізму приводів

робочих клітей станів ХПТ

Представимо жорсткість валкової системи з валками під кільцеві калібри та роликовими підшипниками кочення у вигляді виразу, що описує приведену жорсткість двох паралельних та однієї послідовної жорсткості:

$$C_3 = \frac{2 \cdot C_B \cdot c(t)}{C_B + 2 \cdot c(t)}, \qquad (3.7)$$

де С_в – жорсткість робочого валка під кільцевий калібр, Н/м;

Підставивши вираз (3.1) у (3.7) отримаємо:

$$C_{3}(t) = \frac{C_{B} \cdot 2\left(C_{HOM} + C \cdot \sin\left(\frac{\omega}{2} \cdot t\right)\right)}{C_{B} + 2 \cdot \left[C_{HOM} + C \cdot \sin\left(\frac{\omega}{2} \cdot t\right)\right]}$$
(3.8)

де $C_{_{HOM}}, C$ – значення жорсткостей роликових підшипників кочення (табл. 3.1).

Використовуючи результати досліджень НДС робочих валків під напівдискові калібри (Табл. 2.4), можна визначити залежності жорсткостей робочих валків від кута їх повороту, який, в свою чергу, залежить від часу:

$$C(t) = \frac{P \cdot 10^6}{\left(-a\varphi(t)^2 + b\varphi(t) + c\right)}$$
(3.9)

де $-a\varphi(t)^2 + b\varphi(t) + c$ — функція максимального прогину робочих валків під напівдискові калібри (Табл. 2.4);

Р – зусилля прокатки (Табл. 2.4), Н.

Користуючись виразом 3.9, одержимо залежності жорсткостей робочих валків від часу при заданій кількості подвійних ходів (табл. 3.3).

Таолиця 3

			Коефіц	цієнти	
Типорозмір	Жорсткість робочого валка, Н/м	а	b	c	Р
стана					
ХПТ-32		-0,0006	0,1055	29,62	$5 \cdot 10^{5}$
ХПТ-55	$C(t) = \frac{P10^6}{(1 - rr(t))^2 + Lr(t) + r}$	-0,0064	1,144	34,97	$7,5 \cdot 10^5$
ХПТ-90	$(-a\varphi(t) + b\varphi(t) + c)$	-0,0113	2,0273	36,68	10 ⁶

Залежності жорсткостей робочих валків станів ХПТ від часу

Знаючи жорсткості робочих валків, а також підшипників, можна визначити приведену жорсткість валкових систем з роликовими підшипниками кочення та шарнірними підшипниками ковзання, використовуючи відомі методи спрощення динамічних систем [80-82]. Результати розрахунків залежностей від часу приведених жорсткостей валкових систем, в яких використовуються підшипники роликові конічні кочення та шарнірні ковзання, а також робочі валки під кільцеві та напівдискові калібри, представлені в табл. 3.4.

В конструкції робочих клітей станів ХПТ між верхніми та нижніми подушками валкових систем встановлено вісім пружин, по чотири на кожну пару подушок, для забезпечення необхідної величини міжвалкового зазору, а також підтримки верхнього валка [8]. На величину жорсткості міжвалкового простору також впливає жорсткість оправки разом із розкатом. Залежність величини жорсткості міжвалкового простору від часу можна представити як вираз:

$$C_{3}(t) = 8 \cdot C_{npyxc} + c_{onp},$$
 (3.10)

де C_{пруж} – жорсткість однієї пружини, Н/м; с_{опр} – жорсткість оправки, Н/м.

Залежності приведених жорсткостей валкових систем з використанням підшипників та валків різних конструкцій

	Жорсткість приведеної системи, Н/м				
Стан	Валкова система з роликовими підшипниками кочення	a	b	c	Р
0	та валками під напівдискові калібри				
ХПТ-32		-0,0006	0,1055	29,62	$5*10^{5}$
ХПТ-55	$C^{P}(t) = \frac{2\left(C_{HOM} + C \cdot \sin\left(\frac{\omega}{2} \cdot t\right)\right) \cdot P \cdot 10^{6}}{2\left(C_{HOM} + C \cdot \sin\left(\frac{\omega}{2} \cdot t\right)\right) \cdot \left(a \cdot \varphi(t)^{2} + b \cdot \varphi(t) + c\right) + P \cdot 10^{6}}$	-0,0064	1,1445	34,97	$7,5*10^{5}$
XIIT-90		-0,0113	2,0273	36,68	10^{6}
	Валкова система з шарнірними підшипниками ковзання	та в	алкам	ли пі	Д
	напівдискові калібри				
ХПТ-32	$C_{32}^{\text{LIK}}(t) = \frac{4.5 \cdot 10^{11}}{50 + 9 \cdot (-0,0006\varphi(t)^2 + 0,1055\varphi(t) + 29,62)}$	2)			
ХПТ-55	$C_{55}^{\text{LLK}}(t) = \frac{1260 \cdot 10^{11}}{75 + 168 \cdot (-0,0064\varphi(t)^2 + 1,1445\varphi(t) + 34,9)}$	7)			
ХПТ-90	$C_{90}^{IIIK}(t) = \frac{22,2 \cdot 10^{12}}{100 + 22,2 \cdot (-0,0113\varphi(t)^2 + 2,0273\varphi(t) + 36,0)}$	589)			

На рис. 3.6 представлено схему спрощення розрахункової схеми робочих клітей станів ХПТ [7]. Схема спрощення розрахункової схеми робочої кліті стана ХПТ-90 з використанням станини прямокутної конструкції відрізняється від схеми, наведеної на рис. 3.6, наявністю жорсткості нижньої поперечини станини (додаток Ж).



Рис. 3.6 Схема приведення параметрів розрахункової схеми робочих клітей станів ХПТ

В результаті спрощення динамічної моделі створено приведену розрахункову схему математичної моделі визначення амплітуд вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90 з можливістю варіаційної заміни деталей одного функціонального призначення, які входять в робочу кліть та сприймають технологічне навантаження, що виникає в процесі роботи стана (рис. 3.6) [7].

Одержана розрахункова схема дозволяє скласти диференціальні рівняння вертикального руху приведених мас робочих клітей з метою подальшого дослідження коливальних процесів, що виникають в робочій кліті під час прокатки, з можливістю комбінування характеристик деталей, які можуть бути замінені [7]. Розрахункові значення приведених мас та жорсткостей динамічних моделей, зображених на рис. 3.7, наведені в табл. 3.5 та 3.6, відповідно [7].

З використанням загально відомих методів спрощення динамічних моделей жорсткості С¹, C¹, C¹ станини прямокутної конструкції та C⁵, C⁵ представлені у вигляді окремих жорсткостей C₁, C₅, значення яких занесені до табл. 3.7. Значення приведеної жорсткості нижніх подушок та нижньої поперечини станини прямокутної конструкції стана ХПТ-90 наведені в табл. 3.7 [7]. Значення жорсткостей елементів робочої кліті розраховано на базі результатів дослідження їх НДС з використанням закону Гука.

3.2 Математична модель динамічної системи робочих клітей станів ХПТ

Одержані значення жорсткостей елементів робочих клітей станів ХПТ, представлені в табл. 3.5, 3.6, мають істотний чисельний розкид. За умови, що жорсткість однієї пружної ланки перевищує жорсткість іншої більше, ніж в десять разів, доцільно спростити багатомасову систему до системи з меншою кількістю мас [7]. Це є необхідним з огляду на те, що максимально жорсткі ланки за своїми пружними характеристиками наближаються до характеристик абсолютно твердого тіла і, як наслідок, при пружному деформуванні матимуть незмірно малі величини деформацій у порівнянні з більш податливими елементами. При розв'язанні системи диференціальних рівнянь, що описують коливальний процес багатомасової системи, за допомогою ЕОМ потрібно задавати тимчасовий проміжок, на якому виконується рішення, а також крок, з яким ЕОМ буде його здійснювати. При високих значеннях жорсткості елементів в процесі розв'язання системи диференціальних рівнянь можуть відстежити амплітудно-частотні виникати явища, які дозволять не характеристики маси, що взаємодіє з даною жорсткістю. Це пов'язано з тим, що крок рішення рівняння може в рази перевищити період коливання тіла на жорсткості великої величини [7].

83

Значення приведених мас для робочих клітей станів ХПТ згідно з рис. 3.6

	Приведена	Приведена маса	Приведена маса	Приведена	Маса частин	станини, що
	маса нижніх	нижньої	верхньої	маса верхніх	деформується, та	а приведена маса
	подушок	валкової	валкової	подушок (m ₄),	натискного при	истрою (m5), кг
	(m ₁), кг	системи (m ₂), кг	системи (m ₃), кг	КГ	Раціональна	Прямокутна
					конструкція	конструкція
ХПТ-32	132,15	289,73	381,8	152,03	535,74	498,4
ХПТ-55	295,68	555,32	732,35	301,24	1027,33	938,1
ХПТ-90	587,4	1016,2	1379,91	514,54	1947	1377,24

Таблиця 3.6

Значення жорсткостей для робочих клітей станів ХПТ згідно з рис. 3.6

	Жорсткість	Жорсткість Жорстк			робочих валків,	Жорсткість	Жорсткісти	ь натискного	Жорсткість верхньої поперечини		
	нижніх	підшип	ників, Н/м		Н/м	верхніх	пристрою (С``5), Н/м		станини зі стійками, Н/м		
	подушок,	Роликові	Шарнирні	Кільцеві	Напівдискові	подушок	Раціональна	Прямокутна	Раціональна	Прямокутна	
	Н/м	кочення	ковзання	калібри	калібри	(C`5), Н/м	конструкція	конструкція	конструкція	конструкція	
ХПТ-32	$7,8 \cdot 10^{10}$	Див.	$9 \cdot 10^{10}$	$1,7 \cdot 10^{10}$	Див. табл. 3.2	$6,2 \cdot 10^{10}$	$9,8 \cdot 10^{10}$	$5 \cdot 10^{10}$	$0,47 \cdot 10^{10}$	$0,2 \cdot 10^{10}$	
ХПТ-55	$36,2\cdot 10^{10}$	табл. 2.7	$16,8 \cdot 10^{10}$	$2,8 \cdot 10^{10}$		$45,8 \cdot 10^{10}$	$9,4 \cdot 10^{10}$	$9,6 \cdot 10^{10}$	$0,63 \cdot 10^{10}$	$0,19 \cdot 10^{10}$	
ХПТ-90	$27,2\cdot 10^{10}$	1	$22,2 \cdot 10^{10}$	$3 \cdot 10^{10}$		$16 \cdot 10^{10}$	$2.1 \cdot 10^{10}$	$11 \cdot 10^{10}$	$0,86 \cdot 10^{10}$	$0,16 \cdot 10^{10}$	

* - Приведена жорсткість нижніх подушок (для стана ХПТ-90 – додається жорсткість нижній частині станини)

Таблиця 3.7

Значення приведених жорсткостей динамічної моделі згідно з рис. 3.6

на					Найменування елементів		
ста	Приведена			Жорсткість валк	ової системи (C ₂ =C ₄), Н/м		Приведена жорсткість
3Mip	жорсткість		Кільцеві кал	іібри	Напівд	искові калібри	міжвалкового простору, С ₃
odoi	подушок	Роликові кочення		Шарнирні ковзані	ня Роликові кочення	Шарнирні ковзання	
Тип	С1,Н/м*						
ХПТ-32	$7,8 \cdot 10^{10}$	Див. табл. 3.3		$1,4 \cdot 10^{10}$	Див. табл. 3.3	Див. табл. 3.3	
ХПТ-55	$36,2\cdot 10^{10}$			$2,4 \cdot 10^{10}$			Див. вираз 3.10
ХПТ-90	$27,2 \cdot 10^{10}$						
На					Найменування елементів		
ста	Приведена	а жорсткість под	цушок та натис	кного пристрою	Жорсткість верхньої попер	Приведена жорсткість нижніх	
змір		(0	С5),Н/м		(C_6)	подушок та нижньої частини	
odoı	Раціональна	Прямокутна	Прямокутна	конструкція зі	Раціональна конструкція	Прямокутна конструкція	станини (C ₁), Н/м*
Тип	конструкція	конструкція	зрізним диско	DM			
ХПТ-32	$3,8 \cdot 10^{10}$	$2,7 \cdot 10^{10}$	0.	$15 \cdot 10^{9}$	$0,\!47 \cdot 10^{10}$	$0,2 \cdot 10^{10}$	-
ХПТ-55	$7,8 \cdot 10^{10}$	$7,9 \cdot 10^{10}$	0	$0,1 \cdot 10^{9}$	$0,63 \cdot 10^{10}$	$0,19 \cdot 10^{10}$	-
ХПТ-90	$6,5 \cdot 10^{10}$	$1,85 \cdot 10^{10}$	0.	$0.06 \cdot 10^{9}$	$0,86 \cdot 10^{10}$	$0,16 \cdot 10^{10}$	$0,32 \cdot 10^{10}$

* - Приведена жорсткість нижніх подушок (для стана ХПТ-90 – додається жорсткість нижній частині станини)



Рис. 3.7 Розрахункова схема приведеної динамічної моделі робочих клітей станів ХПТ

Рішення задач із визначення динамічних явищ коливального характеру та їх похідних вимагає побудови складних багатомасових розрахункових схем. Зміна значень мас та жорсткостей в розробленій динамічній моделі може тягнути за собою зміну кінцевого результату розв'язання. Таким чином, з урахуванням різноманітності деталей, які використовуються в робочій кліті, на поздовжню геометрію труби, що прокатується, можуть впливати жорсткості станин, робочих валків і підшипників, величина і характер прикладених зусиль [7,79]. Для визначення переміщень робочих валків, яким на рис. 3.7 відповідають маси m₂ та m₃, необхідно розв'язати систему диференціальних рівнянь, приведеної динамічної моделі [7]. ЩО описують мас рух Використовуючи загальновідомі закони теоретичної механіки та теорії коливань, представимо розрахункову схему (рис. 3.7) у вигляді систем диференціальних рівнянь (3.11) [7,79]:

$$\begin{cases} m_{1} \cdot \frac{d^{2}x_{1}(t)}{dt^{2}} + \mu_{1} \frac{dx_{1}}{dt} + C_{1} \cdot x_{1}(t) + C_{2}(t)(x_{1}(t) - x_{2}(t)) = 0 \\ m_{2} \cdot \frac{d^{2}x_{2}(t)}{dt^{2}} + \mu_{2} \frac{dx_{2}}{dt} + C_{2}(t) \cdot (x_{2}(t) - x_{1}(t)) + C_{3}(x_{2}(t) - x_{3}(t)) = P(t) \\ m_{3} \cdot \frac{d^{2}x_{3}(t)}{dt^{2}} + \mu_{3} \frac{dx_{3}}{dt} + C_{3} \cdot (x_{3}(t) - x_{2}(t)) + C_{4}(t) \cdot x_{3}(t) = -P(t) \\ m_{4} \cdot \frac{d^{2}x_{4}(t)}{dt^{2}} - \mu_{4} \frac{dx_{4}}{dt} + C_{4}(t) \cdot (x_{4}(t) - x_{3}(t)) + C_{5} \cdot (x_{4}(t) - x_{5}(t)) = 0 \\ m_{5} \cdot \frac{d^{2}x_{5}(t)}{dt^{2}} + \mu_{5} \frac{dx_{5}}{dt} + C_{5} \cdot (x_{5}(t) - x_{4}(t)) + C_{6} \cdot x_{5} = 0 \end{cases}$$

$$(3.11)$$

 $m_1...m_5$ приведена маса, кг; $\mu_1...\mu_5$ – коефіцієнти затухання; $C_1...C_6$ – приведена жорсткість, Н/м. Р(t) – зусилля прокатки (3.12) (рис.3.8, 3.9), Н.

Як відомо, зусилля прокатки залежить від таких характеристик, як величина подачі, межа міцності матеріалу, що прокатується, діаметра заготовки і труби, товщини стінок заготовки і труби [8,9]. В роботі [88] наведені результати експериментальних досліджень, проведених на роликовому стані з валковою кліттю, де представлено характер впливу розкату на валки в процесі роботи стана (рис. 3.8).

Як відомо, графіки залежності зусилля прокатки від часу зображують у вигляді трапеції з ділянками наростання навантаження, усталеного режиму та спадання навантаження [8]. З результатів досліджень, представлених у роботі [88], випливає, що при усталеному режимі зусилля прокатки нерівномірно змінюється. Це пов'язано, в першу чергу, з тим, що заготовка, яка надходить з прошивних станів, має початкову різностінність [2,89].

Надалі вважатимемо, що зусилля прокатки, яке виникає під час роботи стана, має трапецієвидну форму залежності зусилля прокатки від часу (рис. 3.8) і описується виразом 3.12, де в усталеному режимі збуджувальна сила, має умовно гармонійний характер.



Рис. 3.8 Зусилля прокатки труб, при прокатці за маршрутом 57х4,5-34х3,2 [88]



Рис. 3.9 Графік залежності зусилля прокатки від часу

$$P(t) = \begin{cases} \frac{P_{p} \cdot t}{t_{H}}, t \in [0; t_{H}] \\ P_{p} + P \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right), t \in (t_{H}; t_{H} + t_{p}) \\ \frac{-P_{p} \cdot t}{t_{c}} + \frac{P_{p} \cdot t_{u}}{t_{c}}, t \in [t_{H} + t_{p}; t_{u}] \end{cases}$$
(3.12)

де t_{H} – час наростання навантаження, с; t_{p} – час усталеного режиму, с; t_{c} – час спаду навантаження, с; t_{u} – час циклу навантаження, с; P_{p} – значення зусилля прокатки при усталеному режимі, Н; Р – амплітуда змінної складової сили прокатки, Н; T – період зміни сили прокатки що обумовлена різностінністю заготівки, с.

З результатів експериментальних досліджень [88] випливає, що змінна складова зусилля прокатки лежить в межах 12-16% зусилля прокатки при усталеному режимі. З урахуванням того, що в процесі досліджень труби виготовлялись за різними маршрутами прокатки, надалі вважатимемо $P = 0.16 \cdot P_p$. Таким чином, вираз 3.12 набуде наступного вигляду:

$$P(t) = \begin{cases} \frac{P_{p} \cdot t}{t_{H}}, t \in [0; t_{H}] \\ P_{p} \left(1 + 0.16 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right) \right), t \in (t_{H}; t_{H} + t_{p}) \\ \frac{-P_{p} \cdot t}{t_{c}} + \frac{P_{p} \cdot t_{u}}{t_{c}}, t \in [t_{H} + t_{p}; t_{u}] \end{cases}$$
(3.13)

З огляду на те, що поздовжня різностінність труб залежить від максимальних значень амплітуд коливань робочих валків, а метою даного дослідження є визначення саме найбільших значень амплітуд, надалі систему диференціальних рівнянь (3.11) представимо у вигляді (3.14), прибравши з виразу (3.11) коефіцієнти пропорційності, що характеризують затухання коливань [7].

$$\begin{cases} m_{1} \cdot \frac{d^{2}x_{1}(t)}{dt^{2}} + C_{1} \cdot x_{1}(t) + C_{2}(t)(x_{1}(t) - x_{2}(t)) = 0 \\ m_{2} \cdot \frac{d^{2}x_{2}(t)}{dt^{2}} + C_{2}(t) \cdot (x_{2}(t) - x_{1}(t)) + C_{3}(x_{2}(t) - x_{3}(t)) = P(t) \\ m_{3} \cdot \frac{d^{2}x_{3}(t)}{dt^{2}} + C_{3} \cdot (x_{3}(t) - x_{2}(t)) + C_{4}(t) \cdot x_{3}(t) = -P(t) \\ m_{4} \cdot \frac{d^{2}x_{4}(t)}{dt^{2}} + C_{4}(t) \cdot (x_{4}(t) - x_{3}(t)) + C_{5} \cdot (x_{4}(t) - x_{5}(t)) = 0 \\ m_{5} \cdot \frac{d^{2}x_{5}(t)}{dt^{2}} + C_{5} \cdot (x_{5}(t) - x_{4}(t)) + C_{6} \cdot x_{5} = 0 \end{cases}$$

$$(3.14)$$

Система диференціальних рівнянь (3.14) розв'язується за допомогою чисельного методу, де як початкові умови задані нульові переміщення і швидкості для кожної з мас. Розв'язком систем диференціальних рівнянь є залежність величини переміщення кожної маси, представленої в системі, від часу [7].

Товщину стінки труби, з урахуванням пружних характеристик елементів робочих клітей, пропонується визначати відповідно до виразу [7]:

$$S(t) = \frac{D_{HOM} + [x_3(t) - x_2(t)] - d}{2}, \qquad (3.15)$$

де D_{HOM} - номінальний діаметр труби, м; d - внутрішній діаметр труби, м; $x_2(t); x_3(t)$ – вертикальна координата положення верхнього і нижнього робочих валків, м.

3.3 Визначення частот вільних коливань динамічної системи

При вивченні коливальних процесів є необхідним визначення частот коливань з метою подальшого дослідження динамічного об'єкта, а також для порівняння результатів аналітичних розрахунків з експериментальними. Перепишемо вираз (3.14) без урахування зусиль:

$$\begin{cases} m_{1} \cdot \frac{d^{2}x_{1}(t)}{dt^{2}} + C_{1} \cdot x_{1}(t) + C_{2}[x_{1}(t) - x_{2}(t)] = 0 \\ m_{2} \cdot \frac{d^{2}x_{2}(t)}{dt^{2}} + C_{2} \cdot [x_{2}(t) - x_{1}(t)] + C_{3}[x_{2}(t) - x_{3}(t)] = 0 \\ m_{3} \cdot \frac{d^{2}x_{3}(t)}{dt^{2}} + C_{3} \cdot [x_{3}(t) - x_{2}(t)] + C_{4} \cdot x_{3}(t) = 0 \\ m_{4} \cdot \frac{d^{2}x_{4}(t)}{dt^{2}} + C_{4} \cdot [x_{4}(t) - x_{3}(t)] + C_{5} \cdot [x_{4}(t) - x_{5}(t)] = 0 \\ m_{5} \cdot \frac{d^{2}x_{5}(t)}{dt^{2}} + C_{5} \cdot [x_{5}(t) - x_{4}(t)] + C_{6} \cdot x_{5} = 0 \end{cases}$$

$$(3.16)$$

Вираз (3.17) показує загальний випадок рішення коливального процесу для кожної з мас, що наведені в системі диференціальних рівнянь (3.14)

$$x_i(t) = A_i \cdot \sin(\beta \cdot t + \varphi_0) \tag{3.17}$$

 $x_i(t)$ – переміщення *i*-тої маси за проміжок часу, м;

t – час, с;

А_i – амплітуда коливань, м;

β – циклічна частота коливань, рад/с;

 φ_0 – початкова фаза.

Продиференціювавши вираз (3.17) один і два рази, одержимо першу та другу похідні, що відповідають швидкості та прискоренню тіла:

$$\frac{dx_i(t)}{dt} = A_i \cdot \beta \cdot \cos(\beta \cdot t + \varphi_0)$$
(3.18)

$$\frac{d^2 x_i(t)}{dt^2} = -A_i \cdot \beta^2 \cdot \sin(\beta \cdot t + \varphi_0)$$
(3.19)

Підставивши (3.17-3.19) в (3.16) та зробивши спрощення, одержимо:

$$\begin{cases} -M_{1} \cdot A_{1} \cdot \beta^{2} + C_{1} \cdot A_{1} + C_{2}(A_{1} - A_{2}) = 0 \\ -M_{2} \cdot A_{2} \cdot \beta^{2} + C_{2} \cdot (A_{2} - A_{1}) + C_{3}(A_{2} - A_{3}) = 0 \\ -M_{3} \cdot A_{3} \cdot \beta^{2} + C_{3} \cdot (A_{3} - A_{2}) + C_{4} \cdot A_{3} = 0 \\ -M_{4} \cdot A_{4} \cdot \beta^{2} + C_{4} \cdot (A_{4} - A_{3}) + C_{5} \cdot (A_{4} - A_{5}) = 0 \\ -M_{5} \cdot A_{5} \cdot \beta^{2} + C_{5} \cdot (A_{5} - A_{4}) + C_{6} \cdot A_{5} = 0 \end{cases}$$
(3.20)

Запишемо коефіцієнти при амплітудах у вигляді визначника. З огляду на те, що амплітуди не дорівнюють 0, скористаємося обставиною, що визначник складається з коефіцієнтів при амплітудах і має дорівнювати 0. Таким чином, ми одержимо частотне рівняння у вигляді визначника.

$$\begin{vmatrix} C_1 + C_2 - M_1 \cdot \beta^2; & -C_2; & 0; & 0; & 0 \\ -C_2; & C_2 + C_3 - M_2 \cdot \beta^2; & -C_3; & 0; & 0 \\ 0; & -C_3; & C_3 + C_4 - M_4 \cdot \beta^2; & -C_4; & 0 \\ 0; & 0; & 0; & -C_4; & C_4 + C_5 - M_4 \cdot \beta^2; & -C_5 \\ 0; & 0; & 0; & 0; & -C_5; & C_5 + C_6 - M_5 \cdot \beta^2 \end{vmatrix} = 0$$

Кожного разу, при зміні комплектації деталей робочої кліті, одержаний визначник необхідно відкривати та розв'язувати частотне рівняння. З посиланням на табл. (3.5-3.8) були розраховані частоти вільних коливань для кожної комплектації робочої кліті. Результати розв'язання занесені до табл. (3.9, 3.10).

Аналіз результатів досліджень дає уявлення про розподіл частот при різних комплектаціях робочих клітей та їх відношення. При визначенні власних частот системи необхідним є визначення нижчої частоти, а також співвідношення крайніх частот [89].

Таблиця 3.8

Номер	Деталі робочих клітей										
комплекту	Калібр робочого валка	Конструкція станини	Тип підшипника								
1		Раніональна	Роликовий								
2	Кільцевий	Гаціональна	Шарнірний								
3(1)*		Прямокулия	Роликовий								
4(2)*		прямокутна	Шарнірний								
5		Раніональна	Роликовий								
6	Напівдисковий	Гаціональна	Шарнірний								
7(3)*		Прямокулия	Роликовий								
8(4)*		Прямокутна	Шарнірний								
* - ном	ера стовпців гістограм	, зображених на	рис. 3.11-3.16								

Комплектації деталей робочих клітей станів ХПТ

92

Значення власних частот елементів робочих клітей станів ХПТ відповідно до комплектації робочої кліті (табл. 3.8)

				Ком	плектаці	ія детал	ей стани	ини робо	чої кліті	згідно з	таблиц	ею 3.8			
			1			2				3					
						Значен	ня часто	от вільни	х колива	ань, рад/	C				
ХПТ-32	2243	5982	6558	19648	26046	2254	6579	7137	20140	26533	1671	5925	6348	17260	26048
ХПТ-55	1907	5833	6214	19740	35910	1913	6496	6818	20156	3617	1289	5823	6197	19986	35910
ХПТ-90	1675	4675	5044	14175	22451	1677	4755	5118	14245	22492	894	2023	4099	8306	9930
				Ком	плектаці	ія детал	ей стани	ни робо	чої кліті	згідно з	таблиц	ею 3.8			
			4					5			6				
						Значен	ня часто	от вільни	х колива	ань, рад/	C				
ХПТ-32	1677	6510	6870	17853	26533	2194	4583	5179	18809	25194	2210	4893	5486	18963	25354
ХПТ-55	1293	6493	6819	20390	36169	1082	2272	2528	18395	35030	1088	2274	2532	18396	35030
ХПТ-90	895	2022	4068	8142	9808	1645	3694	4152	13498	22040	1652	3865	4307	13598	22101
				Ком	плектац	ія детал	ей стани	ни робо	чої кліті	згідно з	таблиц	ею 3.8			
			7					8							
			Зн	ачення ч	астот віл	ьних к	оливань,	, рад/с							
ХПТ-32	1646	4513	5041	16251	25194	1654	4832	5336	16437	25354					
ХПТ-55	952	1579	2483	18682	35030	955	1584	2487	18683	35030					
ХПТ-90	882	1996	3586	6284	8576	885	2002	3686	6596	8764					

Значення власних частот елементів робочих клітей станів ХПТ відповідно до комплектації робочої кліті (табл. 3.9)

				К	омплект	ація дет	галей ста	нини ро	бочої кл	іті згідн	о з табл	. 3.8			
			1			2					3				
						Значе	ення част	от вільн	их коли	вань, Гц					
ХПТ-32	357	952	1522	3128	4147	330	1047	1136	3207	4225	266	943	1011	2748	4147
ХПТ-55	304	929	989	3143	5718	304	1034	1086	3209	5759	205	927	986	3182	5718
ХПТ-90	266	744	803	2257	3575	267	757	814	2268	3581	142	322	653	1322	1581
	Комплектація деталей станини робочої кліті зг											. 3.8			
	4						5					6			
						Значе	ення част	от вільн	их коли	вань, Гц					
ХПТ-32	267	1037	1094	2843	4225	349	730	825	2995	4012	352	779	873	3019	4037
ХПТ-55	206	1034	1086	3247	5759	172	362	402	2929	5578	173	362	403	2929	5578
ХПТ-90	143	322	648	1296	1562	262	588	661	2149	3509	263	615	686	2165	3519
				К	омплект	ація дет	галей ста	нини ро	бочої кл	іті згідно	о з табл	. 3.8			
			7					8							
			3	начення	частот в	ільних	коливані	ь, Гц							
ХПТ-32	262	719	803	2588	4012	263	769	850	2617	4037					
ХПТ-55	152	251	395	2974	5578	152	252	396	2975	5578					
ХПТ-90	140	318	571	1001	1365	141	319	587	1050	1396	1				

Границя зміни найнижчої частоти для стана ХПТ-32: 262...357 Гц; для стана ХПТ-55: 152...304 Гц; для стана ХПТ-90: 140...267 Гц. Одержані результати свідчать, що вертикальні коливання робочих валків станів ХПТ мають високі частоти. При цьому встановлено, що в більшості випадків комплектації кліті друга та третя частоти близькі за своїми значеннями.

3.4 Дослідження вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ

Комплексні дослідження механізмів станів ХПТ вказують на динамічні прояви в механізмі утримання стержня оправки в процесі прокатки, що впливає на якість готової продукції [79]. При дослідженні вертикальних коливань робочих валків, вплив динамічних явищ в механізмі утримання стержня оправки і пружні характеристики самої оправки не враховувались, а, отже, значення внутрішнього діаметра труби *d* у виразі (3.15) приймаємо як постійну величину [7].

Як приклад рішення математичної моделі представлено графіки залежностей вертикальних коливань робочих валків стана ХПТ-32 при прокатці труби зі сплаву Grade 2 (ASTM B338; ASME SB338) за маршрутом 28х2→19х1 з використанням станин раціональної та прямокутної конструкцій, а також робочих валків під кільцеві та напівдискові калібри з роликовими підшипниками кочення (рис. 3.10).

Результати досліджень свідчать про збільшення величини міжвалкового простору при використанні станини прямокутної конструкції та робочих валків під напівдискові калібри.

Як показує практика, в залежності від технічних вимог до геометричних характеристик холоднокатаних труб, режимів роботи та одержання труб певної якості, робочі кліті станів ХПТ компонують деталями різних конструкцій [7]. Для порівняння максимальних значень амплітуд вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ, а також величин пружних деформацій валків в процесі прокатки, з урахуванням комплектації робочих клітей, були проведені дослідження, в результаті яких розроблена математична модель розв'язувалась окремо для кожної комплектації робочої кліті (рис. 3.11-3.16).

Під час досліджень розглядались вісім ймовірних комплектацій робочих клітей з варіативним використанням деталей різних конструкцій (табл. 3.8). При цьому система диференціальних рівнянь (3.14) розв'язувалась чисельним методом за допомогою ПЕОМ, а величини зусиль впливу заготовки на робочі калібри прийняті однаковими для кожного з варіантів комплектації робочої кліті [7]. Дана умовність є необхідною для спрощення оцінки характеру зміни амплітуд вертикальних коливань робочих валків та їх статичних деформацій при порівнянні результатів досліджень для клітей різних конструкцій [7].



Рис. 3.10 Залежності різниць амплітуд вертикальних коливань робочих валків стана ХПТ-32 від часу при різних комплектаціях робочих клітей:

станина раціональної конструкції з валками під кільцеві калібри;
 станина прямокутної конструкції з валками під напівдискові калібри

Результати розв'язання математичної моделі представлені у вигляді порівняльних діаграм із зображенням відносних величин максимальних амплітуд коливань робочих валків (рис. 3.10-3.15). Найменша величина міжвалкового зазору, якому відповідає комплектація деталей №2 (табл. 3.8), прийнята за одиницю. Інші стовпці діаграм (рис. 3.10-3.12) показують, у скільки разів амплітуда вертикальних коливань робочих валків, а також статична деформація перевищують ці значення для робочої кліті №2 (табл. 3.8).



Рис. 3.11 Відносні деформації робочих валків станів ХПТ-32



Рис. 3.12 Відносні деформації робочих валків станів ХПТ-32



Рис. 3.13 Відносні деформації робочих валків станів ХПТ-90

Шляхом аналізу результатів математичного моделювання на предмет визначення величини міжвалкового зазору встановлено, що комбінацією деталей, яка дає мінімальні граничні відхилення міжвалкового зазору і, як наслідок, зовнішнього діаметра труби, є робоча кліть зі станиною раціональної конструкції в комплекті з робочими валками під кільцеві калібри з використанням шарнірних підшипників ковзання як опор [7]. При цьому слід зазначити, що міжвалковий зазор, обумовлений вертикальними коливаннями робочих валків, становить до двох відсотків від статичної деформації.

При досліджені об'ємного НДС станин робочих клітей прямокутної конструкції було виявлено зміну величини жорсткості станин в залежності від розташування клина натискного пристрою [6]. Розв'язавши розроблену математичну модель у загальному виді, одержали результати, представлені у вигляді діаграм, що показують умовну величину амплітуди вертикальних коливань робочих валків при максимальних та мінімальних значеннях жорсткості станин прямокутних конструкцій (рис. 3.14-3.16).

На наведених діаграмах (рис. 3.14-3.16) сині стовпці характеризують мінімальну жорсткість станини робочої кліті, а червоні — її максимальну жорсткість.



Рис. 3.14 Відносні деформації робочих валків станів ХПТ-32 для станин прямокутних конструкцій, враховуючи максимальні і мінімальні значення жорсткості станин



Рис. 3.15 Відносні деформації робочих валків станів ХПТ-55 для станин прямокутних конструкцій, враховуючи максимальні і мінімальні значення жорсткості станин



Рис. 3.16 Відносні деформації робочих валків станів ХПТ-90 для станин прямокутних конструкцій, враховуючи максимальні і мінімальні значення жорсткості станин

Аналізуючи результати досліджень вертикальних коливань робочих валків станів ХПТ, а також їх статичну деформацію з використанням розробленої математичної моделі, можна зробити висновок, що між найбільш та найменш жорсткими варіантами виконання робочих клітей існують проміжні варіанти комплектації, які за відносними величинами деформацій близькі між собою. Крім того, слід зазначити, що використання кільцевих калібрів, шарнірних підшипників ковзання, а також перевалки можуть тягнути за собою додаткові виробничі витрати. Однак вони незрівнянно нижче за фінансові втрати виробництва при виготовленні неякісних труб [7].

Результати даних теоретичних досліджень, основаних на математичному моделюванні, дозволяють прогнозувати можливість одержання труб 3 надміцних сплавів при відносно малій товщині стінки з величиною відхилення, що знаходиться в межах допуску. Це можливо за рахунок встановлення в робочу кліть станини раціональної конструкції валків під кільцеві калібри і шарнірних підшипників амплітуд ковзання, ЩО зменшить величину

вертикальних коливань робочих валків та деформацію від статичного навантаження, що, в свою чергу, позитивно вплине на якість труб в контексті поздовжньої різностінності [2,7].

Разом з тим, як відомо, в процесі виробництва труб на калібри робочих валків діє зусилля прокатки, яке має періодичну складову, через поздовжню різностінність заготовки, яка надходить із прошивних станів [90] (рис. 3.17).



Рис. 3.17 Нерівномірність товщини стінки заготовки: *D* – зовнішній діаметр труби, мм; d_{max} ; d_{min} – максимальний та мінімальний внутрішні діаметри труби; L – відстань між сусідніми максимальними значеннями внутрішнього діаметра, мм (70-150 мм для заготовок на стані ХПТ-32).

На рис. 3.18 представлено схематичне зображення ділянки осередку деформації для стана ХПТ, що складається з заготовки 1, оправки 2, та наступних ділянок: l_p – повна ділянка деформації; l_{ped} – ділянка редукування; $l_{o\delta \mathcal{H}}$ – ділянка обтиснення; l_{κ} – ділянка калібрування.



Рис. 3.18 Ділянки осередку деформації

Ділянкою осередку деформації, де відбувається остаточне формування геометричної характеристики труби, є ділянка калібрування, яка може сягати 20% ходу робочої кліті, в залежності від технологічних складових [30].

Вважаючи, що періодичні навантаження здатні викликати резонансні явища, запишемо діапазон частот та факторів, що впливають на примусову силу (табл. 3.11)

Таблиця 3.11

Фактори впливу	Частоти, Гц				
	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90		
Зубчасте зачеплення	43-150	28-56	31-51		
Хід кліті	3-10	2,2-4,3	2-3,3		
Роликові підшипники кочення	12-40	7,8-15,2	9-14,7		
Різностінність заготовки	18-34	16-29	15-26		

Спектр частот із впливом, що можуть спричиняти коливання

В табл. 3.11 наведено перелік частот та факторів, які можуть викликати резонансні явища в робочій кліті стана за рахунок їх періодичного впливу на кліть. Із порівняння даних табл. 3.9, а також результатів досліджень, представлених в табл. 3.7, випливає, що в кліті при роботі стана відсутні резонансні явища через розбіжність частот. При цьому результати математичного моделювання табл. (3.9, 3.10) свідчить про можливість виникнення в робочій кліті явищ биття.

Висновки по розділу 3

1. Розроблено математичну модель динамічної системи робочої кліті для оцінки граничних відхилень зовнішнього діаметра труб, які виникають в результаті накладання амплітуд коливань робочих калібрів на заготовку. Структура моделі дозволяє визначати величини граничних відхилень зовнішнього діаметра труб, використовуючи конструктивно-динамічні параметри деталей, встановлених в робочій кліті.

2. Результати досліджень, проведених на базі розробленої математичної моделі динамічної системи, свідчать про можливість розширення сортаменту труб, а також підвищення їх якості шляхом зменшення повздовжньої різностінності за рахунок раціонального синтезу робочих клітей деталями з різними конструктивно-динамічними параметрами. Так, для стана ХПТ-32 можна знизити амплітуди вертикальних коливань робочих валків в 3 рази, для стана ХПТ-55 в 2,5 рази, для стана ХПТ-90 в 5 разів.

3. В результаті математичного моделювання, вперше показаний вплив розташування клина натискного пристрою в крайніх положеннях і посередині поперечини на амплітуду вертикальних коливань робочих валків, обумовлених пружними характеристиками деталей кліті. Встановлено, що величина амплітуд може змінюватись для стана ХПТ-32 на 8-10%; для стана ХПТ-55 на 3-5%; для стана ХПТ-90 на 5-7%.

4. В процесі побудови динамічної моделі вперше одержано аналітичні залежності жорсткостей установок робочих валків різних конструкцій від часу при заданій кількості подвійних ходів, обумовлених різними конструктивнодинамічними параметрами робочих валків під напівдискові калібри, а також роликових підшипників кочення.

5. Частотний аналіз динамічної моделі показав, що діапазон нижчих частот власних коливань системи лежить в межах: для стана ХПТ-32 – 262...357 Гц; для стана ХПТ-55 – 152...304 Гц; для стана ХПТ-90 – 140...267 Гц. Одержані результати свідчать про наявність високочастотних коливань мас робочих клітей станів ХПТ. Аналіз власних частот також показав, що друга і третя частоти п'ятимасової системи близькі за значенням, а це говорить про можливість виникнення явищ биття в системі. Результати порівняння власних частот з частотами вимушеного впливу свідчать, що в робочій кліті відсутні резонансні явища.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ КЛІТЕЙ СТАНІВ ХПТ

При побудові математичної моделі прогнозування поздовжньої різностінності стінки прокатуваної труби за вихідні дані бралися результати досліджень об'ємного НДС деталей робочої кліті, що сприймають зусилля прокатки внаслідок взаємодії робочих калібрів та розкату. Як відомо, при помилках в проектуванні тривимірних моделей для їх подальшого дослідження методом скінченних елементів, а також при допущеннях в процесі надання моделі початкових умов, результати можуть суттєво відрізнятись від реальних досліджуваних величин [58]. Для підтвердження достовірності значень результатів, одержаних в процесі математичного моделювання з використанням скінчених елементів, необхідно порівняти методу ïΧ 3 результатами експериментальних досліджень, проведених у виробничих або лабораторних умовах із застосуванням інших методів [49].

Важливою також є перевірка працездатності та адекватності розробленої математичної моделі шляхом зіставлення результатів досліджень, одержаних за її допомогою, з результатами, одержаними у виробничо-експериментальних умовах.

4.1 Дослідження різностінності труб на станах ХПТ у виробничих умовах

На більшості трубопрокатних підприємств встановлені засоби контролю якості продукції, що випускається [91-95]. Дані засоби являють собою комплекс як стаціонарного, так і пересувного електротехнічного обладнання, яке за допомогою сигналу (в залежності від методу дослідження) знімає характеристики готової труби, в тому числі, геометричні, трансформує ці сигнали у цифровий вигляд і відображає їх на реєструючому приладі.

Відомі такі методи контролю поздовжньої різностінності: метод радіометрії, луна-метод, оптичний метод, методи, що застосовуються в машинобудуванні при діагностиці величин мікронерівностей оброблених деталей (з використанням профілографів та профілометрів), та інші [93-95]. Суть даних методів полягає у випромінюванні іонізуючого променя, ультразвуку, світла та інших електромагнітних хвиль, які сприймає відповідний датчик після того, як сигнал пройшов через об'єкт, або ж у фіксації коливань датчиків, які безпосередньо взаємодіють з об'єктом дослідження. Найбільш розповсюдженим методом діагностування якості труб, одержаних холодною прокаткою, є ультразвуковий метод неруйнівного контролю завдяки низці переваг у порівнянні з іншими методами [94,95].

В процесі виробництва та контролю якості труб зі сплаву Grade 9 (ASTM B338; ASME SB338), прокатаних за маршрутом 26х3,5→19,05х2,41, працівниками підприємства ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА» здійснювався ультразвуковий контроль (УЗК) геометричних характеристик двох пакетів труб, в першу чергу – поздовжньої різностінності, з метою виявлення та усунення дефектів продукції.

Заміри проводились на стані ХПТ-32 №12 з робочою кліттю, оснащеною станиною раціональної конструкції, роликовими підшипниками кочення, валками під напівдискові калібри. Дослідження поздовжньої різностінності труб проводились з використанням установки ультразвукового типу УКК-2 № 1 інв. № 051464. Установка призначена для ультразвукового контролю суцільності труб луна-імпульсним методом на наявність дефектів поздовжньої і поперечної орієнтації на зовнішній і внутрішній поверхні труб, а також в товщі металу, вимірювання зовнішнього діаметра і товщини стінки труб. УКК-2 складається з таких елементів: система поздовжнього переміщення труби з механізмом її центрування; механічно-акустичний вузол для кріплення і орієнтації датчиків, електронні блоки.

Технічні характеристики установки УКК-2 наведені в табл. 4.1.

Γ	аблиця	4.	1
-	worning.	•••	-

Технічні характеристики установки УКК-2

N⁰	Найменування	Значення
1.	Діаметр труб, що контролюються, мм	5-25,4
2.	Товщина стінки труби, мм	0,3 – 3
3.	Діапазон регулювання швидкостей переміщення труби, м/с	0,016 - 0,15
4.	Діапазон частоти обертання ротора, об/с	10 – 50
5.	Крок сканування, мм	0,1-4
6.	Кількість перетворювачів, шт.	8
7.	Частота перетворювачів, МГц	5 – 10
8.	Розмір перетворювачів, мм	10
9.	Довжина неконтрольованих кінців труб, мм	до 50
10.	Час переналаджування установки на інший розмір, год	4

Установка УУК-2 має дві головки з датчиками всередині. Перша головка це блок акустичного контролю суцільності, який містить чотири датчики з циліндричним фокусом для контролю поздовжніх і поперечних дефектів, встановлені в корпусі кулястого типу (рис. 4.1).



Рис. 4.1 Датчики для контролю поздовжніх і поперечних дефектів

Друга головка є блоком акустичного контролю розмірів (рис. 4.2), який містить 5 датчиків різного типу: два датчики зі сферичним фокусом діаметром 37 мм в кулястому корпусі, розташовані один навпроти одного, і два несфокусовані датчики циліндричного типу діаметром 12,9 мм, довжиною 57 мм з можливістю зміни відстані до об'єкта, що контролюється. П'ятий датчик циліндричного типу, діаметром 12,9 мм, довжиною 31 мм, налаштований на пластину металу (на відстані близько 16 мм) з можливістю зміни відстані до пластини, служить для температурної компенсації імерсійного середовища (рис. 4.3).



Рис. 4.2 Блок акустичного контролю розмірів



Рис. 4.3 Датчики блоку акустичного контролю розмірів

Суть методу полягає у введенні ультразвукових коливань в тіло труби по нормалі до поверхні (контроль поздовжніми хвилями, що поширюються в

стінці труби вздовж радіуса) з наступним прийомом луна-сигналу від зовнішньої поверхні труби і донних луна-сигналів, вимірюванні інтервалів часу між ними і автоматичному розрахунку значень товщини стінки, зовнішнього і внутрішнього діаметра.

В результаті УЗК пакета труб 19,05х2,41 зі сплаву Grade 9 одержано графіки залежності товщини стінки готової труби від часу, за який апарат фіксує нерівності на виробі (рис. 4.4). На осі ординат відкладено величину відхилення стінки труби, на якій проводиться вимірювання. На осі абсцис зображений час в секундах.



Рис. 4.4 Стінкометрія труб 19,05х2,41 зі сплаву Grade 9

Результати замірів двох пакетів труб (14 одиниць) свідчать про нерівномірність зміни амплітуд нерівностей як по довжині труби, так і серед всього пакета. При цьому серед двох пакетів було відбраковано чотири труби, товщина стінок яких виходила за межі допуску (2,29-2,54 мм) в одиничних точках всієї довжини труби. Відбраковані труби, згідно з технологією

виробництва підприємства «ВСМПО ТИТАН УКРАЇНА», відправлялись на подальшу механічну обробку для усунення дефектів готового виробу.

При замірі товщини стінок пакета труб з використанням УУК-2 було встановлено, що середній розкид амплітуд (рис. 4.4) становить від 2,36 мм до 2,44 мм. Для порівняння одержаних замірів з результатами математичного моделювання були проведені дослідження за умови прокатки труб 19,05х2,41 зі сплаву Grade 9 при використанні в робочій кліті станини раціональної конструкції в комплексі з робочими валками під кільцеві калібри з роликовими підшипниками кочення (рис. 4.5).



Рис. 4.5 Результати математичного моделювання для труб 19,05х2,41 зі сплаву Grade 9

Порівняння максимальних амплітуд зміни товщини стінок труб, одержаних у виробничо-промислових умовах, з результатами математичного моделювання свідчить, що середнє значення фактичного відхилення величини амплітуд для труб 19,05х2,41 зі сплаву Grade 9 становить 0,08 мм. Разом з тим, розроблена математична модель показує, що максимальна амплітуда нерівності стінки труби становить 0,89 мм. Таким чином, результати порівняння свідчать, що розбіжність між фактичною і прогнозованою різностінністю лежить в межах 9-13%.

Поряд з порівнянням амплітуд необхідним є порівняння частот зміни значень різностінності разом з частотами вертикальних коливань робочих валків, одержаними з використанням математичної моделі. Враховуючи те, що розроблена математична модель показує коливання робочих валків за проміжок часу, а контроль якості труб здійснювався за допомогою обладнання з пересувною головкою, яка рухається вздовж готової труби, необхідно привести
математичні перетворення, які б дозволили порівняти частоти математичної моделі з частотами, що мають місце у випадку готової трубі. Дана задача ускладнюється тим, що робоча кліть в процесі прокатки здійснює зворотнопоступальні рухи, у зв'язку з чим її швидкість в крайніх положеннях наближається до нуля. Як відомо, процес калібрування труби відбувається протягом останніх 10-20% ходу робочої кліті в залежності від калібрування, що для стана ХПТ-32 становить 90,4-45,2 мм [8,30]. З урахуванням цього визначимо середній час формування геометрії труби на ділянці калібрування при 120 подвійних ходах кліті за хвилину.

$$t_1 = \frac{l_k}{V} = \frac{0.0452}{2} = 0.0226c \tag{4.1}$$

де V – середня швидкість кліті на ділянці калібрування, м/с. Визначимо кількість коливань робочих валків за час t₁

$$N = v_1 \cdot t_1 = 330 \cdot 0.0226 = 7.4 \tag{4.2}$$

де v_1 – найнижча частота системи, Гц.

На рис. 4.6 зображено результати замірів товщини стінок труб по всій їх довжині. Вони свідчать, що замір однієї труби відбувається в середньому за 220 секунд. З урахуванням того, що довжина готової труби становить 10 м, швидкість руху вимірювальної головки дорівнює 0,045 м/с. З рис. 4.4 визначимо, на якій довжині труби знаходяться 7 піків нерівностей:

$$l = V_{200} \cdot t_1 = 0.045 \cdot 0.8 = 0.036 \,\mathrm{M} \tag{4.3}$$

де V_{гол} - швидкість руху вимірювальної головки, м/с

 t_1 - час за який фіксується 7 піків нерівності труби(рис. 4.4 всі 4 графіки),с

Встановлено, що при даному маршруті прокату зона калібрування складає 45,2 мм. На цю зону, згідно математичного моделювання, приходиться 7,4 піків найнижчої частоти (4.2). Порахувавши довжину труби на яку приходиться 7,4 піків нерівностей, згідно математичного моделювання, отримано довжину труби, що дорівнює 36мм (4.3). Отже, невідповідність математичного моделювання реальним значенням частоти складає 20,3%. Перерахувавши всі труби пакету, використовуючи вирази (4.1-4.3), встановлено, що розбіщність математичного моделювання з реальними значеннями частот різностінності лежить в межах 15-23%.



Рис. 4.6 Стінкометрія труб 19,05х2,41 зі сплаву Grade 9 на всій довжині труби

З результатів математичного моделювання, які представлені у вигляді графіків і відображають заміри товщини стінок труб, а також із виробничоекспериментальних даних видно, ЩО порядок величин, одержаних за допомогою математичної моделі, відповідає порядку величин різностінності готової труби. Слід відзначити, що, незважаючи на однакові порядки, графіках, максимальні амплітуди одержаних різними способами, на відрізняються. Дані тенденції пов'язані з наявністю низки факторів, які неможливо врахувати при розробці математичної моделі [8,9,37].

Комплексні результати порівнянь свідчать, що розроблена математична модель відповідає реальним явищам динамічного характеру, які мають місце під час виготовлення холоднокатаних труб. Так, розбіжності амплітуд

математичної моделі та нерівності товщини стінки лежать в межах 9-13%, а невідповідність частот на довжині труби становить 15-23%.

4.2 Комплексні дослідження різностінності труб в умовах виробництва

Посилаючись на результати замірів поздовжньої різностінності труб (рис. 4.4; 4.6), можна сказати, що величини амплітуд її коливань можуть суттєво відрізнятись при однакових умовах та маршрутах прокатки. Виходячи з того, що на величину різностінності впливає низка факторів, працівниками підприємства ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНИ» проведені комплексні дослідження впливу жорсткості робочої кліті, оснащеної станиною раціональної конструкції, на показники різностінності труб [2,66,90].

В процесі досліджень були прокатані два пакети труб. Перший з титанового сплаву Ti-3Al-2.5V за маршрутом $16x1,7 \rightarrow 10x1,05$. Другий – зі сплаву Gr2 за маршрутом $25x2,8 \rightarrow 18x1,5$. У першому пакеті з 25 труб-заготовок було виготовлено 65 труб готового розміру. У другому пакеті з 27 труб-заготовок було виготовлено 72 труби [2,66,90].

До і після прокатки труби піддавалися діагностиці на установках УЗК, в ході якої серед інших геометричних параметрів були проведені заміри поперечної різностінності труб у всіх перерізах уздовж кожної труби.

На рис. 4.7 показані гістограми параметрів розподілу частот поперечної різностінності першого, а на рис. 4.8 – другого пакетів.

Результати прокатки труб першого пакета (сплав Ti-3Al-2.5V, маршрут $16x1,7 \rightarrow 10x1,05$), представлені ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА», показали, що максимальне значення поперечної різностінності в абсолютних одиницях зменшилось з 0,2 до 0,15 мм, тобто, станом розкатано 25% максимальної абсолютної різностінності. З іншого боку, максимальна відносна різностінність збільшилася з 11,8 до 13,2%. Така сама картина спостерігається і зі значеннями мінімальної поперечної різностінності: абсолютна зменшилася з 0,08 до 0,06 мм (-25% в абсолютних одиницях); відносна збільшилася з 4,7 до 5,1% [2,66,90].

Практика показує, що для кожної товщини стінки труби існує певна межа величини зменшення абсолютної різностінності – нижче її відносна різностінність зростає, а вище – спадає. Безумовно, дані факти є завданням для окремого детального теоретичного дослідження [2,66,90]. Не дивлячись на вищесказане, зменшення абсолютних значень середньої різностінністі з 0,15 до 0,091 мм (-39,3% в абсолютних одиницях) дозволило зменшити величину середньої відносної різностінності з 8,81 до 7,8% (-0,98%). Зменшилось і середньоквадратичне відхилення з 1,8% (0,031мм) до 0,8% (0,02 мм).



Рис. 4.7 Гістограма поперечної різностінності готових труб зі сплаву Ті-ЗАІ-2.5V, виготовлених за маршрутом 16х1,7→10х1,05 на стані ХПТ-32 з кліттю, яка оснащена станиною раціональної конструкції (пакет №1 ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА», м. Нікополь)

Прокатка труб другого пакета показала кращі результати. Зменшення абсолютної різностінності з 0,42 мм до 0,22 мм (-46,6% в абсолютних одиницях) дозволило знизити відносну з 15,1% до 13,3%. Характерним є, що з 0,17 мм (5,9%) до 0,06 (3,6%) мм зменшилася і мінімальна різностінність труб. При цьому середня різностінність зменшилася з 9,75% (0,277 мм) до 8,2% (0,135 мм). Показники середньоквадратичного відхилення змінилися з 2,6% (0,074 мм) до 2,197 (0,037 мм). Обидві схеми прокатки труб на стані ХПТ-32

показали, що величина зниження абсолютних значень різностінності є досить великою [2,66,90].



Рис. 4.8 Гістограма поперечної різностінності готових труб зі сплаву Grade 2, виготовлених за маршрутом 25х2,8→18х1,5 на стані ХПТ 32 з кліттю, яка оснащена станиною раціональної конструкції (пакет №2 ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА», м. Нікополь)

Для дослідження впливу підвищення жорсткості кліті на різностінність труб окремо прокатали 2 пакети труб зі сплаву Grade 2 за маршрутом 28х2→19х1 на двох станах ХПТ-32, один з яких обладнаний кліттю прямокутної конструкції, а інший – кліттю раціональної. До і після прокатки було заміряно поперечну різностінність уздовж кожної труби кожного пакета. Результати аналізу зміни параметрів поперечної різностінності оброблені методами математичної статистики і зведені в гістограми зміни частот (рис. 4.9 і 4.10) абсолютної різностінності [2,66,90].

Як видно з гістограм зміни частот поперечної різностінності, при прокатці труб в стані, оснащеному кліттю прямокутної конструкції (рис 4.9), середнє значення абсолютної різностінності в пакеті зменшилось на 49,02% (з 0,218 до 0,111 мм). Попри значне зменшення середньої абсолютної різностінності в пакеті дещо збільшилася (на 0,2%). Аналіз зміни значень поперечної різностінності пакета труб, прокатаного

в стані, оснащеному кліттю раціональної конструкції (рис 4.10), показує, що середнє значення абсолютної різностінності в пакеті зменшилось на 52 % (з 0,207 до 0,099 мм).



Рис. 4.9 Гістограми поперечної різностінності труб зі сплаву Gr 2 на стані ХПТ-32 з кліттю, оснащеною станиною прямокутної конструкції, за маршрутом 28х2→19х1





На базі проведених досліджень було здійснено порівняння результатів, одержаних в промислово-виробничих умовах та шляхом математичного моделювання, з урахуванням параметрів прокатки труб за вищезгаданими маршрутами згідно з компонуванням робочої кліті. В результаті аналізу одержаних графіків встановлені прогнозовані величини товщини стінки труби (рис.4.11), чисельні значення яких занесені до таблиці 4.2.



Рис. 4.11 Зображення результатів математичного моделювання при прогнозуванні товщини стінки труби на стані XПТ-32:

А – маршрут 16х1,7→10х1,05, кліть раціональної конструкції; Б – маршрут 25х2,8→18х1,5, кліть раціональної конструкції; В – маршрут 28х2→19х1, кліть прямокутної конструкції; Г – маршрут 28х2→19х1, кліть раціональної конструкції

Результати математичного моделювання, представлені на рис. 4.11 та в табл. 4.2, свідчать, що математична модель відповідає реальним динамічним процесам, які відбуваються в робочій кліті під час прокатки. При цьому слід

116

відзначити, що на рис. 4.11 спостерігається невідповідність частот коливань. Це пов'язано з різними компоновками робочих клітей, а також з використанням оправок під різні маршрути прокатки, що мають різні геометричні характеристики і, як наслідок, різні значення жорсткостей.

Таблиця 4.2

Порівняння величин поздовжньої різностінності труб, одержаних за допомогою математичної моделі та в заводських умовах [2,66,90]

Маршрут	Конструкція	Середнє значення	Значення різностінності		
прокатки	станини	nizuoctiuuocti MM	згідно математичної		
	робочої кліті		моделі, мм		
16x1,7→10x1,05	Раціональна	0,091	0,088		
25x2,8→18x1,5	Раціональна	0,135	0,11		
28x2→19x1	Прямокутна	0,12	0,13		
28x2→19x1	Раціональна	0,1	0,087		

Результати досліджень, що представлені в таблиці 4.2 свідчать, що відмінність результатів математичного моделювання і середньої різностінності пакета виготовлених труб лежить в межах 3-18%.

4.3 Порівняння результатів досліджень об'ємного напруженодеформованого стану станин станів ХПТ

У процесі дослідження НДС елементів робочих клітей паралельно ставилось завдання перевірки на адекватність результатів, одержаних з використанням методу скінчених елементів, шляхом їх порівняння з результатами, одержаними іншим методом. При перевірці на адекватність важливо одержати мінімальну різницю значень, що, в свою чергу, має свідчити про правильність і достовірність використаного методу досліджень.

Відомі дослідження, взяті за основу, одержані експериментальним шляхом і представлені в роботі [8]. Авторами Гриншпуном М.І. та Соколовським В.І. встановлено величини пружних деформацій верхніх поперечин станин робочих клітей станів ХПТ-32 і ХПТ-55 при різних значеннях величини навантаження, прикладеного на шийку робочого валка (табл. 4.3).

Тривимірні комп'ютерні моделі станин станів ХПТ-32 і ХПТ-55 навантажувались за алгоритмом, описаним в другому розділі даної роботи згідно з розрахунковими схемами, наведеними в другому розділі. Результати досліджень НДС станин станів ХПТ-32, ХПТ-55, що імітують умови аналогічних досліджень [8], представлені в числовому вигляді (табл. 4.3).

Для перевірки результатів досліджень НДС з використанням тривимірних комп'ютерних моделей, були окремо проведені моделювання навантаження станин прямокутних конструкцій з використанням програмного продукту ANSYS (табл.. 4.3)

Таблиця 4.3

Пружні деформації поперечок станин прямокутних конструкцій робочих клітей станів ХПТ-32, ХПТ-55

	Об'єкти порівняння	Пружні	лефор	мації п	ри силі	тиску		
	1	на шийку валка, мм						
		Зусилля, прикладене до станини,						
				κН				
		100	200	300	400	500		
T-32	Експериментальні дані [8]	0,05	0,09	0,14	0,21	-		
	Тривимірна модель	0,048	0,097	0,146	0,194	-		
	Тривимірна модель ANSYS	0,041	0,098	0,144	0,196	-		
ШX	Відхилення, %	4	7,7	4,2	7,6	-		
	Експериментальні дані [8]	0,05	0,11	0,15	0,2	0,26		
Γ-55	Тривимірна модель	0,05	0,101	0,152	0,203	0,254		
	Тривимірна модель ANSYS	0,07	0,104	0,157	0,209	0,258		
ХΠ	Відхилення, %	0	8	1,3	1,5	2,3		

Порівнявши значення пружних деформацій поперечини станини, одержані експериментальним шляхом в заводських умовах за допомогою результатами, тензометричного методу, 3 одержаними комп'ютерним моделюванням з використанням методу скінчених елементів, встановили, що відхилення між значеннями результатів цих досліджень становить не більше восьми відсотків. Результати порівняння свідчать про достовірність результатів досліджень НДС, в контексті пружних деформацій поперечин станин робочих клітей, одержаних з використанням методу скінченних елементів.

В процесі моделювання з використанням різних програмних продуктів встановлено, що відмінність результатів лежить в межах 4–7%.

Для перевірки достовірності результатів дослідження НДС, в контексті визначення напружень, що виникають в деталях робочих клітей, необхідно порівняти напруження, одержані шляхом тривимірного комп'ютерного моделювання, з напруженнями, значення яких відомі і одержані іншим методом досліджень. В роботі [32] С.М. Кришин визначав напруження в станині робочої кліті стана ХПТ-32 раціональної конструкції за допомогою тензометричного методу, закріплюючи датчики на певних ділянках станини. Експериментальні дослідження проводилися при прокатці труби зі сталі 12Х18Н10Т за маршрутом 38х4,3→20х1,6 зі швидкістю 85 подвійних ходів за хвилину. Схема закріплення датчиків, значення напружень, що фіксує кожен з них, а також значення зусиль, зафіксовані тензодатчиками 1, 11, представлені на рис. 4.12. Максимальні значення напружень, що фіксують датчики, кріплення яких відповідають схемі на рис. 4.13, занесені до табл. 4.4.

Результати досліджень з визначення напружень в станині тензометричним методом представлені у вигляді осцилограми з позначеним максимальним значенням, яке видається кожним з датчиків [32].

На рис. 4.13 представлено результати досліджень НДС станини раціональної конструкції стана ХПТ-32, здійснених при таких самих умовах навантаження, що і аналогічні дослідження, проведені С.М. Кришиним. В даному випадку до моделі станини прикладались значення сил, зафіксовані

безпосередньо за допомогою датчиків, які фіксували значення сил в промислових умовах під час проведення експерименту [32].



Рис. 4.12 Дослідження НДС станини раціональної конструкції робочої кліті стана ХПТ-32 з використанням тензометричного методу [41]



Рис. 4.13 Результати досліджень НДС станини робочої кліті стана ХПТ-32, при її русі вперед при прокатці труби зі сталі 12Х18Н10Т за маршрутом 38х4,3→20х1,6 зі швидкістю 85 подвійних ходів за хвилину:

А – поля напружень згідно з третьою теорією міцності; Б – поля напружень згідно з четвертою теорією міцності

Результати досліджень об'ємного НДС робочої кліті стана ХПТ-32 3 використанням методу скінчених елементів занесені до табл.. 4.4 у вигляді діапазонів напружень, які виникають в місцях кріплення датчиків до станини (рис. 4.13). Порівняння результатів свідчить, що значення напружень, одержаних із застосуванням різних методів, близькі між собою. Так, для датчиків 3, 4, 5, 7, 8, 10 значення максимальних зафіксованих напружень потрапили до діапазону напружень, одержаних з використанням методу скінчених елементів в області кріплення цих датчиків. Для датчиків 2, 9 максимальні значення заміряних напружень не потрапили до діапазону напружень, одержаних з використанням методу скінчених елементів для четвертої теорії міцності в області кріплення цих датчиків. При цьому значення напружень, одержаних тензометричним методом, та значення діапазону напружень, одержаних іншим методом, близькі між собою. Виключенням є датчик 6, де значення діапазону напружень, одержаних із застосуванням методу скінчених елементів, перевищує значення напружень, одержаних тензометричним методом. Розбіжність значень напружень, які одержані з використанням тензометричного методу та методу скінчених елементів, лежить в межах 39-46%. Однак слід зазначити, що геометрії досліджуваних станин дещо відрізняються, а саме: в станині більш ранньої конструкції відсутній наплив в районі прикріплення датчика №6. Через це може спостерігатись зміна значень еквівалентних напружень в конструкції станин.

Таблица 4.4

Порівняння значень напружень, одержаних методом скінчених елементів і тензометричним методом

	Метод досліджень		Номер датчика згідно з рис. 4.13									
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	11
				Зн	ачення н	апружен	нь, Мпа				Значе	ення
											сили	а, Н
Ц	Тензометричний метод [32]	18,9	15	17,9	15	10,3	24,4	5,6	19,8	12,2	508,1	40,6
Хід кліті впере	Метод скінчених елементів	Діапазон напружень, МПа										
	Третя теорія міцності	14–33	13–19	14–19	10–19	17–20	14–40	4–19	9–20	9–14	-	-
	Четверта теорія міцності	17–34	13–20	13–17	13–17	14–20	13–35	4–8	8–18	8–13	-	-
	Збіжність результатів	+	+	+	+	-	+	+	+-	+		
itti	Тензометричний метод [32]	18,3	15,4	17	14	8,6	23,2	4,7	19,3	6,5	373,3	29
Ц КЛ	Метод скінчених елементів		Діапазон напружень, МПа									
Зворотній хі	Третя теорія міцності	12–20	10–16	13–17	10–18	14–16	14–35	3–15	7–21	48	-	-
	Четверта теорія міцності	20–25	14–19	15–19	9–17	15–19	23–33	3–7	8–20	3–8	-	-
	Збіжність результатів	+-	+	+	+	-	+	+	+	+		

* Позначки «+» та «-» показують відповідність та невідповідність напружень при порівнянні результатів досліджень

Висновки по розділу 4

1. В результаті вимірювання на підприємстві товщини стінки труби з використанням ультразвукового методу контролю одержано графічні інтерпретації зміни товщини стінки по довжині труби. Порівняння результатів замірів товщини стінок труб з результатами математичного моделювання виявило близьку картину. Так, розбіжності амплітуд математичної моделі та нерівності товщини стінки лежать в межах 9-13%, а невідповідність частот на довжині труби становить 15-23%.

2. В результаті комплексних досліджень товщини стінок труб при використанні клітей різних конструкцій, із застосуванням ультразвукового методу контролю, одержано розподіли, які показують кількість труб із партії при заданих величинах відхилення товщини їх стінок. Порівняння середніх значень відхилень труб, що прокатані серійно, з результатами, одержаними за допомогою математичної моделі, показало низький відсоток відхилень (3-18%). Результати порівняння свідчать, що розроблену математичну модель можна використовувати при прогнозуванні відхилення товщини стінки для серійного або масового виробництва труб.

3. Порівняння в контексті пружних деформацій результатів досліджень об'ємного НДС станин прямокутних конструкцій, одержаних за допомогою методу скінчених елементів, та результатів, одержаних з використанням тензометричного методу, показало схожу картину. Розбіжність у результатах досліджень становить 0-8% для стана ХПТ-55 та 4–8% для стана ХПТ-32.

4. Порівняння результатів досліджень об'ємного НДС станини раціональної конструкції стана ХПТ-32 при визначенні значень напружень, одержаних за допомогою методу скінчених елементів, та результатів, одержаних з використанням тензометричного методу, показали, що величини напружень, одержані з використанням тензометричного методу, повністю потрапляють до діапазону напружень, одержаних з використанням методу скінчених елементів, за винятком місць, де були змінені геометричні розміри станини в процесі її вдосконалення.

РОЗДІЛ 5

ЗАХОДИ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СТАНІВ ХПТ

Відомо, що при експлуатації робочих клітей станів ХПТ станини прямокутної конструкції, а також робочі валки під напівдискові калібри схильні до руйнування. При цьому робочі валки під кільцеві калібри руйнуються з меншою інтенсивністю, ніж робочі валки під напівдискові калібри. Що стосується станин раціональних конструкцій, які впроваджені на трубопрокатних підприємствах України та ближнього зарубіжжя, тут не зафіксовано жодного випадку їх руйнування.

На базі аналізу НДС деталей робочих клітей станів ХПТ встановлено, що напруження, які в них виникають при однакових умовах навантаження, є різними в залежності від конструкцій самих деталей. Відповідно до поставлених задач, необхідно дослідити навантажувальну здатність як окремих деталей, так і комплектацій станин з робочими валками. Це дозволить скоригувати та обрати оптимальну величину зусилля прокатки при низці умовностей, що приведе до збільшення ресурсу робочих валків під напівдискові калібри та станин прямокутних конструкцій, а також збільшення навантаження на робочі валки під кільцеві калібри та станини раціональних конструкцій.

5.1 Руйнування валків і станин робочих клітей станів ХПТ

Як показує практика, при інтенсивній роботі станів ХПТ, високих технологічних навантаженнях та накопиченні пошкоджень робоча кліть стана ХПТ прямокутної конструкції виходить з ладу. Це пов'язано, в основному, з руйнуванням робочих валків і станин. Також однією з причин руйнування елементів робочих клітей є аварійні випадки відриву оправки, внаслідок чого навантаження на робочі валки зростають в декілька разів і призводять до виходу з ладу робочої кліті. Валки, як правило, руйнуються в місцях контакту з підшипником, по торцевій площині внутрішнього кільця підшипника (рис. 5.1), а також в місці кріплення калібру (рис. 5.2) [39].

З наведених зображень видно, що робочі валки зруйнувалися в місцях посадки підшипників на валки. Також, виходячи з рис. 5.1-5.2, можна зробити припущення про накопичення пошкоджень в місцях руйнування валка за рахунок концентрації напружень під час роботи стана.

При конструюванні робочих валків і станин клітей станів ХПТ актуальними є завдання з виявлення місць концентрації напружень, оцінки їх міцності, аналізу одержаних напружень, порівняння їх з допустимими. Проаналізувавши НДС деталей, що досліджувались, необхідно усунути проблемні ділянки, які при накопиченні пошкоджень ведуть до руйнування деталей.



Рис. 5.1 Зруйновані робочі валки під напівдискові калібри А – стан ХПТ-32; Б – стан ХПТ-55

При об'ємному НДС, що характеризується в загальному випадку трьома різними значеннями головних напружень, визначення їх небезпечних величин

сильно ускладнюється. Як відомо, НДС об'єкта, що досліджується, безпосередньо залежить від співвідношення між трьома головними напруженнями. Через те, що число можливих варіантів співвідношень головних напружень є нескінченим, а також не завжди можливо з високою точністю встановити їх значення, аналітичний метод визначення НДС зводиться до визначення напружень в першому наближенні [45,46].

Використання тривимірного моделювання і методу скінчених елементів як способу визначення напружень дозволяє на етапі проектування знайти небезпечні ділянки в конструкціях деталей, а на базі одержаних результатів прийняти інженерне рішення щодо геометричного формування проблемної ділянки або навантажувальної здатності деталі.

На рис. 5.2 зображений зруйнований робочий валок під напівдисковий калібр стана ХПТ-75, характер руйнування якого відрізняється від руйнувань, наведених на рис. 5.1, що говорить про можливий розкид місць концентрації напружень на робочих валках при різних положеннях робочої кліті і, як наслідок, кутів повороту валків [5,68].



Рис. 5.2 Зруйнований робочий валок під напівдисковий калібр стана ХПТ-75

Що стосується руйнування станин, то вони виникають у верхніх кутах прямокутної рами [38,39].

На рис. 5.3 представлено зображення станини робочої кліті стана ХПТ-90 з посиленням місця ймовірного руйнування. З рисунку видно, що на станину робочої кліті в місці руйнування приварено пластину, яка служить для збільшення жорсткості і посилення міцності станини.

Слід зазначити, що приварювання пластини не сприяє вирішенню задачі з підвищення міцності станини, а лише продовжує її працездатність, будучи при цьому ремонтним варіантом.



Рис.5.3 Посилення станини робочої кліті стана ХПТ-90

У випадку дослідження існуючих конструкцій станин і робочих валків метод скінчених елементів дозволяє визначити небезпечні ділянки конструкції і, спираючись на одержаний результат, запропонувати такі енергосилові параметри роботи стана, при яких напруження в окремо взятих деталях не перевищувало б їх меж витривалості.

5.2 Аналіз навантажувальної здатності деталей робочих клітей станів XПТ на базі результатів досліджень їх напружено-деформованого стану

В результаті досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ було встановлено, що значення напружень, які виникають в конструкціях, прямо пропорційні величинам сил, прикладених до досліджуваних деталей. Дана закономірність справедлива у випадку знаходження досліджуваного елемента в зоні пружних деформацій і при неперевищенні межі пропорційності [38]. Залежність значень максимальних напружень від величин прикладеної сили можна записати у вигляді виразу (5.1)

$$\sigma(F) = k \cdot F \quad , \tag{5.1}$$

де *k* – коефіцієнт пропорційності лінійної залежності значення напружень від величини прикладеного навантаження за умови роботи матеріалу в зоні пружних деформацій.

З виразу (5.1) можна визначити величину коефіцієнта *k*

$$k = \frac{\sigma(F)}{F} \tag{5.2}$$

Користуючись результатами досліджень НДС деталей робочих клітей станів ХПТ, а також виразом (5.2), знайдемо значення коефіцієнтів *k* для робочих валків під кільцеві та напівдискові калібри, а також для станин прямокутних та раціональних конструкцій [38]. Значення одержаних коефіцієнтів занесені до табл. 5.1

Таблиця 5.1

Значення коефіцієнта *k* для місць концентрацій максимальних напружень станин раціональних конструкцій робочих клітей станів ХПТ

Місце концентрації максимальних значень	Типорозмір стана						
напружень	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90				
Станини раціональної конст	рукції						
Провушини	111,2	67	77,9				
Станини прямокутної конструкції							
Отвір під натискний пристрій	450	302	-				
Нижня поперечина	-	-	283				
Робочі валки під кільцеві калібри							
Місця переходу посадочного розміру робочого	112,4	96,4	51,3				

Місце концентрації максимальних значень	Типорозмір стана			
напружень	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90	
валка і внутрішнього кільця підшипника				
Робочі валки під напівдискові	калібри			
Місця переходу посадочного розміру робочого	134,4	151,2	63,1	
валка і внутрішнього кільця підшипника; галтельні	492	551	328	
переходи граней валка, що контактують з калібром;				
кути в пазах для кріпильних клинів				

На рис. 5.4, 5.5 зображені графічні інтерпретації залежностей значень напружень, що виникають в деталях робочих клітей станів ХПТ, від величин зусиль, які до них прикладені.



Рис. 5.4 Залежності значень максимальних еквівалентних напружень, що виникають в станинах робочих клітей, від величини зусилля прокатки: 1-раціональна конструкція (провушина станини); 2 – прямокутна конструкція (верхній кут рами)



Рис. 5.5 Залежності значень максимальних еквівалентних напружень, що виникають в робочих валках, від величини зусилля прокатки. 1– робочий валок під кільцевий калібр; 2 – зона напружень, що виникають в робочому валку під напівдисковий калібр за один хід робочої кліті Для аналізу навантажувальної здатності деталей, які досліджувались, необхідно зіставити напруження, що виникають в конструкціях при навантаженні, з допустимими [38,45,46]. В табл. 5.2 представлено значення межі міцності та межі плинності для сталей 30Л та 30ХГСА, з яких виготовлені станини та робочі валки, відповідно.

Таблиця 5.2

Марка сталі	Напруження, МПа			
	$\sigma_{\scriptscriptstyle T}$	$\sigma_{\scriptscriptstyle B}$		
Сталь 30Л	255	471		
Сталь ЗОХГСА	850	1100		

досліджуються

Механічні характеристики матеріалів, з яких виготовлені деталі, що

 σ_{T} – межа плинності; σ_{B} – межа міцності

Для врахування втомної міцності необхідно визначити межі витривалості досліджуваних об'єктів. На межу витривалості, як параметр втомної міцності, впливає низка факторів, а саме: розмір і форма зразку або деталі, концентратори напружень, якість механічної обробки, температура зовнішнього середовища та інші [38]. З урахуванням того, що робочі валки та станини робочих клітей станів ХПТ є дорогими виробами, що обумовлено великою матеріалоємністю та високою технологічністю їх механічної обробки, необхідно здійснити вибір межі втомної міцності з мінімальним значенням серед можливих з метою зниження ризиків їх руйнування. В роботі [38] приведені емпіричні залежності для визначення величини втомної міцності для вуглецевих та легованих сталей.

Для вуглецевих сталей

$$\sigma_{-1} = 0,29 \cdot \sigma_{B} + 79 \tag{5.3}$$

$$\sigma_{-1} = 0.45 \cdot \sigma_T + 95 \tag{5.4}$$

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_{B} + 53 \tag{5.5}$$

$$\sigma_{-1} = 0.13 \cdot \sigma_T + 279 \tag{5.6}$$

Результати розрахунків меж втомної міцності для сталей 30Л та 30ХГСА одержані за виразами (5.3-5.6) та занесені до табл. 5.3. Також до таблиці занесені значення меж втомної міцності, одержані експериментальним шляхом [38].

Таблиця 5.3

Марка сталі	Значення межі втомної міцності, МПа					
	Розрахунко	ві значення	Табличні значення			
Сталь 30Л	215	210	160			
Сталь ЗОХГСА	438	390	380			

Значення меж втомної міцності

Як відомо, при розрахунках деталей на міцність вводять коефіцієнт запасу міцності, який дорівнює відношенню допустимих напружень до номінальних [45,46]. Користуючись виразом (5.1), одержимо залежність коефіцієнта запасу міцності від величини сили, прикладеної до деталі.

$$n = \frac{\left[\sigma\right]}{\sigma} = \frac{\left[\sigma\right]}{k \cdot F} , \qquad (5.7)$$

де $[\sigma]$ – значення допустимих напружень, МПа.

З виразу (5.7) випливає залежність величини зусилля, прикладеного до деталі, від значення коефіцієнта запасу міцності, з урахуванням значень допустимих напружень [38].

$$F(n) = \frac{\left[\sigma\right]}{k \cdot n} \,. \tag{5.8}$$

Користуючись значенням коефіцієнта *k*, значеннями допустимих напружень, а також, прийнявши значення коефіцієнта запасу міцності рівним двом, запишемо величини допустимих сил, що діють на станину або валок, до табл. 5.4.

Таблиця 5.4

131

Результати досліджень навантажувальної здатності деталей робочих клітей станів ХПТ(при коефіцієнті запасу міцності n =2)

Тип деталі Типорозмір			Значення сил в межах допустимих напружень, кН			
		стана	$[0;\sigma_{\scriptscriptstyle -1}]$	$\left[\sigma_{_{-1}};\sigma_{_{T}} ight]$		
	Кільцеві	ХПТ-32	[0;1690]	[1690;3780]		
КИ	калібри	ХПТ-55	[0;1791]	[1791;4408]		
валі		ХПТ-90	[0;3703]	[3703;8284]		
бочі	Напівдискові	ХПТ-32	[0;386]	[386;863]		
Po(калібри	ХПТ-55	[0;345]	[345;771]		
		ХПТ-90	[0;579]	[579;1295]		
	Прямокутної	ХПТ-32	[0;354]	[354;566]		
	конструкції	ХПТ-55	[0;530]	[530;844]		
ИНИ		ХПТ-90	[0;566]	[566;900]		
Стан	Раціональної	ХПТ-32	[0;1440]	[1440;2230]		
	конструкції	ХПТ-55	[0;2400]	[2400;3806]		
		ХПТ-90	[0;2054]	[2054;3272]		

На рисунках 11, 12 представлені залежності сили прокатки від коефіцієнту запасу міцності (5.8) з урахуванням допустимих напружень для станин, виготовлених зі сталі 30Л ($\sigma_B = 255 M\Pi a; \sigma_{-1} = 160 M\Pi a$) та робочих валків, виготовлених зі сталі 40ХГСА ($\sigma_B = 850 M\Pi a; \sigma_{-1} = 380 M\Pi a$).



Рис. 5.6 Залежність допустимих зусиль прокатки від коефіцієнту запасу міцності для станин робочих клітей станів ХПТ. З урахуванням втомної міцності: 1 – станини раціональних конструкцій; 2 – станини прямокутних конструкцій; 3 урахуванням межі плинності: 3 – станини раціональних конструкцій; 4 – станини прямокутних конструкцій.



Рис. 5.7 Залежність допустимих зусиль прокатки від коефіцієнту запасу міцності для робочих валків станів ХПТ. З урахуванням межі втомної міцності: 1 – валків під кільцеві калібри; 2 – валків під напівдискові калібри; 3 урахуванням межі плинності: 3 – валків під кільцеві калібри; 4 – валків під напівдискові калібри.

Спираючись на результати досліджень, представлені на рис. 5.6, 5.7, а також у табл. 5.4, визначили гранично допустимі зусилля прокатки для робочих клітей станів ХПТ при різних схемах їх компонування деталями (табл. 5.5).

Виходячи з результатів досліджень та взявши за основу межу втомної міцності, було встановлено, що оптимальне зусилля прокатки при коефіцієнті запасу міцності n=2 для станин раціональної конструкції в комплектації з валками під кільцеві калібри становитиме: для XПТ-32 – 1440 кН; для XПТ-55 – 1790 кН; для XПТ-90 – 2050 кН. Розрахунки показали, що збільшення зусиль прокатки до

наведених значень не призведе до миттєвого руйнування деталей робочих клітей, при цьому, використовуючи запропоновані зусилля прокатки, можливо розширити сортамент труб, що випускаються, за рахунок змін величин обтиску. Виходячи з результатів досліджень, доцільно знизити значення зусиль прокатки для робочих клітей зі станинами прямокутної конструкції в комплектації з робочими валками під напівдискові калібри до таких: для XПТ-32 – 354 кН; для XПТ-55 – 345 кН; для XПТ-90 – 566 кН. При наведених зусиллях прокатки скоротиться сортамент труб, що випускаються на наведених станах, при цьому значення напружень, які виникатимуть в конструкціях деталей, не будуть перевищувати межі втомної міцності. Таким чином, при зниженні зусиль прокатки для існуючих станів XПТ можливо мінімізувати витрати на обслуговування та експлуатацію обладнання при аварійних зупинках.

Таблиця 5.5

Максимально допустима величина зусилля прокатки станів ХПТ згідно з

Комплектаці	Зусилля прокатки, кН			
Конструкція станини	Конструкція калібру	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90
раціональна	кільцевий	1440	1791	2054
	напівдисковий	386	345	579
Πραμοκλατιο	кільцевий	354	530	566
прямокутна	напівдисковий	354	345	566

В процесі аналізу результатів досліджень навантажувальної здатності робочих клітей станів ХПТ постає питання комбінування лінії з виробництва труб зі старого обладнання з елементами робочих клітей зі станинами раціональних конструкцій в комплектації з валками під кільцеві калібри. Поряд з цим постають завдання з розробки нових технологічних ліній для виготовлення холоднокатаних труб з використанням робочих клітей зі станинами раціональних конструкцій в комплектації з валками під кільцеві калібри.

5.3 Рекомендації з вдосконалення конструкцій вузлів станів ХПТ

Одним з основних механізмів станів ХПТ є головний привод. Приводом робочої кліті або приводним механізмом зазвичай називають кривошипно-шатунну групу, до якої належать зубчасті та ремінні передачі, призначені для трансформації обертального руху валу головного двигуна у зворотно-поступальний рух робочої кліті.

Приводний механізм являє собою спарений дезаксіальний кривошипношатунний механізм з двома парами зубчастих коліс, з яких ведучі є кривошипними, а ведені з'єднані через муфту з головним приводом стана [96].

Здвоєний кривошипно-шатунний механізм успішно працює в тому випадку, коли навантаження на обидва шатуни розподіляється рівномірно. Для рівномірного розподілу навантаження на шатуни необхідно, щоб всі елементи системи: робоча кліть – шатуни – кривошипні пальці – зуби ведучих і ведених шестерень з обох боків механізму займали однакове положення в просторі [1].

Через похибки виготовлення деталей (зубчасті колеса, вали, шатуни) і деформації валів з'являються неузгодженості положень кривошипів, що призводить до неоднакового навантаження шатунів і перекосу кліті під час її руху. Виникає явище так званого галопування, коли кліть починає коливатися у вертикальній площині. Крім того, спостерігається також коливання кліті в горизонтальній площині або нишпорення. Результатом цих коливань є зростання динамічних навантажень, що можуть перевищувати розрахункові у декілька разів. Наведені явища тягнуть за собою всілякі аварії і простої устаткування, при яких, як правило, виходять з ладу рейка, зубчасті колеса, шатуни [96].

У зв'язку із наведеними факторами пропонується модернізація приводного валу головного приводу стана ХПТ з метою вирівнювання навантажень в шатунах шляхом модернізації кришки підшипникового вузла ведучого валу, що дозволить регулювати положення валу вздовж його осі і, як наслідок, підвищити якість продукції та знизити витрати на обслуговування (рис. 5.8) [96].



Рис. 5.8 Схема модернізації приводного валу головного приводу робочих клітей станів ХПТ: 1 – вал, 2 – станина, 3 – шків, 4 – підшипники, 5 – кришка, 6 – регулювальні болти, 7 – стяжні болти

При зупинці стана кришку 5 відкручують стяжними болтами 7, при цьому між кришкою 5 і підшипником 4 виникає зазор. Кришку 5 виставляють у потрібному положенні за допомогою регулювальних болтів 6 і затискають стяжними болтами 7. Таку ж процедуру здійснюють і з другого боку валу, тим самим переміщуючи вал 1 і підшипники 4 в станині 2 уздовж осі обертання валу 1.

Поряд з головним приводом одним із основних вузлів стана ХПТ є робоча кліть. З метою підвищення ефективності роботи станів ХПТ запропоновано низку заходів з модернізації конструкцій їх робочих клітей.

Як відомо, в конструкціях робочих клітей станів ХПТ натискний пристрій поєднує в собі функції безпосередньо натискного пристрою та запобіжного пристрою у вигляді зрізних запобіжних дисків [3,8,77]. Недоліком даної конструкції є знижена жорсткість кліті, що впливає на якість продукції. Іншим недоліком такої кліті є складність і тривалість заміни запобіжних кілець і необхідність додаткового налаштування кліті після заміни запобіжного елемента [77].

Запропоновано конструкцію робочої кліті стана ХПТ із запобіжним пристроєм, що знаходиться між синхронізуючою і приводною шестернями (рис. 5.9) [3,77].



Рис. 5.9 Запобіжний пристрій робочої кліті зі станиною раціональної конструкції стана ХПТ: 1 – станина; 2 – робочий валок; 3 – синхронізуючі шестерні; 4 – приводні шестерні; 5 – втулки; 6 – фланці; 7 – касета; 8 – запобіжний палець; 9 – болти

Пропонована конструкція складається зі станини, розміщених в ній робочих валків з посадженими на них синхронізуючими і приводними шестернями, а також натискного пристрою. Приводні шестерні вільно розміщені на робочому валку, в синхронізуючих і приводних шестернях виконані пази, паралельні осі валка, а запобіжний пристрій складається із закріплених в пазах синхронізуючих і приводних шестерень, касет і розміщених в касетах зрізних пальців (рис. 5.9) [3,77].

Інша відмінність полягає в тому, що синхронізуюча шестерня має можливість провороту відносно приводної шестерні тільки в одному напрямку.

Запропонований запобіжний пристрій працює так. Коли зусилля, а, отже, і момент прокатки перевищать встановлену допустиму величину, відбудеться зріз запобіжних пальців в зв'язку з проворотом приводної шестерні щодо синхронизуючої шестерні, яка пов'язана з валом. Припиняється передача крутного

момента від приводної шестерні до робочих валків за рахунок вільного розміщення шестерні на втулці, сигнальний пристрій подає команду на зупинку приводу. Втулку до шестерні притискає фланець. Робоча кліть продовжує рух до одного зі своїх крайніх положень. При цьому, якщо руйнування запобіжного елемента відбулося при робочому ході, шестерні, а з ними і деформуючий профіль валка відстають від положення, яке визначається примусовим катаючим радіусом, деформуючий радіус профілю зменшується, знижуються зусилля на валки, а також станину [3,77].

Разом із натискним пристроєм рекомендується здійснення модернізації робочих клітей станів ХПТ, в контексті виконання станини робочої кліті із двох основних роз'ємних деталей (станина та повзун) [97]. В процесі роботи текстолітові пластини, розташовані між станиною робочої кліті та станиною стана під робочу кліть, зношуються, і, як наслідок, виникає зазор в місці посадки кліті в станину під робочу кліть. Наявність зазору негативно впливає на роботу стана: в крайніх положеннях кліті мають місце удари її станини о станину стана під робочу кліть, виникає відхилення від осі прокатки, внаслідок чого знижується якість продукції, що випускається. Для відновлення ефективної працездатності обладнання необхідно зупиняти стан з метою демонтування кліті для подальшої заміни текстолітових планок. Це призводить до додаткових витрат на експлуатацію обладнання і збільшення часу його простоїв.

Запропонована конструкція робочої кліті дозволяє здійснювати регулювання положення повзуна відносно станини робочої кліті шляхом модернізації кріплення повзуна до станини. Рішення досягається тим, що в робочій кліті стана ХПТ, в місцях з'єднань повзунів і станини, встановлюють клини, по два з кожного боку, виконані заодно з різьбовим елементом під гайку, що регулює зазор (рис. 5.10).

При тривалій роботі стана виникає знос текстолітових планок. Стан зупиняють і здійснюють наладку. Повзун 2 відкручують від станини 1 стяжними болтами 4, 5. Також відкручують гайку 6, тим самим дозволяючи клину 3 відрегулювати зазор між напрямними станини під кліть і текстолітовими планками 7. Після того, як встановився контакт планки 7 з напрямною по всій довжині, гайку 3 затягують, після чого здійснюють затяжку болтів 4, 5.



Рис. 5.10 Конструкція робочої кліті зі з'ємним повзуном 1 – станина; 2 – повзун; 3 – клин; 4 – болт; 5 – гайка; 6 – болт; 7 – текстолітові планки

Запропонована конструкція дозволяє підвищити якість продукції стана ХПТ, знизити витрати на технічне обслуговування та скоротити час простою обладнання на технічне обслуговування і ремонт [97].

Наведені вище заходи з модернізації робочих клітей добре корелюються із результатами досліджень, описаних в роботах [98,99]. В даних роботах було теоретичних досліджень проведено комплекс впливу затрат часу та капіталовкладень при технічному обслуговуванні металургійного обладнання на оптимальний строк його роботи. Було встановлено, що при скороченні часу на проведення попередніх ремонтів та при збереженні величин капітальних вкладень змінюється прогнозована дата наступного ремонту, виходячи із критерію мінімального значення математичного очікування на питомі матеріальні витрати з урахуванням функції надійності обладнання [98,99].

Окремо слід виділити низку пропозицій щодо модернізації робочих клітей станів ХПТ з метою підвищення якості трубної продукції [100-102]. Так, в роботі [101] представлено робочу кліть, при експлуатації якої можливо змінювати жорсткість станини при зміні її маси. Наведені експлуатаційні дії реалізуються за рахунок того, що стійки станини з кожного боку додатково забезпечені рівною кількістю пластин однакової товщини і форми, які скріплені між собою і з'єднані зі стійками станини зверху кріпильними болтами і знизу бічними планками плазунів, а твірні грані пластин виконані за профілем бокових стійок станини.

За рахунок можливості регулювання жорсткості робочої кліті досягаються необхідні деформаційні характеристики і маса системи, яка відповідає даній жорсткості, що в результаті підвищує якість холоднокатаних труб. Регулювання величини маси робочої кліті дозволяє пропорційно змінювати темпи роботи стана, що, в свою чергу, дозволяє забезпечувати оптимальні умови для реалізації раціональних технологічних процесів прокатки труб [101].

На рис. 5.11 наведено схему робочої кліті стана ХПТ з можливістю регулювання жорсткості її станини. Після одержання технологічного завдання на виробництво труб i3 заданими стандартами або технічними умовами, геометричними і деформаційними параметрами попередньо встановлюється (шляхом розрахунку) величина необхідної жорсткості і маса робочої кліті, що їй відповідає. Далі проводиться демонтаж робочої кліті зі складу основного обладнання технологічної лінії стана ХПТ і здійснюється перевалка установки валків з калібрами під необхідні параметри труби, що виробляється, і повна збірка робочої кліті. Після складання основних елементів базового компонування кліті стійки станини з кожного боку обладнують однаковою кількістю профільованих пластин, щільно скріплених між собою. Пластини з'єднані зі стійками станини зверху кріпильними болтами, а знизу утримуються подушками нижнього валка і планками повзунів. В силу того, що твірні профільованих пластин виконані за відповідає раціональному профілю формою, яка твірної стійки станини, регулювання необхідної жорсткості і відповідної маси робочої кліті стана досягається необхідною кількістю набраних пластин. Попереднє налаштування пружини робочої кліті здійснюється переміщенням клинів натискного пристрою

верхнього валка, який одночасно сприймає вертикальні і горизонтальні складові сили прокатки труби [101].



Рис. 5.11 Конструкція робочої кліті стана ХПТ зі станиною, яка може змінювати жорсткість: 1 – станина; 2 – подушки; 3 – підшипники; 4 – робочий валок; 5 – калібр; 6 – натискний пристрій; 7 – профільні пластини; 8 – болт; 9 – планка; 10 – повзун

Після монтажу робочої кліті в станину стана здійснюється остаточне налаштування необхідного міжвалкового зазору і жорсткості робочої кліті переміщеннями клинів натискного пристрою. Тому, при правильному налаштуванні робочої кліті, станина буде деформуватися попередньо спільно з профільованими пластинами протягом усього циклу прокатки, а жорсткість і маса механічної системи визначатимуться сумарними параметрами стійок станини з профільованими пластинами, жорсткістю робочих валків з калібрами і підшипникових подушок [101].

Таким чином, запропонована модернізація дозволяє оптимізувати жорсткість і масу робочої кліті і, тим самим, істотно покращити якість прокатуваних труб і підвищити продуктивність стана ХПТ.

В роботі [100] представлено робочу кліть з механізмом регулювання міжвалкового зазору, що складається з ексцентрикових втулок, розташованих в подушках кліті і виконаних з нарізкою черв'ячних зубів для можливості установки зазору за допомогою черв'яка. Даний тип робочої кліті дозволяє зняти функціональне навантаження з натискного пристрою в контексті налаштування зазору необхідної величини.

Після поглибленого дослідження конструкцій робочих клітей робоча кліть, виконана з механізмом, що дозволяє регулювати міжвалковий зазор [100], була взята за прототип, на базі якого запропоновано конструкцію робочої кліті стана ХПТ з лівими та правими подушками, виконаними суцільно [102].

В процесі роботи в робочій кліті з подушками, пов'язаними за допомогою пружин, формуються динамічні навантаження, за рахунок яких виникають коливальні процеси між робочими калібрами і осередком деформації. Амплітуди коливань з певною частотою накладаються на поверхню труби, що спричиняє поздовжню різностінність на готовому виробі. Також дана конструкція не дозволяє встановити мінімальне зближення калібрів валків, що при їх роботі в обкат призводить до виходу з ладу калібрів. На рис. 5.12 представлено конструкцію робочої кліті стана ХПТ з суцільними подушками.

Задача підвищення якості готової продукції вирішується за рахунок того, що в робочій кліті стана ХПТ кожна верхня подушка виконана разом із відповідною нижньою подушкою у вигляді касети, причому верхня частина подушки контактує з натискним пристроєм, а в середню її частину вмонтований ексцентричний механізм з черв'ячною передачею [102].

Підвищення якості труб, що виготовляються, досягається завдяки посиленню жорсткості та динамічної стійкості функціонування елементів робочої кліті, шляхом виконання заодно верхньої і нижньої подушки кліті, яка їй відповідає. При роботі стана за рахунок великих навантажень, що діють в осередку деформації, та пружних характеристик елементів кліті виникають поздовжні коливальні процеси в усіх навантажених елементах установки валків та кліті. Амплітуди коливань калібрів з визначеною частотою накладаються на зовнішній діаметр труби, що призводить до повздовжньої різностінності труби [7].



Рис. 5.12 Конструкція робочої кліті стана ХПТ з суцільними подушками 1 – робочий калібр; 2 – робочий валок; 3 – подушка; 4 – ексцентрикова втулка з черв'ячним вінцем; 5 – підшипник; 6 – черв'як; 7 – кришка; 8 – болт; 9 – болт регулювальний

Шляхом виконання верхньої і нижньої подушок у вигляді однієї цільної забезпечується підвищення жорсткості завдяки неможливості переміщення верхньої подушки відносно нижньої. Також дана конструкція дозволяє знизити функціональне навантаження натискного пристрою [102].

Регулювання міжвалкового зазору здійснюють за допомогою черв'ячної передачі, обертаючи ексцентрикові втулки, в яких встановлені підшипники.

Налаштування зміщення калібрів здійснюють за допомогою кришок подушки, впливаючи на підшипник і тим самим переміщуючи валок в осьовому напрямку [102]. На основі даної конструкції робочої кліті стану ХПТ, розроблена конструкція кліті з цільною намотаною подушкою[103].

Одним із основних напрямків модернізації робочих клітей станів ХПТ являється зниження маси робочої кліті, при умовах збереження її жорсткості, з метою збільшення кількості подвійних ходів кліті, і, як наслідок підвищення якості продукції та ефективності роботи стану. Наведена конструкція робочої кліті має збільшену масу в порівнянні з аналогічною конструкцією при використанні розділених верхніх та нижніх подушок. Також необхідним є збільшення величини зусилля прокатки на даній кліті за умов збереження її безвідмовної роботи.

Задача підвищення ефективності роботи стану досягається тим, що в робочій кліті стану ХПТ кожна подушка зовні по периметру через грані, що контактують зі станиною, обмотана стрічкою із високоміцного матеріалу із зусиллям натягу неменше ніж величина зусилля прокатки(рис. 5.13).

За рахунок виконання подушки у вигляді цільної конструкції з попередньою намоткою, забезпечується її попередньо напружено-деформований стан, який призводить до виникнення в конструкції подушки напружень близьких до нуля при максимальній величині зусилля прокатки. Таким чином при значному перебільшені величини зусилля прокатки, буде виходити з ладу стрічка з надміцного матеріалу при збереженні цілісності подушки та станини. Варто відзначити, що при намотуванні подушки стрічкою з надміцного матеріалу, відбувається збільшення величин амплітудних коливань робочих валків. Дане явище позитивно впливає на поздовжню різностінність, а в комплексі з можливістю збільшити величину зусилля прокатки, сприяє розширенню сортаменту і якості труб за рахунок великого значення величини обтиску. З іншого боку, запропонована модернізація дозволяє знизити функціональне навантаження зі станини, що дає можливість використання в робочій кліті станини полегшених конструкцій без ризику руйнування.



Рис. 5.13 Конструкція робочої кліті стана ХПТ з суцільними намотаними подушками: 1 – калібр, 2 – робочий валок, 3 – корпус подушки, 4 – ексцентрикові втулки, 5 – підшипники, 6 – черв'як, 7 – намотка із надміцного матеріалу

При регулюванні міжвалкового зазору ключем обертають черв'як 6, який приводить у рух ексцентричні втулки 4, які обертаються в корпусі 3, приводячи в рух підшипники 5. Заодно з підшипником переміщуються валки 2 і напресовані на них калібри 1. При відсутності навантаження на робочі валки 2, стрічка 7 створює попередньо напружено-деформований стан корпусу 3, в результаті чого корпус 3 працює на стиснення. В процесі прокатки на корпус 3 діють розтягуючи зусилля, які прикладається до калібрів і передається через робочі валки 2, підшипники 5, ексцентрикові втулки 4. За рахунок намотки 7, напруження, що виникають в корпусі 3 приближаються по своєму значенню до нуля, а основне навантаження несе намотана стрічка 7.
Останнє дозволяє підвищити якість труб та сприяє підвищення ефективності роботи робочих клітей станів ХПТ.

В сучасних робочих клітях зі станинами раціональної конструкції встановлено чотири подушки, які слугують посадочними місцями для підшипників, в підшипники встановлено два валки, на котрих напресовані калібри, що мають рівчак змінного перерізу, в якому здійснюється процес деформації труби. Між подушками верхнього валка і станини робочої кліті встановлено натискний пристрій, який за допомогою гвинтів регулює міжвалковий зазор.

Недоліком існуючих конструкцій робочих клітей є наступне: В результаті роботи текстолітові плазуни, на яких розташовується робоча кліть, зношується, що приводить до зміни положення осі прокатки. Задля повернення осі прокатки на початкове місце необхідно робити ряд заходів, які тягнуть за собою фінансові витрати та витрати часу. Також при налаштуванні нижньої валкової системи приходиться вдаватись до використання додаткових планок та вкладишів, щоб забезпечити необхідне місце валка як по вертикальній складовій так і по осі валка.

Задача підвищення ефективності роботи станів ХПТ досягається тим, що в робочій кліті, знизу нижньої валкової системи між подушками та станиною розташовується додатковий натискний пристрій, який виконаний у вигляді клинового механізму, що взаємодіє із відповідною нахиленою площиною подушки та має хід перпендикулярний осі прокатки(рис. 5.14).

При тривалій роботі стану виникає знос текстолітових планок, в результаті чого відбувається зміщення робочої кліті відносно осі прокатки. Стан зупиняють і здійснюють наладку. Натискний пристрій 2 послабляють в результаті чого виникають зазори між верхньою валковою системою 3 та станиною 1. За допомогою натискного пристрою 5 нижня валкова система 4 встановлюється на необхідний рівень, після чого за допомогою натискного пристрою 2, вибираються зазори між станиною 1 і верхньою валковою системою 3 таким чином, що робочі калібри 6 стають рівновіддаленими від осі прокатки.



Рис. 5.14 Робоча кліть стану ХПТ: 1 – станина, 2 – верхній натискний пристрій, 3 – верхній робочий валок, 4 – нижній робочий валок, 5 – нижній натискний пристрій, 6 – калібр робочого валка.

Запропонована конструкція робочої кліті дозволяє підвищити якість продукції стану холодної прокатки труб знизити витрати на технічне обслуговування та знизити час простою обладнання на технічне обслуговування та ремонт і, як наслідок підвищити ефективність роботи станів ХПТ.

Висновки по розділу 5

1. На базі результатів досліджень об'ємного НДС валків та станин робочих клітей станів ХПТ одержано залежності значень максимальних еквівалентних напружень, що виникають в конструкціях деталей, від величин зусиль прокатки. Одержані залежності мають квазілінійний характер і є справедливими для зони пружних деформацій.

2. На базі результатів досліджень об'ємного НДС робочих валків та станин робочих клітей станів ХПТ також одержано залежності величин гранично допустимих значень зусиль прокатки від запасу міцності при різних значеннях меж міцності (межа втомної міцності, межа пропорційності, межа міцності).

3. В результаті досліджень з визначення гранично допустимих величин зусилля прокатки одержано гранично допустимі значення цих зусиль для станин робочих клітей та робочих валків, які досліджувались. На базі одержаних результатів наведено гранично допустимі значення зусиль прокатки для клітей станів XIIT-32; XIIT-55; XIIT-90, що складаються із компоновок «станина кліті» + «валок». Одержані результати збільшують допустимий діапазон зусиль прокатки для клітей зі станиною раціональної конструкції та зменшують допустимий діапазон зусиль для клітей прямокутної конструкції. Так, для робочих клітей зі станинами раціональної конструкції з валками під кільцеві калібри оптимальне зусилля прокатки при коефіцієнті запасу міцності n=2 становитиме: для XIIT-32 – 1440 кH; для XIIT-55 – 1790 кH; для XIIT-90 – 2050 кH. В свою чергу, для клітей зі станинами прямокутної конструкції в комплектації з робочих становитимуть: для XIIT-32 – 354 кH; для XIIT-90 – 566 кH.

4. При дослідженні конструкцій станів ХПТ розроблено низку пропозицій щодо модернізації існуючих вузлів станів.

- Пропонується виконувати головний привод робочої кліті з можливістю регулювання положення приводного валу вздовж осі. Це дозволить вирівняти навантаження в шатунах кліті та підвищити якість продукції.

- Пропонується конструкція робочої кліті з можливістю використання як опор робочих валків шарнірних підшипників кочення, які дозволять знизити амплітуди коливань валків і тим самим підвищити якість труб.

- Пропонується конструкція робочої кліті з роз'ємним повзуном, що дозволить заощадити на технічному обслуговуванні робочої кліті при зносі текстолітових опор.

- Пропонується конструкція запобіжного пристрою робочої кліті, виконана у вигляді касет зі зрізними пальцями, розташованими між приводною та синхронізуючими шестернями.

- Пропонується конструкція робочої кліті зі станиною змінної жорсткості, що дозволить при прокатці труб з низькими вимогами до якості знижувати жорсткість станини, тим самим зменшуючи масу кліті, і, як наслідок, збільшувати продуктивність стана ХПТ.

- Пропонується конструкція робочої кліті з установкою валків, що має суцільні пари подушок, які дозволяють суттєво збільшувати зусилля прокатки, максимально зближувати калібри робочих валків, не збільшуючи при цьому амплітуди вертикальних коливань робочих валків та не псуючи калібри і деталі робочої кліті. Наведені пропозиції сприяють підвищенню ефективності роботи станів ХПТ.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача підвищення ефективності роботи станів ХПТ за рахунок вибору комплексу елементів робочих клітей шляхом комбінування деталей, які сприймають технологічне навантаження, розробки нових конструкцій робочих клітей, а також обґрунтування гранично допустимих зусиль прокатки на підставі результатів досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей.

Основні наукові і практичні результати полягають у наступному:

1. На вітчизняних трубопрокатних підприємствах широкого розповсюдження набули робочі кліті дуо станів ХПТ. Даний тип клітей поширився завдяки простоті обслуговування, можливості прокатки великого діапазону труб, низьким затратам при виробництві, при перевалці. Аналіз конструкцій робочих клітей показав, що при однакових типорозмірах стана існують деталі одного функціонального навантаження але різних конструкцій. При використані в робочій кліті деталей різних конструкцій змінюватиметься динамічні характеристики робочої кліті та запас міцності, що безпосередньо впливає на якість труб та несучу здатність кліті.

2. В результаті досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ одержано поля еквівалентних напружень і поля пружних деформацій, що виникають під час прокатки труб. Встановлено місця найбільших концентрацій напружень в робочих валках під кільцеві та напівдискові калібри, а також в станинах прямокутної і раціональної конструкцій. Одержані пружні характеристики деталей станів ХПТ, які досліджувались. Виявлено зниження значень еквівалентних напружень (2-30%) ХПТ-32; (25-47%) ХПТ-55; (9-60)% ХПТ-90 при використанні в якості опор робочих валків шарнірних підшипників ковзання замість роликових конічних підшипників кочення.

3. На базі результатів досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ розроблено математичну модель, що описує вертикальні коливання робочих валків станів ХПТ. Побудовано гістограми, які зв'язують величину максимальних амплітуд коливань робочих валків з компонуванням робочої кліті, а також з максимальним і мінімальним значеннями жорсткостей станин прямокутних конструкцій.

4. Здійснено порівняння товщини стінок труб при використанні робочих клітей різних конструкцій. Порівняння результатів замірів товщини стінок труб з результатами математичного моделювання показало близьку картину з відхиленням математичної моделі в діапазоні (–18,6...8,3).

5. Проведене зіставлення результатів досліджень НДС станин робочих клітей станів ХПТ, одержаних з використанням тензометричного методу та методу скінчених елементів. Співставлення результатів досліджень становить (-7,7...+7,6)% для стана ХПТ-55 та (-2,3...+8)% для стана ХПТ-32. Порівняння результатів дослідження об'ємного НДС станини раціональної конструкції стана ХПТ-32 при визначенні значень напружень, одержаних за допомогою методу скінчених елементів, та результатів, одержаних за допомогою тензометричного методу, показало, що значення величин напружень, одержаних з використанням різних методів досліджень, суттєво не відрізняються.

6. Встановлено значення гранично допустимих зусиль прокатки для клітей станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90, що складаються із різних компоновок. Для підвищення ефективності роботи станів ХПТ необхідно збільшити діапазон зусиль прокатки для клітей зі станиною раціональної конструкції та зменшити діапазон зусиль для клітей прямокутної конструкції. Так, для робочих клітей зі станинами раціональної конструкції в комплектації з валками під кільцеві калібри гранично допустиме зусилля прокатки при коефіцієнті запасу втомної міцності n=2 становитиме: для ХПТ-32 – 1440 кН; для ХПТ-55 – 1790 кН; для ХПТ-90 – 2050 кН. Для клітей зі станинами прямокутної конструкції в комплектації з валками під кільцеві халібри - 2050 кН. Для клітей зі станинами прямокутної конструкції в комплектації з робочими валками під напівдискові калібри оптимальні зусилля прокатки становитимуть: для ХПТ-32 – 354 кН; для ХПТ-55 – 345 кН; для ХПТ-90 – 566 кН.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Vishinskiy V.T. Research and modernization of the drive of cold-pilgering mills cage/ V.T. Vishinskiy, S.R. Rakhmanov, V.V. Povorotny // Metallurgical and Mining Indastry. -2015. $- N_{2}12$. - P. 280 - 287. (Index Scopus).

2. Рахманов С.Р. Системная динамика рабочей клети стана ХПТ/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотний**, Д.А. Кулык, Е.Ю. Волошин // Вібрації в техніці та технологіях. Вінниця, 2017.–1(84) – С. 35-44. (**Index Copernicus**)

3. Tolstikov G.I. To the question of creation of the working stand cold rolling mill pipe with safety device / G.I. Tolstikov, **V.V. Povorotny**, S.R. Rakhmanov, S.M. Krishin // Metallurgical and Mining Industry №2. – Dnipro, 2017. P. 20-24. (Index Copernicus)

4. **Поворотний В.В.** Определение рациональных межремонтных периодов работы оборудования / **В.В. Поворотний,** И.Г. Махницкий, Д.А. Кононов// Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2014. – №1. – С. 95 – 97.

5. Rakhmanov S.R. Comparative analysis of stress-strain state of rolls of rolling stand of cold reducing mill / S.R. Rakhmanov, V.T. Vyshinsky, **V.V. Povorotniy** // Metallurgical and Mining Industry. $-2017. - N_{2}4. - P. 64-71.$

6. Рахманов С.Р. Комплексное исследование напряженно-деформированного состояния рабочей клети стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т.Вышинский, В.В. Поворотний // Обработка материалов давлением: Сборник научных трудов. – Выпуск №1 (42). – Краматорск, 2016. – С. 191–198.

7. **Поворотний В.В.** Влияние компоновки элементов рабочих клетей станов ХПТ на разностенность прокатываемых труб // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2018. – №7 – С 108-113.

Криншпун М.И. Станы холодной прокатки труб / М.И. Гриншпун,
 В.И. Соколовский // Теория, расчёт и конструирование. – Москва: Машиностроение,
 1967. – 237с.

9. Кофф З.А. Холодная прокатка труб / З.А. Кофф, П.М. Соловейчик, В.А. Алешин, М.И. Гриншпун // Государственное научно-техническое издательство

литературы по чёрной и цветной металлургии, Свердловское отделение, Свердловск 1962. – 431с.

 Попов М.В. Совершенствование процесса периодической прокатки труб / М.В. Попов, С.В. Атанасов, Ю.М. Беликов // Днепропетровск: ООО Независимая издательская организация «Дива», 2008. – 192с.

Атанасов С.В. Развитие процессов пильгерной прокатки прецизионных труб / С.В. Атанасов, Ю.М. Беликов, А.А. Терещенко // Монография. – Днепропетровск: Січ, 2014. – 136с.

Большаков В.И. Ближайшие перспективы создания отечественных станов холодной прокатки труб нового поколения / В.И. Большаков, Ю.И. Черевик, В.Т. Вышинский // Наука о машинах в Украине (к 100-летию со дня рождения С.Н. Кожевникова). - Киев: Фенікс, 2006. – 184 с. С 100-106.

13. Данченко В.Н. Состояние оборудования для холодной прокатки труб на заводах Украины и пути его совершенствования / В.Н. Данченко, В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2002. №8-9. – С.416-423.

14. Добров И.В. Системно-модульный подход при модернизации агрегатов холодного пильгерования труб Машиностроение - источник эффективности горнометаллургического комплекса / И.В. Добров, В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов, А.В. Семичев // Сборник материалов IV международной научно-практической конференции «Машиностроение – горно-металлургическому комплексу: от идей к совместным программам реконструкции и модернизации» Днепропетровск, 2006 – 97 с. С 77-82.

15. Вышинский В.Т. Особенности формирования агрегата для холодной пилигримовой прокатки / Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті. Том 8. Пластична деформація металів. Дніпропетровськ: "Системні технології", - 2005. – С. 411-415

16. Вышинский В.Т. Современный подход к вопросу проектирования и создания мобильно перестраиваемых станов холодной прокатки труб / В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов, В.Г. Воронько // Надёжность и долговечность механизмов, элементов

конструкций и биомеханических систем. Материалы международной научнотехнической конференции Севастополь: СевНТУ, 2007. – С. 132-138

17. Большаков В.И. Состояние и пути повышения производительности станов холодной прокатки труб / В.И. Большаков, Ю.И. Черевик, В.Т. Вышинский // Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова Фундаментальні та прикладні проблеми чорної металургії Збірник наукових праць Випуск 12 Дніпропетровськ, 2006. – С. 334-343.

Rakhmanov S.R. On the implementation of vibrational cold pilger pipes rolling /
 S.R. Rakhmanov, V.T. Vishinskiy // Metallurgical and Mining Indastry. - 2015. №9. P.1182 – 1185.

19. Ермократьев В.А. Совершенствование подающих устройств станов ХПТ со стационарной клетью и разработка методики оценки их надёжности при проектировании: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Днепропетровский Орден Трудового и Красного Знамени Металлургический Институт, Днепропетровск, 1988

20. Шевакин Ю.Ф. Станы холодной прокатки труб / Ю.Ф. Шевакин, Ф.С. Сейдалиев // Москва: Металлургия, 1966. – 212с.

21. Королёв А.А. Механическое оборудование черной и цветной металлургии // Москва: Металлургия 1976. – 544с.

22. Целиков А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката / А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребенник // Учебник для вузов – М.: Металлургия, 1988 – 680с.

Станкевич В.А. Холодная прокатка труб / В.А. Станкевич, А.П. Усенко,
 А.А. Павлов // Учебник для ПТУ . – М.: Металлургия, 1982. – 256с.

24. Целиков А.И. Прокатные станы / А.И. Целиков, В.В. Смирнов // М.: Металлургиздат, 1958.-432 с.

25. Коликов А.П. Машины и агрегаты трубного производства / А.П. Коликов, В.П. Романенко, С.В. Самусев, А.Д. Шейх-Али, В.В. Фролочкин // Учебное пособие для вузов – М.: «МИСиС», 1998. – 536с.

26. Осадчий В.Я. Технология и оборудование трубного производства /
В.Я. Осадчий, А.С. Вавилин, В.Г. Зимовец, А.П. Коликов // Учебник для вузов – М.:
«Интермет Инжиниринг», 2001 – 608с.

 Коликов А.П. Машины и агрегаты трубного производства. Раздел: Холоднодеформированные трубы / А.П. Коликов, В.В. Гуреев // Учебное пособие. – ВФ МИСиС, 2006 – 124с.

28. Коликов А.П. Холоднодеформированные трубы: конструкции и расчет оборудования. Том 1. Конструкции и расчет оборудования станов ХПТ и ХПТР. – Выкса: Выксунский филиал НИТУ «МИСиС», 2012 – 307с.

29. Кондратов Л.А. Конструкции ремонт и обслуживание станов холодной прокатки труб / Л.А. Кондратов, Ю.Б. Чечулин, Н.Т. Богданов, Н.С. Макаркин // М.: Металлургия 1994 – 352с.

Чечулин Ю.Б. Холодная прокатка труб / Ю.Б. Чечулин, Л.А. Кондратов,
 Г.А. Орлов // Москва: Металлургиздат, 2017 – 332с.

31. Кашкарёв В.А. Создание и исследование механизмов и узлов стана для производства тонкостенных холоднокатанных бесшовных труб: Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. Днепропетровский Орден Трудового и Красного Знамени Металлургический Институт, Днепропетровск, 1976. 32. Крышин С.М. Разработка и внедрение рациональной конструкции рабочих клетей стана холодной прокатки труб: Диссертация на соискание учёной степени кандидата технический Орден Трудового и Красного Знамени Металлургический Институт, Днепропетровск, 1985.

А.с. 1148660. Рабочая клеть стана холодной прокатки труб/ А.С. Ткаченко,
 С.М. Крышин, В.Ф. Орещено, Л.А. Сафонов и др. – Опубл. В Б.И., 1985, № 13.

34. А.с. 2698999 Станина рабочей клети стана холодной прокатки труб/ С.М. Крышин, В.В. Носаль, А.С. Ткаченко, В.Ф. Орещенко, И.К. Воробьёв – Опубл. в Б.И., 1986, №22

35. Рахманов С.Р. Расчет конструкции рабочей клети стана холодной прокатки труб / С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко,

А.В. Журавлёв // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 2013. №5. - С.45-50.

36. Рахманов С.Р. К вопросу совершенствования конструкции рабочей клети стана холодной пильгерной прокатки труб / С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко, А.В. Журавлёв, Л.А. Сафонов // Теория и практика металургии. 2013- № 5-6. –С.83-89

37. Фролов В.Ф. Холодная пильгерная прокатка труб / В.Ф. Фролов,
В.Н. Данченко, Я.В. Фролов // Монография, - Днепропетровск: Пороги, 2005. – 255с.
38. Гребеник В.М. Надёжность металлургического оборудования / В.М. Гребеник,
В.К. Цапко // справочник Москва: Металлургия, 1989. – 592 с.

39. Толстиков Г.И. Исследование и разработка методов оценки ограниченной долговечности и рациональных режимов нагружения станин и валков станов холодной прокатки труб. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Днепропетровский Орден Трудового и Красного Знамени Металлургический Институт, Днепропетровск, 1981

40. Целиков А.И. Теория расчёта усилий в прокатных станах /М: Металлургиздат, 1962. – 494 с.

41. Рабер Л.М. Несущие конструкции металлургических агрегатов / Л.М. Рабер,
А.Е. Червинский, М.С. Ибрагимов // Монография. – Днипро, ИМА-пресс. – 2016.
260с.

42. Серенсен С.В. Несущая способность и расчёты деталей машин на прочность /

С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович // – М.:Машиностроение, 1975.-488с.

43. Королёв А.А. Конструкция и расчёт машин и механизмов прокатных станов: Учебное пособие для вузов – М.: «Металлургия». 1985 – 376с.

44. Іванченко Ф.К. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів / Ф.К. Іванченко, В.М. Гребеник, В.І. Ширяєв // Київ.: Вища школа 1994 – 454с.

45. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. И доп. – Киев: «Вища школа» 1986. – 775с.

46. Беляев Н.М. Сопротивление материалов – М.: «Наука» 1976 – 608с.

47. Макаров Р.А. Тензометрия в машиностроении.-М.:Машиностроение, 1975 – 288с.

48. Чекмарев А.П. Методы исследования процессов прокатки / А.П. Чекмарев, С.А. Ольдзиевский // М.: «Металлургия». 1969 – 295с.

49. Цапко В.К. Техника эксперимента и основы научных исследований металлургических машин и агрегатов / В.К. Цапко, Г.И. Толстиков, В.А. Ермократьев, А.Я. Жук // . К.:УМК ВО, 1989 – 140 с.

50. Фрохт М.М. Фотоупругость поляризационно оптический метод исследования напряжений под ред. Н. И. Пригоровского М.: Гостехиздат, 1948. - 432 с.

51. Финк К., Рорбах Х. Измерение напряжений и деформаций Под ред. Н. И. Пригоровского. - Москва : Машгиз, 1961. - 535 с.

52. Феппл Л. Практика оптического моделирования / Л. Феппл, Э. Менх // , Новосибирск Наука 1966г. 212 с.

53. Воронцов В.К. Экспериментальные методы механики деформируемых твердых тел (технологические задачи обработки давлением) / В.К. Воронцов, П.И. Полухин, В.А. Белевитин, В.В. Бринза // Москва: Металлургия, 1990. - 480 с.

54. Воронцов В.К. Фотопластичность. Применение метода к исследованию процессов обработки металлов давлением / В.К. Воронцов, П.И. Полухин // Москва: Металлургия, 1969. - 400 с.

55. Shlomchak G.G. Optical modeling of non-stationary rolling process / G.G. Shlomchak, I. Mamuzich, F. Vodopivec // , Materials science and technology №3 1995 p 312-316.

56. Николаев В.А. Применение метода разности касательных напряжений при решении контактных задач процесса прокатки поляризационно-оптическим методом / В.А. Николаев, Н.П. Барыкин, Г.Г. Шломчак // . Сб. трудов ДМетИ, вып. 54, Обработка металлов давлением, Издательство «Металлургия», 1970г.

57. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: Пер с англ. – М.:Мир 1984 –
 428с.

58. Алямовский А.А. Инженерные расчёты в SolidWorks Simulation.М.: БМК Пресс, 2010.-464с.

59. Гончаров К.А. Напряженно-деформированное состояние деталей конструкции стана холодной прокатки труб / К.А. Гончаров, Ю.Б. Чечулин // Механика деформируемого твердого тела Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011, № 4 (4), с. 1451–1453.

60. David V. Hutton Fundamentals of finite element analysis. - New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 2004. – 494p.

61. Mats G. Larson, Frederik Bengzon The Finite Element Method: Theory, Implementation and Applications. – Springer 2013, 395 p.

62. Baker A.J. Finite elements: Computational engineering sciences. - JohnWiley & Sons, 2012. — 288 p. — ISBN: 1119940508.

63. Klaus-Jurgen Bathe Finite element Procedures/ Second edition/ Prentice Hall, 2016.
— 1043 p.

64. Дехтярев В.С. Анализ упругой деформации валка при холодной пильгерной прокатки на станах ХПТ – 55 / В.С. Дехтярев, Я.В. Фролов, А.С. Бобух // Теория и практика металлургии-2009.-№5,6.-с 64-66.

65. Рахманов С.Р. Комплексное исследование напряженно-деформированного состояния рабочей клети стана холодной прокатки труб / С.Р. Рахманов, В.В. Поворотний // Бюллетень «Черная металлургия» – 2018, № 9, С 93-99

66. Рахманов С.Р. Исследование напряженно-деформированного состояния станин рабочей клети стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотний**, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко, Е.Ю. Волошин // матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем» (1–3 листопада), Дніпро, УДХТУ, 2016. – С 91–100.

67. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин - М.:Машиностроение, 1969 – 584с.

68. Рахманов С.Р. Сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния валков рабочей клети стана холодной прокатки труб / С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, В.В. Поворотний // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2016. - №2. – С.106 – 111.

69. Патент на корисну модель № 110416 Україна, МПК В21В21/00. Установка валків стану холодної прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вишинський, В.В. Поворотній, В.М. Кагаловський, О.В. Лисенко; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № и 201603248; заявл. 29.03.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл.№19.

70. ГОСТ 3635-78 Подшипники шарнирные

71. Вышинский В.Т. Динамическая модель рабочей клети чистовой группы НТЛС 1680 / В.Т. Вышинский, В.В. Поворотний, А.В. Мокиевец // Пластическая деформация металлов, 2014 том 2 С 61 – 66

72. Вышинский В.Т., Особенности формирования и исследования динамической модели рабочей клети чистовой группы НТЛС 1680 / В.Т. Вышинский, В.В. Поворотний // Надійність металургійного обладнання RME-2013 Збірник наукових праць за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції. – Дніпропетровськ: IMA-прес, 2013. – 278 с.: іл. С 148-153.

73. Оценка возможности прокатки горячекатаных тонких полос на НТЛС 1680 с применением роликовых конических подшипников или подшипников жидкостного трения: Отчет о НИР (заключительный)/НМетАУ. - Договор № 26/2007/1335 от 02.04.2007 г. № RK0107U009714 – Д., 2007. – 67с.

74. Черменский О.М. Подшипники качения / О.М. Черменский, Н.Н. Федотов // Справочник-каталог.- М.Машиностроение, 2003. – 576с.

75. Л.Я. Перель Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543с.

76. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель // Справочник 6-е изд., перераб. и дополн. М., «Машиностроение», 1975. – 572с.

77. Патент на корисну модель № 129078 Україна, МПК В21В13/00. Робоча кліть стану холодної прокатки труб/ Г.І. Толстіков, В.В. Поворотній; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № и 201802766; заявл. 19.03.2018; опубл. 25.10.2018, Бюл.№20.

78. А.с. № 995929 СССР, МКИ В 21 В 21/00. Нажимное устройствро стана холодной прокатки труб/А.С. Ткаченко, М.И. Гриншпун, В.Т. Вышинский, Ю.И. Черевик, О.Я. Рабинович и В.Е. Никитенко (СССР).–№ 3268797/22–02; Заявл. 03.04.81; Опубл. 25. 02. 83, Бюл. №6.–4 с.

79. Поворотний В.В. Комплексная динамика рабочей клети и механизма удержания оправки стана ХПТ/ В.В. Поворотний, С.Р. Рахманов, С.М. Крышин, В.Т. Вышинский // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (11-13 квітня) Дніпро, НМетАУ, 2017. – С 153-155.

 Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. Монография. — Киев: Изд-во Академии наук Украинской ССР, 1961. — 160 с.

81. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах – Киев:
Изд-во Наукова думка, 1986. – 288 с.

82. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг,
У. Уивер // М.:Машиностроение, 1985 – 472с.

83. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. М.: Наука, 1972. – 470 с.

84. Ривин Е.И. Динамика привода станков. – М.: Машиностроение, 1966.–204 с.

85. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. М-Л.: ГИТТЛ, 1950. – 344 с.

86. Иванченко Ф.К. Динамика и прочность металлургического оборудования /

Ф.К. Иванченко, П.И. Полухин // М.: Металлургия, 1970. –487 с.

87. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами.– М. : Машгиз, 1959. –146 с.

 Вышинский В.Т. // Повышение эффективности работы станов холодной прокатки труб роликами путём совершенствования процессов и оборудования // В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов, А.В. Лысенко, В.М. Кагаловский, М.И. Гасанов / Пластична деформація металів: Колективна монографія. – Дніпро : Акцент ПП, 2017. -290 с. С 143-147

 В.В. Веренёв Снижение динамических нагрузок и диагностика широкополосных станов в переходных режимах. – Никополь: СПД Фельдман О.О., 2014. – 203с. 90. Пилипенко С.В. Исследование изменения разностенности труб в ходе прокатки на стане ХПТ // Сталь. 2016. №3. С.32-37

91. Настич В.П. Управление качеством холоднокатаных полос / В.П. Настич, А.И. Божков // М.: Инжиниринг, 2006. – 216с.

92. Клюев В.В. Неразрушающий контроль и диагностика. Справочник. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: Машиностроение, 2003. — 656 с.

93. Клюев В.В. Неразрушающий контроль: справочник в 8 т. – Том 6. – 2-е изд., испр. – М. Машиностроение 2006. – 848с.

94. Алешин Н.П. Ультразвуковой контроль / Н.П. Алешин, В.Т. Бобров,
Ю.В. Ланге, В.Г. Щербинский // учебное пособие/ под общей редакцией В.В.
Клюева — М.: Спектр, 2011. — 224 с.

95. Кретов Е.Ф. Ультрозвуковая дефектоскопия в машиностроении 4-е изд., переработанное. — СПб.: СВЕН, 2014. — 312 с.

96. Патент на корисну модель № 104223 Україна, МПК В21В21/00. Привідний механізм стану холодної прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вишинський, В.В. Поворотній; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № а201508369; заявл. 25.08.2015; опубл. 25.01.2016, Бюл.№2.

97. Патент на корисну модель № 106372 Україна МПК В21 В13/00. Робоча кліть стану холодної прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вишинський, С.М. Кришин, В.Ф. Орещенко, В.В. Поворотній; заявник і власник Національна металургійна академія України. – и 201510188; заявл. 19.10.2015; опубл. 25.04.2016, Бюл.№8.

98. Махницкий И.Г Определение оптимального межремонтного периода металлургического оборудования, с учетом истории предыдущих ремонтов, на основе значение функции надёжности / И.Г. Махницкий, **В.В. Поворотний** // Міжнародна науково-технічна конференція «Надійність металургійного обладнання» (28–31 жовтня). – Дніпропетровськ, НМетАУ, 2013. – С 74-78.

99. Махницкий И.Г. / Определение межремонтного периода оборудования при заданной вероятности безотказной работы / И.Г. Махницкий, В.В. Поворотний // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 2014. - № 2. - С. 69-71.

100. Патент на винахід № 117943 Україна, МПК В21В17/00. Спосіб регулювання міжвалкового зазору робочих клітей станів холодної прокатки труб і пристрій для здійснення/ C.P. B.T. Вишинський. його Рахманов, O.B. Лисенко, В.М. Кагаловський, В.В. Поворотній; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № а 201608215; заявл. 25.07.2016; опубл. 25.10.2018, Бюл.№20. 101. Патент на винахід № 1116688 Україна, МПК В21В21/00. Робоча кліть стана холодної прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вишинський, О.В. Лисенко, В.М. Кагаловський, В.В. Поворотній; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № а 201604734; заявл. 28.04.2016 опубл. 25.04.2018, Бюл.№83. 102. Патент на винахід № 119192 Україна, МПК В21В21/00. Робоча кліть стана холодної прокатки труб/ В.В. Поворотній; С.Р. Рахманов, заявник і власник Національна металургійна академія України. – № а 201708024; заявл. 01.08.2017 опубл. 11.02.2019, Бюл.№3.

103. Патент на корисну модель № 143127 Україна, МПК В21В21/00. Робоча кліть стана холодної прокатки труб/ В.В. Поворотній; С.Р. Рахманов,; В.Т. Вишинський заявник і власник Національна металургійна академія України. – № и 202000939; заявл. 14.02.2020 опубл. 10.07.2020, Бюл.№13.

104. Патент на корисну модель № 145683 Україна, МПК В21В21/00. Робоча кліть стана холодної прокатки труб/ С.Р. Рахманов,; В.Ф. Орещенко; С.М. Кришин; В.Т. Вишинський; В.В. Поворотній заявник і власник Національна металургійна академія України. – № и 202005035; заявл. 04.08.2020 опубл. 28.12.2020, Бюл.№24.

ДОДАТКИ

Додаток А



Впровадження результатів кандидатської дисертації Поворотнього Віктора Володимировича на підприємстві ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА»

Використання результатів дисертаційної роботи Поворотнього В.В. на тему: «Підвищення ефективності роботи станів холодної прокатки труб шляхом раціонального синтезу деталей робочих клітей» виконувалось на підприємстві ВСМПО «ТИТАН УКРАЇНА» по плану модернізації робочої кліті стану ХПТ-32.

Науково-виробничою фірмою «Восток-Плюс» де Поворотній В.В. працює на посаді конструктора, був розроблений проект по модернізації робочих клітей станів ХПТ-32 з метою розширення сортаменту труб за рахунок використання сплавів Grade 2, Grade 9, ТіЗАl2,5V; підвищення якості труб по критеріям поздовжньої різностінності; забезпечення міцності вузлів прокатного обладнання скорочення часу на технічне обслуговування стану.

Модернізація робочої кліті проводилась за рахунок заміни існуючої робочої кліті зі станиною прямокутної конструкції на робочу кліть зі станиною раціональної конструкції, профіль якої виконаний відповідно до кривої, яка описує форму провисання гнучкої нитки. Разом із станиною був поставлений весь комплект деталей робочої кліті, який включав: подушки, натискний пристрій, з'ємні повзуни, дві пари робочих валків під кільцеві калібри, комплект допоміжних деталей та кріпильні елементи. Конструкція робочої кліті дозволяє використовувати станини прямокутної та раціональної конструкцій, а також валки під кільцеві та напівдискові калібри.

Використання робочої кліті раціональної конструкції разом із робочими валками під кільцеві калібри дало можливість знизити поздовжню різностінність труб та виготовляти продукцію із надміцних титанових сплавів.

Окремо варто відзначити наявність роз'ємного повзуна станини робочої кліті і можливість регулювання величини посадочного зазору між станиною стану і станиною робочої кліті. Встановлено значні зниження затрат часу на проведення поточних ремонтів обладнання і часу наладки стану за рахунок можливості регулювання зазору між станиною стану і робочою кліттю.

Недоліком установки валків під кільцеві калібри є значні витрати часу на заміну калібру в порівнянні із робочими валками під напівдискові калібри.

Головний механік

11

С.С. Міщенко

ЗАТВЕРДЖУЮ Директор РОВ «НВФ «Восток-Плюс» В.М. Кагаловський 2020p. AKT

Впровадження результатів кандидатської дисертації Поворотнього Віктора Володимировича на підприємстві ТОВ «НВФ «Восток-Плюс»

Використання результатів дисертаційної роботи Поворотнього В.В. на тему: «Підвищення ефективності роботи станів холодної прокатки труб шляхом раціонального синтезу деталей робочих клітей» впроваджувалось на підприємстві ТОВ «НВФ «Восток-Плюс» в якості пакетів конструкторської документації на робочі кліті станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90. Результати дисертаційної роботи В.В. Поворотнього дозволяють впроваджувати у виробництво системно-модульний підхід формування конструкцій робочих клітей. В робочій кліті можуть використовуватись та взаємозамінятись станини раціональної та прямокутної конструкцій, робочі валки під кільцеві та напівдискові калібри, роликові конічні підшипники та підшипники шарнірні ковзання у вигляді опорних вузлів робочих валків.

Розроблені конструкції робочих клітей, а також результати математичного моделювання дозволяють формувати конструкцію робочої кліті в залежності від портфелю замовлень підприємства та параметрів якості готової труби, тим самим впливаючи на собівартість готової труби.

Засновник ТОВ «НВФ «Восток-Плюс»

Залуський В.В.

166

		УКРАЇНА	(19) U (51) MF B2 B2 B2	A (11) 119192 IK (2019.01) 1B 21/00 <i>1B 31/02</i> (2006.01) <i>1B 31/26</i> (2006.01)	(13) C2
(12)	МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ ОПИС ДО ПАТЕ	НТУ НА ВИНАХІД			
(21) (22) (24) (41) (46)	Номер заявки: Дата подання заявки: Дата, з якої є чинними права на винахід: Публікація відомостей про заявку: Публікація відомостей про видачу патенту:	а 2017 08024 01.08.2017 10.05.2019 11.02.2019, Бюл.№ 3 10.05.2019, Бюл.№ 9	(72) (73) (56)	Винахідник(и): Поворотній Віктор Володи Рахманов Сулейман Рахма Власник(и): НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГ АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ, пр. Гагаріна, 4, м. Дніпро-5, 4 Перелік документів, взятих д експертизою: Рахманов С. Р. Комплексное напряженно-деформировані рабочей клети стана холодн труб / С. Р. Рахманов, В. Т. Е В. Поворотний // Обработка давлением 2016 № 1 С UA A201608215, 10.03.2017 UA 110414 U, 10.10.2016 UA 65161 A, 15.03.2004 SU 806176 A1, 23.02.1981 SU 727244 A1, 25.04.1980 DE 4017348 A1, 05.12.1991 US 4660400 A, 28.04.1987 US 3368381 A, 13.02.1968	имирович (UA), анович (UA) ИЙНА 49600 (UA) до уваги е исследование ного состояния ой прокатки Зышинский, В. материалов 2. 191-198

(54) РОБОЧА КЛІТЬ СТАНА ХОЛОДНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ

(57) Реферат:

Винахід належить до області машинобудування, зокрема до машин обробки металів тиском. Робоча кліть стана холодної прокатки труб включає в себе валки під кільцевий калібр та подушки, в які, як опори валків, встановлені підшипники. При цьому кожна верхня подушка виконана як одне ціле із відповідною нижньою подушкою у вигляді касети з кришками. Верхня частина подушки контактує з натискним пристроєм, а в середню її частину вмонтований механізм регулювання міжвалкового зазору у вигляді ексцентричного механізму із черв'ячною передачею. Винахід дозволяє підвищити якість виготовлених труб за рахунок підвищення жорсткості та динамічної стійкості функціонування елементів робочої кліті. Винахід належить до області машинобудування, зокрема до машин обробки металів тиском. Робоча кліть стану холодної прокатки труб є робочим органом стана та служить для отримання готової труби із заготовки.

Відома конструкція робочої кліті стана холодної прокатки труб. [3.А. Кофф, П.М. Соловейчик, В.А. Алешин, М.И. Гриншпун Холодная прокатка труб. Государственное научнотехническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, Свердловское отделение, Свердловск, 1962. с. 37].

Кліть складається зі станини, установки валків, натискного пристрою.

Станина кліті закритого типу являє собою цільну відливку, що складається з двох бокових рам таврового або двотаврового перерізу, з'єднаних між собою перемичками. Установка валків являє собою складальну одиницю, яка складається із калібрів, установлених на валках, на які, в свою чергу, напресовані підшипники. Підшипники, в свою чергу, вмонтовані в подушки. Натискний механізм виконаний у вигляді клина, що розташований між верхньою подушкою та станиною робочої кліті. Клин, переміщуючись вздовж осі прокатки за рахунок передачі винтгайка, діючи на верхні подушки, встановлює необхідний зазор між робочими валками.

До недоліків конструкції робочої кліті слід віднести низьку довговічність натискного механізму, також в даній робочій кліті станина виконана таким чином, що досить часто виходить з ладу.

- Відома також конструкція кліті стана холодної прокатки труб, взята за прототип, що включає
 в себе станину раціональної форми, калібри, напресовані на валки, подушки, в які як опори валків встановлені підшипники [Рахманов С.Р., Вышинский В.Т., Поворотний В.В. Комплексное исследование напряженно-деформируемого состояния рабочей клети стана холодной прокатки труб, Труды конференции Обработка металлов давлением, Днепропетровск 2016 № 1 с. 191-199.]
 В станині встановлено чотири подушки, які слугують посалочними місцями для підшипників
 - В станині встановлено чотири подушки, які слугують посадочними місцями для підшипників, в підшипники встановлено два валки, на котрих напресовані калібри, що мають струмок змінного перерізу, в якому здійснюється процес деформації труби. Валки зв'язані між собою шестерневою передачею. На верхньому валку змонтовані ведучі шестерні, котрі при зворотнопоступальному русі кліті, перекатуючись по рейках, закріплених в станині під робочу кліть, передають валкам зворотно-хитальний рух. Між подушками верхнього валка і станини робочої

30

35

40

45

5

10

15

Між верхніми і нижніми подушками встановлені комплекти урівноважувальних пружин, по чотири на кожну пару подушок для компенсації зусиль від натискного механізму. Гвинти натискного механізму розташовані перпендикулярно до осі прокатки і, як наслідок, клини автономно рухаються також перпендикулярно до осі прокатки. Недоліком даної конструкції робочої кліті є наступне: в результаті роботи в робочій кліті з

кліті встановлений натискний пристрій, який за допомогою гвинтів регулює міжвалковий зазор.

подушками, що пов'язані за допомогою пружин, формуються динамічні навантаження, за рахунок яких виникають коливальні процеси між інструментами і вогнищем деформації. Амплітуди коливань з певною частотою накладаються на поверхню труби, що викликає поздовжню різнотовщинність на готовому виробі. Також дана конструкція не дозволяє встановити мінімальне зближення калібрів валків, що при роботі валків в обкат призводить до

виходу з ладу калібрів. Задачею винаходу є підвищення якості продукції за рахунок посилення жорсткості елементів кліті шляхом модернізації подушок установки валків.

Поставлена задача вирішується тим, що в робочій кліті стану холодної прокатки труб, що включає в себе калібри, напресовані на валки, подушки, в які якості опор валків встановлені підшипники, у відповідності з винаходом, кожна верхня подушка виконана разом із відповідною нижньою подушкою у вигляді касети, причому верхня частина подушки контактує із натискним пристроєм, а в середню її частину вмонтований ексцентричний механізм із черв'ячною передачею.

50 ner

Підвищення якості виготовлених труб досягається за рахунок посилення жорсткості та динамічної стійкості функціонування елементів робочої кліті шляхом виконання заодно верхньої і, відповідно їй, нижньої подушок робочої кліті. При роботі стана за рахунок великих навантажень, що діють в осередку деформації та пружних характеристик елементів кліті, виникають повздовжні коливальні процеси в усіх навантажених елементах установки валків та

кліті. Амплітуди коливань калібрів з визначеною частотою накладаються на зовнішній діаметр труби, що призводить до повздовжньої різнотовщинності труби.

За рахунок виконання верхньої і нижньої подушок у вигляді однієї цільної, забезпечується підвищення жорсткості шляхом відсутності можливості переміщення верхньої подушки відносно

55

UA 119192 C2

нижньої. Також даний винахід дозволяє знизити функціональне навантаження із натискного пристрою.

Регулювання міжвалкового зазору здійснюють за допомогою черв'ячної передачі, обертаючи ексцентрикові втулки, в яких встановлені підшипники. Налаштування зміщення калібрів здійснюється за допомогою кришок подушки, впливаючи на підшипник і тим самим переміщуючи

валок в осьовому напрямку. Кліть стана холодної прокатки труб містить калібри 1, напресовані на валки 2; подушки, які

складаються з корпуса 3, виконаного у вигляді касети, в яку вмонтовані ексцентричні втулки із черв'ячною нарізкою зуба 4, в яких розташовані підшипники 5, черв'як 6 для регулювання ексцентрикових втулок.

10 екс

Застосовують даний пристрій наступним чином. При регулюванні міжвалкового зазору ключем обертають черв'як 6, який приводить у рух ексцентричні втулки 4, які обертаються в корпусі 3, приводячи в рух підшипники 5. Заодно з підшипником переміщуються валки 2 і напресовані на них калібри 1.

15

5

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

Робоча кліть стана холодної прокатки труб, що включає в себе валки під кільцевий калібр та подушки, в які, як опори валків, встановлені підшипники, яка **відрізняється** тим, що кожна верхня подушка виконана як одне ціле із відповідною нижньою подушкою у вигляді касети з кришками, причому верхня частина подушки контактує з натискним пристроєм, а в середню її частину вмонтований механізм регулювання міжвалкового зазору у вигляді ексцентричного механізму із черв'ячною передачею.





Комп'ютерна верстка В. Юкін

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

	УКРАЇНА	(19) UA (11) 116688 (13) C2 (51) ΜΠΚ (2018.01) B21B 21/00 B21B 31/02 (2006.01) B21B 13/18 (2006.01)
МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ		
2) ОПИС ДО ПАТЕ 1) Номер заявки:	а 2016 04734	(72) Винахілник(и):
 2) Дата подання заявки: 4) Дата, з якої є чинними права на винахід: 1) Публікація відомостей про заяви: 	28.04.2016 25.04.2018 10.11.2017, Бюл.№ 21	Рахманов Сулейман Рахманович (UA), Вишинський Валерій Трохимович (UA), Лисенко Олександр Васильович (UA), Кагаловський Віктор Михайлович (UA), Поворотній Віктор Володимирович (UA)
 22) Дата подання заявки: 44) Дата, з якої є чинними права на винахід: 11) Публікація відомостей про заявку: 6) Публікація відомостей про видачу патенту: 	28.04.2016 25.04.2018 10.11.2017, Бюл.№ 21 25.04.2018, Бюл.№ 8	 Рахманов Сулейман Рахманович (UA), Вишинський Валерій Трохимович (UA), Лисенко Олександр Васильович (UA), Кагаловський Віктор Михайлович (UA), Поворотній Віктор Володимирович (UA) (73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ, пр. Гагаріна, 4, м. Дніпропетровськ-5, 49600 (UA)

(54) РОБОЧА КЛІТЬ СТАНА ХОЛОДНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ

(57) Реферат:

Винахід належить до галузі машинобудування, конкретніше до машин обробки металів тиском. Робоча кліть стана холодної прокатки труб містить рухому станину з двома овалоподібними стійками, в якій змонтовані комплект робочих валків, клиновий механізм переміщення верхнього валка та два повзуни з планками. З кожного боку станина додатково оснащена рівною кількістю пластин однакової товщини і форми, які скріплені між собою і з'єднані зі стійками станини зверху кріпильними болтами, а знизу бічними планками повзунів. При цьому твірні пластин за профілем відповідають твірним стійок станини. Винахід дозволяє оптимізувати жорсткість і масу робочої кліті і, тим самим, істотно поліпшити якість труб, що прокатуються, та підвищити продуктивність стана. Винахід належить до галузі машинобудування, конкретніше до машин обробки металів тиском.

Робоча кліть стана ХПТ служить для отримання готової холоднокатаної труби з трубизаготовки, яку прокатують в калібрах, що встановлені в вирізах установки робочих валків.

Відома конструкція робочої кліті стана холодної прокатки труб ХПТ із станиною овалоподібної форми, взята за аналог [А.с. № 1311797 СССР, МКИ В 21 В 21/00].

Робоча кліть складається зі станини із стійками овалоподібної форми з повзунами, установки валків з подушками, підшипниками, валками і калібрами, і натискного пристрою. Станина робочої кліті закритого типу являє собою ґратчасту рамну конструкцію, що складається з двох овалоподібних бічних стійок певного перерізу з раціональною формою твірної, з'єднаних між собою перемичками. У нижній частині станини робочої кліті встановлені два повзуни.

До недоліків конструкції робочої кліті належить те, що станина має задану технічними умовами і документацією вихідну проектну постійну жорсткість і масу. При холодній пільгерній прокатці труб з необхідними геометричними параметрами зі сталей і сплавів з заданими механічними властивостями виникають викликані технологічним процесом сили, що призводять до небажаних додаткових вертикальних переміщень елементів кліті, які в кінцевому підсумку визначають якість випущених груб. В силу того, що робоча кліть розрахована на максимальну величину сили прокатки під всілякі варіанти маршрутів прокатки труб на стані, то вона має велику масу і необґрунтовану жорсткість. Велика маса кліті обмежує темпи роботи стана, що, в цілому, призводить до зниження продуктивності.

Відома також робоча кліть стана ХПТ раціональної конструкції, взята за прототип, що включає в себе попередньо напружену овалоподібну станину, в якій вмонтовані установка валків з подушками, робочими валками і калібрами, і клиновий нажимний пристрій, який одночасно сприймає вертикальні і горизонтальні складові сили прокатки труби [А.с. № 1148660 СССР, МКИ В21В 21/00].

Станина робочої кліті стана ХПТ складається з двох овалоподібних стійок раціональної форми, причому кожна стійка обмотана високоміцним дротом. В попередньо напруженій станині раціональної форми встановлено два валки, на яких певним чином кріпляться робочі калібри, що мають струмок змінного перерізу, в якому здійснюється процес пільгерної прокатки труби. Валки з двох сторін пов'язані між собою синхронізуючими парами шестерень. На верхньому валку змонтовані привідні шестерні, які при зворотно-поступальному русі робочої кліті, перекочуючись по рейках, закріпленим в станині стана, повідомляють валянням плоскопаралельний рух. Між подушками верхнього валка і станиною робочої кліті встановлені регулювальні клини натискного пристрою, якими за допомогою відповідних гвинтів встановлюють необхідну технологічним процесом величину зазору між калібрами. До нижньої частини станини за допомогою стяжних болтів кріпляться два повзуна, які по поверхнях ковзання облицьовані текстолітовими планками зносу. При зворотно-поступальному русі робочої кліті текстолітові планки контактують в станині стана з напрямними рейками. Мастило напрямних рейок здійснюється емульсією або мастильними технологічними мастилами, застосовуваними для охолодження вогнища деформації в процесі холодної пільгерної прокатки труб.

До основних недоліків попередньо напруженої конструкції робочої кліті стана ХПТ, відноситься те, що вона має задану технічною документацією вихідну постійну нерегульовану величину жорсткості і відповідно підвищену масу.

Характерно, що в процесі пільгерної прокатки на одній і тій же кліті маршрутних труб з різних сталей і сплавів з заданими термомеханічними властивостями і необхідними геометричними розмірами виникають при певному технологічному процесі (калібруванням) відповідні сили прокатки, що призводять до небажаних додаткових переміщень (деформацій) вузлів кліті. Додаткова деформація кліті в кінцевому підсумку призводить до спотворення форми калібру і робочого конуса в осередку деформації, що відображається на якості готової труби.

Задачею винаходу є підвищення якості продукції, що випускається, та зменшення інерційних складових, що діють на головний привід стана холодної прокатки труб.

Поставлена задача досягається тим, що робоча кліть стана холодної прокатки труб, що містить рухому станину із двох овалоподібних рам раціональної форми, двох повзунів з планками, установку валків і клиновий механізм переміщення верхнього валка згідно з винаходом, з кожного боку стійки станини додатково забезпечені рівною кількістю пластин однакової товщини і форми, які скріплені між собою і з'єднані зі стійками станини зверху кріпильними болтами і знизу бічними планками плазунів, а і вірні пластин виконані за профілем твірних стійок станини.

1

45

5

10

15

20

25

30

35

40

50

55

Необхідна жорсткість і відповідна даної жорсткості маса робочої кліті стана ХПТ досягається кількістю попередньо набраних пластин, які мають раціональну форму стійок станини.

За рахунок можливості регулювання жорсткості робочої кліті досягаються необхідні деформаційні характеристики ("пружина") і відповідно даній жорсткості маса системи, що призводить до підвищення якості холоднокатаних труб. Регулювання величини маси робочої кліті дозволяє пропорційно змінювати темпи роботи стана, що дозволяє забезпечувати оптимальні умови для реалізації раціональних технологічних процесів прокатки труб. На Фіг. 1 зображена робоча кліть стана холодної прокатки труб, вигляд спереду. На Фіг. 1 зображена робоча кліть стана холодної прокатки труб, вигляд збоку.

Робоча кліть стана ХПТ раціональної конструкції складається зі станини 1 овалоподібної форми, в якій змонтована установка валків з подушками 2, підшипниками 3, робочими валками 4 і калібрами 5, натискного пристрою 6, яка одночасно сприймає вертикальні і горизонтальні складові сили прокатки труби. Стійки станини 1 з обох сторін робочої кліті додатково забезпечені однаковою кількістю набраних раціонально профільованих пластин 7, які скріплені між собою і певним чином і пов'язані зі стійками станини 1 зверху кріпильними болтами 8. Пластини знизу утримуються подушками нижнього валка і планками 9 повзунів 10. Твірні пластин виконані з однаковим профілем і утворюють овалоподібні стійки раціональної станини. Робоча кліть стана ХПТ в складі основного обладнання працює наступним чином.

Після отримання технологічного завдання на виробництво труб, із заданими стандартами або технічними умовами геометричними і деформаційними параметрами, попередньо встановлюється (розрахунковим шляхом) величина необхідної жорсткості і відповідна даної жорсткості маса робочої кліті. Далі проводиться демонтаж робочої кліті зі складу основного обладнання технологічної лінії стана ХПТ і здійснюється перевалка установки валків з калібрами під необхідні параметри труби, що прокатується, і повна збірка робочої кліті. Після складання основних елементів базового компонування кліті стійки 2 станини з кожного боку постачають однаковою кількістю профільованих пластин 7, які між собою скріплені щільно. Пластини 7 з'єднані зі стійками станини 1 зверху кріпильними болтами 8, а знизу утримуються подушками нижнього валка і планками 9 повзунів 10. В силу того, що твірні профільованих пластин 7 виконані за формою, відповідною раціонального профілю твірної стійки 2 станини 1, регулювання необхідної жорсткості і відповідної маси робочої кліті стана досягається необхідною кількістю набраних пластин. Попереднє налаштування пружини робочої кліті здійснюється переміщенням клинів натискного пристрою 6 верхнього валка, яка одночасно сприймає вертикальні і горизонтальні складові сили прокатки труби.

Після монтажу робочої кліті в станину 1 стана здійснюється, остаточна настройка необхідного міжвалкового зазору і необхідної жорсткості (пружини) робочої кліті переміщеннями клинів натискного пристрою 6. Тому, при правильному налаштуванні робочої кліті, станина буде деформуватися попередньо спільно з профільованими пластинами 7 протягом усього циклу прокатки, а жорсткість і маса механічної системи будуть визначатися сумарними параметрами стійок станини 1 з профільованими пластинами 7, жорсткістю робочих валків з калібрами і підшипникових подушок.

Таким чином, пропонований винахід дозволяє оптимізувати жорсткість і масу робочої кліті і, тим самим, істотно поліпшити якість прокатки труб і підвищити продуктивність стана ХПТ.

Джерела інформації:

1. A.c. № 1311797 CCCP, МКИ В21В 21/00, 23.05.1987. 2. A.c. № 1148660 CCCP, МКИ В21В 21/00, 27.04.1985.

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

Робоча кліть стана холодної прокатки труб, що містить рухому станину з двома овалоподібними стійками, в якій змонтовані комплект робочих валків, клиновий механізм переміщення верхнього валка та два повзуни з планками, яка відрізняється тим, що з кожного боку станина додатково оснащена рівною кількістю пластин однакової товщини і форми, які скріплені між собою і з'єднані зі стійками станини зверху кріпильними болтами, а знизу - бічними планками повзунів, причому твірні пластин за профілем відповідають твірним стійок станини.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

5



Робоча элиги отник хон свійнама з якій законтов налко то див повачи з л спастах синанизаті това акерту ципальнами бол срофількі відпов'ялить т рабочки хліті І, дав са поплутивність раба

99

(a

00

Фir. 2

0 0 0

00

G

99

____)

10

Комп'ютерна верстка Г. Паяльніков

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



(19) **UA** (11) **117943**

(13) C2

3

17943

УКРАЇНА

(54) СПОСІБ РЕГУЛЮВАННЯ МІЖВАЛКОВОГО ЗАЗОРУ РОБОЧОЇ КЛІТІ СТАНА ХОЛОДНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ І ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ

(57) Pedepar:

Винахід належить до техніки, яка включає робочу кліть стана холодної прокатки труб і може бути використаний в трубопрокатному виробництві. Спосіб регулювання міжвалкового зазору робочої кліті стана холодної прокатки труб включає переміщення за допомогою клинових механізмів підшипникових подушок верхнього валка відносно підшипникових подушок нижнього валка, причому за допомогою клинових механізмів здійснюють фіксований притиск підшипникових подушок верхнього валка до підшипникових подушок нижнього валка, причому за допомогою клинових механізмів здійснюють фіксований притиск підшипникових подушок верхнього валка до підшипникових подушок нижнього валка із попередньо визначеним зусиллям, не меншим максимального значення вертикальної складової сили прокатки труби, а остаточне регулювання міжвалкового зазору здійснюють кутовим переміщенням ексцентрикових втулок довкола підшипників валків. Також заявлений відповідний пристрій для здійснення вищеописаного способу. Винахід забезпечує підвищення точності геометричних розмірів прокатуваних труб за рахунок збільшення жорсткості робочої кліті шляхом локалізації змінної вертикальної складової зусилля прокатки і передачі її на стійки станини. Винахід належить до трубопрокатного устаткування, зокрема до станів холодної прокатки труб валкового типа, і може бути використано в робочих клітях станів подовжньої прокатки.

Відомий спосіб регулювання зазору, здійснюваний в кліті стана холодної прокатки труб [1], що містить станину, що складається з двох овалоподібних симетричних рам, кожна з яких виконана у вигляді зовнішньої і внутрішньої оболонок, сполучених перемичкою. Стійки овалоподібних рам обтягнуті із зовнішнього і внутрішнього боку оболонками з високоміцної стрічки, що обумовлює попереднє стискування елементів станини. Дія сил прокатки труби на елементи робочої кліті передається через підшипникові подушки і натискні пристрої, викликаючи їх деформацію, величини яких також залежать від величин впливаючих сил. Переміщення підшипникових подушок призводить до спотворення геометрії осередку деформації і до зниження якості прокатуваних труб(аналог).

Найбільш близьким за технічною суттю до пропонованого є спосіб регулювання міжвалкового зазору робочих клітей станів холодної прокатки труб [2], що включає переміщення подушок верхнього валка відносно подушок нижнього валка за допомогою натискних пристроїв, виконаних у вигляді клинових механізмів. При такому способі регулювання міжвалкового зазору змінна вертикальна складова сили прокатки через натискні пристрої передається на станину робочої кліті, викликаючи її деформацію в процесі технологічного циклу. Змінна деформація станини призводить до порушення геометрії осередку деформації, утворення подовжньої різностінності і овальності прокатуваної труби. Унаслідок змінності сили прокатки, а відповідно і деформації протягом циклу прокатки труби спотворення осередку деформації не можуть бути компенсовані первинним налаштуванням робочої кліті.

Відомий пристрій регулювання міжвалкового зазору робочих клітей станів прокатки труб [3], що включає пружини, розташовані між подушками верхніх і нижніх валків, і натискні пристрої, виконані у вигляді клинових механізмів, розміщених над подушками верхніх валків. Регулювання міжвалкового зазору здійснюється переміщенням клинів клинових механізмів по похилих поверхнях подушок верхніх валків за допомогою гвинтових механізмів, осі яких перпендикулярні осі верхнього валка.

Найбільш близьким є пристрій регулювання міжвалкового зазору [4], що включає натискні пристрої, виконані у вигляді клинових механізмів і гвинтових механізмів переміщення клинів по похилих поверхнях подушок верхніх валків, осі гвинтових механізмів яких паралельні осі верхнього валка. Змінювана впродовж циклу прокатки труби деформація станини робочої кліті внаслідок змінності сили прокатки спотворює осередок деформації. Ці спотворення не можуть бути компенсовані первинним налаштуванням робочої кліті.

Задача винаходу є підвищення точності геометричних розмірів прокатуваних труб за рахунок збільшення жорсткості робочої кліті шляхом локалізації змінної вертикальної складової зусилля прокатки і виключення її передачі на станину.

Рішення поставленої задачі досягається тим, що в способі регулювання міжвалкового зазору робочої кліті стану холодної прокатки труб, що включає переміщення за допомогою клинових механізмів підшипникових подушок верхнього валка відносно підшипникових подушок нижнього валка, згідно з винаходом, за допомогою клинових механізмів здійснюють фіксований притиск підшипникових подушок верхнього валка до підшипникових подушок нижнього валка із попередньо визначеним зусиллям, не меншим максимального значення вертикальної складової сили прокатки труби, а остаточне регулювання міжвалкового зазору здійснюють кутовим переміщенням ексцентрикових втулок довкола осі підшипників.

Регулювання первинного міжвалкового зазору здійснюють кутовим переміщенням підшипників валків відносно підшипникових подушок. Для цього зовнішні кільця підшипників розміщуються в поворотних ексцентрикових втулках, встановлених в подушках і взаємодіючих з механізмами їх регульованого повороту і фіксації. Ексцентрикові втулки валків забезпечені зубчастими секторами, що знаходяться в зачепленні із зубчастими рейками, рухливими уздовж осі прокатки від гвинтових механізмів.

В результаті взаємного притиснення підшипникових подушок відбувається попереднє навантаження станини робочої кліті силою, рівною або більшою максимального значення сили прокатки. Через це станина робочої кліті залишається "жорсткою", що обумовлює стабільність геометричних параметрів осередку деформації, забезпечуючи високу якість готового виробу.

На Фіг. 1 приведений пристрій регулювання міжвалкового зазору робочої кліті стана ХПТ, а на Фіг. 2 - розріз по перерізу А-А.

Робоча кліть включає дві овалоподібні рами 1, сполучені між собою перемичками 2. У подушках 3 з можливістю повороту встановлені ексцентрикові втулки 4, в яких розміщені підшипники 5 робочих валів 6. З клиновими поверхнями верхніх підшипникових подушок 3 взаємодіють відповідні натискні клини 7 натискних пристроїв, рухливі уподовж осі валка від

20

5

10

15

30

35

40

25

45

50

55

60

175

1

гвинтових механізмів 8. Ексцентрикові втулки 4 підшипникових подушок 3 робочих валків 6 забезпечені зубчастими секторами 9, що знаходяться в зачепленні із зубчастими рейками 10, рухливими уподовж осі прокатки. Хвостовики гвинтів 11 зубчастих рейок 10 встановлені в кронштейнах 12, непорушно закріплених на станині кліті, і жорстко зафіксовані гайками 13.

Регулювання міжвалкового зазору робочої кліті здійснюється таким чином. Перед прокаткою гвинтовими механізмами 8 здійснюють переміщення клинів 7 по клинових поверхнях верхніх подушок 3 з двох сторін робочої кліті. При цьому відбувається притиск верхніх підшипникових подушок 3 до нижніх підшипникових подушок, що викликає розтягання овалоподібних стійок станини у вертикальному напрямі. Переміщення натискних клинів 7 здійснюють доти, поки сила взаємного притиснення підшипникових подушок не порівняється (або декілька перевищить) з максимальним вертикальним тиском металу на валки 6 (визначуваним заздалегідь або експериментально або на підставі наявного розрахунку калібрування по маршруту прокатуваних труб). Оцінка величини попередньої напруги може здійснюватися за допомогою месдоз (датчиків сил), розмішених в натискних клинах 7, або по відносному розташуванню полущок.

(датчиків сил), розміщених в натискних клинах 7, або по відносному розташуванню подушок. Потім здійснюють остаточне тонке регулювання міжвалкового зазору за рахунок переміщення ексцентрикових втулок 4 підшипників 5 робочих валків 6 відносно зафіксованих подушок. Переміщення зубчастих рейок 10 уздовж осі прокатки здійснюють поворотом хвостовиків гвинтів 11 і обертанням гайок 13. Це забезпечує синхронний поворот ексцентрикових втулок 4 верхньої і нижньої подушок. За рахунок ексцентричної установки підшипників 5 відбувається взаємне переміщення робочих валків 6 у вертикальному напрямі, тобто регулювання і забезпечення необхідного міжвалкового зазору. Переміщення робочих валків в кліті уздовж осі прокатки стана здійснюється синхронно і в одному напрямі, тому не вносить спотворень до геометрії осередку деформації. Дія металу на валки не викликатиме додаткового силового навантаження станини доти, поки сила вертикальному налаштуванні робочої кліті, станина протягом всього циклу прокатки не деформуватиметься за межі встановлених величин, а жорсткість системи визначатиметься тільки жорсткістю робочих валків з калібрами і самих підшипникових подушок.

Таким чином, використання пропонованого винаходу на стані ХПТ забезпечить стійкість між валкового зазору, тим самим, істотно поліпшить якість прокатуваних труб.

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

1. Спосіб регулювання міжвалкового зазору робочої кліті стана холодної прокатки труб, що включає переміщення за допомогою клинових механізмів підшипникових подушок верхнього валка відносно підшипникових подушок нижнього валка, який **відрізняється** тим, що за допомогою клинових механізмів здійснюють фіксований притиск підшипникових подушок верхнього валка до підшипникових подушок нижнього валка із попередньо визначеним зусиллям, не меншим максимального значення вертикальної складової сили прокатки труби, а остаточне регулювання міжвалкового зазору здійснюють кутовим переміщенням ексцентрикових втулок довкола підшипників валків.

2. Пристрій для здійснення способу регулювання міжвалкового зазору робочої кліті стана холодної прокатки труб, що включає клинові механізми для переміщення підшипникових подушок верхнього валка відносно підшипникових подушок нижнього валка, який відрізняється тим, що зовнішні кільця підшипників валків розміщені в ексцентрикових втулках, які встановлені з можливістю повороту в підшипникових подушках і оснащені механізмами для їх повороту і фіксації.

3. Пристрій за п. 2, який відрізняється тим, що ексцентрикові втулки валків оснащені зубчастими секторами, що знаходяться в зачепленні із зубчастими рейками, рухливими уздовж осі прокатки від гвинтових механізмів.

30

35

40

45

50

5

10

15

20

25







Поля НДС станини раціональної конструкції робочої кліті стана ХПТ-55 при зусиллі прокатки 750 кН А – третя теорія міцності;

Б – четверта теорія міцності



Поля НДС станини раціональної конструкції робочої кліті стана ХПТ-90 при зусиллі прокатки 1 МН

- А третя теорія міцності;
- Б четверта теорія міцності


Поля НДС станини прямокутної конструкції робочої кліті стана ХПТ-55 при зусиллі прокатки 750 кН

- А третя теорія міцності;
- Б четверта теорія міцності



Поля НДС станини прямокутної конструкції робочої кліті стана ХПТ-90 при зусиллі прокатки 2 МН

- А-третя теорія міцності;
- Б четверта теорія міцності



Поля пружних деформацій станин робочих клітей стана XПТ-55 при зусиллі прокатки 750 кН

- А раціональна конструкція;
- Б прямокутна конструкція



Поля напружень та пружних деформацій станини прямокутної конструкції робочої кліті стана ХПТ-32 при зусиллі прокатки 250 кН

- а) еквівалентні напруження (Па);
- б) пружні деформації (м)



Поля напружень та пружних деформацій станини прямокутної конструкції робочої кліті стана ХПТ-55 при зусиллі прокатки 750 кН

- а) еквівалентні напруження (Па);
- б) пружні деформації (м)



Поля НДС робочого валка під напівдискові калібри стана ХПТ-55 з використанням роликових підшипників кочення в якості опор при зусиллі прокатки 750 кН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності

186



Поля НДС робочого валка під напівдискові калібри стана ХПТ-90 з використанням роликових підшипників кочення в якості опор при зусиллі прокатки 1 МН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності



Поля НДС робочого валка під кільцеві калібри стана ХПТ-55 з використанням роликових підшипників кочення в якості опор при зусиллі прокатки 750 кН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності



Поля НДС робочого валка під кільцеві калібри стана ХПТ-90 з використанням роликових підшипників кочення в якості опор при зусиллі прокатки 1000 кН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності



Поля НДС робочого валка під напівдисковий калібр стана ХПТ-55 з використанням шарнірного підшипника ковзання в якості опори робочого валка при зусиллі прокатки 750 кН

А) – напруження згідно з третьою теорією міцності;

Б) – напруження згідно з четвертою теорією міцності



Поля НДС робочого валка під напівдисковий калібр стана ХПТ-90 з використанням шарнірного підшипника ковзання в якості опори робочого валка при зусиллі прокатки 1000 кН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності



Поля НДС робочого валка під кільцевий калібр стана ХПТ-55 з використанням шарнірного підшипника ковзання в якості опори робочого валка при зусиллі прокатки 750 кН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності



Поля НДС робочого валка під кільцевий калібр стана ХПТ-90 з використанням шарнірного підшипника ковзання в якості опори робочого валка при зусиллі прокатки 1000 кН

- А) напруження згідно з третьою теорією міцності;
- Б) напруження згідно з четвертою теорією міцності

Додаток Д

Значення максимальних прогинів осей валків під напівдискові калібри та напружень, що в них виникають, при різних кутах повороту робочого валка

	Величини, одержані в результаті досліджень НДС робочих валків під													
IKa	напів,	напівдискові калібри при заданих величинах навантаження:												
/ Baj	- Пj	ружні деф	рормації,	МКМ										
роту	- Ha	апруженн	ія, МПа											
IOBO		ХПТ – 3	2		ХПТ – 5	55	ХПТ – 90							
Kyt i		500кН			1,5MH	-	2MH							
	δ	$\sigma^{{}_{I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$	δ	δ	$\sigma^{{}_{I\!I}}$	$\sigma^{\scriptscriptstyle N}$							
12 ⁰	31	246	230	49	920	848	62	656	577					
30 ⁰	32	219	206	62	827	761	84	580	511					
45 ⁰	33	182	170	73	684	631	103	474	418					
60 ⁰	34	134	123	80	552	509	118	296	335					
75 ⁰	34	77	74	86	546	501	127	174	154					
90 ⁰	35	67	58	88	522	568	130	126	115					
105 ⁰	34	77	74	86	546	501	127	174	154					
120 ^o	34	134	123	80	552	509	118	296	335					
135 ⁰	33	182	170	73	684	631	103	474	418					
150 ^o	32	219	206	62	827	761	84	580	511					
168 ⁰	31	246	230	49	920	848	62	656	577					

s — максимальна деформація осі валка при заданому навантажені, мкм σ^{III} — значення напружень згідно з третьою теорією міцності, МПа σ^{IV} — значення напружень згідно з четвертою теорією міцності, МПа

Додаток Е

Місця максимальних концентрацій напружень в деталях робочих клітей згідно з третьою теорією міцності

Стан		Місце розташу	вання					
	C	ганини	Робочі валки					
	Раціональна конструкція	Прямокутна конструкція	Кільцеві калібри	Напівдискові калібри				
ХПТ-32	Нижня частина станини;	Отвір під натискний пристрій	Місця переходу	Місця переходу				
	провушини	поблизу верхньої поперечини	посадочного	посадочного розміру				
ХПТ-55	Провушини;	Отвір під натискний пристрій	розміру робочого	робочого валка і				
	нижня частина станини	поблизу верхньої	валка і	внутрішнього кільця				
		поперечини;	внутрішнього	підшипника;				
		ребра жорсткості верхньої	кільця підшипника	галтельні переходи граней				
		поперечини станини		валка, що контактують з				
ХПТ-90	Нижня частина станини	Провушини;		калібром;				
		ребра жорсткості нижньої		кути в пазах для				
		поперечини станини		кріпильних клинів				

Стан	Місце розташування												
	Ста	анини	Робочі валки										
	Раціональна конструкція	Прямокутна конструкція	Кільцеві калібри	Напівдискові калібри									
ХПТ-32	Нижня частина станини;	Отвір під натискний	Місця переходу	Місця переходу									
	провушини	пристрій поблизу верхньої	посадочного розміру	посадочного розміру									
		поперечини	робочого валка і	робочого валка і									
ХПТ-55	Провушини;	Отвір під натискний	внутрішнього кільця	внутрішнього кільця									
	нижня частина станини	пристрій поблизу верхньої	підшипника	підшипника;									
		поперечини; ребра		галтельні переходи									
		жорсткості верхньої		граней валка, що									
		поперечини станини		контактують 3									
ХПТ-90	Нижня частина станини	Ребра жорсткості верхньої		калібром;									
		поперечини станини, ребра		кути в пазах для									
		жорсткості нижньої		кріпильних клинів									
		поперечини станини											

Місця максимальних концентрацій напружень в деталях робочих клітей згідно з четвертою теорією міцності

Додаток Е

Сила тиску	Деформації, мкм										
на шийку	Ba	Валки Підшипники			Стан	нини	Натискний	пристрій	Подушки	Всьс	ОГО
валка, кН	Під напівдискові калібри	Під кільцеві калібри	Роликові конічні	Шарнірні ковзання	Раціональної конструкції	Прямокутної конструкції	Для станини прямокутної конструкції*	Для станини раціональної конструкції**	***	Максимум	Мінімум
100	14	11,3	6,1	2,2	20,9	48,7	2,25+1,7+62	1,49+0,53	2,9+3,1	140,75	42,4
200	28,1	22,7	12,2	4,43	41,8	97,5	4,5+3,5+124	2,99+1,06	5,8+6,3	281,9	85,08
300	42,2	34	18,3	6,6	62,8	146	6,77+5+186	4,48+1,6	8,8+9,4	422,47	127,6
400	56	45,1	24,4	8,87	83,7	194,8	9+6,8+248	5,96+2,1	11,7+12,4	563,1	176,13

Значення деформацій деталей робочих клітей стана ХПТ-32 в залежності від величин прикладених навантажень

* - в даному стовпці підсумовуються пружні деформації елементів натискного пристрою робочої кліті прямокутної конструкції (пуансон + клин натискного пристрою + запобіжний диск, відповідно)

** - в даному стовпці підсумовуються пружні деформації елементів натискного пристрою робочої кліті раціональної конструкції (вкладиш + клин, відповідно)

*** - в даному стовпці підсумовуються пружні деформації верхніх і нижніх подушок робочої кліті, відповідно

Сила	Деформації, мкм										
тиску на	Ba	Валки Підшипники			ки Станини Натискний пристрій			Подушки	Bc	ього	
шийку валка, кН	Під напівдискові калібри	Під кільцеві калібри	Роликові конічні	Шарнірні ковзання	Раціональної конструкції	Прямокутної конструкції	Для станини прямокутної конструкції*	Для станини раціональної конструкції**	***	Максимум	Мінімум
100	11,7	7	2,7	1,17	17,5	50	1,18+0,87+92	1,6+0,53	0,6+0,43	159,48	28,83
200	23,4	14,1	5,4	2,36	31,5	101	2,35+1,75+184	3,2+1,06	1,1+0,87	319,87	54,19
300	35,2	21,1	8	3,5	47,2	152	3,5+2,61+277	4,8+1,6	1,8+1,3	481,41	81,3
400	47	28,1	10,8	4,7	62,9	203	4,75+3,5+368	6,4+2,1	2,4+1,72	641,17	108,32
500	58,6	35,2	13,4	5,9	78,7	254	6+4,38+460	8+2,65	3+2,1	801,48	135,55

Значення деформацій деталей робочих клітей стана ХПТ-55 в залежності від величин прикладених навантажень

* - в даному стовпці підсумовуються пружні деформації елементів натискного пристрою робочої кліті прямокутної конструкції (пуансон + клин + запобіжний диск, відповідно)

** в даному стовпці підсумовуються пружні деформації елементів натискного пристрою робочої кліті раціональної конструкції (вкладиш + клин, відповідно)

*** - в даному стовпці підсумовуються пружні деформації верхніх і нижніх подушок робочої кліті, відповідно

Сила	Деформації, мкм										
тиску на	Ba	лки	Підши	пники	C	ганини	Натискний г	Подушки	Всь	ого	
шийку валка, кН	Під напівдискові калібри	Під кільцеві калібри	Роликові конічні	Шарнірні ковзання	Раціональної конструкції	Прямокутної конструкції*	Для станини прямокутної конструкції **	Для станини раціональної конструкції ***	***	Максимум	Мінімум
100	13	7,6	1,89	0,89	11,5	29,2+60,4	1,04+0,77+148	1,52+0,38	0,73+1,3	256,33	23,92
200	26	15,2	3,8	1,8	23	58,5+121	2,1+1,55+296	3+0,75	1,45+2,5	512,9	47,5
300	40	22,7	5,67	2,6	35	87,7+181	3,1+2,3+444	4,55+1,14	2,2+3,8	769,77	71,99
400	52	30,3	7,5	3,56	46,2	117+241,5	4,15+3,1+592	6+1,52	2,95+5,1	1025,3	95,63
500	65	38	9,4	4,4	57,4	146+320	5,2+3,85+740	7,6+1,9	3,65+6,4	1299,5	119,35

Значення деформацій деталей робочих клітей стана ХПТ-90 в залежності від величин прикладених навантажень

* - сума пружних деформацій верхньої поперечини станини і нижньої поперечини станини, відповідно

** - сума пружних деформацій елементів натискного пристрою (пуансон, клин, запобіжний диск, відповідно)

*** - сума пружних деформацій елементів натискного пристрою (вкладиш, клин, відповідно)

**** - сума пружних деформацій верхніх і нижніх подушок робочої кліті, відповідно





1 – підшипник роликовий; 2 – натискний пристрій кліті прямокутної конструкції; 3
подушка нижня; 4 – подушка верхня; 5 – підшипник шарнірний ковзання; 6 – натискний пристрій кліті раціональної конструкції; 7 – станина прямокутної конструкції; 8 – станина раціональної конструкції; 9 – валок під напівдисковий калібр; 10 – валок під кільцевий калібр

Графіки залежностей деформацій елементів робочих клітей станів ХПТ-55 від величин прикладених навантажень



1 – підшипник роликовий; 2 – натискний пристрій кліті прямокутної конструкції; 3
натискний пристрій кліті раціональної конструкції; 4 – підшипник шарнірний ковзання; 5 – подушка верхня; 6 – подушка нижня; 7 – станина прямокутної конструкції; 8 – станина раціональної конструкції; 9 – валок під напівдисковий калібр; 10 – валок під кільцевий калібр





1 – підшипник роликовий; 2 – натискний пристрій кліті прямокутної конструкції; 3 – подушка нижня; 4 – підшипник шарнірний ковзання; 5 – подушка верхня; 6 – станина прямокутної конструкції; 7 – валок під напівдисковий калібр; 8 – станина раціональної конструкції; 9 – валок під кільцевий калібр; 10 – натискний механізм кліті раціональної конструкції



Приведення динамічної моделі робочої кліті стана ХПТ-90 з використанням станини прямокутної конструкції

Додаток Ж