

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ

**Поворотній Віктор Володимирович**

УДК 621.771.06

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

Спеціальність 05.05.08 - «Машини для металургійного виробництва»

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Дніпро 2021

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі «Машин та агрегатів металургійного виробництва» Національної металургійної академії України Міністерства освіти та науки України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент  
**МАХНИЦЬКИЙ Ігор Григорович**,  
Національна металургійна академія України, доцент  
кафедри «Теорії технології і автоматизації металургійних процесів», м Дніпро

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старший науковий співробітник  
**ВЕРЕНЬОВ Валентин Володимирович**,  
старший науковий співробітник відділу технологічного обладнання та систем управління Інституту чорної металургії ім. З.І. Некрасова Національної академії наук України, м. Дніпро

кандидат технічних наук, доцент  
**ЗДАНЕВИЧ Сергій Володимирович**  
доцент кафедри теоретичної механіки, опору матеріалів та матеріалознавства Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

Захист відбудеться «8» квітня 2021 р. о 11<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.084.03 Національної металургійної академії України за адресою: 49600, м. Дніпро, пр. Гагаріна, 4  
e-mail: lydmila\_kamkina@ukr.net

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національної металургійної академії України (49600, м.Дніпро, пр.Гагаріна, 4)

Автореферат розісланий «2» березня 2021 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради Д 08.084.03 \_\_\_\_\_Л.В. Камкіна

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність роботи.** Подальший розвиток виробництва холоднокатаних труб пов'язаний із 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 якості труб є нормована поздовжня різностінність, допуск якої може сягати 0,8% товщини стінки. Конкуренентоспроможність 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 клітці 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 клітці, зокрема станин і робочих валків. Маса станини та робочих валків відповідно сягає 39% та 12,6% від всієї маси робочої клітці, 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: С.М. Кожевников, В.М. Гребеник, М.І. Гріншпун, З.А. Кофф, В.І. 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. Кашкар'юв, 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 клітці 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 ХПТ 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.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження виконано з 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 методів розв'язання диференціальних рівнянь з використанням ЕОМ. Дослідження НДС деталей робочих клітей виконувалося 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 отриманих 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 напівдисккові 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 нестационарних 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 ТОВ «НПФ «Восток-Плюс» (акт впровадження від від 10 березня 2020 р.).

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.)

**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 кліти 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 кліти 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 технічній конференції «Надійність металургійного обладнання» (м. Дніпропетровськ, 2015); II Всеукраїнській науково-технічній конференції з міжнародною участю «КМОСС» (м. Дніпро, 2016); Всеукраїнській науково-технічній 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. Дніпропетровськ, 2016); об'єднаному науковому семінарі механіко-машинобудівного 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 науково-метричній базі Index Scopus та Index Copernicus, 3 патенти України, 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.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі представлена актуальність теми дисертації, її зв'язок з науковими програмами, сформульовані мета і завдання досліджень. Визначені: об'єкт, предмет і методи досліджень, наукова новизна, практична цінність отриманих результатів, внесок здобувача в розробку і вирішення проблемних задач, результати роботи і її апробація, публікації, структура і обсяг дисертації.

У першому розділі розглянуто низку факторів, які впливають на якість труб, що виготовляються методом холодної прокатки. Їх розділено на дві групи: фактори технологічного характеру при виробництві труб та фактори, які пов'язані з механічним обладнанням станів ХПТ.

Одним із основних вузлів станів ХПТ є робочі кліті. В залежності від вимог до якості труб, 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 особо тонкостінні труби зі спеціальних матеріалів із жорсткими допусками на товщину стінки, при розширенні сортаменту та збільшенні продуктивності стану, на вітчизняних трубопрокатних підприємствах впроваджують станини раціональної конструкції та робочі валки під кільцеві калібри.

Встановлено, що при однакових типорозмірах станів можна використовувати деталі одного функціонального навантаження, але різних конструкцій, які відрізняються значеннями жорсткості та запасу міцності. При заміні в робочій кліті таких деталей, змінюватиметься жорсткість та запас міцності. Це опосередковано впливає на різностінність труб. Таким чином, питання дослідження впливу конструкцій та комплектацій робочих клітей на різностінність труб, а також несучу здатність робочої кліті є актуальними.

У другому розділі представлені результати досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ з використанням МСЕ.

В процесі досліджень станин робочих клітей станів ХПТ, розроблено їх тривимірні комп'ютерні моделі прямокутних та раціональних конструкцій. На тривимірні моделі станин накладено обмеження у вигляді позбавлення їх певних ступенів свободи, що є близьким до реальних умов роботи (рис.1. а, б). Разом із зусиллям прокатки, на робочу кліть діє реакція в шарнірі, яка змінюється при зміні положення кліті.

Результатом досліджень НДС станин станів ХПТ є поля напружень (рис.2.в,г,д) у вигляді тривимірних зображень станин, які свідчать про недовантаженість станини раціональної конструкції. Місця максимальних

концентрацій напружень для станин раціональних та прямокутних конструкцій зосереджені на провусинах під кріплення шатунів та на отворах під натискний пристрій у верхній частині рами відповідно.

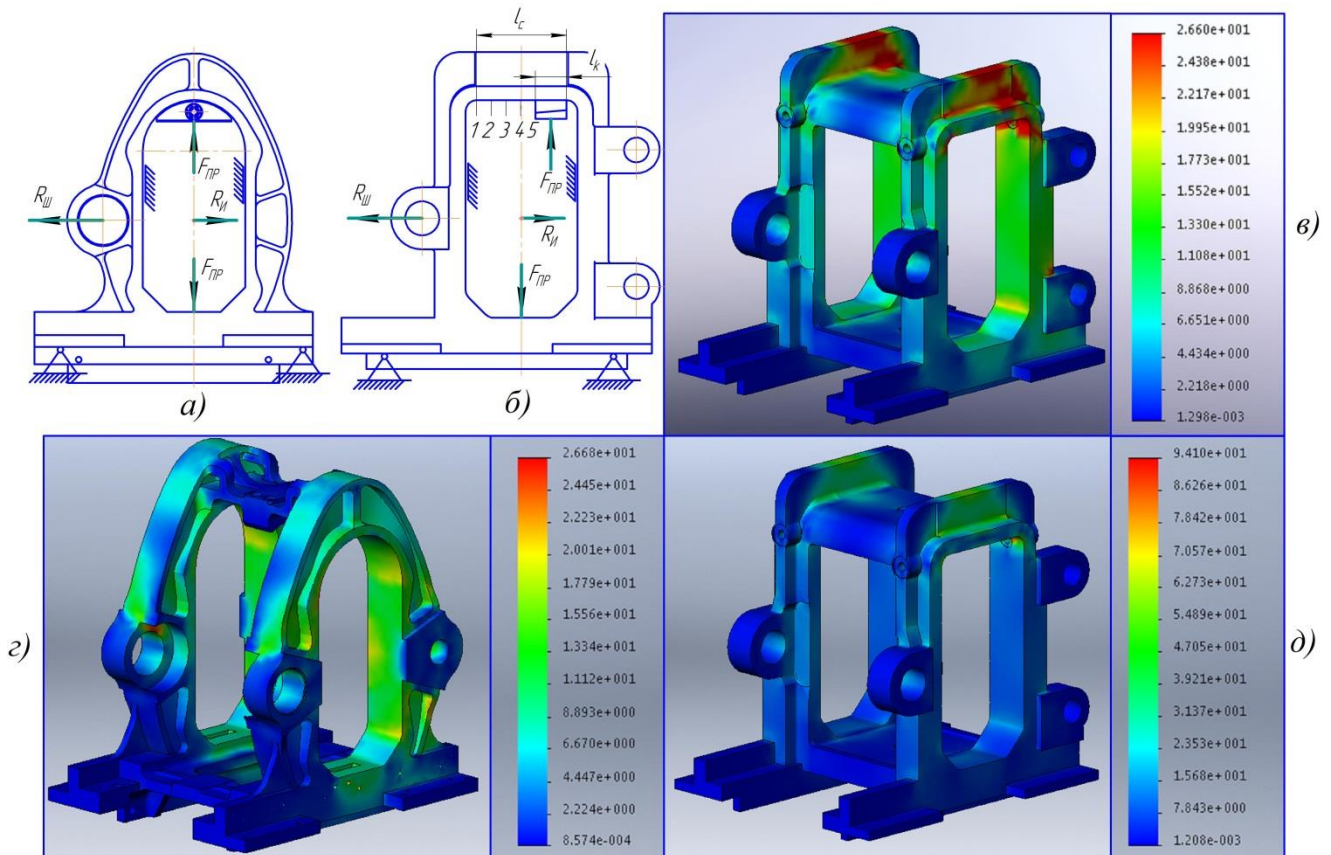


Рис.1 Розрахункові схеми (а, б) силового навантаження станин раціональної та прямокутної конструкцій стану ХПТ-32 при дослідженні їх НДС, та поля еквівалентних напружень (в МПа) (в, г, д) при зусиллі прокатки 250 кН

Зрівнявши максимальні значення напружень в станині прямокутної конструкції (рис. 1,в), до максимальних значень напружень станини раціональної конструкції (рис. 1,г), встановлено завантаженість кожної зі станин. Результати досліджень НДС станин станів ХПТ свідчать про меншу концентрацію напружень станини раціональної конструкції та більший запас міцності в 3,5 рази.

При дослідженні прогину верхніх поперечин станин прямокутних конструкцій розташування клина натискного пристрою розглядалося в п'яти положеннях (рис.1, б) і при кожному з них проводились дослідження НДС станин. Встановлено, що пружні деформації поперечин станин прямокутних конструкцій мають різні значення в залежності від положення натискного пристрою між стійками станин (рис.2). Дослідження НДС станин раціональної конструкції проводилось при одному положенні клина натискного пристрою з огляду на те, що при будь-якому його розташуванні схема взаємодії натискного пристрою і станини не зміниться.





Рис. 2. 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

В процесі досліджень НДС робочих валків під кільцеві та напівдисккові калібри (рис.3), розроблено їх тривимірні комп'ютерні моделі. Встановлено, що напруження, які виникають в робочих валках під кільцеві калібри нижчі в порівнянні із напруженнями, що виникають в робочих валках під напівдисккові калібри (табл. 1). Дослідження НДС робочих валків під напівдисккові калібри станів ХПТ проводились для різних положень робочого валка (рис.4).

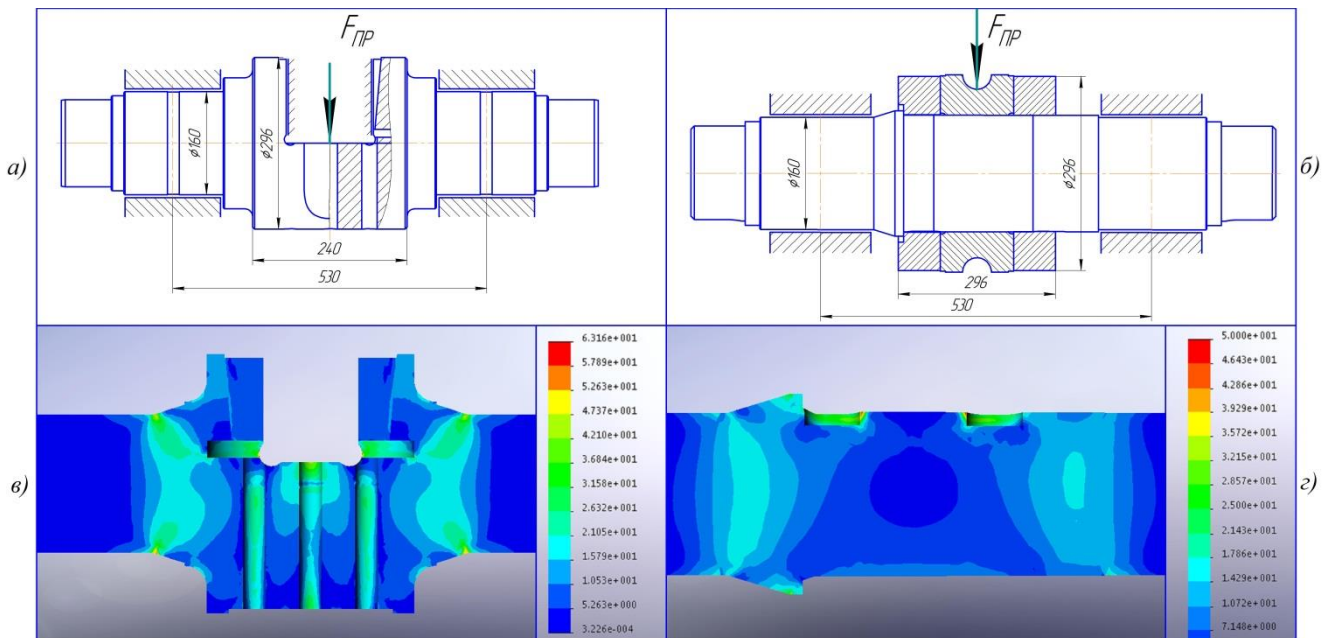


Рис. 3 Розрахункова схема (а), (б) і поля еквівалентних напружень (в), (г) (МПа) в робочих валках стану ХПТ-32 при зусиллі прокатки 500 кН та куті розвороту  $90^{\circ}$

Таблиця 1. Порівняння максимальних значень еквівалентних напружень, що виникають в валках робочих клітей станів ХПТ

Тип валка	Відношення значень напружень, %		
	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90
Під напівдисковий калібр	100	100	100
Під напівдисковий калібр з підшипником ШК	97-98	73-74	91-98
Під кільцевий калібр	80-83	54-58	85-78
Під кільцевий калібр з підшипником ШК	70-76	50-53	42-40

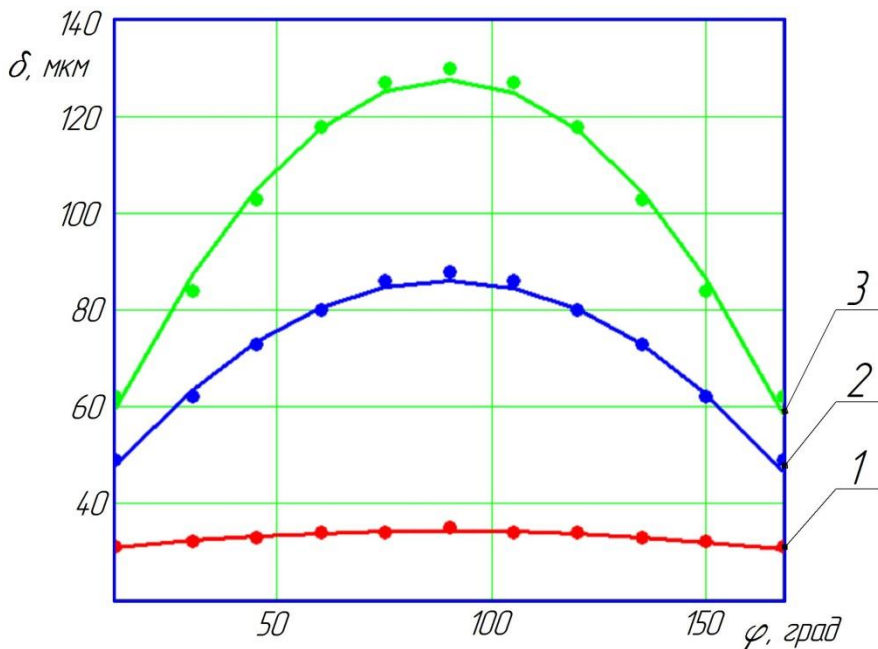


Рис. 4 Графіки максимальних прогинів осей робочих валків станів ХПТ від кута їх повороту при заданій величині зусилля прокатки: 1 – ХПТ-32 (500 кН); 2 – ХПТ-55 (750 кН); 3 – ХПТ – 90 (1000 кН)

Результати досліджень НДС робочих валків під напівдискові калібри свідчать про зміну величин їх жорсткості в залежності від кута повороту (рис. 4). Апроксимуючі результати проведених досліджень, отримані залежності максимальних прогинів робочих валків від кута повороту:

$$\delta_{32}(\varphi) = -0,0006\varphi^2 + 0,1055\varphi + 29,62; \quad (1)$$

$$\delta_{55}(\varphi) = -0,0064\varphi^2 + 1,1445\varphi + 34,97; \quad (2)$$

$$\delta_{90}(\varphi) = -0,0113\varphi^2 + 2,0273\varphi + 36,69; \quad (3)$$

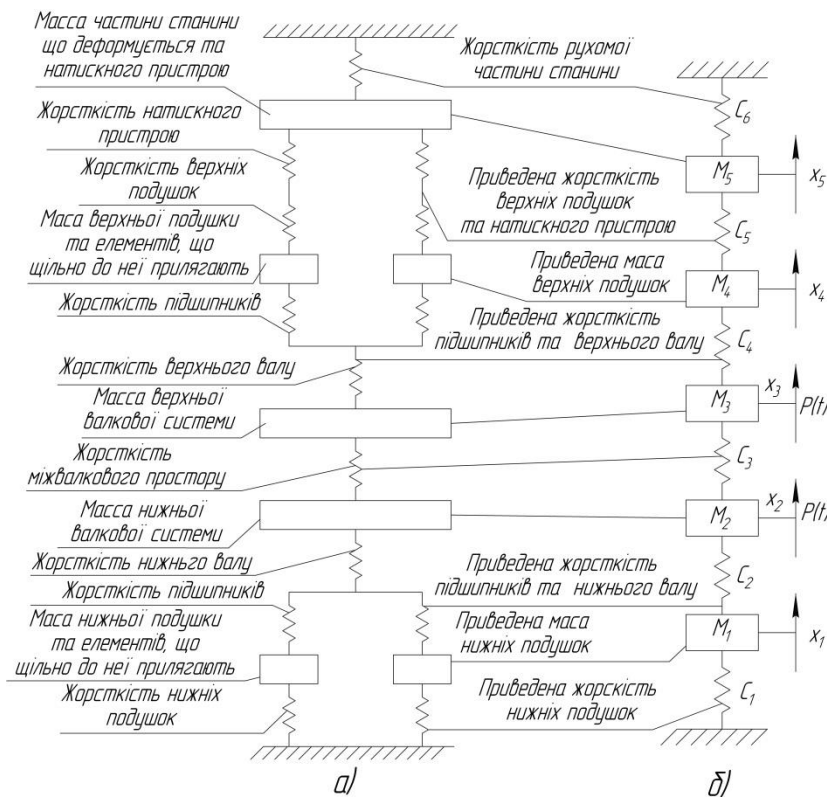
де  $\varphi$  - кут повороту робочого валка

У третьому розділі на базі результатів досліджень НДС деталей робочих клітей станів ХПТ розроблені розрахункові схеми та динамічна модель робочих клітей, для визначення амплітуд коливань робочих валків під час прокатки труб

В процесі досліджень НДС робочих валків під кільцеві та напівдискові калібри були імітовані опори у вигляді роликових конічних двошрядних підшипників кочення та шарнірних підшипників ковзання. Встановлено, що значення напружень, які виникають у валках із кільцевими калібрами, нижчі ніж у валках під напівдискові калібри (табл. 1).

(рис.5) з урахуванням можливості використання в робочій кліті деталей одного функціонального призначення, але різних конструкцій.

Приведена динамічна модель розроблена таким чином, що при зміні



конструкції деталі в робочій кліті, змінюються значення маси та жорсткості в моделі. Використовуючи відомі методи зведення мас та жорсткостей, динамічна модель, була приведена до п'ятимасової системи з шістьма жорсткостями (рис.5, б).

В процесі роботи стана на підшипники валків діють радіальні зусилля, які призводять до пружної деформації тіл кочення. При обертанні робочого валка зусилля прокатки передається на

Рис. 5. Розрахункова схема робочої кліті (а), приведена динамічна модель (б)

підшипники, яке діє періодично на ролики та міжроликовий простір. При цьому деформація підшипника під час роботи стана прийнята:

$$c(t) = c_{ном} + C \cdot \sin \frac{\omega}{2} \cdot t, \quad (4)$$

де  $c_{ном}$  - номінальна жорсткість підшипника, Н/м;  $C$  - амплітуда змінної складової жорсткості, Н/м;  $\omega$  - частота зміни жорсткості,  $c^{-1}$ .

$$c_{ном} = \frac{c_{max} + c_{min}}{2}, \quad (5)$$

де  $c_{max}; c_{min}$  - максимальне і мінімальне значення жорсткості підшипника (табл.2)

$$C = \frac{c_{max} - c_{min}}{2}; \quad (6)$$

$$\omega = \frac{D \cdot dX(t)}{R_{III} \cdot d_p \cdot dt}; \quad (7)$$

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

$$X(t) = \sqrt{l^2 - [a + R \cdot \sin(\phi(t))]^2} - R \cdot \cos(\phi(t)) - \sqrt{(l-R)^2 - a^2}; \quad (8)$$

$$\phi(t) = \left( \frac{\pi \cdot n \cdot t}{30} + \arcsin \frac{a}{l-R} \right); \quad (9)$$

$l, a, R$  - розміри ланок кривошипно-шатунного механізму стану(табл.2), м  
 $n$  - кількість подвійних ходів кліті

Таблиця 2. Жорсткості роликів підшипників робочих валків станів ХПТ та розміри ланок кривошипно-шатунного механізму

Стан	Пружні характеристики підшипників				Розміри ланок, мм		
	$C_{ном}$ , Н/м	$C_{max}$ , Н/м	$C_{min}$ , Н/м	$C$ , Н/м	l	R	a
ХПТ-32	$1,59 \cdot 10^{10}$	$1,63 \cdot 10^{10}$	$1,56 \cdot 10^{10}$	$3,5 \cdot 10^8$	1852	225	220
ХПТ-55	$2,89 \cdot 10^{10}$	$2,96 \cdot 10^{10}$	$2,82 \cdot 10^{10}$	$7 \cdot 10^8$	2200	310	250
ХПТ-90	$5,13 \cdot 10^{10}$	$5,26 \cdot 10^{10}$	$5 \cdot 10^{10}$	$13 \cdot 10^8$	2250	350	280

Пружні характеристики роликів конічних підшипників (табл. 2) отримані в результаті досліджень їх НДС при умовах дії зусилля прокатки на ролик та між роликів простір.

В конструкції робочих клітей станів ХПТ між верхніми та нижніми подушками валкових систем встановлено вісім пружин, по чотири на кожен пару подушок, для забезпечення необхідного розміру міжвалкового зазору, а також підтримки верхнього валка. На величину жорсткості міжвалкового простору також впливає жорсткість оправлення разом із розкатом. Величина жорсткості міжвалкового простору складає:

$$C_3 = 8 \cdot c_{np} + c_{опр}; \quad (10)$$

де  $c_{np}$  - жорсткість однієї пружини, Н/м;  $c_{опр}$  - жорсткість оправлення, Н/м.

Приведена згинальна жорсткість робочих валків під напівдискові калібри:

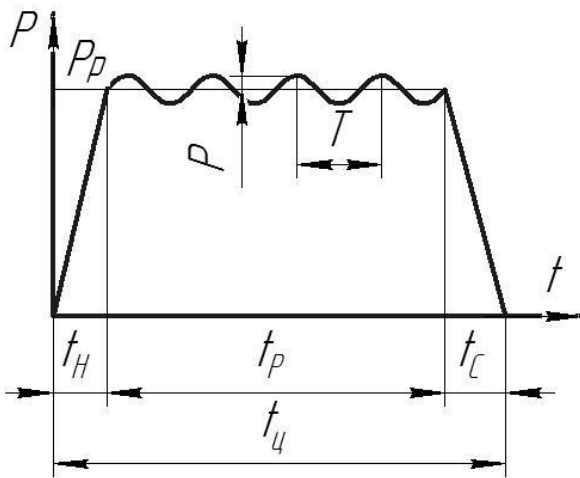
$$C_B = \frac{F \cdot 10^6}{\delta}; \quad (11)$$

де  $F$  - величина зусилля прокатки (рис.4), Н;  $\delta$  - прогин робочого валка, мкм

Приведена модель (рис. 5,б) була описана системою неоднорідних диференціальних рівнянь (12). З метою визначення максимального значення амплітуд коливань робочих валків, система диференціальних рівнянь розв'язувалась без урахування коефіцієнтів затування.

$$\begin{cases} m_1 \cdot \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} + C_1 \cdot x_1(t) + C_2(t)[x_1(t) - x_2(t)] = 0 \\ m_2 \cdot \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} + C_2(t) \cdot [x_2(t) - x_1(t)] + C_3 [x_2(t) - x_3(t)] = -P(t) \\ m_3 \cdot \frac{d^2 x_3(t)}{dt^2} + C_3 \cdot [x_3(t) - x_2(t)] + C_4(t) \cdot [x_3(t) - x_4(t)] = P(t) ; \\ m_4 \cdot \frac{d^2 x_4(t)}{dt^2} + C_4(t) \cdot [x_4(t) - x_3(t)] + C_5 \cdot [x_4(t) - x_5(t)] = 0 \\ m_5 \cdot \frac{d^2 x_5(t)}{dt^2} + C_5 \cdot [x_5(t) - x_4(t)] + C_6 \cdot x_5 = 0 \end{cases} \quad (12)$$

де  $m_1 \dots m_5$  – приведені маси, кг;  $C_1 \dots C_6$  – приведені жорсткості, Н/м.  $P(t)$  – зусилля прокатки (13) (рис.6), Н.



$$P(t) = \begin{cases} \frac{P_p \cdot t}{t_H}, t \in [0; t_H] \\ P_p + P \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right), t \in (t_H; t_H + t_p); \\ \frac{-P_p \cdot t}{t_c} + \frac{P_p \cdot t_u}{t_c}, t \in [t_H + t_p; t_u] \end{cases} \quad (13)$$

де  $t_H$  – тривалість 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;  $P$  – амплітуда змінної складової сили прокатки, Н;  $T$  – період зміни сили прокатки що обумовлена різностінністю заготовки, с.

Рис. 6. Сила прокатки за половину подвійного ходу кліті

При досліджень вертикальних коливань робочих валків, розглядалися вісім комплектацій робочих клітей (табл.3). Система диференціальних рівнянь (12) розв'язувалась чисельним методом, а величини зусиль впливу заготовки на робочі калібри прийняті однаковими для кожного з варіантів комплектації робочої кліті з метою виявлення залежностей амплітуд вертикальних коливань робочих валків та їх статичних деформацій від комплектації робочих клітей.

Товщина стінки труби:

$$s(t) = \frac{D_{ном} + [x_3(t) - x_2(t)] - d}{2} ; \quad (14)$$

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

Таблиця 3 Комплектації деталей робочих клітей станів ХПТ

Номер комплекту	Деталі робочих клітей		
	Калібр робочого валка	Конструкція станини	Тип підшипника
1	Кільцевий	Раціональна	Роликовий
2			Шарнірний
3(1)*		Прямокутна	Роликовий
4(2)*			Шарнірний
5	Напівдисковий	Раціональна	Роликовий
6			Шарнірний
7(3)*		Прямокутна	Роликовий
8(4)*			Шарнірний

\* - в дужках позначені номери стовпців гістограм, що зображені на рис. 7

Результати розв'язання математичної моделі представлені у вигляді порівняльних діаграм із зображенням відносних величин максимальних амплітуд коливань робочих валків (рис. 7). Найменша величина міжвалкового зазору, якому відповідає комплектація деталей №2 (табл. 3), прийнята за одиницю. Інші стовпці діаграм (рис. 7) показують, у скільки разів амплітуда вертикальних коливань робочих валків, а також їх статична деформація перевищують ці значення для робочої кліті №2 (табл. 3).

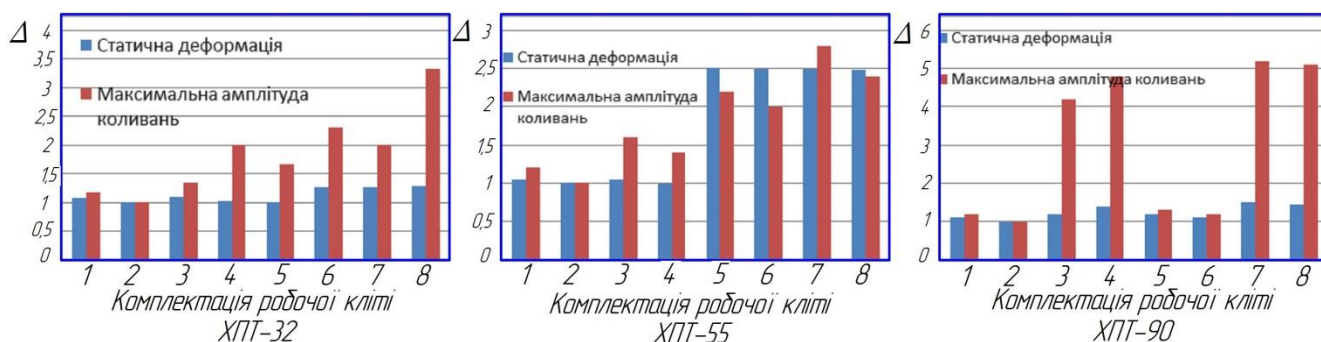


Рис.7. Відносні деформації робочих валків станів ХПТ

При дослідженні об'ємного НДС станин робочих клітей прямокутної конструкції було виявлено зміну величини жорсткості станин в залежності від розташування клина натискного пристрою (рис. 1, б). Результати математичного моделювання представлені у вигляді діаграм (рис. 8), що показують відносну величину амплітуди вертикальних коливань робочих валків при максимальних та мінімальних значеннях жорсткості станин прямокутних конструкцій.

Встановлено, що при зміні розташування натискного пристрою для станин прямокутних конструкцій, величина амплітуд коливань робочих валків змінюється в межах (2...11%).

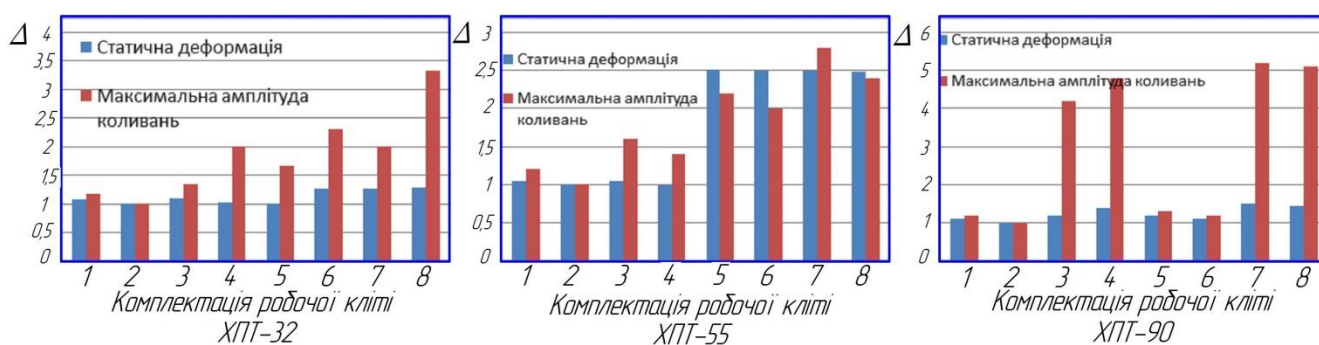


Рис. 8. Відносні деформації робочих валків станів ХПТ для станин прямокутних конструкцій, враховуючи максимальні і мінімальні значення жорсткості станин.

У четвертому розділі представлені результати експериментальних вимірювань товщини стінок труб з використанням неруйнівного методу контролю якості. Проведені порівняння результатів досліджень НДС станин робочих клітей станів ХПТ з використанням тензометричного методу досліджень, отриманих в промислово-виробничих умовах із результатами математичного моделювання, що представлені у другому та третьому розділах.

Для проведення замірів різностінності труб були обрані стани ХПТ-32 з робочою кліттю, оснащеною станиною раціональної конструкції та валками під напівдискові калібри.

Після прокату труб було заміряно різностінність двох пакетів труб: з титанового сплаву Ti-3Al-2.5V по маршруту 16x1,7 → 10x1,05, зі сплаву Gr2 по маршруту 25x2,8 → 18x1,5. Дослідження поздовжньої різностінності труб проводились з використанням установки ультразвукового типу УКК-2 луна-імпульсним методом.

Величини середніх значень різностінностей, отриманих в виробничих умовах, а також величини різностінності, що отримані з використанням математичної моделі (11), наведені в таблиці 4.

Для дослідження впливу величини жорсткості кліті на поздовжню різностінність труб були прокатані заготовки зі сплаву Gr - 2, по маршруту 28x2→19x1, на двох станах ХПТ-32 - один обладнаний кліттю прямокутної конструкції, а інший кліттю раціональної конструкції. До і після прокатки труб була заміряна їх різностінність (табл. 4).

Результати порівнянь (табл.4), свідчать, що відмінність результатів математичного моделювання і різностінності труб знаходиться в межах (-18,6...8,3) %.

При порівнянні результатів (табл. 5) досліджень пружних деформацій станин робочих клітей, за основу брались результати відомих досліджень, отриманих тензометричним методом.

Встановлено, що різниця між значеннями результатів досліджень пружних деформацій верхніх поперечок станин із використанням тензометричного методу та МСЕ становить  $(-8...+7,7)\%$ . Отримані данні свідчать про достовірність результатів досліджень НДС елементів робочих клітей, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням МСЕ.

Таблиця 4. Величини різностінності труб, одержаних різними методами

Маршрут прокатки	Конструкція станини робочої кліті	Середнє значення різностінності, мм	Значення різностінності згідно математичної моделі (14), 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

Таблиця 5. Пружні деформації поперечок станин прямокутних конструкцій робочих клітей станів ХПТ-32, ХПТ-55

Стан	Об'єкти порівняння	Пружні деформації, мм				
		Зусилля прокатки, кН				
		100	200	300	400	500
ХПТ-32	Виробничо-експериментальні дані	0,05	0,09	0,14	0,21	-
	Тривимірна модель	0,048	0,097	0,146	0,194	-
	Відхилення, %	-4	+7,7	4,2+	-7,6	-
ХПТ-55	Виробничо-експериментальні дані	0,05	0,11	0,15	0,2	0,26
	Тривимірна модель	0,05	0,101	0,152	0,203	0,254
	Відхилення, %	0	-8	+1,3	+1,5	-2,3

У п'ятому розділі представлені розрахунки гранично допустимого значення зусилля прокатки для станів ХПТ-32; ХПТ-55; ХПТ-90, а також рекомендації по вдосконаленню конструкцій вузлів робочих клітей станів ХПТ.

Вихід з ладу робочих клітей пов'язаний, в основному, з руйнуванням робочих валків і станин прямокутної конструкції. При цьому не виявлено жодного випадку руйнування станин раціональної конструкції, а результати досліджень НДС свідчать про недовантаженість станин раціональних конструкцій. Збільшення значень зусилля прокатки призведе до розширення сортаменту прокату для робочих клітей зі станинами раціональної конструкції. Також необхідним є зведення до мінімуму ризику руйнування обладнання.

В результаті досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ встановлено, що максимальні значення еквівалентних напружень, які виникають в станинах і робочих валках, прямо пропорційні величині зусилля прокатки (рис. 9,



10). Пряма пропорційність справедлива у випадку знаходження значень напружень в зоні пружних деформацій та в умовах не перевищення межі пропорційності. Залежність максимальних значень еквівалентних напружень від величин сили прокатки:

$$\sigma(F) = k \cdot F; \quad (15)$$

де  $k$  - коефіцієнт пропорційності.

На рис. 9 зображені графіки залежності максимальних значень напружень, що виникають в станинах, від величини зусилля прокатки. Для станин прямокутних конструкцій станів ХПТ-32; ХПТ-55 небезпечним місцем є верхній кут рами біля отвору під натискний пристрій, для стану ХПТ-90 – нижня поперечка станини. Для станин раціональної конструкції небезпечними місцями є провусини станини поблизу шатуна.

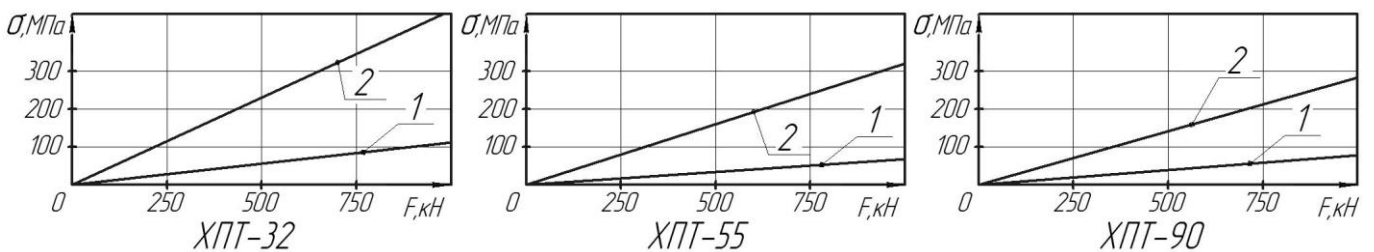


Рис.9 Залежності значень максимальних еквівалентних напружень, що виникають в станинах робочих клітей, від величини зусилля прокатки: 1–раціональна конструкція (провусина станини); 2 – прямокутна конструкція (верхній кут рами)

На рис. 10 зображені графіки залежності максимальних напружень, що виникають в робочих валках станів ХПТ, від величини зусилля прокатки. При дослідженні робочих валків під напівдискові калібри було встановлено, що в їх тілі змінюються як значення максимальних напружень так і їх місця концентрацій в залежності від кута їх розвороту, тому залежність напружень, що виникають у валках під напівдискові калібри від зусилля прокатки представлені у вигляді зони напружень (рис. 10).

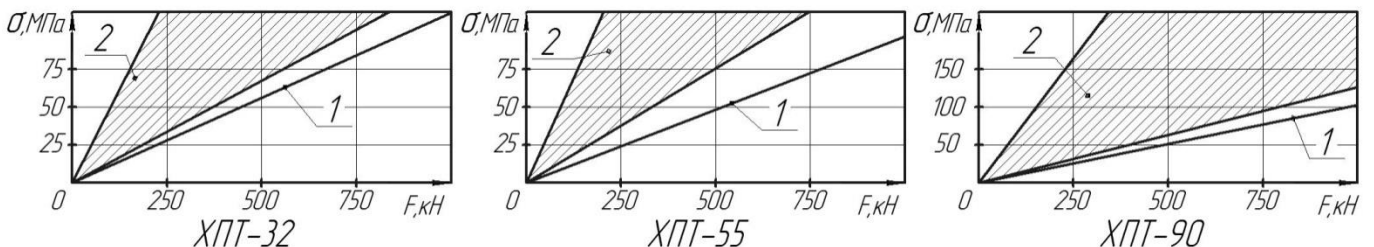


Рис.10 Залежності значень максимальних еквівалентних напружень, що виникають в робочих валках, від величини зусилля прокатки. 1– робочий валок під кільцевий калібр; 2 – зона напружень, що виникають в робочому валку під напівдисковий калібр за один хід робочої кліті

Відповідно (15) величину гранично допустимого значення сили прокатки, представимо у вигляді залежності від коефіцієнту запасу міцності

$$F(n) = \frac{[\sigma]}{k \cdot n}; \quad (16)$$

де  $[\sigma]$  - допустиме значення напружень, МПа

На рисунках 11, 12 представлені залежності сили прокатки від коефіцієнту запасу міцності (16) з урахуванням допустимих напружень для станин, виготовлених зі сталі 30Л ( $\sigma_B = 255 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 160 \text{ МПа}$ ) та робочих валків, виготовлених зі сталі 40ХГСА ( $\sigma_B = 850 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$ ).

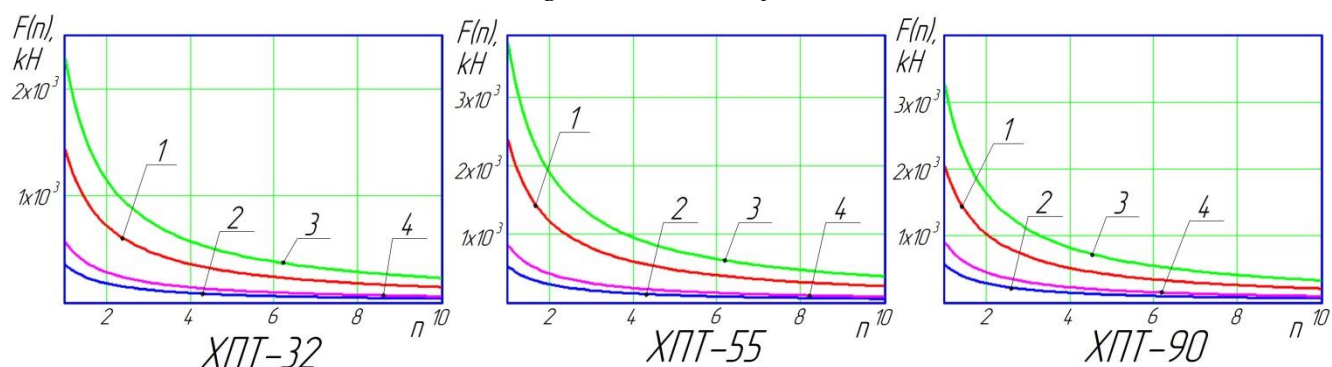


Рис. 11 Залежність допустимих зусиль прокатки від коефіцієнту запасу міцності для станин робочих клітей станів ХПТ. З урахуванням втомної міцності: 1 – станини раціональних конструкцій; 2 – станини прямокутних конструкцій; 3 урахуванням межі плинності: 3 – станини раціональних конструкцій; 4 – станини прямокутних конструкцій.

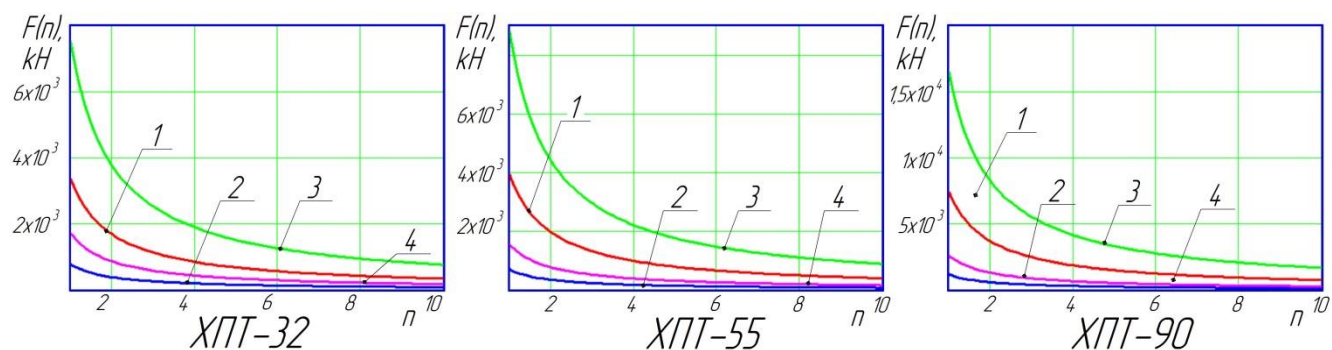


Рис. 12 Залежність допустимих зусиль прокатки від коефіцієнту запасу міцності для робочих валків станів ХПТ. З урахуванням межі втомної міцності: 1 – валків під кільцеві калібри; 2 – валків під напівдискові калібри; 3 урахуванням межі плинності: 3 – валків під кільцеві калібри; 4 – валків під напівдискові калібри.

Встановлено, що допустиме зусилля прокатки при коефіцієнту запасу втомної міцності  $n=2$  для станин раціональних конструкцій в комплектації з валками під кільцеві калібри становитиме: ХПТ-32 – 1440 кН; ХПТ-55 – 1790 кН;

ХПТ-90 – 2050 кН,. Отримані результати свідчать про можливість підвищення величин зусилля прокатки і, як наслідок, розширення сортаменту продукції. Для зменшення ризику руйнування станини прямокутної конструкції та робочих валків під напівдисккові калібри, зусилля прокатки не повинні перевищувати значення: ХПТ-32 – 354 кН; ХПТ-55 – 345 кН; ХПТ-90 – 566 кН (табл. 6).

Таблиця 6. Гранично допустима величина зусилля прокатки станів ХПТ згідно з наведеними комплектаціями робочих клітей

Комплектація робочої клітей		Зусилля прокатки, кН		
Конструкція станини	Конструкція калібру	ХПТ-32	ХПТ-55	ХПТ-90
раціональна	кільцевий	1440	1791	2054
	напівдисківий	386	345	579
прямокутна	кільцевий	354	530	566
	напівдисківий	354	345	566

Спираючись на отримані результати НДС, були переглянуті значення навантажень, які можуть сприймати робочі клітей з мінімальним ризиком руйнування (коефіцієнт запасу міцності 2). Так, робочі клітей зі станинами раціональної конструкції здатні сприймати суттєво більші значення зусиль прокатки (до 3,5 разів), ніж зазначено в їх технічних характеристиках. При цьому, з метою зменшення кількості аварійних випадків рекомендується знизити величини зусиль прокатки для станин із клітейми прямокутної конструкції(табл.6) (ХПТ–32 до 30%; ХПТ–55 до 30% для станини прямокутної конструкції в комплекті із валками під кільцеві калібри, до 50% для станини прямокутної конструкції в комплекті із валками під напівдисківі калібри; ХПТ–90 до 44%).

## 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 клітей 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 використанні 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 напівдисккові 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 роликів 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 компонованням 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 тензOMETричного 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 тензOMETричного 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 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 ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*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 Industry. – 2015. – №12. – Р. 280 – 287. (**Index Scopus**).
2. Рахманов С.Р. Системная динамика рабочей клетки стана ХПТ/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотный**, 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. Р. 20-24. (**Index Copernicus**)

*Статті в наукових фахових виданнях:*

4. **Поворотный В.В.** Определение рациональных межремонтных периодов работы оборудования / **В.В. Поворотный**, И.Г. Махницкий, Д.А. Кононов // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 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. Povorotny** // Metallurgical and Mining Industry. – 2017. – №4. – Р. 64-71.
6. Рахманов С.Р. Комплексное исследование напряженно-деформированного состояния рабочей клетки стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотный** // Обработка материалов давлением: Сборник научных трудов. – Выпуск №1 (42). – Краматорск, 2016. – С. 191–198.
7. **Поворотный В.В.** Влияние компоновки элементов рабочих клетей станов ХПТ на разностенность прокатываемых труб // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 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., **Поворотний 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., **Поворотний 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/ **Поворотний 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 клетки стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, **В.В. Поворотный**, 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 клетки и механизма удержания оправки стана ХПТ/ **В.В. Поворотный**, 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. Махницький И.Г. Определение оптимального межремонтного периода металлургического оборудования, с учетом истории предыдущих ремонтов, на основе значение функции надёжности / И.Г. Махницький, **В.В. Поворотный** // Міжнародна науково-технічна конференція «Надійність металургійного обладнання» (28–31 жовтня). – Дніпропетровськ, НМетАУ, 2013. – С 74-78

## АНОТАЦІЯ

**Поворотний В.В.** «Підвищення ефективності роботи станів холодної прокатки труб шляхом раціонального синтезу деталей робочих клітей». - **Рукопис.**

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 вдосконалення конструкцій робочих клітей, варіювання деталей клітей, визначення гранично допустимих зусиль прокатки, при яких виробництво труб відбувалося б без ризику руйнування станин та робочих валків.

В роботі представлені результати досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ, що сприймають технологічне навантаження в процесі виробництва труб. Особливу увагу при дослідженні було приділено найменш надійним деталям, до яких відносять робочі валки та станини через наявність періодичного руйнування при прокатці труб.

За допомогою продуктів тривимірного моделювання і методу скінчених елементів отримані поля еквівалентних напружень та поля пружних деформацій досліджуваних деталей при імітації умов їх навантаження близьких до реальних. При подальшому аналізі отриманих результатів, були визначені значення жорсткостей досліджуваних деталей та встановлені залежності значень максимальних напружень, що виникають в їх тілах від величини прикладених зусиль.

На базі результатів досліджень об'ємного НДС деталей робочих клітей станів ХПТ розроблена математична модель, для розрахунку максимальних величин вертикальних коливань робочих валків з урахуванням комплектації робочої кліті.

Проведені порівняльні дослідження НДС з використанням методу скінчених елементів та тензометричного методу для станин робочих клітей станів ХПТ-32 прямокутної та раціональної конструкцій, а також станин стану ХПТ-55 прямокутної конструкції. Проведені порівняння результатів прогнозування повздовжньої різностінності труб, отриманих з використанням розробленої математичної моделі, із замірами фактичної величини повздовжньої різностінності труб, отриманих в промислово-виробничих умовах за допомогою неруйнівного методу контролю.

На базі результатів досліджень НДС деталей робочих клітей станів ХПТ, були побудовані залежності величин граничних зусиль прокатки від коефіцієнту запасу міцності. На базі отриманих залежностей розроблені рекомендації щодо коректування допустимих величин зусилля прокатки для станин станів ХПТ різних комплектацій.

**Ключові слова:** стан ХПТ, станина, робочий валок, труба, жорсткість, комплектація, вертикальні коливання, калібр, підшипники, напруження, деформація, зусилля прокатки, поля напружень.

## SUMMARY

Povorotnii V.V. "Improving the efficiency of cold rolling mills by rational synthesis of parts of working stands". - Manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences in the specialty 05.05.08 "Machines for metallurgical production". National Metallurgical Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, 2021.

The dissertation is devoted to the questions of increase of efficiency of work of working cells of the CRM states. This goal is achieved in two ways: by combining parts that perceive the load in the process of interaction of the processed product and working calibers; changing the allowable values of the rolling effort, based on the results of the study of the volumetric stress-strain state of the workpiece cage.

The paper investigates the volumetric stress-strain state of details of work cells of the HPT states, which perceive the technological load in the process of pipe production. Particular attention was paid to the least reliable details in the study, which include work rolls and beds due to their periodic destruction during rolling of pipes.

Using the products of three-dimensional modeling and the finite element method, the fields of equivalent stresses and the fields of elastic displacements of the studied parts were obtained while simulating the conditions of their loading close to real ones. In further analysis of the obtained results, the values of the rigidity of the investigated parts were determined and the dependences of the values of maximum stresses arising in their bodies on the magnitude of the effort were determined.

On the basis of the results of studies of the bulk stress-deformed state of details of the work stands of the CRM states, a mathematical model was developed to predict the values of the longitudinal thickness of the pipes, taking into account the complete set of the work stand.

Comparative studies of the stress-strain state using the finite element method and the strain gauge method for the work stands of the CRM -32 states of rectangular and oval structures, as well as the condition of the CRM -55 state of rectangular structure. Comparison of the results of prediction of longitudinal pipe thickness obtained using the developed mathematical model with the measurements of the actual value of longitudinal pipe thickness obtained in industrial production using a non-destructive control method.

On the basis of the results of studies of the stress-strain state of the details of the working cells of the CRM states, dependences of the magnitudes of the boundary forces, which can act on a part of the coefficient of safety margin, were constructed. Based on the obtained dependencies, recommendations were developed for changing the allowable values of the rolling force for the different types of CRM condition stations.

Keywords: CRM condition, frame, work roll, pipe, rigidity, equipment, vertical oscillations, caliber, bearings, stress, deformation, rolling forces, stress fields.