

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І
ТЕХНОЛОГІЙ
ІНСТИТУТ ЧОРНОЇ МЕТАЛУРГІЇ ІМ. З.І. НЕКРАСОВА
НАЦІОНАЛЬНОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КОРЕННОЙ ВОЛОДИМИР ВІТАЛІЙОВИЧ

УДК 621.771.06-ПК.07.083.133 (043)

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБКА СПОСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ ЛІНІЙ ПРИВОДУ ВАЛКІВ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ**

Спеціальність 05.05.08 - «Машини металургійного виробництва»

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

_____ В.В. Коренной

Науковий керівник:

Вереньов Валентин Володимирович,
доктор технічних наук, старший науковий
співробітник, Заслужений працівник
промисловості України.

Дніпро – 2025

АНОТАЦІЯ

Коренной В.В. Розробка способів діагностування технічного стану ліній приводу валків прокатних клітей.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08 - «Машини для металургійного виробництва». Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова Національної академії наук України, Дніпро, 2025.

Дисертаційна робота присвячена розвитку наукових уявлень про особливості динамічних процесів у лінії приводу прокатної кліті при захваті металу прокатними валками, зв'язок цих процесів із конструктивними особливостями та технічним станом прокатного обладнання, а також розробці способів визначення технічного стану та способів зменшення динамічних навантажень у лінії приводу прокатних валків.

Робота є комплексним дослідженням, що ґрунтується на великому масиві даних промислових вимірювань та сучасних методиках математичного моделювання перехідних процесів. Достовірність розроблених математичних моделей підтверджується даними практичних вимірювань, співпадіння яких з теоретичними розрахунками складає 0.93...0.95 для усіх клітей широкоштабового стану.

Основний зміст дисертаційної роботи.

У ході дисертаційної роботи поставлені та вирішені такі основні задачі:

- виконано аналіз відомих досліджень математичного моделювання перехідних процесів, способів і методів визначення технічного стану ліній приводу та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу;

- виконано дослідно-промислові вимірювання моменту сил пружності, силових та вібраційних параметрів обладнання лінії приводу при різному стані зносу та кутових зазорів та розроблено метод визначення головних параметрів перехідного процесу - величин першої та другої власної частоти коливань лінії приводу прокатних клітей;

- розроблено комплексну математичну модель лінії приводу для

визначення особливостей параметрів перехідних процесів з урахуванням конструктивних особливостей лінії приводу і кутових зазорів в універсальних шпинделях, зубчастих зчепленнях з'єднувальних муфт, редукторах, шестеренної кліті та радіальних зазорів у підшипникових опорах зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті;

- розроблено метод визначення пружних параметрів трьохмасової розрахункової схеми лінії приводу з урахуванням вимірних власних частот коливань;

- визначено залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці від часу зростання і величини моменту технологічного спротиву;

- визначено нові показники динамічності перехідних процесів у обладнанні лінії приводу прокатних клітей;

- досліджено рух осей зубчастих коліс у радіальному зазорі підшипникових опор редукторів прокатних клітей чистової групи, які відрізняються різним розташуванням шестерні редуктора відносно його колеса, та встановлено діагностичні показники зносу підшипникових опор зубчастих коліс редукторів і шестеренних клітей;

- встановлено зв'язок максимального моменту сил пружності під час захвату штаби валками з моментом в сталому режимі прокатки;

- обґрунтовано, розроблено та досліджено нові способи визначення технічного стану ліній приводу прокатних клітей;

- обґрунтовано, розроблено та досліджено нові способи по зменшенню динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Отримав подальший розвиток теоретичний опис перехідних процесів в обладнанні клітей широкоштабових станів гарячої прокатки, який полягає у тому, що вперше шляхом математичного моделювання та натурних вимірювань встановлено особливості динаміки зубчастих з'єднань та траєкторії руху у полі радіальних зазорів підшипникових опор осей зубчастих коліс редуктора та шестеренної кліті з різним конструктивним розташуванням

шестерні відносно колеса. Показано різний напрямок переміщення осей зубчатих коліс редуктора та зусиль між зубцями і у підшипникових опорах редуктору. Запропоновано новий показник динамічності підшипникової опори, який дорівнює відношенню максимального значення зусилля реакції до сталого значення у режимі прокатки.

2. Вперше на базі численних вимірювань та шляхом математичного моделювання встановлено статистичну залежність максимального динамічного моменту у період захвату метала валками від моменту у сталому режимі прокатки у вигляді кореляційного поля точок, яке апроксимовано лінійною залежністю, кут нахилу якої залежить від технічного стану – зносу та зазорів ділянок лінії приводу прокатної кліті.

3. Вперше розроблені, обґрунтовані і досліджені способи діагностування технічного стану обладнання лінії приводу валків з використанням параметрів перехідних процесів:

- за кутом нахилу лінійної апроксимації кореляційного поля максимальних динамічних і статичних моментів сил пружності;
- за швидкістю розповсюдження пружної деформації вздовж лінії приводу, з урахуванням руху ударної хвилі не тільки вздовж з'єднаних валів, а й згинання зубчатих коліс і передаточного відношення редуктору. Швидкість розповсюдження деформаційної хвилі поряд з часом запізнення реакції ділянок лінії приводу залежить від технічного стану – зносу і зазорів в зчленуваннях, що дозволяє підвищити точність діагностування;
- за співвідношенням першого періоду коливань моменту сил пружності на моторній ділянці, вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна;
- за сигналом тиску у гідравлічній системі врівноваження робочих валків та кутової швидкості двигуна;
- за часом запізнення реакції моменту сил пружності або вібрації корпусного обладнання першої кліті в режимі взаємодії двох клітей, коли відбувається захват штаби валками другої кліті;

4. Для уточнення величин пружностей ділянок у трьохмасовій рядній

схемі лінії приводу використано момент сил пружності, що вимірюється безпосередньо на прокатній кліті, у якому знаходять фактичні частоти власних коливань лінії приводу і з їх допомогою визначають скориговані параметри пружностей. Це дозволяє підвищити точність розрахунку динамічних навантажень і способів діагностування за допомогою математичного моделювання.

5. Запропоновані та досліджені нові способи зменшення динамічних навантажень під час захвату метала валками шляхом:

- зниження впливу зазорів за рахунок короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка;
- зниження впливу зазорів за рахунок згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання;
- формування трапецієвидної передньої частини штаби для чистової групи клітей;
- встановлення двигуна постійного струму у чистову групу стана 1680 і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблена комплексна математична модель лінії приводу, що дозволяє вести пошук залежності максимальних динамічних навантажень у крутильній системі і осях зубчатих коліс від зносу та кутових і радіальних зазорів з урахуванням різноманіття сортаменту та більш раціональніше визначати місця встановлення діагностичних датчиків.

Розроблені способи оцінювання загального технічного стану обладнання ліній приводу прокатних клітей за швидкістю розповсюдження деформаційної хвилі вздовж лінії приводу при захваті металу прокатними валками; за даними вимірювання тиску у гідравлічній системі врівноваження прокатних валків, параметрів вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна при захваті метала прокатними валками, за сигналами датчиків обертання деталей лінії приводу.

Розроблена методика визначення двох перших власних частот коливань лінії приводу прокатної кліті за даними промислових вимірювань моменту сил

пружності та на її основі методика уточнення пружних параметрів розрахункової трьохмасової схеми лінії приводу прокатної кліті.

Розроблені способи зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей за рахунок: короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка (динамічна складова зменшується у 1,5-2,0 рази), згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання (динамічна складова зменшується у 1,4-1,9 рази), формування трапецієвидної передньої частини штаби (динамічна складова зменшується у 1,55-2,5 рази), встановлення двигуна постійного струму і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини (динамічна складова зменшується у 1,9-2,1 рази).

Запропоновано для оцінювання динаміки два нових показники: від'ємний коефіцієнт динамічності ділянки лінії приводу (Кдв), що дорівнює відношенню моменту сил пружності при максимальному зворотному закручуванні до сталого моменту сил пружності та коефіцієнт динамічності підшипникової опори (Кдпо), що дорівнює відношенню максимального значення сили реакції опори до її сталої величини.

Розроблені нові способи діагностування технічного стану та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей рекомендовані до реалізації на ПАТ «Запоріжсталь» та захищені патентами України. Вони дозволяють збільшити ресурс прокатного обладнання та зменшити кількість його раптових відмов.

Результати роботи використані при дослідно-промисловій перевірці спрощеної діагностичної системи на широкоштабовому стані 1680 гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» та науково-технічних експертизах станів холодної прокатки Артемівського заводу по обробці кольорових металів (АЗОЦМ, м. Бахмут) і реверсивного стану холодної прокатки ТОВ «Модуль-Україна» (м. Кам'янець-Подільський).

Ключові слова: прокатна кліть, лінія приводу, динамічне навантаження, штаба, пружні коливання, математична модель, кутовий зазор, радіальний зазор, зменшення динаміки, діагностика.

ANNOTATION

Korennoi V. Development of methods for diagnosing the technical condition of rolling stands rolls drivelines.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences for the specialty 05.05.08 - "Machines for metallurgical production." Z.I. Nekrasov Institute of Ferrous Metallurgy of National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, 2025.

The work is devoted to the development of scientific knowledge on the specificity of dynamic processes in the drive system of the rolling stand during metal capture by the rolls, the connection of these processes with the design features and technical condition of the rolling mill, as well as the development of methods for determining the technical condition and methods for reducing dynamic loads in the drive system of the rolling rolls.

This work encompasses comprehensive research based on a large industrial database and modern methods of mathematical modeling of transient processes. The reliability of the developed mathematical models is confirmed by data from practical calculations, whose agreement with theoretical calculations is 0.93-0.95 for all stands of the wide-strip rolling mill.

The main content of the dissertation work.

In the course of the dissertation work, the following main tasks were set and solved:

- an analysis of known studies of mathematical modeling of transient processes, methods and techniques for determining the technical condition of drive lines and reducing dynamic loads in drive lines was performed;

- experimental and industrial measurements of the moment of elastic forces, power and vibration parameters of drive line equipment at different wear states and angular clearances were performed and a method for determining the main parameters of the transient process - the values of the first and second natural frequencies of oscillations of the drive line of rolling stands was developed;

- a complex mathematical model of the drive line was developed to determine the features of the parameters of transient processes taking into account the design

features of the drive line and angular clearances in universal spindles, gear couplings of couplings, gearboxes, gear cage and radial clearances in the bearing supports of the gear wheels of the gearbox and gear cage was developed;

- a method for determining the elastic parameters of the three-mass calculation scheme of the drive line taking into account the measured natural frequencies of oscillations was developed;

- the dependence of the time interval between the first two peaks of the elastic moment oscillations in the motor section on the growth time and the magnitude of the technological resistance moment was determined;

- new indicators of the dynamics of transient processes in the equipment of the rolling stand drive line were determined;

- the movement of the gear axes in the radial clearance of the bearing supports of the reducers of the finishing group rolling stands, which differ in the different location of the gear of the reducer relative to its wheel, was investigated, and diagnostic indicators of wear of the bearing supports of the gear wheels of the reducers and gear stands were established;

- the relationship between the maximum moment of elastic forces during the capture of the staff by the rolls and the moment in a stable rolling mode was established;

- new methods for determining the technical condition of the rolling stand drive lines were substantiated, developed and investigated;

- new methods for reducing dynamic loads in the rolling stand drive lines were substantiated, developed and investigated

The scientific novelty of the obtained results.

1. The theoretical description of transient processes in the equipment of the stands of wide-strip hot rolling mills has been further developed, which consists in the fact that for the first time, through mathematical modeling and full-scale measurements, the features of the gear connections dynamics and the motion trajectory in the field of radial clearances of the bearing supports of the axes of the reducer gear wheels and the gear stand with different constructive arrangement of the gear relative to the wheel have been established. Different directions of

movement of the axes of the gear wheels of the reducer and the forces between the teeth and in the bearing supports of the reducer have been shown. A new indicator of the dynamics of the bearing support has been proposed, which is equal to the ratio of the maximum value of the reaction force to the constant value in the rolling mode.

2. For the first time, based on numerous measurements and through mathematical modeling, a statistical dependence of the maximum dynamic moment during the period of metal capture by the rolls on the moment in a steady state rolling mode was established in the form of a correlation field of points, which is approximated by a linear dependence, the angle of inclination of which depends on the technical condition - wear and gaps of the sections of the rolling stand driveline.

3. For the first time, methods for diagnosing the technical condition of the roll driveline equipment using transient parameters were developed, substantiated and investigated:

- by the angle of inclination of the linear approximation of the correlation field of the maximum dynamic and static moments of elastic forces;

- by the speed of propagation of elastic deformation along the driveline, taking into account the movement of the shock wave not only along the connected shafts, but also the bending of the gears and the gear ratio of the reducer. The speed of propagation of the deformation wave along with the time delay of the reaction of the sections of the driveline depends on the technical condition - wear and gaps in the joints, which allows to increase the accuracy of diagnosis;

- by the ratio of the first period of oscillations of the moment of elastic forces in the motor section, vibration of the gearbox housing and the electromagnetic torque of the engine;

- by the pressure signal in the hydraulic system for balancing the working rolls and the angular velocity of the engine;

- by the time delay of the reaction of the moment of elastic forces or vibration of the housing equipment of the first stand in the interaction mode of two stands, when the plate is captured by the rolls of the second stand.

4. To clarify the values of the elasticity of the sections in the three-mass in-line scheme of the driveline, the moment of elastic forces was used, which was

measured directly on the rolling stand, in which the actual frequencies of the natural oscillations of the driveline are found and with their help the corrected elasticity parameters are determined. This allows increasing the accuracy of the calculation of dynamic loads and methods of diagnosis using mathematical modeling.

5. New methods of reducing dynamic loads during metal capture by rolls have been proposed and investigated by:

- reducing the influence of gaps by short-term lifting and lowering of the upper backup roll;
- reducing the influence of gaps by bending the front part of the plate into the chute and its extension;
- forming a trapezoidal front part of the plate for the finishing group of stands;
- installing a DC motor in the finishing group of the 1680 mill and connecting it to the gear stand with a shaft of increased length.

Practical significance of the results obtained.

A complex mathematical model of the driveline has been developed, which allows searching for the dependence of the maximum dynamic loads in the torsional system and gear axles on wear and angular and radial clearances, taking into account the variety of the assortment, and more rationally determining the locations of diagnostic sensors.

Methods have been developed for assessing the general technical condition of the equipment of the rolling mill drivelines by the speed of propagation of the deformation wave along the driveline when the metal is gripped by the rolling rolls; according to the data of measuring the pressure in the hydraulic system of balancing the rolling rolls, the vibration parameters of the gearbox housing and the electromagnetic torque of the motor when the metal is gripped by the rolling rolls, according to the signals of the rotation sensors of the driveline parts.

A method has been developed for determining the first two natural frequencies of oscillations of the rolling mill driveline according to the data of industrial measurements of the moment of elastic forces and, on its basis, a method for refining the elastic parameters of the calculated three-mass scheme of the rolling mill driveline.

Methods have been developed to reduce dynamic loads in the drivelines of rolling stands by: short-term lifting and lowering of the upper backup roll (the dynamic component is reduced by 1.5-2.0 times), bending the front part of the plate into a trough and its extension (the dynamic component is reduced by 1.4-1.9 times), forming a trapezoidal front part of the plate (the dynamic component is reduced by 1.55-2.5 times), installing a DC motor and connecting it to the gear stand with a shaft of increased length (the dynamic component is reduced by 1.9-2.1 times).

Two new indicators are proposed for assessing the dynamics: the negative dynamic coefficient of the driveline section (K_{dv}), which is equal to the ratio of the moment of elastic forces at maximum reverse twisting to the constant moment of elastic forces, and the dynamic coefficient of the bearing support (K_{dpo}), which is equal to the ratio of the maximum value of the support reaction force to its constant value.

The results of the dissertation work were used: in the experimental and industrial testing of the diagnostic system on the wide-strip hot rolling mill 1680 of JSC Zaporizhstal; during the scientific and technical examination of cold rolling mills "Kvarto-400/1000x1200 SCODA", "Kvarto-250/750x900 (№11)", "Kvarto-150/500x450", "Kvarto-375/1000x1000 (Tandem-1000)" of the Artemivsk Non-Ferrous Metals Processing Plant (AZOTSM, Bakhmut); during the scientific and technical examination of the reversible cold rolling mill "RSHP-1500" of LLC "Modul-Ukraine" (Kamyanetsy-Podilskyi).

New methods of diagnosing the technical condition and reducing dynamic loads in the drivelines of rolling stands have been developed recommended for implementation at PJSC "Zaporizhstal" and protected by patents of Ukraine. They allow increasing the resource of rolling equipment and reduce the number of its sudden failures.

Keywords: rolling stand, driveline, dynamic loading, plate, elastic oscillations, mathematical model, angular clearance, radial clearance, reduction of dynamics, diagnostics.

Список публікацій здобувача (List of publications).

Статті, що включені до міжнародних науково-метричних баз:

1. Verenev V.V., Podobedov N.I., **Korennoy V.V.** New methods of monitoring and diagnostics of the technical state of rolling mills. *Metallurgical and Mining Industry*. 2015. No. 7(11). P. 143–147.

https://www.metaljournal.com.ua/assets/Journal/english-dition/MMI_2015_11/020Verenev_V_V.pdf

2. Krot P., **Korennoi V.**, Zimroz R. Vibration-Based Diagnostics of Radial Clearances and Bolts Loosening in the Bearing Supports of the Heavy-Duty Gearboxes. *Sensors*. 2020. 20 (24). P. 7284.

<https://doi.org/10.3390/s20247284>

3. Krot P., **Korennoi V.**, Zimroz R., Szrek J. Angular Backlashes Monitoring in Heavy Industrial Machines. *Advances in Technical Diagnostics II. ICTD 2022. Applied Condition Monitoring*. 2023. Vol. 21. P. 212–228. Springer, Cham.

http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-31719-4_22

Статті у наукових фахових виданнях:

4. Диагностика прокатных станов на основе динамических моделей / П. В. Крот, **В. В. Коренной**, К. В. Соловьев (ИЧМ), А. А. Ермоленко, С. В. Мацко («Запорожсталь»). *Сб. науч. тр. Нац. гор. Университета. Днепропетровск*, 2004. Т.5, №19. С. 63–71.

5. Применение нестационарных режимов работы прокатных станов для диагностики зазоров / В. И. Большаков, П. В. Крот, В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Киев : Наукова думка, 2004. Вып. 9. С. 208–219.

6. **Коренной В. В.**, Даличук А. П., Веренев В. В. Опыт определения технического состояния редуктора прокатной клетки. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2006. Вып. 13. С. 293–298.

7. **Коренной В. В.** Обзор исследований динамики переходных процессов в линиях приводов металлургических машин. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ*

«Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии». Днепропетровск, 2007. Вып.15. С. 250–265.

8. **Коренной В. В.** Силовые и вибродинамические процессы в редукторах чистовых клетей 5 и 6 НТЛС 1680. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2008. Вып. 18. С. 276–282.

9. **Коренной В. В.** Сравнительный анализ динамики различных схем главных линий листопрокатного стана. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2010. Вып. 21. С. 314–321.

10. Веренев В. В., Подобедов Н. И., **Коренной В. В.**, Даличук А. П. Повышение информативности измеряемых параметров на прокатном стане. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2010. Вып. 22. С. 305–314.

11. **Коренной В. В.**, Веренев В. В., Юнаков А. М. Инженерное решение уменьшения динамических нагрузок в главных линиях черновых клетей кварто. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2012. Вып. 26. С. 181–186.

12. Веренев В. В., Подобедов Н. И., **Коренной В. В.** Расчетно-эмпирический метод определения динамических нагрузок в прокатных клетях. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2014. Вып. 28. С. 206–210.

Статті у наукових періодичних виданнях:

13. Переходные процессы в главных приводах чистовых клетей стана 1680 / А. П. Даличук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, П. П. Цымбал, А. А. Антонюк. *Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні.* Краматорськ : ДДМА, 2008. № 1(19). С. 304–307.

14. Система диагностирования технического состояния оборудования прокатных клетей / В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**,

С. В. Мацко, Д. В. Телюк, П. П. Цымбал, А. А. Ермоленко, В. А. Яценко. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2008. № 5. С. 36–38.

15. Эффективность уменьшения ударных нагрузок в черновых клетях стана 1680 при прокатке слябов с фигурной кромкой / В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, В. Т. Тилик, Д. В. Телюк, В. А. Яценко. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2009. № 5. С. 101–104.

16. Веренев В. В., Мацко С. В., **Коренной В. В.**, Даличук А. П. Особенности динамических процессов в клетях дуо стана 1680. *Сталь*. 2013. № 10. С. 31–33.

17. **Коренной В. В.** Моделирование динамических процессов в редукторах прокатных клетей. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2015. № 7. С. 127–132.

18. Рахманов С. Р., **Коренной В. В.** Динамические особенности функционирования главных приводов станов продольной прокатки с учетом зазоров в сочленениях. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2015. № 7. С. 142–150.

19. Krot P. V., **Korennoy V. V.** Vibration diagnostics of rolling mills based on nonlinear effects in dynamics. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Динаміка і міцність машин*. 2016. № 26. С. 118–123.

Матеріали наукових конференцій:

20. Крот П. В., Даличук А. П., **Коренной В. В.**, Соловьев К. В. Вибродиагностика прокатных станов в диапазоне собственных частот колебаний. *Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики* : материалы 12-й ежегодной международной конференции (20–24 сентября 2004 г., г. Ялта). Ялта, 2004. С. 124–126.

21. Разработка автоматизированных систем мониторинга и вибродиагностики прокатных станов / П. В. Крот, И. Ю. Приходько, К. В. Соловьев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**. *Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики* : материалы

13-й ежегодной международной конференции (03–07 октября 2005 г., г. Ялта). Ялта, 2005. С. 89–93.

22. Вибродинамические процессы в клетях ШПС 1680 / С. В. Мацко, Д. В. Телюк, А. С. Шелудченко, В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**. Тезисы докладов МНТК / ред. В.В. Чигиринский и др. Запорожье : ЗНТУ, 2007. С. 56–57.

23. Статистический анализ нагрузок в клетях ШПС 1680 / В. В. Веренев, **В. В. Коренной**, А. П. Даличук, С. В. Мацко, О. В. Симененко, В. А. Яценко. *Нові матеріали та технології в металургії і машинобудуванні*. Запоріжжя : ЗНТУ, 2008. № 2. С. 145–148.

24. Опыт исследования динамических процессов в клетях ШПС 1680 / В. В. Веренев, **В. В. Коренной**, О. В. Симененко, С. В. Мацко, Д. В. Телюк, В. А. Яценко. *Обработка металлов давлением*. Краматорск : ДГМА, 2009. № 1(20). С. 316–320.

25. **Коренной В. В.** Моделирование динамических процессов в редукторах прокатных клетей. *Надежность и безопасность технологического оборудования» RSTE-2015* : международная научно-техническая конференция, Днепрпетровск, Украина, 26–29 октября 2015 г.

26. Krot P. V., **Korennoy V. V.** Nonlinear effects in rolling mills dynamics / Нелинейные проявления в динамике прокатных станов. 5-th International Conference on Nonlinear Dynamics, ND-KhPI2016, Kharkov, Ukraine, September 27-30, 2016.

27. **Коренной В. В.** Методика идентификации математических моделей переходных процессов в линии привода прокатной клетки. *Механіка машин – основна складова прикладної маханіки», частина 2* : матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції, Дніпро : НметАУ, 2017. С. 216–219.

28. Веренев В. В., Подобедов Н. И., **Коренной В. В.** Корреляционная связь статического и динамического моментов при захвате полосы валками. *Університетська наука – 2019* : тези доп. міжнар. науково-техн. конф. (м. Маріуполь, 16-17 травня 2019 р.) : в 4 т. / ДВНЗ «ПДТУ». Маріуполь, 2019. Т. 1. С. 73–75.

Патенти на винахід:

29. Пат. 86640 С2 Україна, МПК (2009) G01M 7/00 G01M 13/00. Спосіб визначення технічного стану зубчатого зачеплення редуктора лінії приводу прокатної кліті / В. В. Вереньов, А. П. Далічук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, О. В. Сімененко, А. О. Єрмоленко, Д. В. Телюк, С. М. Вишневецький, О. І. Войтович, О. Ю. Путнокі. № а 200702387 ; заявл. 05.03.2007 ; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.

30. Пат. 87575 Україна, МПК В21В 28/00. Спосіб визначення технічного стану ділянок лінії головного приводу першої кліті при безперервній прокатці заготовки у двох суміжних клітях / В. В. Вереньов, А. П. Далічук, **В. В. Коренной**, О. Ю. Путнокі, О. В. Сімененко, С. В. Мацко, В. О. Яценюк, О. С. Шелудченко, Д. В. Телюк, С. М. Вишневецький. № а 200712228 ; заявл. 05.11.2007; опубл. 27.07.2009, Бюл. № 14.

31. Пат. 101198 С2 Україна, МПК В21В 1/26 (2006.01). Спосіб гарячої прокатки заготовки / **В. В. Коренной**, А. П. Далічук, М. І. Подобєдов. № а 201100111 ; заявл. 04.01.2011; опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ З ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ, ВІДМОВ ТА ДІАГНОСТИКИ ОБЛАДНАННЯ ПРОКАТНИХ СТАНІВ. ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	28
1.1 Теоретичні та практичні дослідження динамічних процесів в обладнанні прокатних станів.....	28
1.2 Відмови механічного обладнання у клітях широкоштабових станів.....	32
1.3 Способи вібраційної діагностики механічного обладнання прокатних станів.....	42
1.4 Способи зменшення динамічних навантажень на механічне обладнання прокатних клітей	47
1.5 Постановка завдань наукових досліджень.....	51
1.6 Висновки до розділу 1.....	52
РОЗДІЛ 2. ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ І ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРОКАТНИХ КЛІТЯХ.....	56
2.1 Методика дослідно-промислових вимірювань динамічних і вібраційних процесів.....	56
2.2 Особливості моменту сил пружності під час захвату штаби прокатними валками.....	60
2.3 Методика обробки динамічного і статичного моменту сил пружності.....	67
2.4 Взаємозв'язок перехідних процесів моменту сил пружності і вібрації корпусного обладнання.....	71
2.5 Розробка методики визначення параметрів перехідного процесу моменту сил пружності лінії приводу прокатної кліті	73
2.6 Висновки до розділу 2.....	77
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ЛІНІЯХ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ.....	79

3.1 Еквівалентні розрахункові схеми та трьохмасова математична модель лінії приводу.....	79
3.2 Розробка математичної моделі лінії приводу, що включає зубчаті зчеплення та підшипникові опори редуктора і шестеренної кліті ...	86
3.3 Ідентифікація математичної моделі лінії приводу прокатної кліті і аналіз результатів моделювання.....	95
3.4 Дослідження динамічних характеристик та діагностичних ознак технічного стану лінії приводу прокатних клітей.....	109
3.5 Висновки до розділу 3.....	126
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА СПОСОБІВ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ.....	128
4.1 Визначення загального технічного стану лінії приводу за статистичними показниками вимірювань моменту сил пружності.....	128
4.2 Визначення технічного стану лінії приводу за швидкістю розповсюдження деформаційної пружної хвилі під час захвату штаби прокатними валками.....	135
4.3 Визначення загального технічного стану лінії приводу за сигналами датчика тиску у гідравлічній системі врівноваження верхнього робочого валка і датчика частоти обертання двигуна.....	140
4.4 Визначення технічного стану лінії приводу за відношенням періодів коливань сигналу електромагнітного моменту двигуна.....	147
4.5. Визначення технічного стану лінії приводу першої кліті при безперервній прокатці штаби у двох суміжних клітях.....	149
4.6. Визначення технічного стану лінії приводу прокатної кліті за допомогою реверсу електродвигуна.....	154
4.7 Висновки до розділу 4.....	158
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА НОВИХ СПОСОБІВ ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ.....	161
5.1 Зменшення динамічних навантажень за рахунок прикладання додаткового моменту, який виникає при розгоні опорного валка	161

5.2 Зменшення динамічних навантажень за рахунок прикладання додаткового моменту, який виникає при вирівнюванні вигнутої штаби...	166
5.3 Зменшення динамічних навантажень у клітках чистової групи за рахунок формування трапецеїдальної передньої частини розкату.....	172
5.4 Зменшення динамічних навантажень за рахунок реконструкції ліній приводу клітей чистової групи стану 1680.....	180
5.5 Висновки до розділу 5.....	187
ВИСНОВКИ.....	189
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	193
СПИСОК СКОРОЧЕНЬ	208
ДОДАТОК 1.....	209
ДОДАТОК 2.....	211
ДОДАТОК 3.....	214
ДОДАТОК 4.....	233
ДОДАТОК 5.....	235

ВСТУП

Актуальність теми. Прокатні стани відносяться до класу важких машин, обладнання яких десятиліттями працює в умовах дії періодичних ударних навантажень під час захвату метала валками. У цей період в залежності від технічного стану обладнання, обумовленого перш за все зносом та зазорами у з'єднувальних елементах лінії головного приводу валків, максимальний (піковий) динамічний момент у 3...5 разів може перевищувати момент у сталому режимі прокатки. Впровадження енергозберігаючих технологій, прокатка марок сталей з більшим спротивом при деформуванні, збільшення товщини слябів, підвищення швидкості прокатки та інше призводить до збільшення статичних та динамічних навантажень на прокатне обладнання, що у свою чергу впливає на розвиток зносу та зазорів, на кількість поломок та відмов деталей лінії приводу прокатних клітей. Для попередження останніх, існуючих стандартних способів та систем діагностики в сталому режимі роботи недостатньо, оскільки більшість з них не призначена для прокатних станів.

Актуальність роботи полягає у розробці та дослідженні нових способів визначення технічного стану обладнання, з урахуванням специфічних умов технологічного процесу, особливостей конструкції та режимів роботи прокатних станів. Особливе значення це має у зв'язку з прогресивною тенденцією переходу від планово-попереджувальних ремонтів до ремонтів по фактичному стану вузлів обладнання, що призведе до підвищення рівня обслуговування прокатних агрегатів та зменшить витрати на його обслуговування. Фактично мова йде про підвищення рівня управління технічною експлуатацією прокатного обладнання. Поряд з цим, незважаючи на певні технічні досягнення другою актуальною задачею залишається розробка нових способів зменшення ударних навантажень у лінії приводу під час захвату метала прокатними валками.

Таким чином, дослідні вимірювання енергосилових параметрів, розробка комплексної математичної моделі перехідних процесів у лінії приводу з метою їх більш глибокого вивчення, розробка способів визначення

кутових та радіальних зазорів у лінії приводу прокатної кліті та способів зменшення динамічних навантажень є актуальною **науковою задачею**.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основою дисертації є результати науково-дослідних робіт, які виконані в ІЧМ НАН України за безпосередньою участю здобувача у якості виконавця або відповідального виконавця: «Наукове обґрунтування, розробка і дослідження нових методів і способів вібродіагностики обладнання прокатних станів в нестационарних режимах роботи» (№ держ. реєстр. 0102U004733), «Розробка і впровадження систем і методів автоматизованого моніторингу динамічних навантажень та вібродіагностики пошкоджень прокатних станів для подовження ресурсу і підвищення безпеки експлуатації механічного обладнання та стабільності технології прокатки» (№ держ. реєстр. 0107U003702), «Аналіз відомих та пошук нових методів та способів зменшення динамічних процесів в прокатних станах» (№ держ. реєстр. 0110U002550), «Розробка діагностичної моделі і критеріїв визначення технічного стану редукторів прокатних станів» (№ держ. реєстр. 0111U001339), «Розробка алгоритмів і методів діагностики технічного стану обладнання на базі статистичних досліджень даних промислових вимірів динамічних процесів в прокатних станах» (№ держ. реєстр. 0113U001313).

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає у розробці способів визначення технічного стану та зменшенні динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей при захваті метала валками.

Для досягнення наведеної мети в роботі були поставлені та вирішені такі основні задачі:

- виконати аналіз відомих досліджень математичного моделювання перехідних процесів, способів і методів визначення технічного стану ліній приводу та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу;

- виконати дослідно-промислові вимірювання моменту сил пружності, силових та вібраційних параметрів обладнання лінії приводу при різному стані зносу та кутових зазорів та розробити метод визначення головних параметрів

перехідного процесу - величин першої та другої власної частоти коливань лінії приводу прокатних клітей;

- розробити комплексну математичну модель лінії приводу для визначення особливостей параметрів перехідних процесів з урахуванням конструктивних особливостей лінії приводу і кутових зазорів в універсальних шпинделях, зубчастих зчепленнях з'єднувальних муфт, редукторах, шестеренної кліті та радіальних зазорів у підшипникових опорах зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті;

- розробити метод визначення пружних параметрів трьохмасової розрахункової схеми лінії приводу з урахуванням виміряних власних частот коливань;

- визначити залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці від часу зростання і величини моменту технологічного спротиву;

- визначити нові показники динамічності перехідних процесів у обладнанні лінії приводу прокатних клітей;

- дослідити рух осей зубчастих коліс у радіальному зазорі підшипникових опор редукторів прокатних клітей чистової групи, які відрізняються різним розташуванням шестерні редуктора відносно його колеса, та встановити діагностичні показники зносу підшипникових опор зубчастих коліс редукторів і шестеренних клітей;

- встановити зв'язок максимального моменту сил пружності під час захвату штаби валками з моментом в сталому режимі прокатки;

- обґрунтувати, розробити та дослідити нові способи визначення технічного стану ліній приводу прокатних клітей;

- обґрунтувати, розробити та дослідити нові способи по зменшенню динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей

Об'єкт дослідження – перехідні процеси та ударні навантаження у лініях приводу прокатних клітей, їх зв'язок з технічним станом обладнання.

Предмет дослідження – кутові та радіальні зазори у лініях приводу прокатних клітей та їх вплив на перехідні процеси кінематичних та силових параметрів.

Методи дослідження. Моделювання перехідних процесів виконувались на основі метода, який розроблений С.М. Кожевниковим та його науковою школою. Додатково враховувались рівняння динаміки зубчатих зчеплень та осей шестерні, колеса і шестеренних валків у полі радіальних зазорів підшипникових опор, як динаміка матеріальної точки у ортогональній системі координат кільцевої пружності. Застосовувалися відомі методи математичного моделювання. Промислові дослідження проводилися безпосередньо на стані 1680 комбінату «Запоріжсталь», з використанням статистичних методів обробки даних масових вимірювань. Для визначення параметрів перехідних процесів використовувалася цифрова обробка сигналів та чисельне вирішення систем нелінійних алгебраїчних та диференціальних рівнянь.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Отримав подальший розвиток теоретичний опис перехідних процесів в обладнанні клітей широкоштабових станів гарячої прокатки, який полягає у тому, що вперше шляхом математичного моделювання та натурних вимірювань встановлено особливості динаміки зубчастих з'єднань та траєкторії руху у полі радіальних зазорів підшипникових опор осей зубчатих коліс редуктора та шестеренної кліті з різним конструктивним розташуванням шестерні відносно колеса. Показано різний напрямок переміщення осей зубчатих коліс редуктора та зусиль між зубцями і у підшипникових опорах редуктору. Запропоновано новий показник динамічності підшипникової опори, який дорівнює відношенню максимального значення зусилля реакції до сталого значення у режимі прокатки.

2. Вперше на базі численних вимірювань та шляхом математичного моделювання встановлено статистичну залежність максимального динамічного моменту у період захвату метала валками від моменту у сталому режимі прокатки у вигляді кореляційного поля точок, яке апроксимовано

лінійною залежністю, кут нахилу якої залежить від технічного стану – зносу та зазорів ділянок лінії приводу прокатної кліті.

3. Вперше розроблені, обґрунтовані і досліджені способи діагностування технічного стану обладнання лінії приводу валків з використанням параметрів перехідних процесів:

- за кутом нахилу лінійної апроксимації кореляційного поля максимальних динамічних і статичних моментів сил пружності;
- за швидкістю розповсюдження пружної деформації вздовж лінії приводу, з урахуванням руху ударної хвилі не тільки вздовж з'єднаних валів, а й згинання зубчатих коліс і передаточного відношення редуктору. Швидкість розповсюдження деформаційної хвилі поряд з часом запізнення реакції ділянок лінії приводу залежить від технічного стану – зносу і зазорів в зчленуваннях, що дозволяє підвищити точність діагностування;
- за співвідношенням першого періоду коливань моменту сил пружності на моторній ділянці, вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна;
- за сигналом тиску у гідравлічній системі врівноваження робочих валків та кутової швидкості двигуна;
- за часом запізнення реакції моменту сил пружності або вібрації корпусного обладнання першої кліті в режимі взаємодії двох клітей, коли відбувається захват штаби валками другої кліті.

4. Для уточнення величин пружностей ділянок у трьохмасовій рядній схемі лінії приводу використано момент сил пружності, що виміряний безпосередньо на прокатній кліті, у якому знаходять фактичні частоти власних коливань лінії приводу і з їх допомогою визначають скориговані параметри пружностей. Це дозволяє підвищити точність розрахунку динамічних навантажень і способів діагностування за допомогою математичного моделювання.

5. Запропоновані та досліджені нові способи зменшення динамічних навантажень під час захвату метала валками шляхом:

- зниження впливу зазорів за рахунок короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка;
- зниження впливу зазорів за рахунок згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання;
- формування трапецієвидної передньої частини штаби для чистової групи клітей;
- встановлення двигуна постійного струму у чистову групу стана 1680 і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблена комплексна математична модель лінії приводу, що дозволяє вести пошук залежності максимальних динамічних навантажень у крутильній системі і осях зубчатих коліс від зносу та кутових і радіальних зазорів з урахуванням різноманіття сортаменту та більш раціональніше визначати місця встановлення діагностичних датчиків.

Розроблені способи оцінювання загального технічного стану обладнання ліній приводу прокатних клітей за швидкістю розповсюдження деформаційної хвилі вздовж лінії приводу при захваті металу прокатними валками; за даними вимірювання тиску у гідравлічній системі врівноваження прокатних валків, параметрів вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна при захваті металу прокатними валками, за сигналами датчиків обертання деталей лінії приводу.

Розроблена методика визначення двох перших власних частот коливань лінії приводу прокатної кліті за даними промислових вимірювань моменту сил пружності та на її основі методика уточнення пружних параметрів розрахункової трьохмасової схеми лінії приводу прокатної кліті.

Розроблені способи зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей за рахунок: короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка (динамічна складова зменшується у 1,5-2,0 рази), згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання (динамічна складова зменшується у 1,4-1,9 рази), формування трапецієвидної передньої частини штаби (динамічна складова зменшується у 1,55-2,5 рази),

встановлення двигуна постійного струму і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини (динамічна складова зменшується у 1,9-2,1 рази).

Запропоновано для оцінювання динаміки два нових показники: від'ємний коефіцієнт динамічності ділянки лінії приводу (Кдв), що дорівнює відношенню моменту сил пружності при максимальному зворотному закручуванні до сталого моменту сил пружності та коефіцієнт динамічності підшипникової опори (Кдпо), що дорівнює відношенню максимального значення сили реакції опори до її сталої величини.

Розроблені нові способи діагностування технічного стану та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей рекомендовані до реалізації на ПАТ «Запоріжсталь» та захищені патентами України. Вони дозволяють збільшити ресурс прокатного обладнання та зменшити кількість його раптових відмов.

Результати роботи використані при дослідно-промисловій перевірці спрощеної діагностичної системи на широкоштабовому стані 1680 гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» та науково-технічних експертизах станів холодної прокатки Артемівського заводу по обробці кольорових металів (АЗОЦМ, м. Бахмут) і реверсивного стану холодної прокатки ТОВ «Модуль-Україна» (м. Кам'янець-Подільський).

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, які приведені у дисертації і винесені на захист, отримані здобувачем самостійно. У роботах, які опубліковані разом зі співавторами, особистий внесок здобувача полягав у наступному: проведення та обробка даних промислових досліджень [10, 23, 28], дослідження динамічних параметрів лінії приводів [12, 16, 22, 24, 25, 27], дослідження властивостей кутових та радіальних зазорів на математичних моделях лінії приводу прокатної кліті [4, 5, 9, 14, 15, 26], аналіз існуючих і розробка нових способів визначення технічного стану прокатного обладнання [1, 2, 3, 6, 7, 13, 17, 18, 19, 20, 21] та зменшення динамічних навантажень [8, 11, 31], розробка нових способів діагностування елементів лінії приводу прокатної кліті [29, 30].

Апробація результатів дисертації. Результати роботи і її основні наукові положення доповідалися на міжнародній конференції «Сучасні методи і засоби неруйнівного контролю та технічної діагностики» (м.Ялта, 2004 та 2005); міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 100-річчю зі дня народження С.З. Юдовича «Машини та пластична деформація металів» (м.Запоріжжя, 2007); міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та безпека технологічного обладнання» RSTE-2015 (м.Дніпропетровськ, 2015); 5-й міжнародній конференції з нелінійної динаміки ND-KhPI2016 (м.Харків, 2016); всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м.Дніпро, 2017); міжнародній науково-технічній конференції «Університетська наука» ДВНЗ «ПВНЗ» (м.Маріуполь, 2019).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані у 31 друкованому виданню: 19 статей у наукових виданнях, з яких 3 статті індексуються в міжнародній наукометричній базі Scopus, 9 статей у наукових фахових виданнях, 7 статей у наукових періодичних виданнях; 9 тез доповідей на наукових конференціях, 3 патента України.

Об'єм і структура роботи. Дисертація складається з титульного аркуша, анотації, змісту, вступу, п'ятих розділів, висновків, списку використаних джерел із 141 найменувань, списку скорочень та 5 додатків. Загальний об'єм роботи складає 235 сторінок, зокрема 208 сторінок основного тексту, 91 рисунок, 26 таблиць, 27 сторінок додатків.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ З ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ, ВІДМОВ ТА ДІАГНОСТИКИ ОБЛАДНАННЯ ПРОКАТНИХ СТАНІВ. ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ - ДОСЛІДЖЕННЯ.

1.1 ТЕОРЕТИЧНІ ТА ПРАКТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ОБЛАДНАННІ ПРОКАТНИХ СТАНІВ

Питаннями природи виникнення та характеристик перехідних процесів у прокатних станах, зокрема крутильних коливань пружно-масових систем присвячено монографії та статті як вітчизняних, так і зарубіжних дослідників. Теоретичні дослідження динамічних процесів в прокатних станах закладені у наукових працях С.М. Кожевнікова та розвинені у роботах Ф.К. Іванченко, Р.Ш. Адамії, С.Л. Коцаря, практичні дослідження наведені у роботах В.І. Большакова, І.І. Леєпи, А.В. Празднікова, В.Д. Плахтіна, В.В. Вереньова, П.В. Крота та інших.

Теоретичні основи динаміки важких машин, здебільшого на прикладі прокатних станів, викладено у монографії [1], розвинені і систематизовані у роботі [2]. Розроблена та успішно використовується і вдосконалюється методика дослідження динаміки нелінійних електромеханічних систем з пружними зв'язками. У роботі [3] розглянуті умови експлуатації основного та допоміжного обладнання прокатних цехів, та на їх основі запропоновано методики розрахунку міцності та довговічності деталей обладнання. Розроблено метод динамічного розрахунку основних ліній, у якій моменти сил пружності записані у безрозмірних (відносних) параметрах [4]. Досліджені фактори, що впливають на динаміку, а також конструктивні та технологічні способи її зменшення [5]. На основі результатів експериментальних досліджень у монографії [6] проаналізовано вплив на динамічні процеси механічних систем багаторухових та групових приводів. Виявлено вплив нелінійних коливань на динамічні характеристики машин. Авторами роботи [7] розроблена методика оптимізації перехідних процесів за коефіцієнтом

динамічності та за часом згасання пружних коливань.

У роботі [8] визначено жорсткість електромагнітного зв'язку ротор-статор синхронного двигуна і запропоновано розглядати цей зв'язок як лінійно-пружній. Виявлено, що максимальне значення коефіцієнта динамічності визначається не зміною моменту прокатки у часі, а тривалістю його наростання. Приведені методики розрахунків технологічних варіантів зменшення динамічних навантажень.

Властивості динамічних процесів у прокатних станах вивчали також закордонні науковці. На прикладі лінії приводу з редуктором, яка представлена 8-ми масовою рядною системою, аналізувався вплив жорсткості ділянки двигун-редуктор на величину коефіцієнта динамічності [9]. Вказано, що жорсткість ділянки має бути змінена у 2-3 рази для суттєвого зменшення динаміки. У роботі [10] на прикладі 12-масової розгалуженої моделі зі здвоєним приводом відзначено вплив зазорів на динамічні навантаження. Показано, що демпфування мало впливає на пік моменту сил пружності. Розглянуто зв'язок мінімізації динамічних навантажень з місцем встановлення пружної муфти [11]. Наводяться ділянки лінії приводу, де це дає найбільший ефект. У роботі [12] проаналізовано вплив конструкції з'єднувальних муфт на величину пружності ділянок лінії приводу. У статті [13] запропонований систематизований технічний підхід до проектування нових технологічних машин при різних електромеханічних характеристиках електроприводів. Математичне моделювання, як метод дослідження, застосовується у роботі [14]. Визначено вплив ступеню розкриття зазорів до моменту захвату на динамічні навантаження, а також те, що зі збільшенням моменту прокатки коефіцієнт динамічності зменшується. Отримана залежність коефіцієнта динамічності від відношення двох власних частот трьохмасової системи та визначена верхня межа коефіцієнта динамічності [15]. Виявлено важливу властивість, що при сталих моментах інерції є таке відношення пружностей, при якому коефіцієнт динамічності досягає максимального значення, отже, одній величині коефіцієнта динамічності відповідають два значення відношення пружностей [16].

Теоретичні розрахунки перевірені на діючому прокатному обладнанні під-час низки масштабних експериментальних досліджень прокатного обладнання металургійного комбінату «Запоріжсталь». Були виміряні крутильні моменти у клітях 5-10 чистової групи стану 1680 на проміжному валу моторної муфти та універсальних шпинделях [17], на головних шпинделях лінії приводу вертикальних валків слябінгу 1150 [18] і на корінному валу та універсальних шпинделях стану 2800 полистової прокатки [19]. Виявлено однозначний зв'язок динамічних навантажень із величиною кутових зазорів у лініях приводу прокатних клітей. Через деякий час були повторно виміряні навантаження у клітях 5-10 чистової групи стану 1680 [20]. Автори звертають увагу на величину зазору у шпиндельному шарнірі та форму передньої кромки штаби, як факторів, що впливають на динамічну складову навантаження.

Цікаву особливість має момент технологічного опору на штабових станах. Всупереч звичній уяві властивості моменту прокатки плоских профілів, у процесі захвату металу валками він може перевищувати значення, що встановилося. Вперше цей факт був помічений у роботі [21], при експериментальних дослідженнях навантажень розширювального прокатного стану 2800 холодної прокатки. Автор пояснює природу цього явища збільшеним обтисканням переднього кінця заготовки, внаслідок пружини кліті, та одночасним збільшенням плеча докладання зусилля прокатки. У той же час дослідники стану 1680 гарячої прокатки [17] пояснюють цей ефект прискореним охолодженням переднього кінця гарячої штаби. Вочевидь, на станах гарячої прокатки спостерігається одночасний прояв цих чинників, що призводить до збільшення моменту прокатки при захваті штаби.

Досвід співробітників ІЧМ, який отримано при теоретичних [22] та експериментальних [23] дослідженнях прокатних станів, складання розрахункових схем, їх математичного опису систематизовані у статті [24]. Розглянуто результати вимірювань перехідних процесів в головних приводних лініях валків клітей стану 1680 (м.Запоріжжя), 1700 (м.Маріуполь) та 2000 (м.Липецьк) [25]. Наведено порівняльний аналіз крутильних коливань на

моторній та шпindelній ділянках, що виникають у лінії приводу при захваті металу валками. Відзначаються перехідні процеси з амплітудою, що збільшується, із зоною нечутливості (розрив пружного зв'язку), з навантаженням у від'ємну область (замикання зазору у зворотній бік). Зроблено висновок про доцільність збільшення відношення перших частот, про розкриття та замикання кутових зазорів у лінії приводу, внаслідок чого система розпадається на автономні коливальні підсистеми, що позначається на величині динамічних навантажень. У роботі [26] на основі вимірювання встановлено, що спочатку навантажується нижній, а потім верхній шпindel прокатної кліти 7 чистової групи стану 2000. Автор пояснює це різними величинами зазорів у шпинделях при захваті і як варіант зменшення навантажень, пропонує методику підбору робочих валків по діаметру.

На базі великої кількості промислових вимірювань динаміки, наведено та проаналізовано частотні властивості чорнових та чистових клітей стану 1680 (м.Запоріжжя), стану 1700 (м.Тімертау), стану 1700 (м.Маріуполь), стану 2000 (м.Липецьк) [27]. Запропоновано критерії, що задовольняють нормальному рівню динаміки в кліті: відношення двох нижчих власних частот має бути більше 1.8, перша власна частота має бути менше 10 Гц. Результати експериментальних досліджень динамічних процесів в прокатному обладнанні при взаємодії суміжних клітей через штабу, узагальнено в публікації [28]. У статті [29] наведено особливості динамічної взаємодії головних ліній клітей через товсту штабу при прокатці одночасно у двох клітях. Зроблено висновок про відсутність зв'язку коливальних сил струму та моменту сил пружності у перехідному режимі.

Вперше на діючому обладнанні досліджено вплив податливого елемента на жорсткість рядної механічної системи з урахуванням можливого відхилення пружних параметрів від номінальних значень [30]. На базі промислових вимірювань у роботі [31] показано, що при захваті металу валками у всіх системах прокатної кліти (станина, подушки валків, корпус шестеренної кліти і редуктор) виникають коливальні процеси. Основною частотою цих коливань є частота власних коливань пружної крутильної

системи лінії головного приводу. Встановлений взаємозв'язок коливальних процесів у рядних системах дозволяє використовувати цю особливість для діагностики технічного стану обладнання прокатної кліті.

За останні 15 років співробітниками Інституту чорної металургії за участю здобувача одержані нові важливі результати дослідження динаміки прокатних станів. По-перше, це стосується масових вимірювань на діючих станах, що раніше мало практикувалось, одержання різноманітних видів перехідних процесів, пов'язаних з технічним станом обладнання та технологією [32...35]. По-друге, одержані нові наукові результати за допомогою математичного моделювання перехідних процесів [36...37]. Вперше математичне моделювання здійснювалось шляхом рішення системи диференціальних рівнянь в абсолютних значеннях перемінних з урахуванням зносу і зазорів та технологічних параметрів прокатки.

1.2. ВІДМОВИ МЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ У КЛІТЯХ ШИРОКОШТАБОВИХ СТАНІВ.

У рамках поточної роботи здійснили збір даних про відмови та поломки обладнання ряду широкоштабових станів гарячої прокатки: стану 1700 Карагандинського металургійного комбінату (КарМК, м.Тімертау, Казахстан), стану 1700 Маріупольського металургійного комбінату (МарМК, м.Маріуполь), стану 1680 Запорізького металургійного комбінату (ПАТ «Запоріжсталь», м.Запоріжжя). Дані бралися безпосередньо з агрегатних журналів механічного та технологічного обладнання відповідних цехів. Ступінь повноти запису обслуговуючим персоналом у кожному цеху різна. Причина поломки вказується тільки в тому випадку, якщо вона відноситься до явних порушень технології прокатки: збільшене обтиснення у прокатній кліті, низька температура прокатки, недотримання швидкісного режиму в чистовій групі клітей, подвійна прокатка та ін. Привертає увагу різна кількість записів по кожній кліті: більше у перших (найбільш навантажених) клітях і менше - у наступних. Часто записують стан обладнання – знос посадкових місць,

величини зазорів у шпинделях, тощо. Нижче наведено перелік деяких поломок та формулювань про причини запису в журналах.

Стан 1700, КарМК, кліть 5 (період - 12 місяців).

Редуктор

Порвало шпильки кріплення кришки підшипникової опори, зруйнувався підшипник на валу 2-ї ступені.

Порвало зубчастий бандаж на шестерні 2-ї ступені. Розірвало кришку редуктора і розчавило підшипник на валу 1-ї ступені.

Ослаблені шпильки кріплення редуктора. Тріщини на кришці редуктора.

Пластична деформація шпильок кріплення підшипникової опори 2-ї ступені.

Порвало зубчастий бандаж з лівого боку на 2-й ступені.

Зрізало зуби на муфті проміжного валу.

Знос шийки валу 2-ї ступені, виплавився бабіт.

Зруйнувався підшипник з неприводного боку 1-ї ступені, великий знос шийки валу.

Встановили зубчасті вали 1-ї та 2-ї ступені на підшипники кочення.

Постійний шум на 1-й ступені з боку машинного залу.

Обірвало 2-і шпильки кріплення на 2-й ступені з боку кліті.

Послабилося кріплення кришок підшипникових опор 1-ї та 2-ї ступені.

Виявлено тріщини на корпусі редуктора.

Шестеренна кліть

Ослабли анкерні болти.

Пластична деформація болтів фіксації верхнього шестеренного валка.

Обривало 3 рази фіксуюче кільце верхнього шестеренного валка.

Знос підшипників шестеренного валка.

Шпиндельний пристрій

Поломка сухаря верхнього шпинделя у робочого валка (5-ть разів).

Часті заміни універсальних шпинделів через знос бронзових вкладишів.

Електропривід

Розбивалися фундаменти під головним електродвигуном, поломки стійок кріплення статора двигуна. Під проміжний вал моторної муфти встановили

проміжну опору. Спостерігається поломка болтів кріплення проміжної опори.

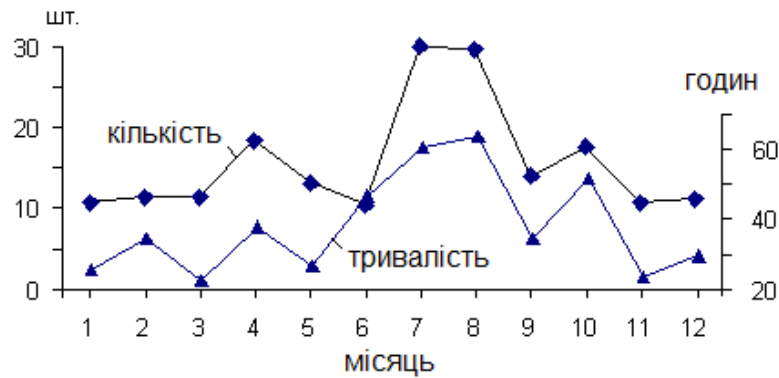


Рисунок 1.2.1 - Кількість та тривалість простоїв стану 1700 (КарМК, м.Тімертау, Казахстан) протягом 12 місяців.

У червні-серпні спостерігалось найбільше простоїв, майже один раз на добу стан зупинявся загалом на 2 години. Кількість простоїв ніколи не буває менше 10-и, що дозволяє оперувати цією цифрою як мінімально допустимою при нормальній роботі стану. Причини простоїв різні: відмова механічного обладнання, несправності гідравлічної системи, заклинювання або захват штаби у чистовій групі або штаби на моталках. Інформативність графіка полягає у наявності фактів простоїв (їх кількості та тривалості), які можливо зменшити за наявності діагностичної системи.

Стан 1700, МарМК (період – 3 роки).

Найчастішими відмовами є поломки прокатних валків. Одночасно із цим мали місце великі аварії з поломками шийок зубчастих коліс шестеренних клітей, редукторів, універсальних шпинделів, зубчастих муфт, що супроводжувалися тривалими простоями окремих клітей. У роботі [38] наведені дані про кількість відмов по клітях, які подали у вигляді графіка (рис. 1.2.2).

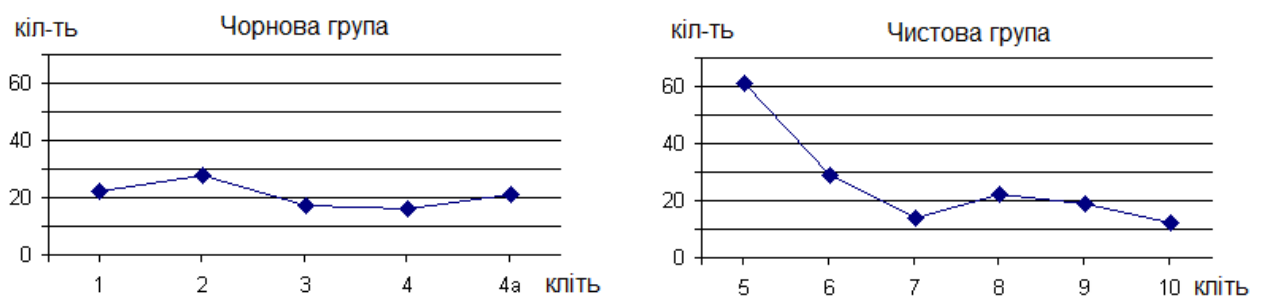


Рисунок 1.2.2 - Кількість відмов по клітям стану 1700 (м.Маріуполь) протягом трьох років.

Найбільше відмов (приблизно 40%) припадає на першу кліть чистової групи – кліть 5. В інших клітках чистової групи відсоток відмов був приблизно однаковий, від 8% у кліті 10 (найменш навантаженої) до 17% у кліті 6. У свою чергу в чорновій групі клітей немає явного лідера по поломках, їх частка відмов знаходиться приблизно на одному рівні - 18-20%. Лише трохи виділяється кліть 2, з її 27%, що пов'язано з ненадійною роботою шестеренної кліті (частий вихід з ладу підшипників).

Виходячи з аналізу кількості відмов по клітках, можна припускати наявність великих динамічних навантажень в кліті 5 стану 1700. Це викликано тим, що перед кліттю передній кінець штаби обрізається і задається рівним прямокутником у кліть. Для такої кліті особливо актуальними стає розробка способів зменшення динамічних навантажень під час захвату штаби прокатними валками.

Стан 1680, ПАТ «Запоріжсталь» (1998 - 2007 рр.)

Основний стан дисертаційної роботи. Практично всі виміри проводилися на цьому стані, теоретичні дослідження переважно виконувалися на його прикладі та характеристиках його обладнання. Усі технічні рішення розроблялися стосовно цього стану.

На базі даних, отриманих з агрегатного журналу стану 1680, виконано аналіз відмов його обладнання за 11 років експлуатації з 1998 по 2007 роки. Більшість відмов механічного обладнання припадає на редуктори ліній приводів. Фіксувалися дата і найменування нових деталей редукторів чорнових і чистових груп прокатних клітей. В агрегатних журналах стану 1680 наведена найбільш повна інформація про поломки, відмови, знос та заміни обладнання. За період з 1998 по 2002 р.р. (54 місяці) у семи клітках (від дуо до кліті 6) сталося 28 відмов редукторів: в основному поломка підшипників та зубчастого зчеплення. Це призводило до заміни вхідної вал-шестірні, проміжного блоку та вихідного тихохідного колеса. До зупинок та обслуговування редуктора приводили знос у підшипниках кочення, ослаблення кріплення корпусних елементів, наявність тріщин на зубах, на бандажі, на ободі коліс, наявність великого пітінгу на поверхні зубів.

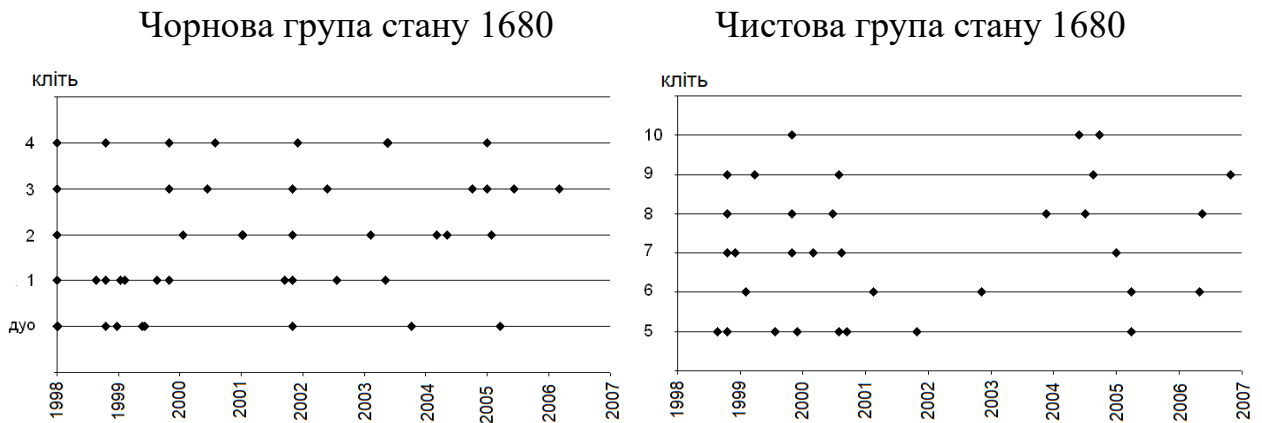


Рисунок 1.2.3 – Ремонтне обслуговування прокатних клітей стану 1680, яке включало заміну елементів редукторів лінії приводу.

На рисунку 1.2.3 точками позначені події, коли виконували технічне обслуговування редукторів (включаючи заміну при поломках) із зупинкою стану (кліті). За цей період роботи стану 78 разів робили заміну тих чи інших елементів в редукторах всіх клітей (у чорновій групі 43 рази, щорічно в середньому 5 разів на рік для однієї кліті, в чистовій – 35 разів, у середньому 3 рази на рік для однієї кліті). Загалом такі події як аварія в журналах записані 36 разів. Заміна шпинделів у кожній кліті проводиться по мірі зносу бронзових вкладишів. Сталося 5 поломок вкладишів і 1 поломка власне шпинделя (у кліті 6). У шестеренних клітях зафіксовані знос елементів, поломки підшипників, ослаблення кріплення кришки шестеренної кліті.

Так, загалом було замінено 102 деталі редуктора: вал-шестірні, блоки і зубчасті колеса редукторів (76 випадків заміни деталей по всіх клітях). Середнє значення величини напрацювання деталей редукторів для стану становить 39 діб. Тобто, приблизно 1 раз на 1,5 місяці для потреб цеху необхідно було купувати і встановлювати дорогі механічні запчастини.

Кліть дуо. 7 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено два одноступінчасті редуктори. Найбільша частота відмов припадає на перший редуктор (ЦГЗ-140), у якому змінили 5 вал-шестерен, 3 колеса і 1 корпус, у другому редукторі (ЦГЗ-240) – 1 вал-шестерню, 2 колеса і 1 корпус (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-140 (292 – 67 – 149 – 2110);

ЦГЗ-240 (1398).

Кліть 1. 11 разів здійснювали заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено двоступінчастий редуктор (ЦДЧ-600). За цей період поміняли 5 вал-шестерен, 8 блоків, 5 коліс і корпус. Кілька разів проводилася заміна корпусних шпильок (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦДЧ-600 (232 – 61 – 86 – 29 – 191 – 72 – 689 – 45 – 268 – 289)

Кліть 2. 8 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено двоступінчастий редуктор (ЦДЧ-400). За цей період поміняли 5 вал-шестерен, 5 блоків і 2 колеса. Одного разу здійснили заміну кришки підшипникової опори (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦДЧ-400 (749 – 354 – 292 – 466 – 393 – 64 – 267)

Кліть 3. 8 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено двоступінчастий редуктор (ЦДЧ-320). За цей період поміняли 7 вал-шестерен, 6 блоків і 1 колесо. Одного разу здійснили заміну всього корпусу (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦДЧ-320 (666 – 229 – 505 – 207 – 863 – 91 – 158 – 270).

Кліть 4. 6 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-1944). За цей період замінили 5 вал-шестерен і 2 колеса. Одного разу здійснили заміну шпильки та кришки підшипникової опори (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-1944 (292 – 375 – 274 – 491 – 536 – 591).

Кліть 5. 7 разів робили заміну елементів редуктора, що відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-2568). За цей період змінили 6 вал-шестерен і 1 колесо (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-2568 (57 – 277 – 130 – 243 – 48 – 413 – 1247).

Кліть 6. 6 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-1776). За цей період поміняли 5 вал-шестерен і 3 колеса (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-1776 (742 – 630 – 875 – 398 – 403).

Кліть 7. 6 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-1440). За цей період змінили 4 вал-шестерні та 1 колесо. Одного разу здійснили заміну шпильки кріплення корпусу (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-1440 (47 – 329 – 127 – 167 – 1601).

Кліть 8. 6 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-1128). За цей період змінили 3 вал-шестерні і 4 колеса (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-1128 (375 – 239 – 1244 – 233 – 680).

Кліть 9. 6 разів робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-984). За цей період змінили 3 вал-шестерні і 6 коліс (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-984 (158 – 491 – 1483 – 802 – 761).

Кліть 10. 3 рази робили заміну елементів редуктора, які відмовили. У лінії приводу цієї кліті встановлено одноступінчастий редуктор (ЦГЗ-924). За цей період змінили 2 вал-шестерні та 3 колеса (в дужках – кількість днів без ремонту).

ЦГЗ-924 (1676 – 121).

У роботі [39] наведено аналіз причин аварій на прокатних станах за більш ранній період роботи. Зазначено, що аварійні простой листопрокатних станів через поломки шпіндельних вузлів становлять 12-15% від загальної кількості простоїв у результаті виходу з ладу механічного обладнання стану. Поломки елементів шарнірів (вкладишів, пальців, лопатей і вилок) становлять загалом незначну частку від кількості відмов через знос робочих поверхонь, проте вони, зазвичай, викликають триваліші простой прокатних клітей. Руйнування головки шпинделя (характерний злам поздовж розвиненої втомної тріщини) кліті дуо стану 2350, наприклад, викликало простій протягом 7 годин і втрату виробництва приблизно 600 т прокату. Порівнюючи загальну

ситуацію щодо поломок, відмов обладнання та простоїв листопрокатних станів за різні періоди, приходимо до висновку, що становище з обладнанням та його стійкістю практично не змінилося. Це ще раз підкреслює, наскільки необхідно мати на станах системи діагностування технічного стану.

Відома робота по відмовам зубчатих муфт, у яких від навантаження відбувається знос зубів та характерна їх деформація із загостренням вершин (недостатня твердість) [40]. У той же час трапляються поломки порівняно мало зношених зубчастих втулок. Найбільш ймовірними причинами таких поломок є ударний характер навантаження зубів під час захвату штаби, що обумовлюється значними кутовими зазорами зубчастої муфти. У разі навантаження прокатної кліті найбільш ймовірними є поломки робочих валків, які мають найменший запас міцності. Їм характерні такі види відмов: руйнація тріфрових хвостовиків (42%), злам по шийці (38%), пошкодження поверхні бочки валка (15%) і злам по бочці (5%). Поломки хвостовиків та шийок валків трапляються, як правило, під кутом 45 градусів до осі валка. В результаті виникають великі навантаження та поздовжні розпираючі зусилля, які діють на підшипники робочих валків та шестеренної кліті. Навіть після відключення приводу під час аварійної поломки робочого валка, пошкодження отримали стійки системи врівноваження шпиндельного вузла [40].

Пошкодження зубчастих передач у редукторах та шестеренних клітях супроводжується найбільш тривалими простоями прокатних станів, оскільки потрібний додатковий демонтаж корпусних елементів. Відзначають втомні поломки зубів через неприпустимий знос поверхні зубів, а також поломки, які викликані одноразовим прикладанням занадто великого статичного навантаження [41]. Особливістю втомних поломок зубів є їх раптовість при нормальній роботі кліті. Відмічено пошкодження робочої поверхні зубів, появу та розвиток тріщин та розривів на ободі бандажа зубчастого колеса. Має місце знос підшипників шестеренних валків, що на одній із клітей становило близько 5-6 мм.

Дослідження поломок підшипників кочення на широкоштабовому стані гарячої прокатки заводу Беккерверт, фірми Тіссен, показало, що довговічність

підшипників у шестеренних клітях коливається у межах 3-6 років. При цьому витрати на ремонт були потрібні не лише тому, що за 17 років експлуатації вийшли з ладу 55 підшипників кочення і їх заміна супроводжувалася додатковим налаштуванням обладнання, а й на усунення вторинних пошкоджень, спричинених потраплянням деталей підшипників кочення в зубчасте зачеплення або „заїданням” зовнішнього кільця підшипника [42].

Суттєві ударні навантаження в редукторі призводять до появи та розвитку тріщин на корпусі, особливо у різьбових з'єднаннях фундаментних болтів та до руйнування фундаменту. Відмічено, що протягом одного року анкерні болти редуктора руйнувалися 6 разів [43]. З цієї причини на стані 1700 (м.Маріуполь) чавунні корпуси редукторів клітей чорнової групи замінили на сталеві.

Грунтовно проаналізовано роботу стану 1700 (м.Маріуполь) та проведено дослідження надійності окремих його машин та вузлів [44]. Найбільша кількість відмов припадає на валки та їх опори (29% від кількості та 31% за тривалістю), системи гідравлічного врівноважування валків та шпинделів (18% від кількості та 15% за тривалістю) та моталки, кантувачі рулонів та гідроприймачі (14% від кількості та 16% за тривалістю). Зроблено висновок, що тривалість безвідмовної роботи обладнання практично не залежить від часу, що минув після ремонту, а кількість відмов у середньому в рівні проміжки часу приблизно однакова, незалежно від того, чи відраховуються ці проміжки від початку роботи стану після ремонту або від будь-якого іншого моменту із включенням у цей проміжок часу самого ремонту.

В роботі [45] наводиться статистика щодо відмов обладнання стану 1680 та заходів поліпшення технічної експлуатації при новій технології транзитної прокатки. При існуючій системі експлуатації терміни технічного обслуговування встановлюються на періоди очікуваних технологічних зупинок стану або після аварійних відмов (ушкоджень). Характер зміни відносних коефіцієнтів відмов показує, що найбільше відмов відбувається у приводах клітей стану, насамперед у таких вузлах, як редуктори та

універсальні шпинделі.

Проаналізовано показники роботи та поломки механічного обладнання чорнової групи стану 1680 ПАТ «Запоріжсталь» [46]. У період із 1988 по 2002 роки було зафіксовано 232 випадки раптової відмови обладнання (рис. 1.2.4).

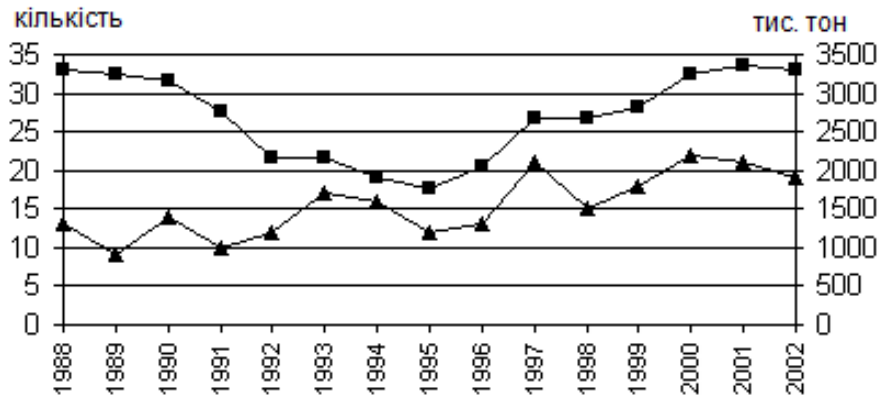


Рисунок 1.2.4 – Кількість поломок (▲) механічного обладнання чорнових клітей стану 1680 ПАТ «Запоріжсталь» та продуктивність стану 1680 (■) по рокам.

Наявність даних про продуктивність стану підвищує якість аналізу. З даних рисунку 1.2.4, не проглядається залежність кількості поломок від продуктивності стану. На початок 2000-х років кількість поломок збільшилася у 1,5 - 2 рази, тоді як продуктивність стану після деякого спаду повернулася на колишній рівень.

Тенденція поломок пов'язана із впровадженням енергозберігаючих технологій. Їх випадкова кількість, відсутність однозначної залежності від продуктивності стану, свідчить про велику роль динамічних навантажень, що неминуче виникають при прокатці металу. Зменшення рівня динамічних навантажень позитивно вплине на ресурс основного технологічного обладнання. За останні роки у зв'язку з тенденцією зростання попиту на гарячекатаний лист з марганцевих сталей, а також рулонну сталь завтовшки 2 мм і менше, на стані 1680 їх випуск збільшено до 25 % від загального обсягу виробництва. Зменшення товщини готових штаб призводить до збільшення статичного моменту прокатки та загальної навантаженості клітей, як у чистовій, так і у чорновій групі прокатних клітей.

1.3. СПОСОБИ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ МЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ПРОКАТНИХ СТАНІВ.

Протягом останніх 15-20 років значно зросла кількість вітчизняних та зарубіжних публікацій з технічної діагностики прокатного обладнання. Це пов'язано з тим, що обслуговування технологічного обладнання по системі планово-попереджувальних ремонтів (ППР) дедалі менше виправдовує себе. ППР засновані на емпіричному підході до їх проведення [47, 48], коли ремонти проводять на основі досвіду експлуатації станів та термінів служби деталей, що регламентуються.

Новим напрямом є технічне обслуговування по фактичному стану обладнання, що економічно суттєво ефективніше за ППР. Знання фактичного стану деталей і вузлів базується на системах технічного діагностування, за допомогою яких визначають ступінь зносу елементів, появу пошкоджень, зародження тріщин і т.п. Для успішного застосування систем технічної діагностики необхідні способи діагностування, які дозволяють на підставі вимірювань встановити стан вузла або деталі. У зв'язку з цим актуальним напрямом досліджень є розробка способів діагностування, встановлення параметрів, пов'язаних з технічним станом обладнання.

Основні способи діагностування передбачають отримання інформативних даних під час стаціонарної роботи обладнання – постійна швидкість та технологічне навантаження. Наприклад, для підшипників кочення розроблено формули (по суті, математичні моделі) для розрахунку частот збурень від тіл кочення, сепаратора, зовнішнього та внутрішнього кільця, залежно від частоти обертання [49]. В основному алгоритми діагностування засновані на виділенні та аналізі компонентів спектра на основних частотах збудження коливань у підшипнику. Використовується метод діагностики по ударним імпульсам, у якому підшипник сприймається як генератор випадкових імпульсів. Застосовуються також способи, засновані на оцінці ексцесу розподілу сигналу за рівнем у декількох частотних діапазонах коливань на резонансних частотах та амплітудної складової, що огинає вібраційний сигнал [49]. Досить повно розроблено способи

діагностування зчеплень зубчастих передач [50]. Тут також використовуються формули (математичні моделі зубчастих зчеплень) для визначення величин амплітуд основних частот збурень.

Способи діагностування прокатних станів, які застосовуються, багато в чому є стандартними і засновані на порівнянні виміряного рівня вібрацій із рівнем, що допускається. На дротовому стані Шифланже (Люксембург) змонтовано 30 датчиків коливань [51]. Сигнал кожного датчика порівнюється з різними ступенями сигналу тривоги (попереджувальним і основним) і у разі перевищення граничного значення рівня вимірюваного сигналу відображається на дисплеї поста управління. Рівень сигналу тривоги для кожного вузла, де встановлений датчик, визначили на підставі стандартів або дослідним шляхом. З часом, за потребою, рівні коригувалися. Фірмою Voest-Alpine Stahl Linz у 1998 році розроблено та впроваджено систему контролю високочастотної вібрації обладнання п'ятиклітьового стану холодної прокатки, а також електричних параметрів двигунів [52]. Здійснюється цифрова обробка сигналів вібрації подушок прокатних валків. У разі виявлення небезпечних симптомів автоматично зменшується швидкість прокатки до безпечного рівня. Аналогічна обробка здійснюється для редукторів, зубчастих шпинделів та змотувальних пристроїв. Графічний інтерфейс системи схематично зображує всі контрольовані вузли з місцями встановлення датчиків. Колірна візуальна градація технічного стану вузлів розбита на три рівні – зелений (хороший), жовтий (задовільний), червоний (аварійний). Періодично здійснюється тестування датчиків еталонним сигналом. На сервері передбачено архівацію, візуалізацію та підготовку інформації для видачі мережевим клієнтам. Наводиться узагальнюючий параметр, що характеризує загальний технічний стан однієї прокатної кліті на основі циклічної діагностичної величини алгоритм підрахунку якого не наводиться. Як повідомляється, система сприяла зменшенню впливу підвищених коливань на обладнання та готову продукцію.

Цією ж компанією встановлена система діагностики на реверсивній кліті стану гарячої прокатки, що визначає дефекти штаби від роботи опорних

валків. Вібраційні датчики встановлені на верхній поперечині станини прокатної кліті. Високий рівень перешкод та низька частота обертання не заважають системі нормально функціонувати. Визначення діагностичної ознаки здійснюється цифровим фільтруванням головного сигналу. Повідомляється, що під час пуску та налаштування апаратури виявлено дві несправності та успішно ліквідовані.

Основним завданням системи спостереження RoCoCo є своєчасне розпізнавання технічного стану обладнання, що впливає на якість продукції прокатного стану фірми SMS Demag AG [53]. Система складається з трьох підсистем: Midas (Mill Diagnostic System) – система спостереження за коливаннями; DTECT – система спостереження за роботою підшипників та діагностики редукторів; TAS (Torque Analyzing System) – система спостереження за крутними моментами. Система Midas реєструє та аналізує високочастотні коливання прокатних клітей за допомогою датчиків вібрації, що здійснює вимірювання у трьох напрямках. Контролюється допустимий рівень вібрації. Сигнали можна вимірювати з частотою до 10 кГц та будувати їх амплітудно-частотні характеристики. В систему надходять додаткові інформаційні параметри – частота обертання та діаметри валків, зусилля прокатки та параметри підшипників кочення. Система TAS стежить за крутним моментом, в приводних лініях клітей і моталок, використовує при цьому тензометричні датчики, що наклеєні на вал. При цьому частота реєстрації моменту сягає 1000 Гц, що достатньо, враховуючи спектр власних коливань (10-100 Гц). У системі передбачено обчислення швидкого перетворення Фур'є, для кожного циклу навантаження, зберігати пікові та порогові значення, із аналізу яких визначається технічний стан обладнання та якість прокату. Система D-TECT діагностує велику кількість підшипників кочення редукторів лінії приводу. Обробка сигналу ведеться за допомогою методу кривої, яка огинає вершини амплітуд вихідного сигналу. Дефектний підшипник редуктора можна виявити на ранній стадії, внаслідок чого його вдається замінити при найближчій плановій зупинці. Система D-TECT дозволяє підключити до себе до 256 датчиків. Через певні інтервали часу

проводяться виміри вібрації опори, частоти обертання, навантаження на підшипник та зусилля прокатки в кліті. Повідомляється, що вартість системи можна порівняти з вартістю кількох рулонів сталі.

Слід зазначити, що конкретні способи діагностики, діагностичні ознаки та алгоритми, правила розпізнавання та ідентифікації технічного стану прокатного обладнання у вітчизняних та зарубіжних публікаціях, не надаються і не розголошуються. У багатьох публікаціях звертається увага на можливості сучасних систем моніторингу та діагностики обладнання, на важливість, необхідність та ефективність їх застосування [54, 55, 56].

Аналіз опублікованих наукових праць [57...64] з діагностики обладнання прокатних станів, а також довідника [65] та монографії [32] із загальної технічної діагностики машин, показали її широкі можливості та необхідність розробки діагностичних рішень для конкретних вузлів прокатних клітей з урахуванням умов їх роботи. Раніше виконані дослідження вібродинамічних процесів у прокатних клітях, результати аналізу факторів, що найбільше впливають на динаміку, а також ряд міркувань з можливих способів діагностики дозволили конкретизувати завдання та сформулювати основні питання, що розглядаються у роботі.

Автор обрав собі за мету розробити нові способи діагностування обладнання прокатних станів на основі вібраційних та силових вимірів у перехідних режимах роботи. На відміну від традиційних способів, що використовують вимірювання в сталому режимі роботи кліті (прокатка середньої частини штаби), нами за основу беруться інформативні параметри у перехідних процесах роботи кліті, перш за все у період захвату штаби валками. Це пов'язано з тим, що у цей період максимально проявляють себе такі параметри технічного стану, як зазори у різних зчленуваннях, що робить цей режим виключно інформативним з погляду діагностики. В сталому режимі роботи, всі зазори закриті (вибрані) і, як правило, себе не проявляють. Цей спосіб діагностики в перехідних режимах роботи полягає у встановленні на ділянках лінії приводу кількох датчиків вібрації, які під час захвату заготовки генерують послідовні ударні вібраційні сигнали. Визначається час запізнення

між початками реакцій вібраційних сигналів щодо один одного. Подібне вимірювання виконується безпосередньо після капітального ремонту обладнання, коли лінія приводу має добрий технічний стан. Через певний проміжок часу повторюють вимірювання, порівнюють значення часів запізнення між початками вібраційних сигналів і встановлюють погіршення технічного стану лінії приводу [66].

Наводяться способи діагностики конкретних вузлів та механізмів лінії приводу. Відомий спосіб визначення зміни технічного стану зчленування робочий валок - універсальний шпindel [67]. Він заснований на вимірюванні параметрів вібрації на станині прокатної кліті і корпусі шестеренної кліті. Визначається час запізнення між двома сигналами, однак для точності визначення кутового зазору вимірювання проводять при різній швидкості задавання металу у валки. Це необхідно для того, щоб кутовий зазор повністю розкрився і був ідентифікований.

Для визначення технічного стану підшипникових опор зубчатих коліс лінії приводу відомий спосіб [68]. Він полягає у періодичному вимірюванні вібрації корпусу редуктора під час наростання моменту навантаження. На спектрі частот коливань вібрації визначають значення власної частоти коливань вала в опорі і значення її вищих гармонік, вираховують величину зносу в елементах підшипників і величину радіальних зазорів при розкритті стику кріплення опори за значенням амплітуди і фази сигналу вібрації на власній частоті і її вищих гармонік. Подібні вимірювання повторюють через певний проміжок часу і констатують технічний стан підшипникової опори зубчатого колеса.

Відомий спосіб діагностики зносу елементів трансмісії прокатних клітей, який полягає у періодичному вимірі вібрації в період наростання моменту навантаження [69]. Визначають амплітуди і фази коливань на власних частотах усієї крутильної системи трансмісії, і абсолютні величини зносу окремих вузлів обчислюють за різницею обмірюваних параметрів коливань і розрахованих за допомогою математичної моделі без кутових зазорів.

Таким чином, наведені способи діагностування технічного стану лінії приводу прокатних клітей можуть бути удосконалені відповідно до сучасних умов виробництва, ступеня автоматизації та складу контрольно-вимірювальних систем діючих прокатних станів, що є одним із завдань цієї роботи.

1.4. СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ.

Широкоштабові стани гарячої прокатки у динамічному відношенні є одними з найбільш навантажених металургійних агрегатів. Тенденція збільшення швидкості прокатки, маси та вхідної товщини штаби, зменшення товщини готових рулонів, зменшення енергетичних витрат за рахунок зниження температури нагріву слябів, впровадження прокату сталей з підвищеною межею пластичності, призводить до збільшення ударних навантажень. Систематичні удари, що супроводжують захват кожного слябу у чорнових та чистових клітях, є однією з причин втомних поломок механічного обладнання (хвостовиків робочих валків, універсальних шпинделів, зубчастих передач, з'єднувальних муфт, підшипників та ін.). Вони сприяють прискореному зносу вкладишів шпинделів, подушок валків, станинних планок, у результаті збільшуються зазори в зчленуваннях і, власне, удари. Раптові поломки втомного характеру крім додаткових витрат на відновлення працездатності кліті також призводять до втрати виробництва. Тому, велика увага вітчизняних та зарубіжних фахівців приділяється питанням дослідження ударних навантажень та розробці способів та пристроїв для їх зменшення.

На теперішній час накопичено значний матеріал з дослідження динамічних процесів в механічному обладнанні прокатних клітей, вивчено характерні особливості перебігу цих процесів та їх причини, наведено досить повний їх математичний опис. Розроблені та у ряді випадків випробувані та впроваджені на діючих станах деякі пристрої та способи зменшення ударних навантажень. Більшість із них ще недостатньо використовуються практично. При проектуванні нових та реконструкції діючих станів необхідно

передбачати такі рішення, які б дозволяли попереджати появу великих ударних навантажень або суттєво їх зменшити.

Одним із напрямів пошуку шляхів зменшення динамічних процесів та навантажень у клітках прокатних станів є аналітичні дослідження. Вони ґрунтуються на визначенні таких пружно-масових параметрів еквівалентних розрахункових схем, які забезпечують необхідний рівень динамічних навантажень при ступінчастому навантаженні лінії приводу [70]. Отримано важливу властивість 3-хмасової розрахункової схеми: при постійних моментах інерції є таке відношення пружностей моторної та шпіндельної ділянок, при якому коефіцієнт динамічності досягає максимального значення, а, отже, одній величині коефіцієнта динамічності відповідають два значення відношення пружностей [71].

Розроблена та запропонована до використання при проектуванні нова методика пошуку шляхів зменшення динамічних навантажень [72]. Вона заснована на емпіричній залежності коефіцієнта динамічності від пружно-масових параметрів лінії приводу, що отримана при аналізі осцилограм низки штабових станів гарячої прокатки, яка враховує вплив кутових зазорів, конструктивних та технологічних параметрів [73].

Для вирішення завдань щодо зменшення динамічних навантажень у низці робіт визначалася ступінь впливу того чи іншого збуджуючого фактору на динамічні процеси, а також можливість за його рахунок впливати на цей процес. Розглянуто такі технічні рішення, як встановлення пружинних та гумометалевих амортизаторів, фрикційних муфт [74...78].

Аналіз промислових досліджень довів, що динамічні навантаження суттєво залежать від кутових зазорів у лінії приводу прокатних валків [79]. Досліджено вплив кутових зазорів у зчленуваннях на динамічні навантаження у приводній лінії, встановлено прямий вплив відкритих кутових зазорів на динамічні навантаження в лінії приводу. Тому, для зменшення динамічних навантажень необхідно мінімізувати величину відкритої частини кутового зазору у момент захвату металу прокатними валками. Для цього необхідно створювати такі умови перед захватом, щоб більшість кутових зазорів були

замкнуті. Для реалізації цього було запропоновано: механічне гальмування прокатних валків перед захватом [80], прискорення обертання лінії приводу перед захватом [81], збільшення зусилля противигину робочого валка [82], попереднє навантаження крутним моментом верхнього та нижнього робочого валка [83], вигин переднього краю штаби [84], захвати при певному кутовому положенні вилки шпинделя [85], статичне врівноваження шпинделів [86, 87]. Для усунення зазорів між подушками валків і станиною кліті пропонується конструкція пристрою для осьового зміщення робочих валків [88], а також притискання подушок прокатних валків пристроєм, поєднаним з пристроями для противигину валків листопрокатного стану [89].

Для стабільного процесу захвату на станах гарячої прокатки узгоджують швидкість штаби та прокатних валків. В ідеальному випадку окружна лінійна швидкість прокатного валка повинна бути на 2-3 % більше, ніж швидкість руху металу до моменту захвату. З урахуванням цього вибирають швидкість рольганга і робочих валків чорнових клітей безперервних широкоштабових станів гарячої прокатки [90]. У безперервній чистової групи узгоджуються швидкості суміжних клітей. Запропонований спосіб заповнення безперервної групи клітей на заправній швидкості та розгін клітей після заправки листа у моталку. Прокатку передньої частини розкату в клітях безперервної групи ведуть на малій швидкості, збільшуючи тим самим час наростання моменту технологічного опору, зменшуючи ударні навантаження при захваті, а після проходження переднього краю розкату усіх клітей і заправки його у моталку швидкість збільшують до необхідної [91]. Головною умовою є розміщення моталки у безпосередній близькості від останньої кліті безперервної групи.

Для широкоштабових станів ефективним шляхом зменшення ударних навантажень при захваті є прокатка слябів і штаб з фігурною формою передньої кромки розкату. Ефект зменшення ударних навантажень досягається за рахунок повільного навантаження робочих валків моментом технологічного опору. Перевага цього способу полягає у тому, що не потрібно модернізувати елементи лінії приводу прокатної кліті. Однак доводиться вносити зміни до конструкції технологічних ножиць, встановлених у лінії

стану. Це передбачає зміну форми ножів ножиць слябінгу, здатних формувати сляби з 30-40 мм фігурним виступом (у плані) на передній кромці. [92, 93, 94]. Запропоновано формувати фігурну форму передньої кромки розкату валками кліті дуо [95], прокатні валки якої мають спеціальне профілювання. Бочка яких у середній частині має більший діаметр, ніж із боків. Це сприяє додатковому обтисненню центральної частини слябу, що призводить до формування виступу (у плані). Дані вимірювань моментів сил пружності на стані 1680 показали, що при захваті слябів з фігурною передньою кромкою коефіцієнт динамічності зменшувався в середньому в одній кліті з 2,2 до 1,6, а в іншій кліті з 2,9 до 1,7. Відносна динамічна складова моменту сил пружності зменшувалася у два-три рази в порівнянні зі звичайною технологією прокатки. Збільшується потреба у гарячій прокатці штаб з великим обтисненням та високими коефіцієнтами деформації. Однак підвищенню обтиснення та зусиль прокатки перешкоджають ударні навантаження при захваті штаби валками та вібрація кліті. Для вирішення цієї проблеми на фірмі Mitsubishi Hitachi Seitetsu Kikai К. К. розроблений стабілізатор кліті, який має пристрій з гідроциліндром для поглинання ударних навантажень і гідравлічним амортизатором. Стабілізатор кліті дозволяє зменшити ударне навантаження при захваті штаби приблизно на 50% та прискорення станини кліті при вібрації приблизно на 40% [96].

Динамічні навантаження характеризуються піковими значеннями, а також частотою появи. Зменшуючи частоту появи (тобто кількість захватів) при однаковому об'ємі виробництва стану, можливо зменшити кількість циклів навантаження. Тим самим збільшити працездатність та довговічність прокатного обладнання, заради чого власне і зменшують динамічні навантаження. Японськими фахівцями реалізований, запропонований ще в ІЧМ, спосіб швидкого торцевого зварювання кінців розкату, який застосовується в технології нескінченної прокатки у чистовій групі штабового стану. Краї розкату накладають один на інший, щільно стискають і здійснюють пластичну деформацію зсувом до тих пір, поки зрізаний переріз верхнього розкату не з'єднається з таким же перетином нижнього розкату і

вони не зваряться між собою [97]. Це необхідно у першу чергу для ліквідації потовщених кінцевих ділянок, що виникають при прокатці одного розкату, і в той же час зменшує кількість захватів, збільшуючи довговічність обладнання. Таким чином, наведені способи зменшення динамічних навантажень на механічне обладнання прокатних клітей можуть бути удосконалені відповідно до сучасних умов та вимог технології прокатки, що є одним із завдань цієї роботи [98].

1.5 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Важливою складовою наукових досліджень динаміки прокатного обладнання є промислові вимірювання силових, кінематичних, електричних та вібраційних параметрів машин та механізмів. Застосування методів цифрового запису вимірювань з аналогових датчиків на прокатних станах дозволило одержати великі масиви інформації. Одночасне вимірювання кількох параметрів (моменту сил пружності, частоти обертання, сили струму двигуна, вібрації прокатної кліті й редуктора) дає можливість встановити взаємозв'язок між режимами прокатки, роботою обладнання та його технічним станом.

На підставі даних промислових вимірювань математичні моделі ідентифікуються та вдосконалюються. Тому одне з перших завдань після обробки параметрів, їх візуального представлення, полягає у пошуку нових прихованих залежностей і особливостей перехідних процесів та їх зміну (залежність) у процесі тривалої роботи стану. Ці взаємозв'язки та особливості перехідних процесів необхідно отримати за допомогою математичних моделей, для більш повного їх розуміння та описання.

Розробка систем діагностування для широкоштабових станів України знаходиться на початковій стадії формування. Така комплексна робота потребує спільної взаємодії металургійних комбінатів, які розробляють відповідні технічні завдання; розробників апаратури та програмного забезпечення системи діагностики, що планується; наукових організацій, які розробляють методи та способи діагностування, алгоритми обробки вимірювань, інформативні та діагностичні ознаки, правила розпізнавання

технічного стану, проводить їх промислову перевірку. Це все дозволяє визначити загальну структуру системи діагностування прокатних клітей, її тип, режими ефективної експлуатації, орієнтовно оцінити вартість та ефективність її застосування під час промислової реалізації. Виходячи з цього перед проведенням діагностичних заходів у прокатних станах доцільно виконати промислові дослідження вібродинамічних процесів в обладнанні клітей і лініях головного приводу. В результаті встановлюються вид та особливості коливань у найбільш характерних точках, обираються найбільш інформативні типові параметри, визначаються їх характеристики та зв'язок із технічним станом обладнання та режимами прокатки.

Отримані залежності будуть прийняті в основу розробки способів визначення технічного стану лінії приводу, а також нових способів зменшення динамічних навантажень в лініях приводів прокатних клітей. Все це зменшить ймовірність раптових відмов механічного обладнання та збільшить термін служби прокатних станів.

1.6 ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Питання динаміки прокатних клітей досліджені досить добре як у теоретичній, так і в практичній площині. Отримано аналітичні залежності поведінки простих лінійних двохмасових та трьохмасових систем, їх оптимізація за різними критеріями. Для інших систем (нелінійних, багатомасових, з розподіленими параметрами) наведено різні алгоритми чисельних рішень. Розроблено методику урахування кутового зазору, як пружного зв'язку, що розривається, між двох крутильних мас. Пружно-масові системи ліній приводу розглядаються спільно з електричною системою двигуна, але у зв'язку з ускладненням та підвищенням швидкості дії електричних машин потрібне урахування усіх цих факторів при розрахунках за допомогою математичних моделей.

Багатомасова математична модель повніше відображатиме амплітудно-частотну характеристику лінії приводу, враховуватиме систему кутових зазорів, які при захваті можуть розкриватися і розбивати систему на автономні

частини. Її можливо використовувати для діагностування величин кутових зазорів (метод запізнювання), а також робити більш точну ідентифікацію математичної моделі за даними промислових вимірювань. Виконані раніше вимірювання через світлопроменевий осцилограф на фотопапір з об'єктивних причин не повною мірою відображали різноманіття перехідних процесів. З використанням цифрового запису великої частоти дискретизації, а також великої кількості вимірювань, можливо розширити і значно збільшити розуміння процесу.

Разом з тим характеристики перехідного процесу крутного моменту з достатньою частотою дискретизації, спільно з сигналами вібрації, виміряними на різних ділянках лінії приводу дають можливість судити про технічний стан лінії приводу. Для цього необхідно розробити технічну базу для використання на прокатних станах систем автоматизованої діагностики технічного стану та точності реалізації режимів роботи обладнання. Незважаючи на певні і значні досягнення вивчення динамічних процесів, розробки способів та систем діагностування і зменшення ударних навантажень в прокатних станах означені питання залишаються у вигляді проблем і задач, які потребують подальшого дослідження і вирішення.

2. Теоретичні та промислові дослідження свідчать про велику роль кутових зазорів, які утворюються у процесі зносу деталей приводу, за наявності суттєвих динамічних навантажень під час захвату штаби робочими валками. Ці навантаження, у свою чергу, найчастіше викликають втомні ушкодження деталей ліній приводу прокатних клітей.

Показано, що основними видами ушкоджень станів гарячої прокатки є поломки зубчастих зчеплень редукторів і муфт, поломки робочих валків по їх шийках і лопаті шпинделів, а також вихід з ладу підшипникових опор, зокрема підшипників кочення. Таким чином, виконаний аналіз записів в агрегатних журналах листопрокатних станів гарячої прокатки, а також літературних даних показав, що по-перше, мають місце суттєві відмови та поломки обладнання, по-друге, однією з основних причин поломок є високий рівень ударних навантажень при захваті штаби валками. За наявності системи

діагностування технічного стану лінії приводу більшість перерахованих вище раптових відмов можна уникнути.

3. Наведені способи діагностування лінії приводу є новим напрямом у діагностиці прокатного обладнання, тому що засновані на перехідних процесах і використовують прості та доступні датчики вібрації. Однак на низці клітей і різних вузлах обладнання їх застосування значно обмежене, або взагалі неможливе. Для цього потрібна розробка інших способів діагностування технічного стану, що використовують нові виявлені закономірності і взаємозв'язки та стосуються конкретної кліті або вузла обладнання. Розробка таких способів є актуальною науковою задачею.

4. Більшість відомих способів та пристроїв зменшення динамічних навантажень не випробувано в лабораторних чи промислових умовах, їхня корисність декларується, відсутня оцінка технічної ефективності. Крім того, відсутність системного порівняльного аналізу, не дозволило реалізувати їх на практиці.

З розглянутих способів у діюче виробництво впроваджено одиниці, а саме:

- спосіб, який використовує вибір кутових зазорів за рахунок попереднього гальмування робочого валка зігнутою у вертикальній площині кромкою розкату;
- спосіб, який використовує прискорення електродвигунів чистової групи прокатних клітей під-час захвату металу прокатними валками.

Пройшли дослідно-промислову перевірку способи формування фігурного переднього краю слябу за допомогою ножиць слябінгу або опуклих фігурних валків кліті дуо, але поки не прийняті експлуатаційною службою цехів до впровадження.

Найбільш перспективними розробками є:

- встановлення в лінію приводу шпинделів з карданными шарнірами, що не мають поверхонь, що труться, і більш надійних у роботі;
- надання передній кромці розкату фігурної форми: трикутної – для прокатки в чорновій групі клітей, трапецеїдальної – у чистовій групі клітей;

- попередній вибір кутових зазорів перед захватом, шляхом прикладання гальмівного крутного моменту достатньої величини;
- з'єднання штаб у стик перед чистовою групою клітей, що вимагає встановлення стикозварювального агрегату та швидкохідних барабанних ножиць за останньою кліттю;
- проектування та встановлення безредукторних ліній головного приводу, що використовують потужні приводи змінного струму з широким діапазоном частоти обертання;
- оснащення станини прокатної кліті стабілізатором, який має гідравлічний амортизатор для поглинання ударних навантажень.

5. Показано, що встановлення залежностей найбільш інформативних параметрів, що характеризують коливання в лініях приводів прокатних клітей та їх зв'язок із технічним станом обладнання та режимами прокатки, є актуальною задачею, вирішення якої дозволить удосконалити та розробити нові способи зменшення в них динамічних навантажень.

2. ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ І ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРОКАТНИХ КЛІТЯХ

2.1. МЕТОДИКА ДОСЛІДНО-ПРОМИСЛОВИХ ВИМІРЮВАНЬ ДИНАМІЧНИХ І ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ

Широкоштабовий стан 1680 гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» відноситься до металургійних агрегатів індивідуального виготовлення, обладнання яких десятиліттями працює в умовах дії періодичних ударних навантажень під час захвату метала валками. За час його роботи було виконано багато різних вимірювань його статичних і динамічних навантажень. Зафіксовані показники коефіцієнтів динамічності у багатьох прокатних клітках стану 1680 є одними із найбільших для подібного класу металургійних машин.

За останній час ситуація погіршилася за рахунок впровадження енергозберігаючих технологій, прокатки марок сталей з більшим спротивом при деформуванні, збільшення товщини слябів, підвищення швидкості прокатки, встановлення додаткового технологічного обладнання та іншого. Усе це призвело до збільшення статичних та динамічних навантажень на прокатне обладнання, що у свою чергу пришвидшило розвиток зносу та зазорів, на збільшило кількість поламок та відмов деталей лінії приводу прокатних клітей. Тому саме на цьому стані проводили вимірювання силових та вібраційних параметрів, теоретичні розрахунки виконувались для параметрів його прокатного обладнання.

Прокатний стан 1680 складається з 15-ти послідовно розташованих клітей: 2-і горизонтальні кліті дуо (чорновий та чистовий циндрозбивач), 10-ть горизонтальних клітей кварто та 3-х вертикальних клітей (еджерів) для обтиснення по ширині штаби. Горизонтальні кліті обладнані редукторним приводом. У кліті дуо два одноступінчасті редуктори, у клітках 1, 2, 3 – по одному двоступінчастому редуктору, у клітках 4...10 – одноступінчасті редуктори. На початку експлуатації стану 1680 головний привід валків чорнових клітей кварто складали виключно двигуни змінного струму (синхронні), а чистових клітей - двигуни постійного струму. Останнім часом

на стані 1680 проведена суттєва реконструкція головних ліній клітей. У чорнових клітях дуо, 3 та 4 встановлені двигуни постійного струму, двигуни усіх чистових клітей були замінені на двигуни змінного струму із частотним регулюванням. У клітях 3...8 встановлені шпинделі нової конструкції - із компенсаторами зносу бронзових вкладишів.

На стані 1680 95 % слябів прокатується транзитом: після прокатки на слябінгу сляби, міняючи нагрівальні печі, подаються в стан 1680, що збільшує навантаження на усі прокатні кліті, починаючи з кліті дуо і до кліті 10. У парах клітей дуо-1, 2-3, 3-4 впроваджена безперервна прокатка транзитом слябів подвоєної довжини (маси) за схемою "зливки-сляб-рулон". Введено в експлуатацію проміжний перемотувальний пристрій (ППП) «Coil-box» виробництва канадської фірми Hatch Steltech: здійснюється змотування розкату після чорнової групи клітей і подальше розмотування перед барабанными ножицями і розташованою далі чистою групою клітей. Це дозволило збільшити вихід якісного прокату та зменшити його поздовжню різнотовщинність. На даний час на стані 1680 ведеться прокатка слябів завтовшки 150...168 мм, завширшки 980...1500 мм на рулоні сталь завтовшки 1,8-2,0...15 мм.

Для встановлення особливостей вібродинамічних процесів використали вимірювальний комплекс технічних засобів, який розроблений в Інституті чорної металургії (рис. 2.1.1).

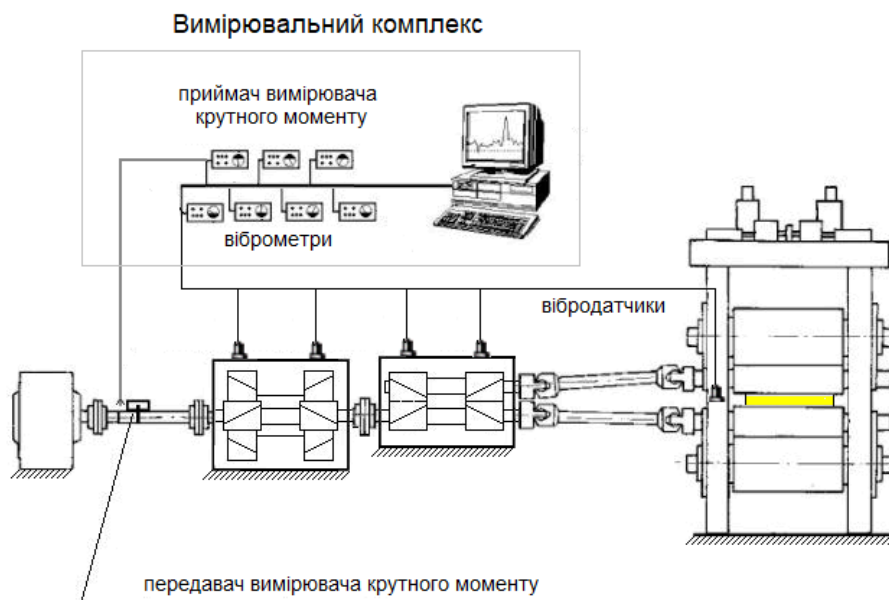


Рисунок 2.1.1 – Лінія головного приводу та склад засобів вимірювання.

Вимірювальний комплекс складається із системи тензометричних резисторів, перетворювачів сигналу спільно з радіопередавачами, передаючих та приймальних антен, приймачів сигналів, кабелів передачі аналогового сигналу з передавача до посту реєстрації, датчиків вібрації, підсилювачів вібраційного сигналу, віброметрів, кабелів передачі сигналу вібрації з віброметрів до посту реєстрації, кабелів живлення віброметрів, аналого-цифровий перетворювач (АЦП) та персональна електронно-обчислювальна машина (ПЕОМ).

Для вимірювання моменту сил пружності використовували методику, яка розроблена в Інституті чорної металургії, і ось уже кілька десятків років успішно застосовується при дослідженнях різних прокатних станів. Використовувалися стандартні віброметри ВШВ-003-М2, до яких через підсилювачі ВПМ-101 підключалися вібродатчики ДН-3-М1. Можуть реєструвати як віброшвидкість, так і віброприскорення. Динамічний діапазон вимірювання середньоквадратичних значень віброприскорення: $(5 \cdot 10^{-3} \dots 10^3)$ мм/с² у діапазоні частот 10...10000 Гц; віброшвидкості $(0,05 \dots 10^4)$ мм/с у діапазоні частот 10...2800 Гц. Віброметри мають вбудовані фільтри: смугові та октавні, а також лінійний вихід миттєвих значень сигналу.

Місця встановлення датчиків вібрацій розташовували максимально близько від верхніх опорних поверхонь підшипників валів. Такий спосіб кріплення датчиків дозволяє отримати мінімальний перехідний механічний опір на вищих частотах та оперативно змінювати схему вимірювань. Лінії приводів клітей стану 1680 містять від 6 до 11 точок встановлення вібродатчиків. Спільно з вібраційною вимірювальною апаратурою використовувалися магнітні датчики частоти обертання валів з роздільною здатністю 1 імпульс/оберт. Такий датчик, встановлений на валу, що обертається, дозволяє отримати значення фази положення валу у момент захвату штаби прокатними валками.

Програмний реєстратор забезпечував введення аналогових сигналів одночасно по 8 каналах з частотою дискретизацією 2015 Гц/канал. Обсяг реєстрованої інформації становив близько 120 Мбайт/год. Електричні сигнали

від вимірювачів підключалися через адаптери до плати аналогового введення типу 5710 (Octagon Systems), що встановлена на ПЕОМ. Для перетворення аналогових сигналів у цифрові (з частотою 2015 Гц/канал) та формування файлів використано програмний реєстратор. Міжвалкова відстань та діаметри робочих валків у клітках визначалися за даними з АСУ «Настройка» чорнової групи стану 1680. Геометричні розміри розкату на вході та виході зі стану, марка сталі, номер плавки, кількість штаб та технологія прокатки визначалася за протоколами ВТК.

Вимірювання моменту сил пружності та його реєстрація здійснюється практично безперервно. У результаті при прокатці кожної штаби фіксується попередній рівень моменту холостого ходу лінії приводу, захват штаби валками, сталий режим прокатки, викид розкату з валків і знову рівень холостого ходу. Послідовний запис прокатки металу однієї партії штаб (плавки), а також наступних партій дозволяє отримати повну картину перехідних процесів та стаціонарних режимів прокатки великої кількості штаб [99].

Дослідження крутильних навантажень та вібраційних параметрів у головних лініях клітей стану 1680 та встановлення їх динамічних характеристик проведені при виробництві штабового прокату товщиною 2,0...8,0 мм та шириною 980...1500 мм із слябів відповідної товщини та ширини. Налаштування клітей (режим обтиснень та швидкостей) здійснювалося відповідно до технологічної інструкції, при цьому періодично проводилися вимірювання висоти розкату перед кліттю та після прокатки в ній. Дослідження проведені в реальних умовах виробництва при реалізації технологічного процесу відповідно до діючої технологічної інструкції 2005 р.

У процесі досліджень відповідно до завдань, що вирішувалися, вимірювалися та контролювалися такі параметри:

- момент сил пружності ділянки двигун - редуктор (на проміжному валу),
- віброшвидкість кришки підшипникової опори шестерні редуктора,
- віброшвидкість кришки підшипникової опори колеса редуктора,
- віброшвидкість кришки підшипникової опори шестеренної кліті,

- віброшвидкість станини прокатної кліти,
- кут повороту валу та електромагнітний момент двигуна,
- номер плавки, технологія прокатки, марка сталі, товщина та ширина штаби.

У результаті зареєстровано прокатку близько 10000 штаб. Зібрано різноманітну вимірну інформацію об'ємом близько 16 Гбайт. Оброблена інформація розсортована за відповідними папками, що містять у назві рік та місяць реєстрації. Коротка інформація про кількість каналів вимірювань, частоти дискретизації, тип та місця встановлення датчиків міститься у допоміжному текстовому файлі параметрів (Додаток 1).

2.2. ОСОБЛИВОСТІ МОМЕНТА СИЛ ПРУЖНОСТІ ПІД ЧАС ЗАХВАТУ ШТАБИ ПРОКАТНИМИ ВАЛКАМИ

Зміну виду перехідного процесу по моменту сил пружності на проміжному валу моторної муфти можна простежити у лінії приводу кліти 7 стану 1680 (рис. 2.2.1).

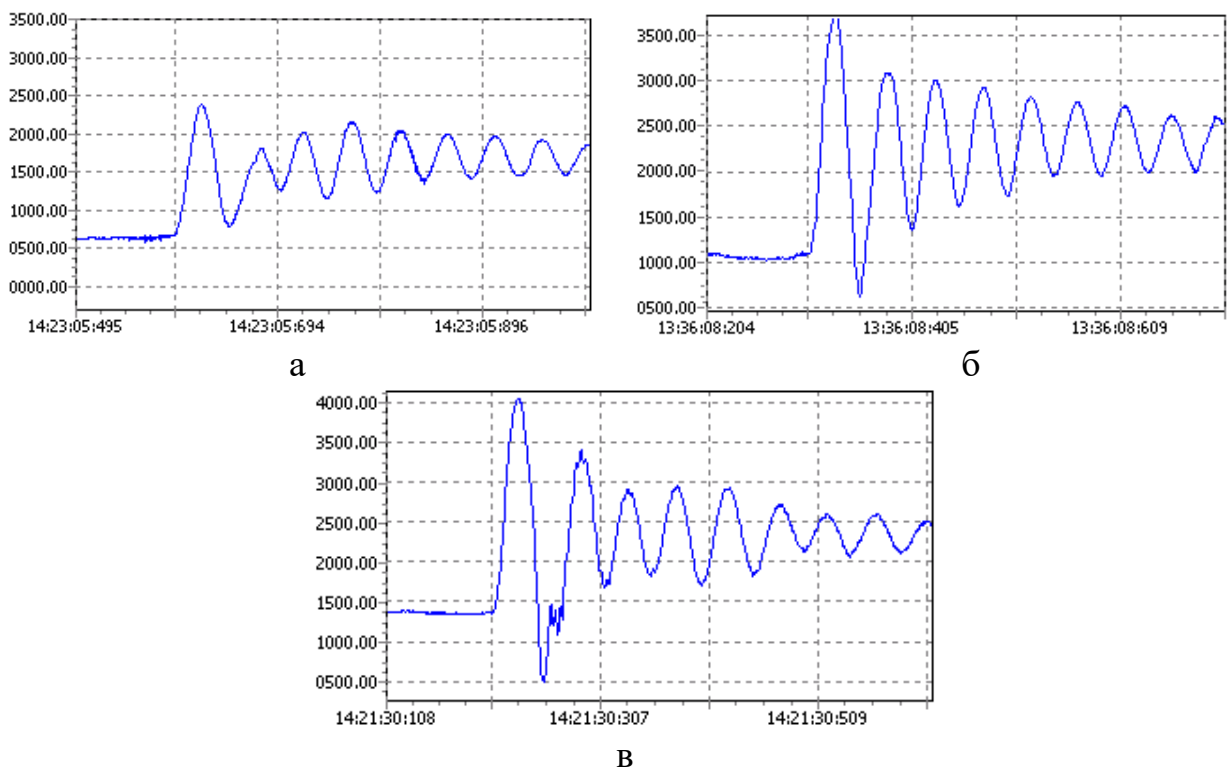


Рисунок 2.2.1 - Перехідний процес по моменту сил пружності на проміжному валу моторної муфти кліти 7: а - 7 листопада 2006 р., б - 21 лютого 2007 р., в - 15 травня 2009 р..

Перший вимір моменту сил пружності виконано 7 листопада 2006 р. безпосередньо після капітального ремонту стану 1680, під час якого було встановлені нові шестеренні валки, шпинделя з новими бронзовими вкладишами, виконано огляд та ревізію обладнання лінії приводу. Технічний стан лінії приводу було визнано добрим (нормальним), без зауважень. Тому перехідний процес виявився неінтенсивним, коефіцієнти динамічності якого не перевищували 1,5-1,9. Через слабкий коливальний процес відбувається накладання нижчої частоти на більш високу. Це видно на осцилограмі, де після максимального першого піку, наступний за величиною пік виявився четвертим за рахунком (рис. 2.2.1a). У своєму коливальному русі крива моменту сил пружності не досягає значення моменту лінії приводу на холостому ходу (не відбувається зворотне закручення лінії приводу).

При наступних вимірюваннях (через чотири місяці) 21 лютого 2007 р. отримано інтенсивніший перехідний процес (рис. 2.2.1б). Рівень коефіцієнтів динамічності підвищився і становить 2,1-2,7. На осцилограмі спостерігається чіткий найбільший перший пік коливань, потім, починаючи з другого піку, йдуть повільно згасаючі коливання. Огинаюча по вершинах має лінійний характер, а по западинах – експонентний. У першому розмаху коливань момент сил пружності переходить рівень холостого ходу та сягає невеликого від’ємного значення. Це свідчить про те, що короткочасно проміжний вал моторної муфти закручується у зворотний бік щодо звичайного скручування під час прокатки. Характерним моментом є відсутність «нульової полицки» у місці переходу від додатних значень до від’ємних та навпаки. Це може свідчити про добрий технічний стан моторної муфти та редуктора, оскільки немає розкриття кутового зазору на моторній ділянці.

Під час наступних вимірювань 15 травня 2009 р. відбулися певні зміни виду перехідного процесу. Значення коефіцієнтів динамічності збільшилися до 3,0...3,3. Спостерігається постійна наявність від’ємного закручення проміжного валу під час захвату штаби. При цьому її величина на одному рівні з моментом прокатки у сталому режимі. Це призводить до появи у зубцях редуктора і моторної муфти знакозмінних (симетричних) циклічних

навантажень, які у більшій мірі впливають на втомну міцність, ніж циклічні навантаження одного знаку (віднульові). На рівні холостого ходу, перед повторним наростанням моменту сил пружності, є «нульова поличка», тривалістю 5...20 мс. Це свідчить про те, що відбувається розкриття кутового зазору на моторній ділянці лінії приводу. Після перших двох піків коливань наступні три піки розташовані трохи нижче, але на одному рівні. Криву, що огинає вершини та западини, складно уявити як лінійну чи експонентну. Вочевидь, простежується вплив іншої власної частоти коливань крутильної системи лінії приводу.

Визначили зв'язок параметрів перехідного процесу по моменту сил пружності та ремонтних заходів, що проводилися у цей період на кліті 7. Вибрали з агрегатного журналу записи, що стосуються безпосередньо лінії приводу (шпинделі, муфти, шестеренна кліть, редуктор).

Дані з агрегатного журналу механічного обладнання стану 1680, кліть 7.

15.08.2000 – заміна вал-шестерні редуктора.

08.04.2003 – заміна моторної муфти.

14.12.2004 – заміна вал-шестерні редуктора.

08.09.2006 – заміна шестеренних валків.

05.10.2006 – заміна шпинделів.

27 жовтня – 03 листопада 2006 року – капітальний ремонт.

23.11.2006 – заміна шпинделів, вилетіли шланги верхнього шпинделя.

14.03.2007 – заміна шпинделів.

15.05.2007 – заміна шпинделів.

05.07.2007 – заміна шпинделів.

06.08.2007 – аварія, скрутили трефи робочих валків.

24.09.2007 – заміна шпинделів.

26.11.2007 – заміна шпинделів.

28.12.2007 – заміна шпинделів.

23.01.2008 – аварія, луснув вкладиш верхнього шпинделя, заміна.

26.03.2008 – заміна шпинделів.

06.05.2008 – заміна шпинделів.

03.07.2008 – заміна шпинделів.

25 серпня – 30 серпня 2008 року, капітальний ремонт, заміна шпинделів.

25.11.2008 – корінна муфта МОЗ-20. Зазор з боку кліті – 0,8 мм.

03.02.2009 – заміна шпинделів.

06.03.2009 – аварія, скрутили трефи робочих валків.

Середній термін служби вкладишів універсальних шпинделів становить 2-4 місяці. При першому вимірюванні напрацювання вкладишів становило 32 доби, на момент другого виміру – 90 діб, третього – 102 доби. Це підтверджується осцилограмами перехідного процесу, у яких у другий і третій періоди зафіксовані динамічні навантаження більшої величини, ніж у першому періоді. Термін служби попередньої вал-шестірні редуктора становив 4,3 роки. На момент першого вимірювання поточна вал-шестерня пропрацювала 1,8 року, на момент другого вимірювання – 2,1 року, третього вимірювання – 4,2 роки. Видно, що зазор на моторній ділянці (моторна муфта, редуктор) виявив себе лише під час третього вимірювання, тому обладнання на цій ділянці потребує ремонтного втручання.

Проаналізували також зміни виду перехідного процесу по моменту сил пружності на проміжному валу моторної муфти у чорновій кліті 3 стану 1680. Промислові вимірювання у цій кліті були проведені 17 липня 2003 р., 13 грудня 2003 р. і 27 квітня 2004 р. (рис. 2.2.2).

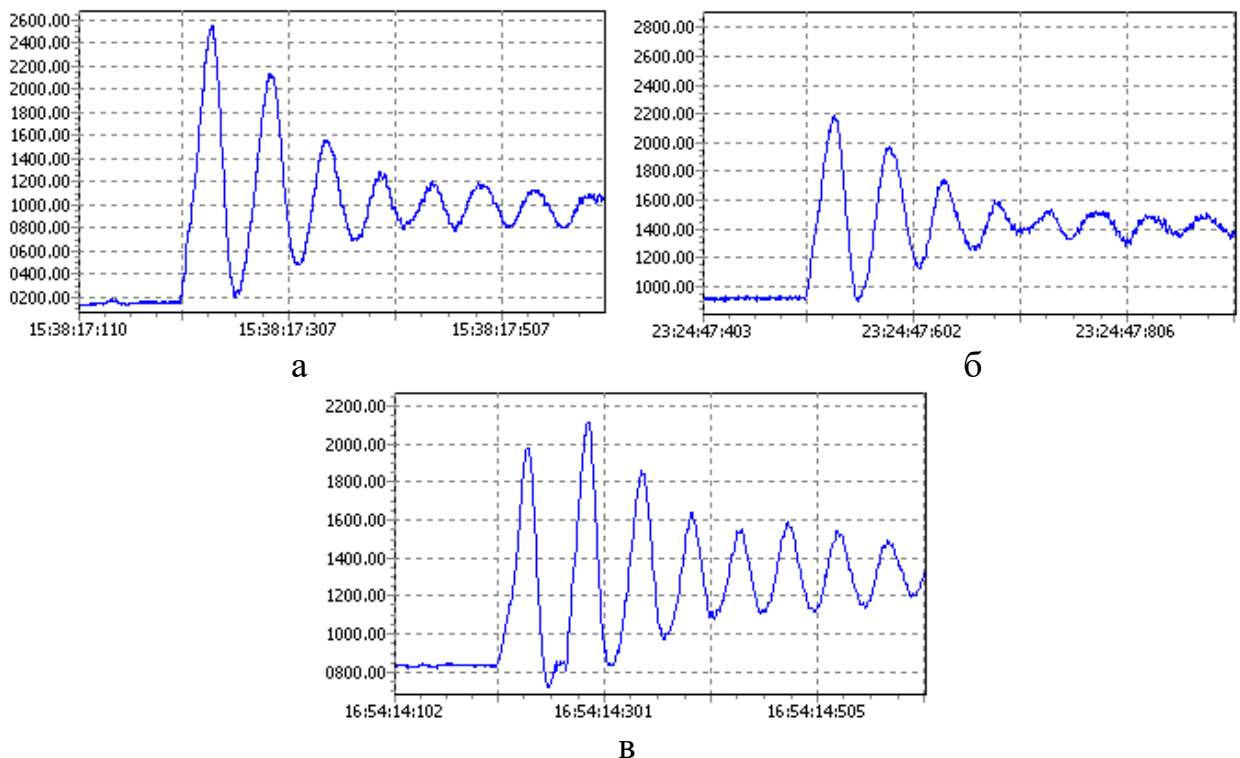


Рисунок 2.2.2 - Перехідний процес по моменту сил пружності на проміжному валу моторної муфти кліті 3: а - 17 липня 2003 р., б - 13 грудня 2003 р., в - 27 квітня 2004 р.

Під час першого вимірювання 17 липня 2003 р. фіксували досить інтенсивний перехідний процес, коефіцієнти динамічності якого становили 2,5-3,1. На осцилограмах проглядається лише одна частота власних коливань (рис. 2.2.2 а). Наприкінці першого періоду коливань крива моменту досягає рівень холостого ходу (лінія приводу повністю розвантажується), але від'ємного навантаження не відбувається. На початку перехідного процесу коливання згасають інтенсивніше, ніж після третього – четвертого коливання.

При вимірюваннях 13 грудня 2003 отримали менш інтенсивний перехідний процес (рис. 2.2.2 б). Рівень коефіцієнтів динамічності знизився і становить 1,8-2,5. Так само як і 5 місяців тому крива перехідного процесу в першому періоді коливань досягає рівня холостого ходу, хоча амплітуда коливань менша. Це свідчить про високу динамічність коливальної системи, коли при невеликому збуренні лінії приводу момент сил пружності на проміжному валу постійно досягає нульового значення. Перехідний процес став більш симетричним по відношенню до рівня статичного моменту прокатної кліті.

Під час наступних вимірювань 27 квітня 2004 р. у кліті 3 відбулися істотні зміни виду перехідного процесу (рис. 2.2.2 в). Значення коефіцієнтів динамічності збільшилися до 3,0...3,7. Найбільшим за величиною став другий пік коливань, іноді зустрічалися осцилограми, у яких третій пік був більшим за перший. Це свідчить, про зростання впливу іншої власної частоти коливань лінії приводу, відбувається накладання коливань двох частот, що призводить до їх «биття» та посилення амплітуди коливань. Спостерігається зворотне закручення проміжного валу при захваті штаби, причому не тільки після першого піку, але у ряді випадків після другого, іноді навіть третього. Величина від'ємного закручення лінії приводу становить 25-45% сталого моменту прокатки. Це викликає у зубцях редуктора знакозмінне навантаження, яке суттєво впливає на втомну міцність. На рівні холостого ходу, перед наростанням моменту сил пружності, є «нульова поличка», тривалістю 10...25 мс, тобто відбувається розкриття кутового зазору на моторній ділянці лінії приводу. Після перших трьох піків коливань наступні

чотири - п'ять піків розташовані трохи нижче, але на одному рівні. Це теж результат «биття» коливань, але на нижчому рівні.

Встановили зв'язок параметрів перехідного процесу по моменту сил пружності та ремонтних заходів, що проводилися у цей період на кліті 3 по записам у агрегатному журналі.

Дані з агрегатного журналу основного обладнання стану 1680, кліть 3.

28.10.1999 – встановлено новий редуктор.

10.02.2000 – заміна шпинделів.

21.03.2000 – заміна електродвигуна.

12.06.2000 – заміна вал-шестерні редуктора.

05.12.2000 – заміна шпинделів.

02.03.2001 – заміна шпинделів.

29 жовтня - 03 листопада 2001 року капітальний ремонт

- заміна вал-шестерні редуктора.

- заміна блок-колеса редуктора.

- заміна шпинделів.

06.03.2002 – заміна шпинделів.

07.05.2002 – вал-шестерня редуктора, виявлено 10 зламаних зубів.

25.05.2002 – заміна вал-шестерні редуктора.

25.05.2002 – заміна блок-колеса редуктора.

05.11.2002 – заміна шпинделів.

05.08.2003 – заміна шпинделів.

25.09.2003 – аварія, скрутили трефи валків, вилки шпинделів, заміна шпинделів.

12.02.2004 – аварія, відбило трэф валка, лопнула лопатка валкової муфти, пошкоджено вилки шпинделів, заміна шпинделів.

03.10.2004 – заміна вал-шестерня редуктора.

03.10.2004 – заміна блоку коліс редуктора.

09.11.2004 – заміна шпинделів.

28 березня – 04 квітня 2005 року капітальний ремонт

- заміна електродвигуна,

- заміна шпинделів.

За нормальної роботи прокатної кліті термін служби вкладишів універсальних шпинделів становить 8-10 місяців. При першому вимірюванні напрацювання вкладишів становило 254 доби, на момент другого вимірювання – 79 діб, третього – 76 діб. Усі три дати вимірювань припадають

на різні компанії універсальних шпинделів. У першому випадку шпинделі відпрацювали 254 доби без нарікань і їх замінили через знос бронзових вкладишів, тобто перше вимірювання виконано на досить зношених вкладишах. У другому випадку шпинделі були встановлені позапланово після перевантаження прокатної кліті, коли сталася поломка трэфів робочих валків і пошкодження головок універсальних шпинделів. Ці шпинделі відпрацювали 141 добу до наступної аварії, внаслідок якої шпинделі були замінені на нові. Якраз вони стояли при проведенні третьої серії вимірювань і були замінені після 272 діб роботи через знос бронзових вкладишів.

Після того, як під час капітального ремонту було встановлено новий редуктор, наступні два з половиною роки характеризувалися малим строком служби його вхідного валу (вал-шестерні). Протягом цього часу були демонтовані три вал-шестерні редуктора. Їх напрацювання на відмову складало 8, 16 і 7 місяців відповідно (див. Розділ 1.2). Паралельно відбулася заміна двох проміжних зубчастих блоків редуктора, оскільки вони входили в зачеплення із пошкодженим вхідним валом. Встановили нові вал-шестерню та проміжний зубчастий блок - вони пропрацювали комплектно 28 місяців, що в 2...4 рази довше, ніж до цього. Таку відмінність можна пояснити впровадженням ряду нових технологій: енергозберігаючої транзитної прокатки, прокатки слябів подвійної маси, безперервної прокатки у чорновій підгрупі клітей дуо-1, 2-3, 3-4. Після того, як технології були освоєні та відпрацьовані різні режими прокатки, ресурс деталей редуктора кліті 3 збільшився.

Усі вимірювання моменту сил пружності проведені у період (28 місяців) роботи прокатної кліті. Напрацювання вузлів редуктора складало: при першому вимірюванні – 1 рік 2 місяці, при другому – 1 рік 7 місяців, при третьому – близько 2 років. Це підтверджується осцилограмами перехідного процесу, на яких у першому та другому випадку зафіксовані схожі перехідні процеси, що відрізняються лише рівнем динамічних навантажень. Під час першого вимірювання універсальні шпинделя відпрацювали більше ніж у 3 рази довше, ніж під час другого вимірювання. Більший час роботи бронзових вкладишів призвів до великих кутових зазорів у шпиндельному зчленуванні, що

викликало збільшення динаміки лінії приводу при захваті штаби валками. У свою чергу, технічний стан редуктора не дуже змінився і ніяк себе не проявив. Під час другого та третього вимірювання напрацювання універсальних шпинделів було приблизно однаковим, редуктор пропрацював ще три місяці і вид перехідного процесу значно змінився. Однозначно погіршився технічний стан моторної ділянки лінії приводу. Цьому сприяла низка аварій, що трапилися за цей час. Добре видно відкриття (і багаторазове) зазору на моторній ділянці (моторна муфта, редуктор). Як свідчить хронологія подій, через 5 місяців зношені вал-шестерня та блок коліс редуктора будуть демонтовані.

Таким чином, в залежності від величини зазорів та внаслідок зносу деталей, вид перехідного процесу на моторній ділянці з часом помітно змінюється. Спочатку після першого піку на кривій моменту сил пружності з'являється ділянка, протягом якої він дорівнює нулю. Потім після першого піку моторна ділянка навантажується короточасним від'ємним крутним моментом. Його максимальне значення досягає $1,0 \dots 1,2$ статичного моменту. Згодом аналогічне явище починає проявлятися також після другого піку. Подібна картина зміни виду кривої моменту сил пружності на моторній ділянці у клітках широкоштабових станів відбувається протягом певного часу і зумовлена поступовим зносом обладнання на ділянці двигун - редуктор і відповідним збільшенням зазорів у зубчастих муфтах, зубчастих передачах коліс редукторів.

Виконані дослідження показали, що характер зміни моменту сил пружності може бути використаний при оцінці технічного стану лінії приводу прокатних клітей.

2.3. МЕТОДИКА ОБРОБКИ ДИНАМІЧНОГО І СТАТИЧНОГО МОМЕНТУ СИЛ ПРУЖНОСТІ.

Під час багатьох вимірювань на різних прокатних станах вперше одержали значну кількість інформаційних даних, коли відбувалась прокатка послідовно кілька десятків партій слябів протягом $2 \dots 8$ годин. У зв'язку з цим

розробили методику роботи з великими масивами одержаних даних. Така методика вперше була розроблена в ІЧМ і має вигляд низки програм ПЕОМ, що використовувались під час досліджень різних металургійних агрегатів.

Методика і програми дозволяють:

- робити з масиву вибірку необхідної партії штаб з метою її подальшої обробки;
- подавати сигнали в масштабованому вигляді;
- визначати максимальне значення параметра при захваті (рис. 2.3.1);
- визначати середнє значення в сталому режимі прокатки (рис. 2.3.1);
- обчислювати величину коефіцієнта динамічності;
- обчислювати кореляційну функції сигналів та здійснювати їх побудову;
- обчислювати спектральну функції сигналів та здійснювати їх побудову;
- вести статистичну обробку сигналів.

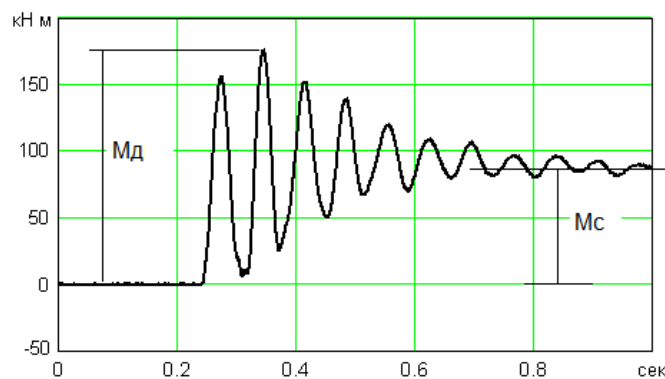


Рисунок 2.3.1 – Приклад визначення максимального динамічного моменту (Мд) та сталого статичного моменту (Мс) сил пружності при перехідному процесі.

У результаті обробки вперше представлено сумісні наочні графіки у вигляді поточних значень для кожної штаби трьох взаємопов'язаних параметрів: середнього значення моменту (Мс) вздовж штаби у сталому режимі прокатки, максимального значення моменту сил пружності (Мд) під час перехідного режиму захопту штаби, коефіцієнта динамічності (Кд), з поданням проміжків часу прокатки партій штаб певної марки сталі і розміру (рис. 2.3.2). Коефіцієнт динамічності визначався за відомою формулою:

$K_d = M_d / M_c$. Фактично демонструється динаміка прокатки шляхом спостереження за трьома параметрами.

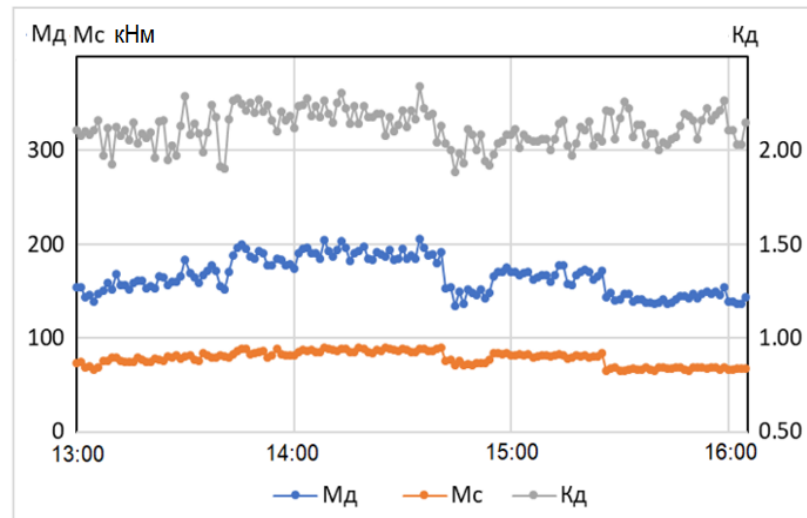


Рисунок 2.3.2 – Значення статичного моменту (Мс), максимального динамічного моменту (Мд) та коефіцієнта динамічності (Кд) при прокатці штаб за обраний період часу.

Важливість подібної подачі інформації полягає у наступному:

- визначають сортамент, під час прокатки якого максимальний динамічний момент (Мд) досягає мінімальних чи максимальних значень, також це стосується статичного моменту прокатки (Мс);
- в якісному відношенні маємо загальну закономірність – чим більше Мс, тим більше Мд, особливо це помітно під час значних змін Мс;
- в деяких плавках максимальне значення Кд не співпадає з максимальним значенням Мд чи Мс;
- на базі подібних графіків, одержаних постфактум, персонал стану має можливість корегувати наступний технологічний режим, наприклад, за рахунок зміни обтиснення, з метою запобігання випадків великих значень Мд.

Склад вимірювального комплексу та його технічні характеристики дозволили одночасно здійснити вимірювання у декількох клітках та у різний час. Так, під час досліджень 07 листопада 2006 р. та 15 травня 2009 р. були виміряні динамічні навантаження у клітках 5, 6 та 7 при прокатці таких марок сталей, як: 08КП, 08ПС, 2ПССВ, 3ПССВ, 10КП на розмір 4,0x1500, 3,3x1140, 3,0x1250, 3,0x1220, 3,0x1100, 2,0x1250, 2,0x1030 (рис. 2.3.3).

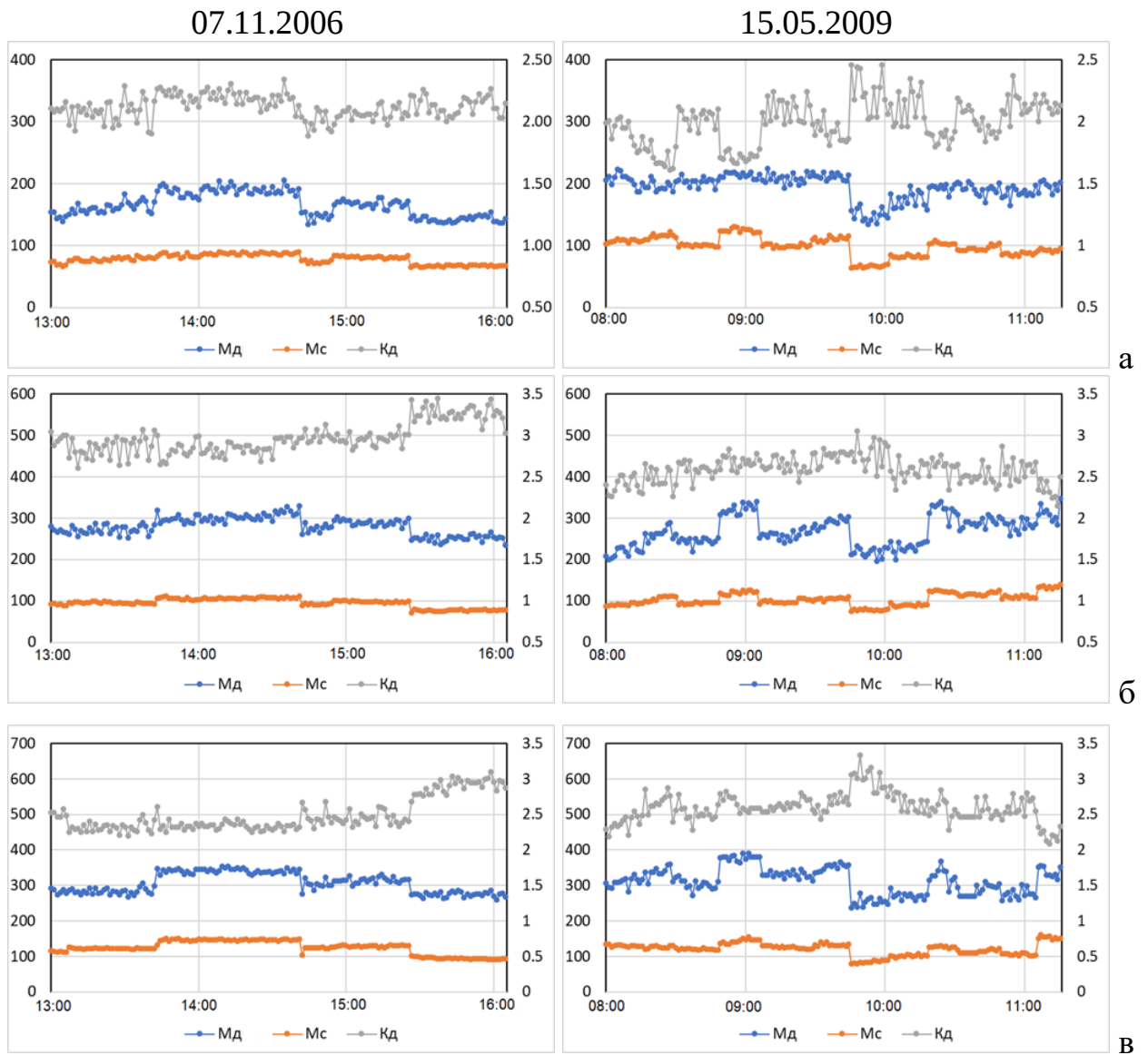


Рисунок 2.3.3 – Значення M_c , M_d та K_d при прокатці штаб за обраний період часу: а – кліть 5, б – кліть 6, в – кліть 7.

Фактично розроблено спосіб відстежування динаміки роботи прокатного обладнання (M_d , K_d) сумісно з динамікою технології прокатки (M_c , T°), як у окремо обраний кліті, так і одночасно у декількох клітях [100].

Таблиця 2.3.1 – Статистичні параметри динамічного та статичного навантаження.

	07.11.2006						15.05.2009					
	Мд, кНм		Мс, кНм		Кд		Мд, кНм		Мс, кНм		Кд	
кл. 5	165.7	19.4	78.1	7.6	2.1	0.09	194.2	19.8	98.7	15.4	1.9	0.18
кл. 6	280.2	21.2	95.0	10.8	2.9	0.18	268.1	37.3	103.9	14.9	2.6	0.16
кл. 7	306.3	28.3	124.7	18.9	2.5	0.24	312.2	38.2	120.9	17.7	2.6	0.20

с.з. – середнє значення, с.к.в. – середньоквадратичне відхилення

2.4. ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ МОМЕНТУ СИЛ ПРУЖНОСТІ І ВІБРАЦІЇ КОРПУСНОГО ОБЛАДНАННЯ.

Для вивчення зв'язку вібраційних параметрів корпусного обладнання та моменту сил пружності, що вимірюється у його крутильній системі, під час захвату металу прокатними валками обрали кліть 4 чорнової групи стану 1680. З інтервалом у 28 місяців були проведені промислові вимірювання крутного моменту на проміжному валу між двигуном та редуктором та віброшвидкості верхньої кришки підшипникової опори вал-шестерні редуктора (рис. 2.4.1).

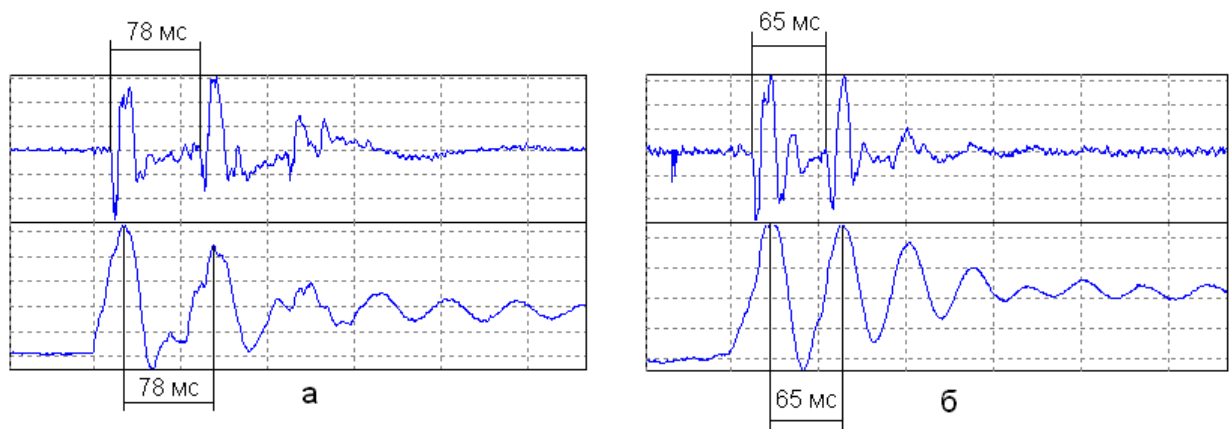


Рисунок 2.4.1 – Віброшвидкість опори вал-шестерні редуктора та момент сил пружності на моторному валу кліті 4: а – перше вимірювання, б – друге вимірювання.

Проведення досліджень у різний час дозволило відстежити загальні характерні зміни сигналів моменту сил пружності і вібрації, пов'язані з технічним станом прокатного обладнання. Редуктор кліті 4 одноступінчастий, горизонтального виконання, передавальне число становить 7.36, маса вал-шестерні - 3 т, колеса - 44 т. Вал-шестерня редуктора розташована праворуч від колеса і обертається проти годинникової стрілки (якщо дивитися з боку машинного залу). Таке розташування та напрямок обертання створює умови для «підняття» осі вал-шестерні при збільшенні моменту сил технологічного опору.

Осцилограми віброшвидкості мають одну характерну особливість. У момент захвату штаби валками виразно видно два сплески сигналу. Вочевидь, це реакція редуктора на коливання моменту сил пружності на проміжному валу між двигуном і редуктором. Це підтверджується тим, що на початку

відбувається наростання моменту сил пружності і лише потім через 16...25 мс починає реагувати вібродатчик на опорі вал-шестерні (сигнал різко вниз). Простежується певна залежність періоду часу між двома коливаннями сигналу віброшвидкості та двома першими піками моменту сил пружності. Для надання цій залежності кількісної оцінки провели спектральний аналіз сигналів вібрації та моменту сил пружності (рис. 2.4.2).

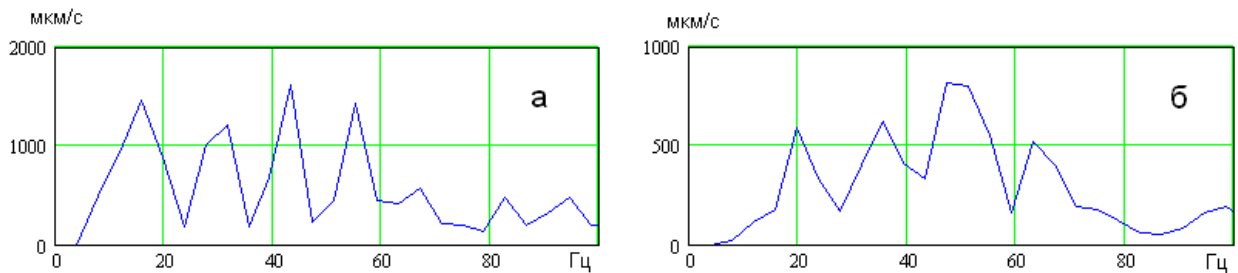


Рисунок 2.4.2 – Спектр частот сигналу віброшвидкості: а – перше вимірювання, б – друге вимірювання.

На спектрах віброшвидкості чітко видно чотири піки з однаковим періодом (рис. 2.4.2 а). Значення частот, що відповідають цим пікам, жодним чином не відображають період між сплесками на сигналі віброшвидкості, а також відмінності між вимірюваннями, виконаними у різний час. Це пов'язано з тим, що для спектрального аналізу бажано мати сигнали з яскраво вираженою періодичністю, число яких становить 4 і більше. У нашому випадку сигнали мають лише два коливання і їх прояв є неперіодичним (випадковим).

Обчислення автокореляційної функції сигналу віброшвидкості дозволило однозначно визначити час між двома перехідними процесами, що мають одне джерело збурення (рис. 2.4.3). Як видно із рисунка, форма функції має певні властивості. У початковий період значення функції різко зменшується і коливається відносно нуля 3-4 рази, потім на певному значенні зміщення часу зростає до 0,5...0,6 і після зменшується у вигляді загасаючих коливань. Початкова ділянка функції цілком зрозуміла, тут спостерігається максимальна кореляція сигналу (самого на себе), цю ділянку до 0,01 сек можна відкинути з розгляду. Залишається яскраво виражений максимум функції у точці зміщення часу, де збіглися два випадкові обурення, що мають одну природу.

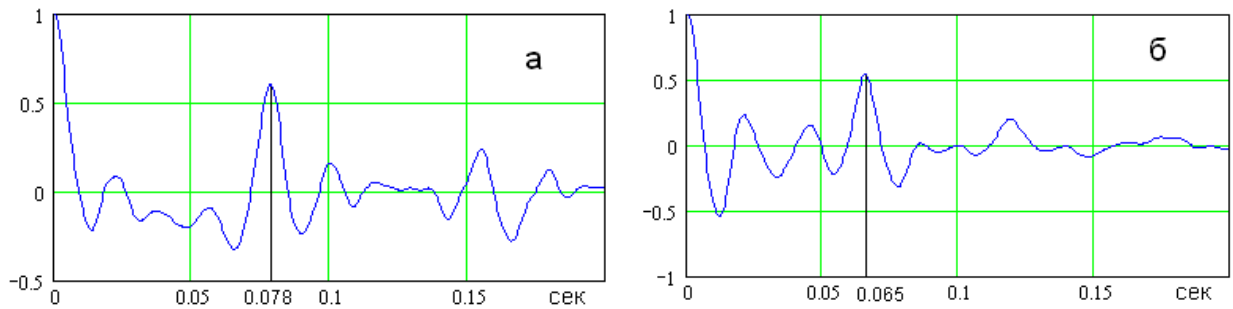


Рисунок 2.4.3 – Автокореляційна функція сигналу віброшвидкості: а – перше вимірювання, б – друге вимірювання.

Записи в агрегатному журналі свідчать, що універсальні шпинделі у кліті 4 працюють приблизно 5-6 місяців. На момент першого вимірювання шпинделі відпрацювали 49 діб, на момент другого (інший комплект шпинделів) – 101 добу. У той же час напрацювання на відмову вал-шестерні редуктора складає 1,5 року. На момент першого вимірювання вал-шестерня відпрацювала 1,3 роки, на момент другого – 3,5 місяці. Технічний стан універсальних шпинделів на момент обох вимірювань приблизно однаковий, а ось стан редуктора суттєво відрізняється. Більш за все саме знос зубчастого зчеплення і підшипникових опор зубчатих коліс редуктора, на момент першого вимірювання, призвело до появи горизонтальної полички на сигналі моменту сил пружності та викликало збільшення часу між сплесками на сигналі віброшвидкості.

Таким чином виконані дослідження показали доцільність вимірювання вібрації з діагностичною метою, оскільки їх виконати легше, швидше, дешевше та безпечніше на відміну від вимірювання моментів сил пружності.

2.5. РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ МОМЕНТУ СИЛ ПРУЖНОСТІ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНОЇ КЛІТІ.

Під час промислових досліджень статичних та динамічних навантажень у крутильних системах прокатних клітей вимірювали момент сил пружності на проміжному валу моторної муфти. Аналоговий сигнал з тензометра оцифровувався за допомогою АЦП із частотою дискретизації 2015 Гц та

записувався на жорсткий диск персонального комп'ютера. Така методика вимірювань дозволила накопичити великі масиви перехідних процесів у багатьох клітках прокатних станів. У зв'язку з цим постало питання обробки цих даних для визначення параметрів перехідного процесу (рис. 2.5.1 а). Основними параметрами перехідного процесу є: амплітуди та власні частоти коливань, час і характер наростання моменту сил технологічного опору, величина статичного моменту, логарифмічні декременти амплітуд коливань та інші.

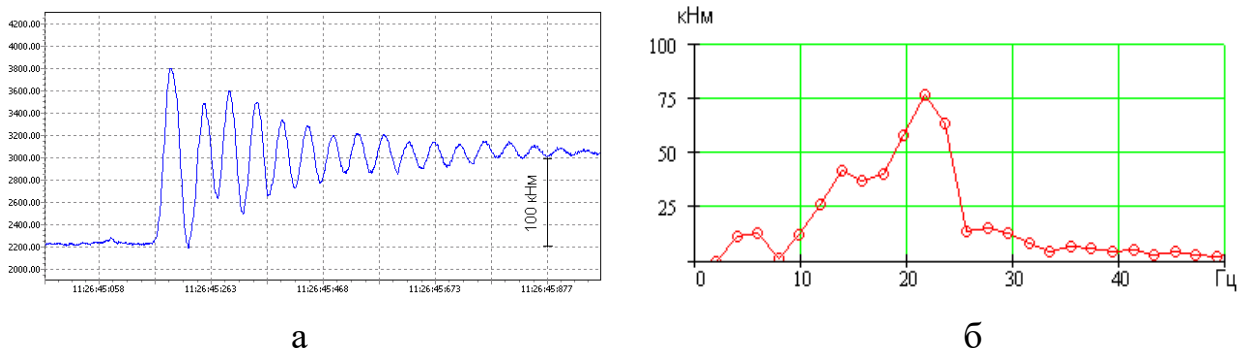


Рисунок 2.5.1 – Момент сил пружності на проміжному валу моторної муфти прокатної кліті 7 при захваті штаби прокатними валками (а), швидке перетворення Фур'є цифрового сигналу моменту сил пружності по 1024 точкам (б).

Спочатку для визначення амплітуд і власних частот коливань використали швидке перетворення Фур'є (рис. 2.5.1 б). Аналіз результатів показав, що у перетворення Фур'є є ряд умов, які не дозволяють використовувати його для визначення власних частот коливань перехідного процесу. Яскраво виражений характер згасаючих коливань, швидкоплинний час самого перехідного процесу навіть за частоти дискретизації 2015 Гц призводить до розпливчастого спектру частот, на якому немає чітких піків власних частот крутильної системи (рис. 2.5.1 б). Роздільна здатність графіку становить приблизно 2 Гц, тобто точність визначення власних частот досить низька. Використовуючи дані графіка, передбачається, що власні частоти коливань дорівнюють 14 Гц і 22 Гц.

Спробували апроксимувати криву перехідного процесу сумою згасаючих гармонійних функцій (змінна складова), що додається до експонентної функції наростання моменту сил опору (постійна складова).

Перший варіант складався із суми синусів двох частот із загальним декрементом коливань, які накладаються на зростаюче по експоненті технологічне навантаження (2.5.1).

$$M_{ynp}(t) = (P1 \cdot \sin(P2 \cdot t) + P3 \cdot \sin(P4 \cdot t)) \cdot \exp(-P5 \cdot t) + P6 \cdot (1 - \exp(-P7 \cdot t)) \quad (2.5.1)$$

Результат незадовільний (рис. 2.5.2 а).

Другий варіант - сума синусів і косинусів двох частот із загальним декрементом коливань, які накладаються на технологічне навантаження, що зростає по експоненті (2.5.2).

$$M_{ynp}(t) = (P1 \cdot \cos(P5 \cdot t) + P3 \cdot \sin(P5 \cdot t) + P2 \cdot \cos(P6 \cdot t) + P4 \cdot \sin(P6 \cdot t)) \cdot \exp(-P7 \cdot t) + P8 \cdot (1 - \exp(-P9 \cdot t)) \quad (2.5.2)$$

Результат задовільний, але недостатній (рис. 2.5.2 б)

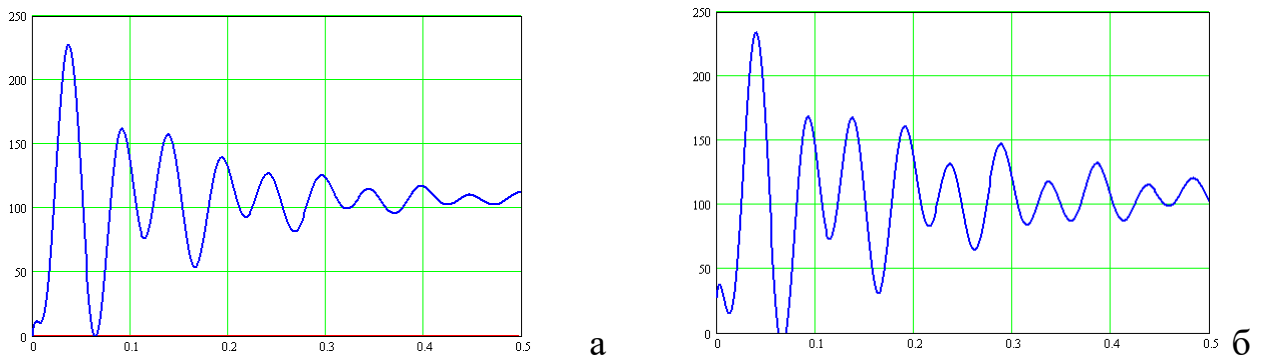


Рисунок 2.5.2 – Апроксимація перехідного процесу за формулою 2.5.1 (а) та 2.5.2 (б).

Третій варіант - сума синусів і косинусів двох частот зі своїми декрементами коливань, які накладаються на технологічне навантаження, що зростає по експоненті (2.5.3). Отримали добрий результат. Коефіцієнт кореляції із сигналом перехідного процесу становить 0,89 (рис. 2.5.3).

$$M_{ynp}(t) = (P1 \cdot \cos(P5 \cdot t) + P3 \cdot \sin(P5 \cdot t)) \cdot \exp(-P7 \cdot t) + (P2 \cdot \cos(P6 \cdot t) + P4 \cdot \sin(P6 \cdot t)) \cdot \exp(-P8 \cdot t) + P9 \cdot (1 - \exp(-P10 \cdot t)) \quad (2.5.3)$$

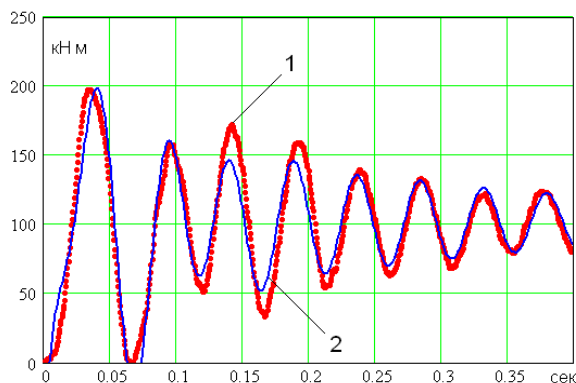


Рисунок 2.5.3 – Порівняння виміряного моменту сил пружності (1) та отриманої апроксимації за формулою 2.5.3 (2).

Таблиця 2.5.1 – Коефіцієнти рівняння (2.5.3) при цифровій апроксимації

P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
– 135	77	175	29	12.03	21.09	22.15	3.65	102	36.8

Для дослідника головний інтерес представляють величини P5 і P6, які відповідають значенню першої і другої власних частотам (Гц) коливань, що реєструються. Величина P9 дорівнює статичній складовій перехідного процесу (кНм), для нашого випадку – сталий момент прокатки. Коефіцієнт P10 характеризує інтенсивність наростання статичного моменту прокатки - коли він більше, то швидше відбувається наростання. Це свідчить про швидкість заповнення осередку деформації, яка у свою чергу залежить від лінійної швидкості прокатних валків, величин обтиснень у прокатній кліті та параметрів форми передньої частини розкату. Коефіцієнти P7 та P8 характеризують інтенсивність згасання коливань першої та другої форм коливань. Величини P1, P2, P3, P4 – параметри амплітуд коливань, при яких можливе максимальне наближення форми перехідного процесу та аналітичної залежності (2.5.3). Порівнюючи значення власних частот по апроксимуючій залежності (2.5.3) з даними рисунка 2.5.1б бачимо, що величини визначаються з більшою точністю; 14 Гц перетворилися на 12,03 Гц, а 22 Гц – на 21,09 Гц [101].

На експериментальній осцилограмі помітні посилення коливань на 3-4 періодах. Залишається припустити, що це реакція ділянки на якесь збурення, зіткнення елементів (у редукторі або моторній муфті). Так як лінія приводу складна, має більше мас, ніж ми враховуємо у своїй математичної моделі (зазвичай використовують трьохмасові розрахункові схеми лінії приводу).

Запропонована методика правильно працює лише на перехідних процесах без явних нелінійностей, таких як: наявність «нульової» полички при зміні знаку деформації. Такі осцилограми виключаються із обробки. Однак при виконанні промислових досліджень реєструється достатня кількість перехідних процесів без цієї нелінійності, що дозволяє використовувати цю методику для всіх прокатних клітей.

Застосували цю методику для визначення першої та другої власних

частот коливань лінії приводу всіх клітей стану 1680 за даними промислових вимірювань (табл. 2.5.2).

Таблиця 2.5.2 – Перша, друга власні частоти коливань моменту сил пружності та їх відношення для клітей стану 1680.

	дуо	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
β_1 , Гц	11.0	15.8	14.1	17.4	15.6	13.8	13.7	12.0	12.0	12.6	12.2
β_2 , Гц	21.7	29.3	26.9	21.1	18.1	15.3	17.8	21.1	22.0	25.1	24.6
n	1.97	1.85	1.91	1.21	1.16	1.11	1.29	1.75	1.83	1.99	2.02

Найменші відношення частот спостерігаються у клітях 3, 4, 5 та 6. У цих клітях передавальне число редуктора становить від 10,11 у кліті 3 до 4,69 у кліті 6. В інших клітях, де передатні числа більші (чорнова група) або менші (чистова група) відношення власних частот знаходяться на рекомендованому рівні, що становить 1,8...2,0. Можливо припустити, що такий діапазон передавальних чисел редукторів негативно впливає на динамічну сприйнятливність ліній приводів зі схожою кінематичною схемою.

Таким чином запропонована методика буде корисною під час ідентифікації та уточнення параметрів математичних моделей лінії приводу прокатних клітей.

2.6 ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Наведено методику промислових вимірювань кінематичних, силових та вібродинамічних параметрів лінії приводу прокатної кліті. Представлено елементи вимірювального комплексу, тип датчиків, технічні характеристики системи реєстрації. Наведено перелік вимірюваних параметрів та метод її попередньої обробки і архівування.

2. Проаналізована зміна форми сигналу моменту сил пружності на моторній ділянці лінії приводу прокатної кліті. Виявлено зв'язок цієї форми з технічним станом лінії приводу, що підтверджено записами у агрегатних журналах механічного обладнання прокатних клітей. Це дозволило вперше встановити зв'язок фактичного стану шпіндельної і моторної ділянки з видом перехідного процесу по моменту сил пружності, його максимальним (піковим)

значенням з конкретною прив'язкою до терміну напрацювання шпинделів і деталей редуктора.

3. Вперше виконана значна кількість вимірювань моменту сил пружності під час різного технічного стану обладнання одночасно у декількох прокатних клітях та здійснена їх статистична обробка. Це дозволяє відстежувати динаміку роботи прокатного обладнання за максимальним динамічним моментом сил пружності та коефіцієнтом динамічності сумісно з динамікою технології прокатки, яка характеризується сталим моментом сил пружності та температурою штаби, як у окремо обраній кліті так і у декількох клітях одночасно.

4. Встановлено, що перехідні процеси при захваті металу валками на моменті сил пружності на моторній ділянці і віброшвидкість підшипникових опор редуктора мають спільні ознаки. Такою характерною ознакою є інтервал часу між двома першими піками перехідного процесу, який є діагностичним параметром. Запропоновано автоматичний цифровий метод обчислення цього інтервалу часу між двома збуреннями на сигналі вібрації.

5. Запропоновано методику визначення параметрів перехідного процесу моменту сил пружності на моторній ділянці лінії приводу прокатної кліті. Методика полягає у цифровій апроксимації сигналу перехідного процесу сумою тригонометричних та експонентних функцій. Вона дозволяє з достатньою мірою точності визначати першу та другу власні частоти лінії приводу, а також рівень статичного моменту та інтенсивність його наростання. Методика може використовуватися для перехідних процесів без яскраво вираженої нелінійності (відкриття та закриття зазорів).

3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ЛІНІЯХ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ

3.1. ЕКВІВАЛЕНТНІ РОЗРАХУНКОВІ СХЕМИ ТА ТРЬОХМАСОВА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЛІНІЇ ПРИВОДУ

Для дослідження кінематичних і динамічних процесів у лініях приводу прокатних клітей використовують математичні моделі. Методи складання еквівалентних розрахункових схем для цих моделей розроблені і відомі широкому загалу фахівців [1, 2].

Як приклад, розглянули багатомасову розрахункову схему прокатної кліті, перевага якої над трьохмасовою схемою полягає у врахуванні більшої кількості крутних мас і пружностей деталей лінії приводу (рис. 3.1.1).

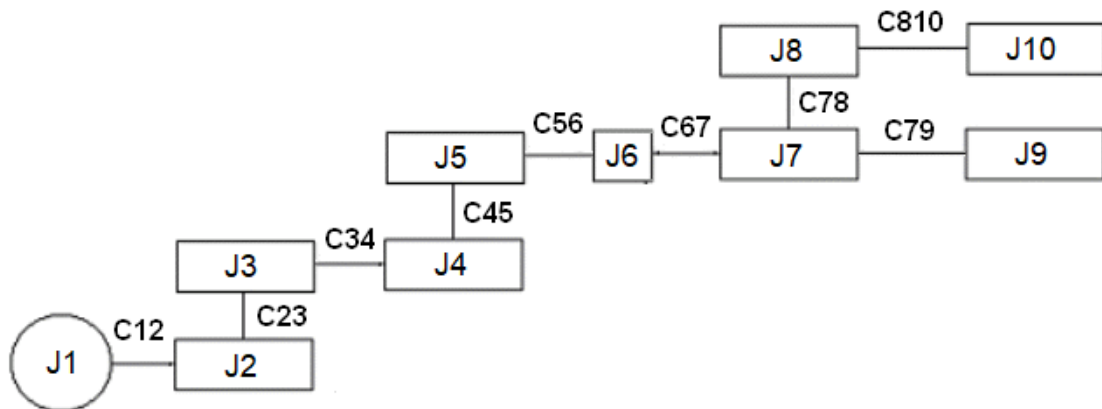


Рисунок 3.1.1 – Багатомасова розрахункова схема лінії приводу прокатної кліті (J – момент інерції елемента, C – пружність з’єднувальної ланки).

Подібні схеми у дослідницьких роботах майже не використовуються, оскільки відсутня практична потреба досліджувати перехідні процеси в усіх ділянках лінії приводу. У більшості випадків динамічні задачі для листопрокатних та інших станів вирішувались на прикладах спрощених розрахункових схем. Тому розрахункову схему лінії приводу з великою кількістю мас згідно з відомими методами [6] приводили до рядної схеми з трьома масами (рис. 3.1.2).

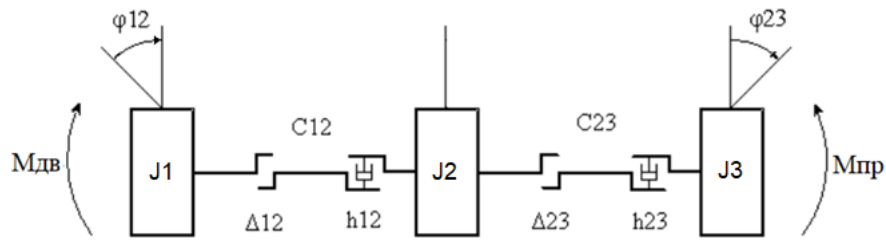


Рисунок 3.1.2 - Розрахункова схема лінії приводу з трьома масами. (J – момент інерції елемента, C – пружність з’єднувальної ланки, Δ – кутовий зазор, h – демпфер коливань, φ – кут повороту мас, M – зовнішній крутний момент).

У такій схемі враховано всі моменти інерції та пружності початкової системи з багатьма масами. Вона відображає основні частотні властивості лінії приводу на шпindelній та моторній ділянках. Наведена схема використовувалася для розрахунку динамічних навантажень в пружних ланках з урахуванням зазорів на шпindelній та моторній ділянках та задач діагностики технічного стану [102, 103].

Перехідні процеси описували системою диференціальних рівнянь у відносних координатах, згідно методу С.М. Кожевнікова:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \phi_{12}}{\partial t^2} &= \frac{M_{дв} - M_{12}}{J_1} - \frac{M_{12} - M_{23}}{J_2} - h_{12} \cdot \frac{\partial \phi_{12}}{\partial t} \\ \frac{\partial^2 \phi_{23}}{\partial t^2} &= \frac{M_{12} - M_{23}}{J_2} - \frac{M_{23} - M_{пр}}{J_3} - h_{23} \cdot \frac{\partial \phi_{23}}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.1.1)$$

де: h_{12} , h_{23} - коефіцієнти згасання пружних коливань.

Система рівнянь (3.1.1) описує крутильні коливання лінії приводу. На крутильну систему діють два зовнішні моменти: $M_{пр}$ – момент сил технологічного опору (момент прокатки) на прокатних валках; $M_{дв} = C_m \cdot I$ – електромагнітний момент двигуна.

Рівняння електродвигуна [77]:

$$L \cdot \frac{dI}{dt} + R \cdot I + C_e \cdot \frac{d\phi_1}{dt} = U \quad (3.1.2)$$

де: L, R – індуктивність та опір якорної цепі; I – сила струму у цепі якоря; C_e , C_m – електрична та механічна постійні двигуна, U – напруга на шинах якоря двигуна.

Момент прокатки ($M_{пр}$), що встановився, розраховувався згідно з відомою методикою [104]. Для заданих значень початкової та кінцевої товщини, обтиснення, ширини, температури штаби, швидкості прокатки та марки стали обчислювали опір пластичної деформації, згідно з методом термомеханічних коефіцієнтів:

$$\sigma_T = \sigma_0 \cdot K_H \cdot K_E \cdot K_T, \quad (3.1.3)$$

де: σ_0 – базовий опір деформації, K_H , K_E , K_T – термомеханічні коефіцієнти.

Зусилля (P) та момент прокатки (M) визначалися за формулами [104]:

$$P = p_{CP} \cdot B \cdot r \cdot \alpha, \quad (3.1.4)$$

$$M = 2 \cdot P \cdot r \cdot \beta, \quad (3.1.5)$$

де: p_{CP} – середній розподілений тиск, визначений у сталому режимі прокатки, B – ширина штаби, r – радіус робочого валка, α – кут захвату, β – нейтральний кут.

Момент у період заповнення осередку деформації металом визначали по формулі [32]:

$$M_{np}(\phi) = 2 \cdot P \cdot r \cdot \phi \cdot \left(\frac{x}{r} - \beta\right) \quad (3.1.6)$$

де: ϕ – кут повороту прокатного валка, x – пружна деформація станини кліті.

Кутові зазори враховувались у математичній моделі, як складова частина моменту сил пружності згідно графіку, де C – пружність з'єднувальної ланки (рис. 3.1.3).

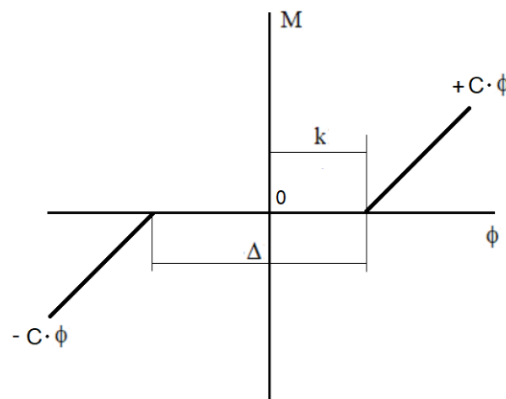


Рисунок 3.1.3 – Залежність моменту сил пружності від кута кручення сусідніх мас та кутового зазору (Δ – кутовий зазор, k – відкрита частина кутового зазору).

Кутові зазори на шпindelній та моторній ділянці враховували при обчисленні моментів сил пружності (M_{12} , M_{23}) за таких умов:

$$M_{12}(\phi_{12}) = \begin{cases} C_{12} \cdot (\phi_{12} - k_{12} \cdot \Delta_{12}) & \text{if } \phi_{12} > k_{12} \cdot \Delta_{12} \\ C_{12} \cdot (\phi_{12} + \Delta_{12} - k_{12} \cdot \Delta_{12}) & \text{if } \phi_{12} < (k_{12} \cdot \Delta_{12} - \Delta_{12}) \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (3.1.7)$$

$$M_{23}(\phi_{23}) = \begin{cases} C_{23} \cdot (\phi_{23} - k_{23} \cdot \Delta_{23}) & \text{if } \phi_{23} > k_{23} \cdot \Delta_{23} \\ C_{23} \cdot (\phi_{23} + \Delta_{23} - k_{23} \cdot \Delta_{23}) & \text{if } \phi_{23} < (k_{23} \cdot \Delta_{23} - \Delta_{23}) \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

де: ϕ_{12} , ϕ_{23} – відносні кути повороту сусідніх мас, C_{12} , C_{23} – коефіцієнти пружності ділянок, Δ_{12} , Δ_{23} – кутові зазори, k_{12} , k_{23} – відносна складова відкритої частини кутового зазору.

Таким чином, система диференціальних рівнянь описує перехідні процеси у лінії приводу з урахуванням конструктивних (пружно-масових) параметрів, параметрів прокатки і параметрів, що характеризують технічний стан лінії приводу. За допомогою цієї моделі досліджували вплив різних параметрів на динамічні навантаження, а також здійснювали діагностичні дослідження [105].

Розрахунки за допомогою математичної моделі відрізняються від осцилограм промислових досліджень. Відмінність полягає у невеликій різниці першої та другої власної частоти коливань лінії приводу від експериментальних.

Таблиця 3.1.2 – Розрахункові пружно-масові параметри клітей стану 1680.

	дуо	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
J_1 , т·м ²	84,4	3580	2130	485	250	331	134,5	46,7	24,7	15	12,3
J_2 , т·м ²	16,3	540	648,5	129	108,3	170	40,1	11,85	5,22	3,03	2,4
J_3 , т·м ²	0,4	12,22	5,52	2,72	2,42	2,48	2,48	2,48	2,28	2,28	2,28
C_{12} , МНм/рад	121,8	14080	4200	1650	1103	1663,9	690,6	214,1	128	69	56
C_{23} , МНм/рад	16,95	176,6	80,4	38,7	40	34,42	34,42	30,68	32,04	32,04	32,04
β_1 , Гц	14,8	19,0	14,5	18,3	18,5	18,1	18,2	16,7	17,3	16,2	15,9
β_2 , Гц	33,2	27,8	19,4	21,0	21,4	20,1	24,6	25,9	31,1	32,4	33,9
n	2,24	1,46	1,34	1,15	1,16	1,11	1,35	1,55	1,80	2,00	2,13

Порівняли значення першої і другої власної частоти із такими, що отримані за допомогою розробленої методики (див. Розділ 2.5). Є певна систематична похибка у визначенні розрахункових пружно-масових параметрів на відміну від вимірних даних (рис. 3.1.4).

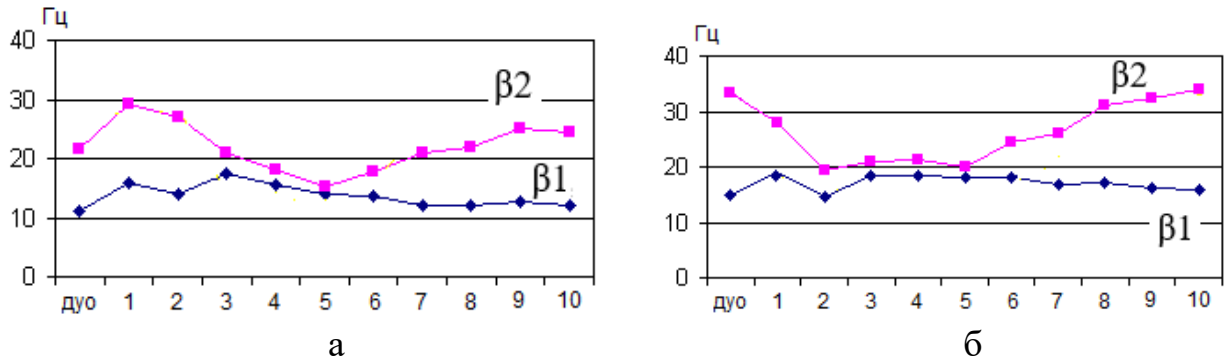


Рисунок 3.1.4 – Значення частот власних коливань (β_1 , β_2) лінії приводу, які визначенні за конструктивними даними (а) та вимірними даними (б).

Моменти інерції деталей визначають з достатньою точністю, їх легше порахувати, ступінь їхнього впливу на власні частоти значно нижче, ніж ступінь впливу пружності з'єднувальних елементів. У свою чергу, пружність складніше обчислити, оскільки деталі часто мають складну форму, матеріал деталей різний (модуль пружності має інше значення), що істотно впливає на величину сумарної пружності ділянки лінії приводу.

Оскільки власні частоти β_1 та β_2 визначають за даними вимірювань коливань моменту сил пружності, їх значення є найбільш точними. Розробили методику для визначення скоригованих значень пружностей ділянок лінії приводу. Використали відому залежність власних частот від пружно-масових параметрів коливальної системи, де невідомими є параметри пружностей C_{12} та C_{23} [1]:

$$\beta_1 := \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \left[C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3} - \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3} \right)^2 - 4 \left(C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3} \right)} \right]} \quad (3.1.8)$$

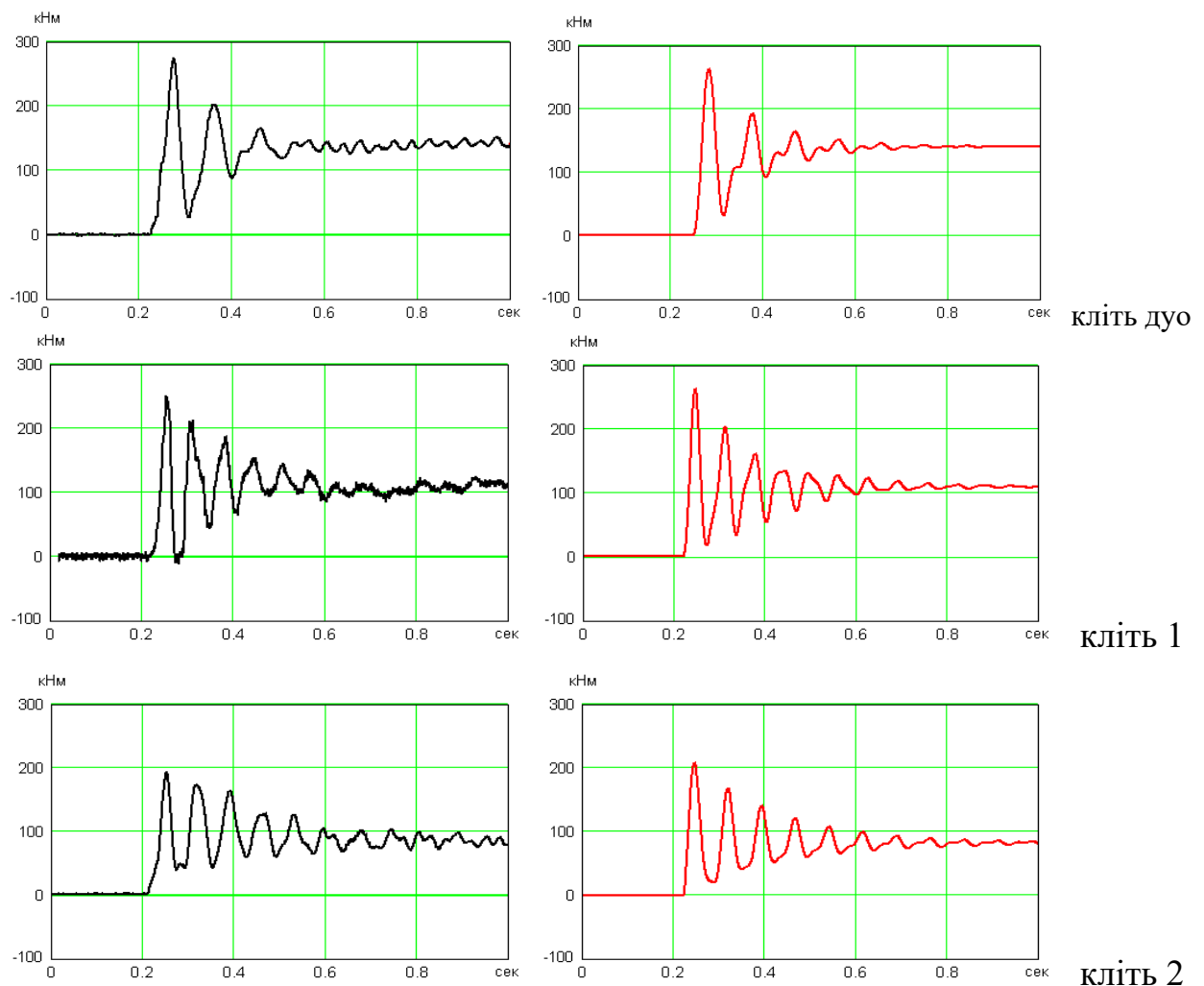
$$\beta_2 := \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \left[C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3} + \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3} \right)^2 - 4 \left(C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3} \right)} \right]}$$

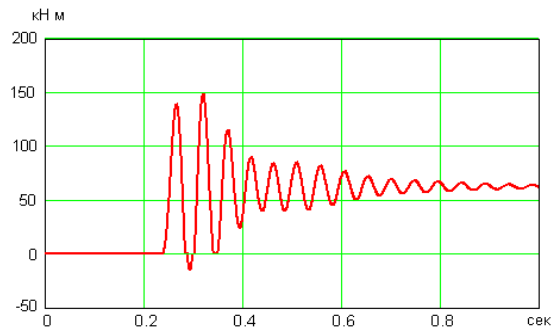
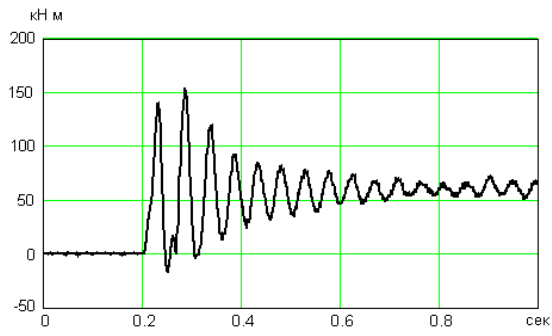
Вирішили чисельним методом систему рівнянь (3.1.8) та визначили значення пружностей C_{12} та C_{23} , що задовольняють заданим умовам (таблиця 3.1.4).

Таблиця 3.1.4 – Скориговані пружно-масові параметри клітей стану 1680.

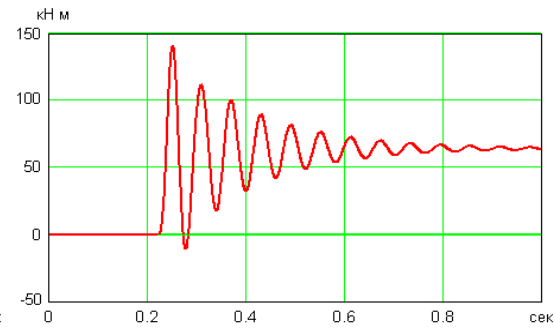
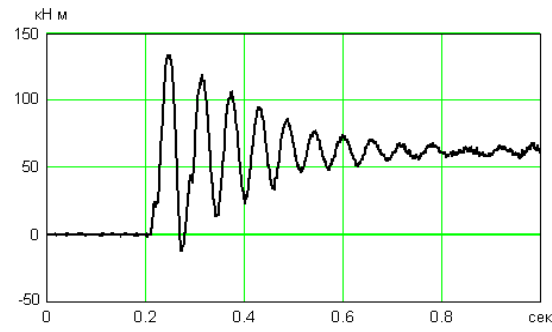
	дуо	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$J1, \text{т} \cdot \text{м}^2$	84,4	3580	2130	485	250	331	134,5	46,7	24,7	15	12,3
$J2, \text{т} \cdot \text{м}^2$	16,3	540	648,5	129	108,3	170	40,1	11,85	5,22	3,03	2,4
$J3, \text{т} \cdot \text{м}^2$	0,4	12,22	5,52	2,72	2,42	2,48	2,48	2,48	2,28	2,28	2,28
$C12,$ МНм/рад	66,83	4754	3937	1292	775,1	913,4	262,4	68,77	40,75	39,08	35
$C23,$ МНм/рад	7,18	402,3	156	44,87	28,96	21,29	26,49	32,81	24,34	20,47	18
$\beta_1, \text{Гц}$	10.98	15.80	14.1	17.41	15.55	13.83	13.69	12.03	12.00	12.6	12.17
$\beta_2, \text{Гц}$	21.66	29.32	26.9	21.09	18.11	15.34	17.75	21.09	22.00	25.1	24.56
n	1.97	1.85	1.91	1.21	1.16	1.11	1.29	1.75	1.83	1.99	2.017

Використовуючи скориговані пружно-масові параметри, задаючи різні величині зазорів, частоти обертання, часу заповнення осередку деформації та коефіцієнтів згасання досягли прийнятної форми перехідного процесу і максимального наближення до реальних осцилограм (рис. 3.1.5).

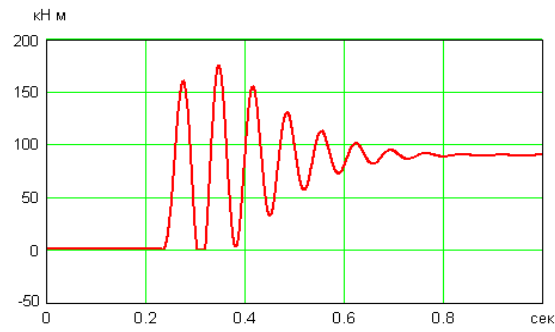
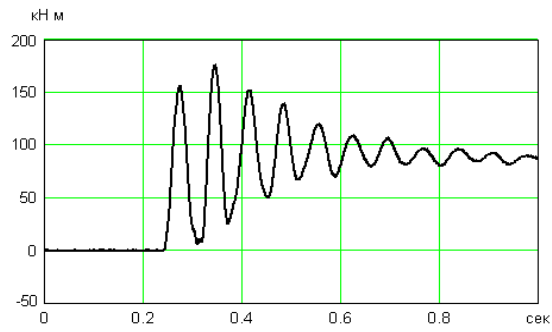




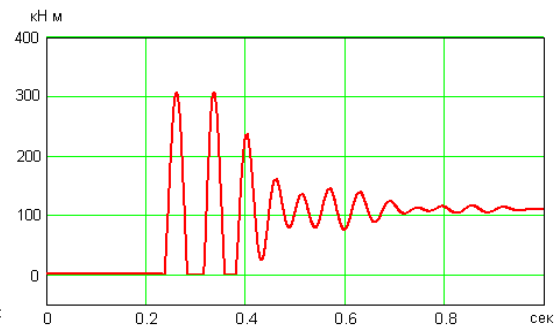
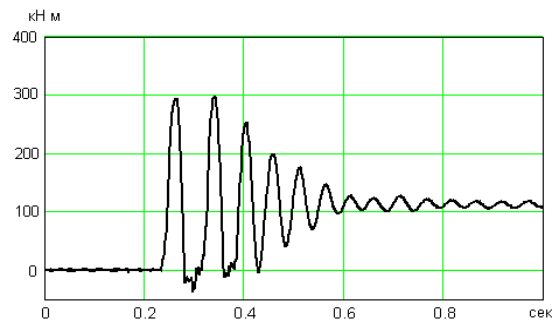
кліть 3



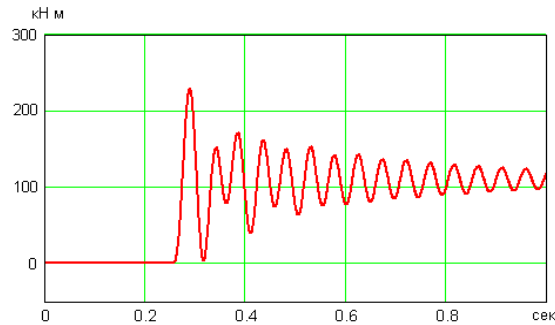
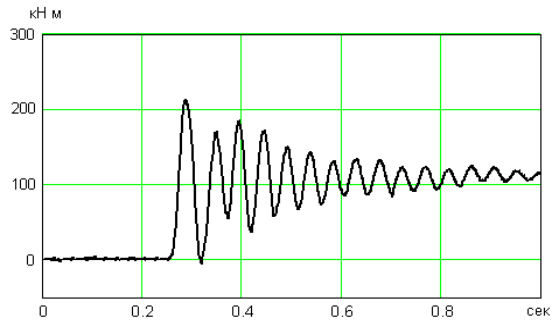
кліть 4



кліть 5



кліть 6



кліть 7

редуктор представлений колесами із зубчастим зчепленням та радіальними зазорами у підшипникових опорах.

Для редуктора у лінії приводу прокатної кліті при захваті штаби валками характерно ударне навантаження зубчастих зчеплень. В результаті зношування зубчастих зчеплень і підшипникових опор динамічні навантаження в лінії приводу збільшуються, що призводить до нестійкої роботи редуктора (збільшена вібрація, шум, удари), ослаблення кріплень підшипникових вузлів і корпусу редуктора з фундаментом, а в ряді випадків до поломок зубів та появи тріщин у корпусі редуктора та у тихохідних великогабаритних зубчастих колесах [106]. Це призводить до позапланових зупинок, ремонтів, а у разі аварій до простоїв стану та втрати виробництва. Згідно з правилами технічної експлуатації обслуговування редукторів прокатних станів повинно здійснюватися один раз на рік під час капітального ремонту. Фактично в чорнових клітях стану 1680 з тих чи інших причин технічне обслуговування редукторів проводиться у середньому 16 разів на рік, тобто по 4 ремонти у середньому на редуктор у кожній кліті.

У роботах [107...110] досліджуються переважно сигнали вібрації, їх зв'язок з дефектами зубів та підшипників, визначаються спектр частот вібраційного сигналу та гранично допустимий рівень вібрації у тих чи інших точках обладнання у сталому режимі прокатки. Дослідженню динамічних процесів у редукторах прокатних станів приділяється недостатньо уваги, перехідні процеси під час захвату штаби не розглядаються. У роботах, де наведено результати вимірів вібрацій редуктора (наприклад, стан тріо [111]), весь аналіз зводиться до визначення частот процесу, наявності явних ударів без встановлення джерела збурень.

Врахування елементів редуктора в динамічних характеристиках лінії приводу зводиться до єдиної об'єднаної маси у багатомасовій системі з пружними зв'язками або розглядається окремо як два тіла, що взаємодіють один з одним, з кутовим зазором у статиці або динаміці, ґрунтуючись на припущенні, що одне із зубчастих коліс є опорою, а інше здійснює переміщення навколо нього [112, 113]. При об'єднанні рухомих елементів

редуктора в одну масу це «приховувало» наявність зазорів в опорах і зубчастому зчепленні, які істотно впливають на динаміку всієї лінії приводу. Подібна спрощена схема створювала невизначеність в оцінці впливу зазорів на ділянках лінії приводу з зубчатими колесами. Для автономного дослідження роботи редуктора та його вузлів розроблено низку математичних моделей з метою визначення впливу положення осей зубчастих коліс та люфтів у підшипникових опорах на зусилля в зубчастих зчепленнях [114...116].

У статті [117] наведено математичний опис просторового розташування зубчастих коліс вертикального редуктора, що працює у важких реверсивних умовах. Така математична модель дозволила оцінити роль положення вузла вертикальних коливань осей зубчастих коліс, що стали однією з причин поламки зубів у редукторі приводу вертикальних валків слябінгу 1150, що опосередковано підтверджено картою поламок зубів коліс.

Діагностичний підхід до визначення технічного стану редуктора повинен мати попередньо розроблену модель формування динамічних навантажень підшипникових опор, щоб обґрунтовано аналізувати експериментальний матеріал, наприклад, віброакустичний сигнал [50].

Загалом, технічний стан лінії приводу прокатної кліті характеризується такими параметрами:

- кутовими зазорами в зчленуванні моторних муфт, корінних муфт, універсальних шпинделів та валкових муфт,
- зносом зчеплень зубчастих коліс редуктора та шестеренної кліті,
- зносом підшипникових опор зубчастих коліс редуктора та шестеренної кліті.

Тому для більш глибокого та детального аналізу взаємозв'язку різних динамічних процесів у лініях приводів прокатних клітей 5 і 6 при захваті металу валками розробили математичні моделі коливань їх ліній приводів, які включають в себе розгалужені крутильні розрахункові схеми із семи мас з одноступінчастим редуктором і шестеренною кліттю (рис. 3.2.1).

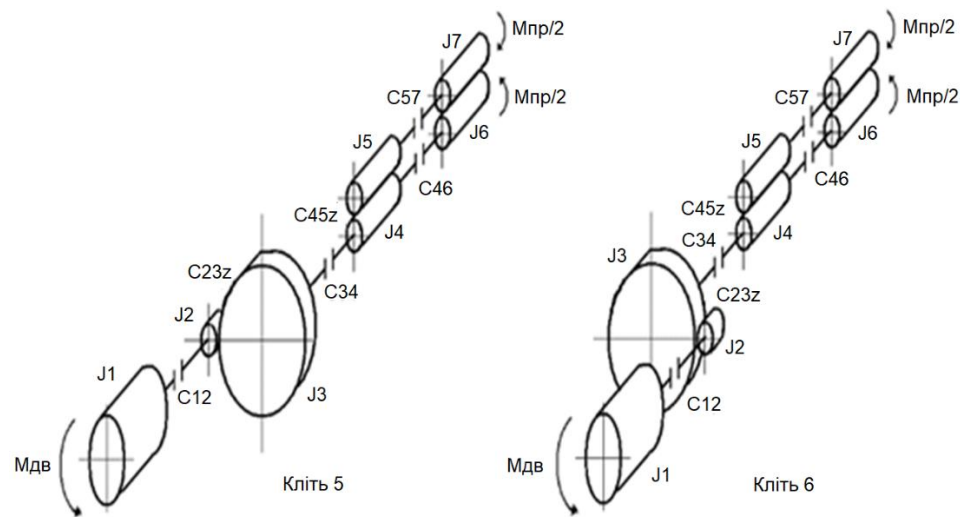


Рисунок 3.2.1 - Розрахункові схеми математичних моделей ліній приводів прокатних клітей 5 та 6, які включають редуктор та шестеренну кліть.

Розрахункова схема складається з крутильних мас, що відображають основні елементи лінії приводу: J1 – ротор електродвигуна, J2 – шестерня редуктора, J3 – колесо редуктора, J4 – нижній шестеренний валок, J5 – верхній шестеренний валок, J6 – нижні робочий та опорний валки, J7 – верхні робочий та опорний валки. Крутильні маси з'єднуються за допомогою системи пружних зв'язків, що характеризують сполучні елементи лінії приводу: C12 – проміжний моторний вал із зубчастими напівмуфтами, C23 – зубчасте зчеплення шестерні та колеса редуктора, C34 – хвостовик колеса редуктора, корінна зубчаста муфта, хвостовик нижнього шестеренного валка, C45 – зубчасте зчеплення шестеренної кліті, C46 – універсальний шпindel та валкова муфта нижнього робочого валка, C57 – універсальний шпindel та валкова муфта верхнього робочого валка. У пружних зв'язках діє дисипативна сила, прямо пропорційна відносній швидкості обертання сусідніх крутильних мас. У якості збурення динамічних процесів у лінії приводу виступають моменти сил технологічного навантаження, що діють на верхній та нижній прокатні валки. У свою чергу джерелом енергії для подолання цього моменту виступає електромеханічний момент двигуна, який прикладений до ротора електродвигуна.

Обертання елементів лінії приводу описано відповідними диференціальними рівняннями (3.1):

$$\begin{aligned}
\frac{d^2\phi_1}{dt^2} \cdot J_1 &= M_{дв} \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right) - M_{12}(\phi_1, \phi_2) - H_{12}(\omega_1, \omega_2) \\
\frac{d^2\phi_2}{dt^2} \cdot J_2 &= M_{12}(\phi_1, \phi_2) + H_{12}(\omega_1, \omega_2) - P_{23z}(\phi_2, \phi_3) \cdot R_2 - H_{23z}(\omega_2, \omega_3) \\
\frac{d^2\phi_3}{dt^2} \cdot J_3 &= -P_{23z}(\phi_2, \phi_3) \cdot R_3 - H_{23z}(\omega_2, \omega_3) - M_{34}(\phi_3, \phi_4) - H_{34}(\omega_3, \omega_4) \\
\frac{d^2\phi_4}{dt^2} \cdot J_4 &= M_{34}(\phi_3, \phi_4) + H_{34}(\omega_3, \omega_4) - P_{45z}(\omega_4, \phi_5) \cdot R_4 - H_{45z}(\omega_4, \omega_5) \\
&\quad - M_{46}(\phi_4, \phi_6) - H_{46}(\omega_4, \omega_6) \\
\frac{d^2\phi_5}{dt^2} \cdot J_5 &= -P_{45z}(\phi_4, \phi_5) \cdot R_5 - H_{45z}(\omega_4, \omega_5) - M_{57}(\phi_5, \phi_7) - H_{57}(\omega_5, \omega_7) \\
\frac{d^2\phi_6}{dt^2} \cdot J_6 &= M_{46}(\phi_4, \phi_6) + H_{46}(\omega_4, \omega_6) - 0,5 \cdot M_{np}(t) \\
\frac{d^2\phi_7}{dt^2} \cdot J_7 &= M_{57}(\phi_5, \phi_7) + H_{57}(\omega_5, \omega_7) - 0,5 \cdot M_{np}(t)
\end{aligned} \tag{3.1}$$

де: $\phi_1 \dots \phi_7$ - кути повороту мас лінії приводу; $J_1 \dots J_7$ – власні моменти інерції мас лінії приводу, що обертаються; $R_2 \dots R_5$ – радіуси зубчастих коліс редуктора та шестеренної кліті; t – час диференціювання процесу.

Електромеханічний момент двигуна залежить від частоти обертання (3.2).

$$M_{дв} \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right) = K_{дв} \cdot \left(N_{дв} - \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{d\phi_1}{dt} \right) \tag{3.2}$$

де: $K_{дв}$ – коефіцієнт жорсткості зв'язку моменту двигуна та частоти обертання, $N_{дв}$ – встановлене значення частоти обертання двигуна на холостому ходу (об/хв).

Для діагностичних завдань обрали лінійно-зростаючу залежність моменту сил технологічного опору, де форма сигналу характеризується статичною величиною і часом її досягнення (3.3).

$$M_{np}(t) = \begin{cases} M_{np}/T_{нар} \cdot t & \Rightarrow t < T_{нар} \\ M_{np} & \Rightarrow t > T_{нар} \end{cases} \tag{3.3}$$

де: M_{np} – момент сил технологічного опору в сталому режимі прокатки (кН·м), $T_{нар}$ – час наростання моменту сил технологічного опору від нуля до номінального значення (с).

Кутова швидкість лінії приводу визначається частотою обертання електродвигуна $N_{дв}$. Відповідно частоти обертання решти елементів перераховуються через радіуси зубчастих коліс (3.4).

$$\omega_1 = \omega_2 = N_{дв} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}; \quad \omega_3 = \omega_4 = \omega_6 = N_{дв} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{R_2}{R_3}; \quad \omega_5 = \omega_7 = N_{дв} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{R_2}{R_3} \cdot \frac{R_4}{R_5}; \tag{3.4}$$

Кутові зазори у лінії приводу входили у вирази моментів сил пружності (3.5).

$$\begin{aligned}
 M_{12}(\varphi_1, \varphi_2) &= \begin{cases} C_{12} \cdot ((\varphi_1 - \varphi_2) - k_{12} \cdot \Delta_{12}) & \Rightarrow ((\varphi_1 - \varphi_2) - k_{12} \cdot \Delta_{12}) > 0 \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
 M_{34}(\varphi_3, \varphi_4) &= \begin{cases} C_{34} \cdot ((\varphi_3 - \varphi_4) - k_{34} \cdot \Delta_{34}) & \Rightarrow ((\varphi_3 - \varphi_4) - k_{34} \cdot \Delta_{34}) > 0 \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
 M_{46}(\varphi_4, \varphi_6) &= \begin{cases} C_{46} \cdot ((\varphi_4 - \varphi_6) - k_{46} \cdot \Delta_{46}) & \Rightarrow ((\varphi_4 - \varphi_6) - k_{46} \cdot \Delta_{46}) > 0 \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
 M_{57}(\varphi_5, \varphi_7) &= \begin{cases} C_{57} \cdot ((\varphi_5 - \varphi_7) - k_{57} \cdot \Delta_{57}) & \Rightarrow ((\varphi_5 - \varphi_7) - k_{57} \cdot \Delta_{57}) > 0 \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases}
 \end{aligned} \quad (3.5)$$

де: C_{12} , C_{34} , C_{46} , C_{57} – коефіцієнти пружності з'єднувальних ділянок; Δ_{12} , Δ_{34} , Δ_{46} , Δ_{57} – повна величина зазору (люфт); k_{12} , k_{34} , k_{46} , k_{57} – величина відкритої частини кутового зазору (0 - закритий, 1 - відкритий).

Моменти дисипативних сил, як супутня складова моментів сил пружності з'єднувальних ділянок (3.6):

$$\begin{aligned}
 H_{12}(\omega_1, \omega_2) &= \begin{cases} 0 & \Rightarrow M_{12}(\varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ b_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2) & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
 H_{34}(\omega_3, \omega_4) &= \begin{cases} 0 & \Rightarrow M_{34}(\varphi_3, \varphi_4) = 0 \\ b_{34} \cdot (\omega_3 - \omega_4) & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
 H_{46}(\omega_4, \omega_6) &= \begin{cases} 0 & \Rightarrow M_{46}(\varphi_4, \varphi_6) = 0 \\ b_{46} \cdot (\omega_4 - \omega_6) & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
 H_{57}(\omega_5, \omega_7) &= \begin{cases} 0 & \Rightarrow M_{57}(\varphi_5, \varphi_7) = 0 \\ b_{57} \cdot (\omega_5 - \omega_7) & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases}
 \end{aligned} \quad (3.6)$$

де: b_{12} , b_{34} , b_{46} , b_{57} – коефіцієнти згасання моментів дисипативних сил; ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_4 , ω_5 , ω_6 , ω_7 – кутові швидкості суміжних крутильних мас.

Врахували вплив редуктора та шестеренної кліти на перехідні процеси у лінії приводу прокатних клітей. Однією з особливостей кінематичних схем ліній приводів чистової групи є різне розташування шестерні редуктора відносно колеса. У лінії приводу кліті 5 шестерня розташована зліва, а у кліті 6 – справа від колеса редуктора, якщо дивитись зі сторони двигуна. Вочевидь,

таке розташування по різному впливає на динамічні процеси як у самому редукторі, так і у лінії приводу загалом.

Розглянули кінематичні та силові параметри зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті. Розрахункові схеми побудували у декартовій системі координат по осях X і Y (рис. 3.2.2).

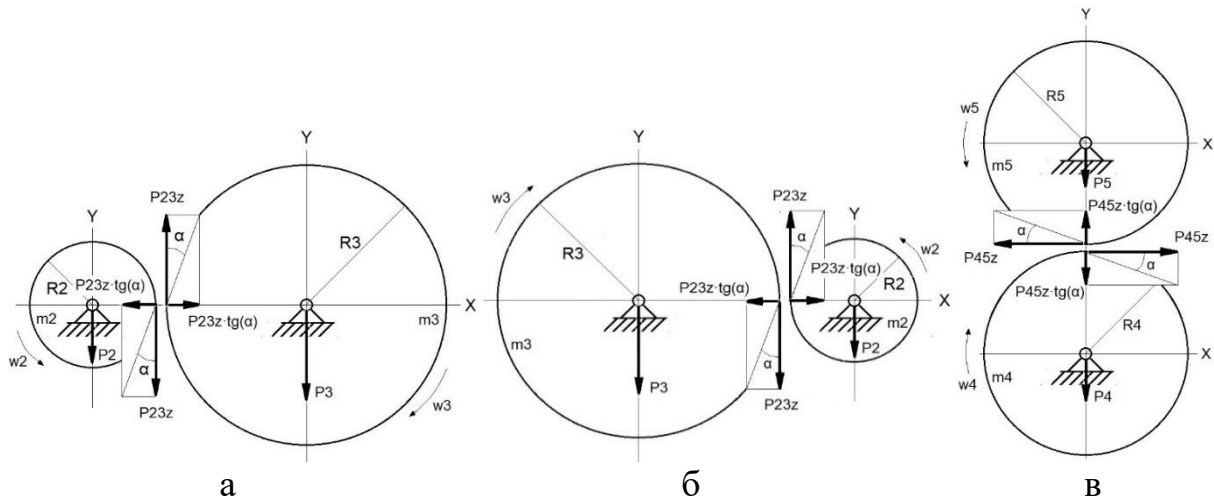


Рисунок 3.2.2 – Розрахункові схеми редукторів клітей 5 (а) і 6 (б), а також шестеренної кліті (в).

Взаємодія зубчастих коліс здійснюється по лінії зачеплення, кут нахилу якої становить 20° для нормальної зубчастої передачі. Зусилля, прикладене у точці зачеплення, розкладається на дві складові – горизонтальну та вертикальну (проекції на осі X та Y). Також на центр обертання зубчастого колеса діє сила тяжіння. Переміщення осей зубчастих коліс редуктора та шестеренної кліті описується системою диференціальних рівнянь (3.7):

$$\begin{aligned}
 \frac{d^2 y_2}{dt^2} \cdot m_2 &= P_{Y2}(x_2, y_2) + h_2(x_2, y_2) \cdot \frac{dy_2}{dt} - P_{23z}(x_2, y_2, x_3, y_3, \frac{d\varphi_2}{dt}, \frac{d\varphi_3}{dt}) - P_2 \\
 \frac{d^2 x_2}{dt^2} \cdot m_2 &= P_{X2}(x_2, y_2) + h_2(x_2, y_2) \cdot \frac{dx_2}{dt} - \left| P_{23z}(x_2, y_2, x_3, y_3, \frac{d\varphi_2}{dt}, \frac{d\varphi_3}{dt}) \right| \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \\
 \frac{d^2 y_3}{dt^2} \cdot m_3 &= P_{Y3}(x_3, y_3) + h_3(x_3, y_3) \cdot \frac{dy_3}{dt} + P_{23z}(x_2, y_2, x_3, y_3, \frac{d\varphi_2}{dt}, \frac{d\varphi_3}{dt}) - P_3 \\
 \frac{d^2 x_3}{dt^2} \cdot m_3 &= P_{X3}(x_3, y_3) + h_3(x_3, y_3) \cdot \frac{dx_3}{dt} + \left| P_{23z}(x_2, y_2, x_3, y_3, \frac{d\varphi_2}{dt}, \frac{d\varphi_3}{dt}) \right| \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \\
 \frac{d^2 y_4}{dt^2} \cdot m_4 &= P_{Y4}(x_4, y_4) + h_4(x_4, y_4) \cdot \frac{dy_4}{dt} - \left| P_{45z}(x_4, y_4, x_5, y_5, \frac{d\varphi_4}{dt}, \frac{d\varphi_5}{dt}) \right| \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - P_4 \\
 \frac{d^2 x_4}{dt^2} \cdot m_4 &= P_{X4}(x_4, y_4) + h_4(x_4, y_4) \cdot \frac{dx_4}{dt} - P_{45z}(x_4, y_4, x_5, y_5, \frac{d\varphi_4}{dt}, \frac{d\varphi_5}{dt})
 \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\frac{d^2 y_5}{dt^2} \cdot m_5 = P_{Y5}(x_5, y_5) + h_5(x_5, y_5) \cdot \frac{dy_5}{dt} + \left| P_{45z}(x_4, y_4, x_5, y_5, \frac{d\phi_4}{dt}, \frac{d\phi_5}{dt}) \right| \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - P_5$$

$$\frac{d^2 x_5}{dt^2} \cdot m_5 = P_{X5}(x_5, y_5) + h_5(x_5, y_5) \cdot \frac{dx_5}{dt} + P_{45z}(x_4, y_4, x_5, y_5, \frac{d\phi_4}{dt}, \frac{d\phi_5}{dt})$$

де: $y_2, y_3, y_4, y_5, x_2, x_3, x_4, x_5$ – прямокутні координати осей зубчастих коліс; m_2, m_3, m_4, m_5 – маси зубчастих коліс; P_2, P_3, P_4, P_5 – сили тяжіння зубчастих коліс, α – кут зачеплення зубчастої передачі.

Рух осей зубчастих коліс у підшипниковій опорі представлено як переміщення матеріальної точки (m) в області кругової пружності (C_b) з радіусом, рівним радіальному зазору (d) (рис. 3.2.3). Пружна взаємодія матеріальної точки з підшипниковою опорою можлива, коли вона не знаходиться у полі радіального зазору. Окружне тертя у підшипниковій опорі незначне, його не враховували [118].

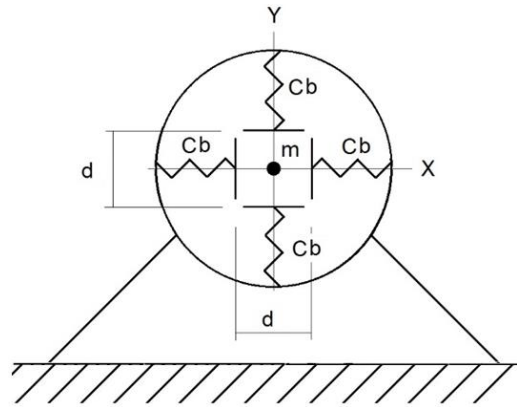


Рисунок 3.2.3 - Розрахункова схема підшипникової опори з радіальним зазором.

Зусилля у підшипникових опорах з урахуванням радіального зазору (3.8):

$$P_{Y2}(x_2, y_2) = \begin{cases} -(y_2 - \frac{y_2 \cdot d_2}{2 \cdot \sqrt{x_2^2 + y_2^2}}) \cdot C_{2b} & \Rightarrow (\sqrt{x_2^2 + y_2^2}) > \frac{d_2}{2} \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases}$$

$$P_{X2}(x_2, y_2) = \begin{cases} -(x_2 - \frac{x_2 \cdot d_2}{2 \cdot \sqrt{x_2^2 + y_2^2}}) \cdot C_{2b} & \Rightarrow (\sqrt{x_2^2 + y_2^2}) > \frac{d_2}{2} \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases}$$

$$P_{Y3}(x_3, y_3) = \begin{cases} -(y_3 - \frac{y_3 \cdot d_3}{2 \cdot \sqrt{x_3^2 + y_3^2}}) \cdot C_{3b} & \Rightarrow (\sqrt{x_3^2 + y_3^2}) > \frac{d_3}{2} \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases}$$

$$P_{X3}(x_3, y_3) = \begin{cases} -(x_3 - \frac{x_3 \cdot d_3}{2 \cdot \sqrt{x_3^2 + y_3^2}}) \cdot C_{3b} & \Rightarrow (\sqrt{x_3^2 + y_3^2}) > \frac{d_3}{2} \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
PY4(x4, y4) &= \frac{-(y4 - \frac{y4 \cdot d4}{2 \cdot \sqrt{x4^2 + y4^2}}) \cdot C4b}{0} \Rightarrow (\sqrt{x4^2 + y4^2}) > \frac{d4}{2} \\
&\Rightarrow otherwise \\
PX4(x4, y4) &= \frac{-(x4 - \frac{x4 \cdot d4}{2 \cdot \sqrt{x4^2 + y4^2}}) \cdot C4b}{0} \Rightarrow (\sqrt{x4^2 + y4^2}) > \frac{d4}{2} \\
&\Rightarrow otherwise \\
PY4(x4, y4) &= \frac{-(y4 - \frac{y4 \cdot d4}{2 \cdot \sqrt{x4^2 + y4^2}}) \cdot C4b}{0} \Rightarrow (\sqrt{x4^2 + y4^2}) > \frac{d4}{2} \\
&\Rightarrow otherwise \\
PX4(x4, y4) &= \frac{-(x4 - \frac{x4 \cdot d4}{2 \cdot \sqrt{x4^2 + y4^2}}) \cdot C4b}{0} \Rightarrow (\sqrt{x4^2 + y4^2}) > \frac{d4}{2} \\
&\Rightarrow otherwise
\end{aligned} \quad (3.8)$$

де: C2b, C3b, C4b, C5b – пружність підшипникових опор зубчастих коліс; d2, d3, d4, d5 – радіальний зазор у підшипникових опорах зубчастих коліс.

Дисипативні властивості руху у підшипникових опорах (3.9).

$$\begin{aligned}
h2(x2, y2) &= \frac{w2}{0} \Rightarrow (\sqrt{x2^2 + y2^2}) > \frac{d2}{2} ; h3(x3, y3) = \frac{w3}{0} \Rightarrow (\sqrt{x3^2 + y3^2}) > \frac{d3}{2} \\
&\Rightarrow otherwise \quad \quad \quad \Rightarrow otherwise \\
h4(x4, y4) &= \frac{w4}{0} \Rightarrow (\sqrt{x4^2 + y4^2}) > \frac{d4}{2} ; h5(x5, y5) = \frac{w5}{0} \Rightarrow (\sqrt{x5^2 + y5^2}) > \frac{d5}{2} \\
&\Rightarrow otherwise \quad \quad \quad \Rightarrow otherwise
\end{aligned} \quad (3.9)$$

де: w2, w3, w4, w5 - коефіцієнти дисипації коливань у підшипникових опорах.

У початковий момент часу центри зубчастих коліс зміщені під впливом сили тяжіння та величини радіального зазору на величину (3.10):

$$\begin{aligned}
y2_0 &= \frac{-P2}{C2b} - \frac{d2}{2} & y3_0 &= \frac{-P3}{C3b} - \frac{d3}{2} \\
y4_0 &= \frac{-P4}{C4b} - \frac{d4}{2} & y5_0 &= \frac{-P5}{C5b} - \frac{d5}{2}
\end{aligned} \quad (3.10)$$

Головною частиною математичної моделі, яка пов'язує крутильний рух обертових мас і поступальний рух елементів редуктора ($\Delta 23$) і шестеренної кліти ($\Delta 45$), є залежність відносного руху контактних поверхонь зубчастих коліс від переміщення в опори і обертання навколо власної осі (3.11).

$$\begin{aligned}
\Delta 23(x2, y2, x3, y3) &= [(y3 - y3_0) - x3 \cdot tg(\alpha) + \phi 3 \cdot R3] - [(y2 - y2_0) + x2 \cdot tg(\alpha) - \phi 2 \cdot R2] \\
\Delta 45(x4, y4, x5, y5) &= [(x5 + (y5 - y5_0) \cdot tg(\alpha) + \phi 5 \cdot R5) - (x4 - (y4 - y4_0) \cdot tg(\alpha) - \phi 4 \cdot R4)]
\end{aligned} \quad (3.11)$$

Зусилля в зчепленні зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліти з урахуванням зазору в зубчастому зчепленні (3.12):

$$\begin{aligned}
P_{23z}(x_2, y_2, x_3, y_3) &= \begin{cases} C_{23z} \cdot (\Delta_{23}(f) - k_{23} \cdot \Delta_{23}) & \Rightarrow (\Delta_{23}(f) - k_{23} \cdot \Delta_{23}) > 0 \\ C_{23z} \cdot (\Delta_{23}(f) + (1 - k_{23}) \cdot \Delta_{23}) & \Rightarrow \Delta_{23}(f) < -(1 - k_{23}) \cdot \Delta_{23} \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
P_{45z}(x_4, y_4, x_5, y_5) &= \begin{cases} C_{45z} \cdot (\Delta_{45}(f) - k_{45} \cdot \Delta_{45}) & \Rightarrow (\Delta_{45}(f) - k_{45} \cdot \Delta_{45}) > 0 \\ C_{45z} \cdot (\Delta_{45}(f) + (1 - k_{45}) \cdot \Delta_{45}) & \Rightarrow \Delta_{45}(f) < -(1 - k_{45}) \cdot \Delta_{45} \\ 0 & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \quad (3.12)
\end{aligned}$$

$$\Delta_{23}(f) = \Delta_{23}(x_2, y_2, x_3, y_3) \quad \Delta_{45}(f) = \Delta_{45}(x_4, y_4, x_5, y_5)$$

де: C_{23z} , C_{45z} – контактна пружність зубчастого зчеплення; Δ_{23} , Δ_{45} – повна величина зазору у зубчастому зчепленні (мм); k_{23} , k_{45} – величина відкритої частини зазору у зубчастому зчепленні (0 – закритий, 1 – відкритий).

Дисипативні сили, як складова до сил пружності в зубчастому з'єднанні (3.13).

$$\begin{aligned}
H_{23}(\omega_2, \omega_3) &= \begin{cases} b_{23} \cdot \Delta V_{23} \left(\frac{dy_2}{dt}, \frac{d\phi_2}{dt}, \frac{dy_3}{dt}, \frac{d\phi_3}{dt} \right) & \Rightarrow P_{23}(x_2, y_2, \phi_2, x_3, y_3, \phi_3) = 0 \\ & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \\
H_{45}(\omega_4, \omega_5) &= \begin{cases} b_{45} \cdot \Delta V_{45} \left(\frac{dy_4}{dt}, \frac{d\phi_4}{dt}, \frac{dy_5}{dt}, \frac{d\phi_5}{dt} \right) & \Rightarrow P_{45}(x_4, y_4, \phi_4, x_5, y_5, \phi_5) = 0 \\ & \Rightarrow \text{otherwise} \end{cases} \quad (3.13)
\end{aligned}$$

де: b_{23} , b_{45} – коефіцієнти згасання дисипативних сил.

Відносна швидкість руху контактних поверхонь зубчастих коліс (3.14):

$$\begin{aligned}
\Delta V_{23} \left(\frac{dy_2}{dt}, \frac{d\phi_2}{dt}, \frac{dy_3}{dt}, \frac{d\phi_3}{dt} \right) &= \left[\left(\frac{dy_3}{dt} + \frac{d\phi_3}{dt} \cdot R_3 \right) - \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \cdot R_2 \right) \right] \\
\Delta V_{45} \left(\frac{dx_4}{dt}, \frac{d\phi_4}{dt}, \frac{dx_5}{dt}, \frac{d\phi_5}{dt} \right) &= \left[\left(\frac{dx_5}{dt} + \frac{d\phi_5}{dt} \cdot R_5 \right) - \left(\frac{dx_4}{dt} - \frac{d\phi_4}{dt} \cdot R_4 \right) \right] \quad (3.14)
\end{aligned}$$

3.3. ІДЕНТИФІКАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНОЇ КЛІТИ І АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МОДЕЛЮВАННЯ

Важливою складовою наукових досліджень є ідентифікація математичних моделей, що описують складні фізичні процеси. Не переконавшись у достовірності математичного апарату моделі, дослідник не має професійного права заявляти про результати своїх наукових досліджень. В нашому випадку треба ідентифікувати достатньо складні коливальні процеси у прокатній кліті, яка поєднує у собі механічне та електротехнічне обладнання.

За кресленнями механічного обладнання та паспортами редукторів і шестеренних клітей визначили величини моментів інерції крутильних мас і

пружність ланок, що їх з'єднують. Пружність підшипникових вузлів та контактну пружність зубчастих зчеплень визначили за методикою [119]. Дані представлені у таблиці 3.3.1.

Таблиця 3.3.1 – Вхідні дані математичної моделі лінії приводу клітей 5 та 6.

	J1, т·м ²	J2, т·м ²	J3, т·м ²	J4, т·м ²	J5, т·м ²	J6, т·м ²	J7, т·м ²	C12, МНм/ рад	C23, МН/ мм	C34, МНм/ рад	C45, МН/ мм	C46, МНм/ рад	C57, МНм/ рад
кліть 5	6,33	0,3	100	0,3	0,3	1,2	1,2	20	24,5	100	30,1	10	10
кліть 6	6,33	0,3	40	0,3	0,3	1,2	1,2	22	24,5	100	30,1	10	10
	C2, МН/мм	C3, МН/мм	C4, МН/мм	C5, МН/мм	КДВ, кНм/хв ¹	m2, т	m3, т	m4, т	m5, т	R2, м	R3, м	R4, м	R5, м
кліть 5	7,94	12,3	13,08	7,94	10	6,7	70,4	6,6	5,6	0,312	2,256	0,275	0,275
кліть 6	7,94	12,3	13,08	7,94	10	6,7	47,3	6,6	5,6	0,312	1,464	0,275	0,275

Виконали вимірювання моментів сил пружності та електромагнітного моменту двигунів клітей 5 і 6 стану 1680. Для ідентифікації математичної моделі обрали осцилограми при прокатці слябів подвоєної маси 2,5 мм х 1220 мм, 08кп, «Транзит-2» (рис. 3.3.1).

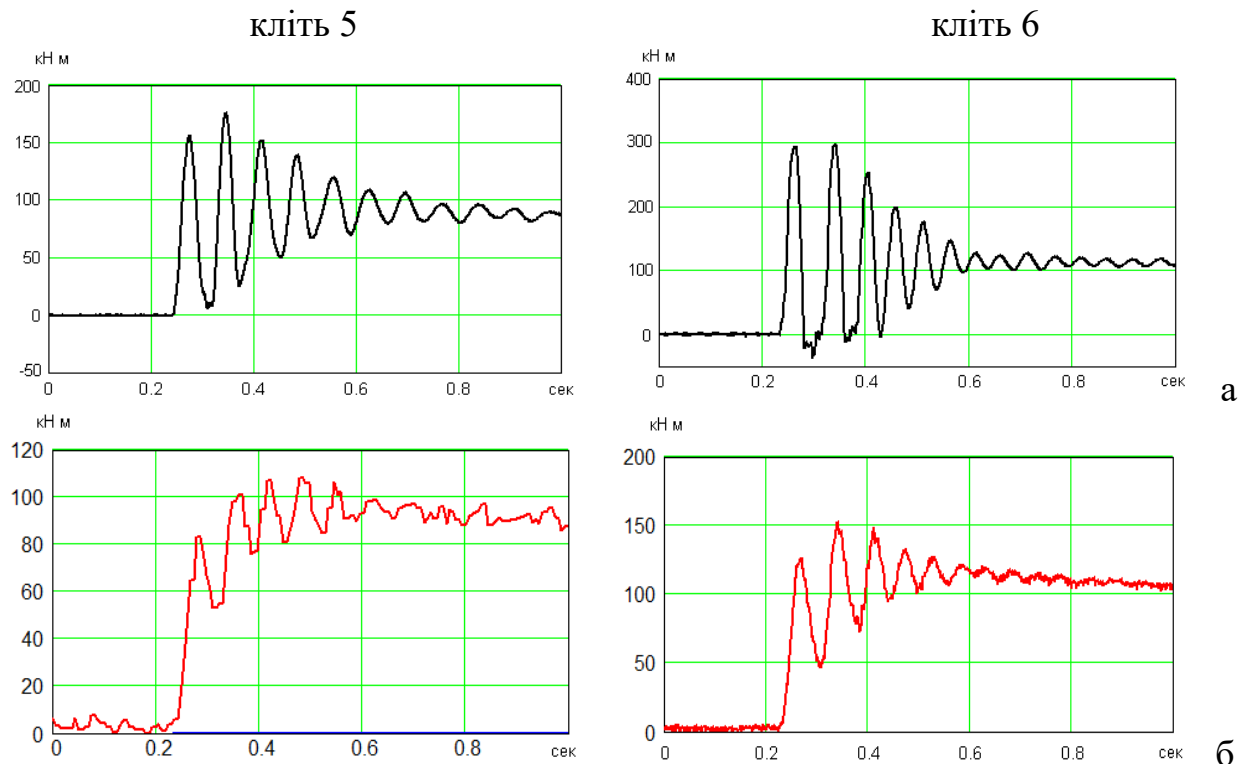


Рисунок 3.3.1 – Осцилограми моментів сил пружності на моторному валу (а) та електромагнітний момент двигуна (б) у клітях стану 1680.

На основі цих даних розраховували коефіцієнти дисипативних сил у пружних зв'язках обертових інерційних мас лінії приводу (табл. 3.3.2).

Таблиця 3.3.2 – Коефіцієнти дисипації математичної моделі лінії приводу кліті 5 і 6.

	b12, кН·м/с ⁻¹	b23, кН·м/с ⁻¹	b34, кН·м/с ⁻¹	b45, кН·м/с ⁻¹	b46, кН·м/с ⁻¹	b57, кН·м/с ⁻¹	w2, МН·с/м	w3, МН·с/м	w4, МН·с/м	w5, МН·с/м
кліть 5	25	75	25	75	25	25	1	6	8	8
кліть 6	25	75	25	75	25	25	1	6	8	8

Виконали попередній розрахунок на математичній моделі, використовуючи параметри з таблиць 3.3.1 та 3.3.2. Момент сил технологічного опору приймався як лінійно-зростаючий ($T_{нар} = 0.05$ с), момент прокатки ($M_{пр}$): для кліті 5 – 650 кНм, для кліті 6 – 560 кНм. Кутовий зазор у верхньому та нижньому шпинделях: люфт – 0.02 рад, відкритий наполовину ($\Delta 46 = \Delta 57 = 0.05$ рад, $k_{46} = k_{57} = 0.5$). На решті ділянок приймався монтажний кутовий зазор без відкритої частини. Радіальний зазор у підшипникових опорах редуктора (d_2, d_3) - 0.1 мм, шестеренної кліті (d_4, d_5) - 0.2 мм. Моменти сил пружності на моторній ділянці та моменти електродвигуна представлені на рисунку 3.3.2.

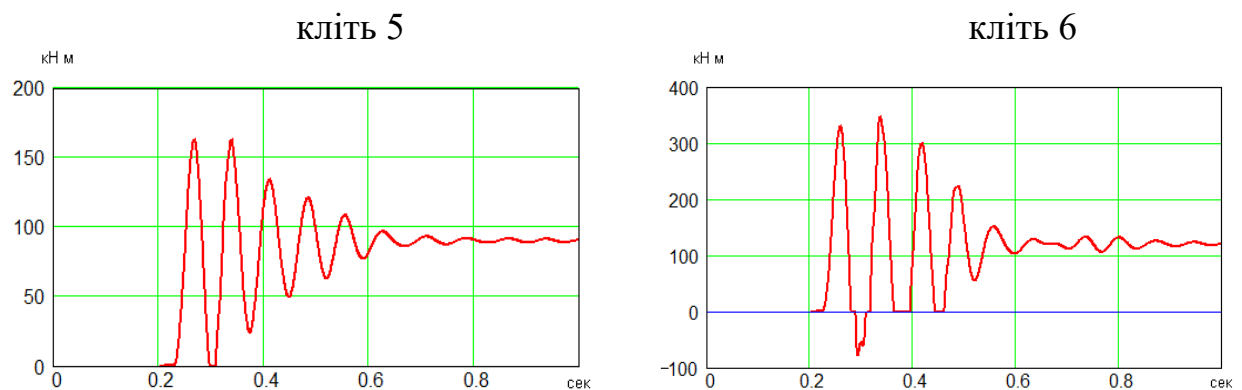


Рисунок 3.3.2 – Результат розрахунку за допомогою математичної моделі моментів сил пружності на моторному валу клітей стану 1680.

Після невеликого варіювання величиною пружностей моторних і шпиндельних ділянок, моментів інерцій коліс редукторів, силовим коефіцієнтом електродвигуна, часом наростання моменту прокатки і величиною кутового зазору в шпиндельному зчленуванні, привели у відповідність результат математичного моделювання та отримані промислові

осцилограми (рис. 3.3.3).

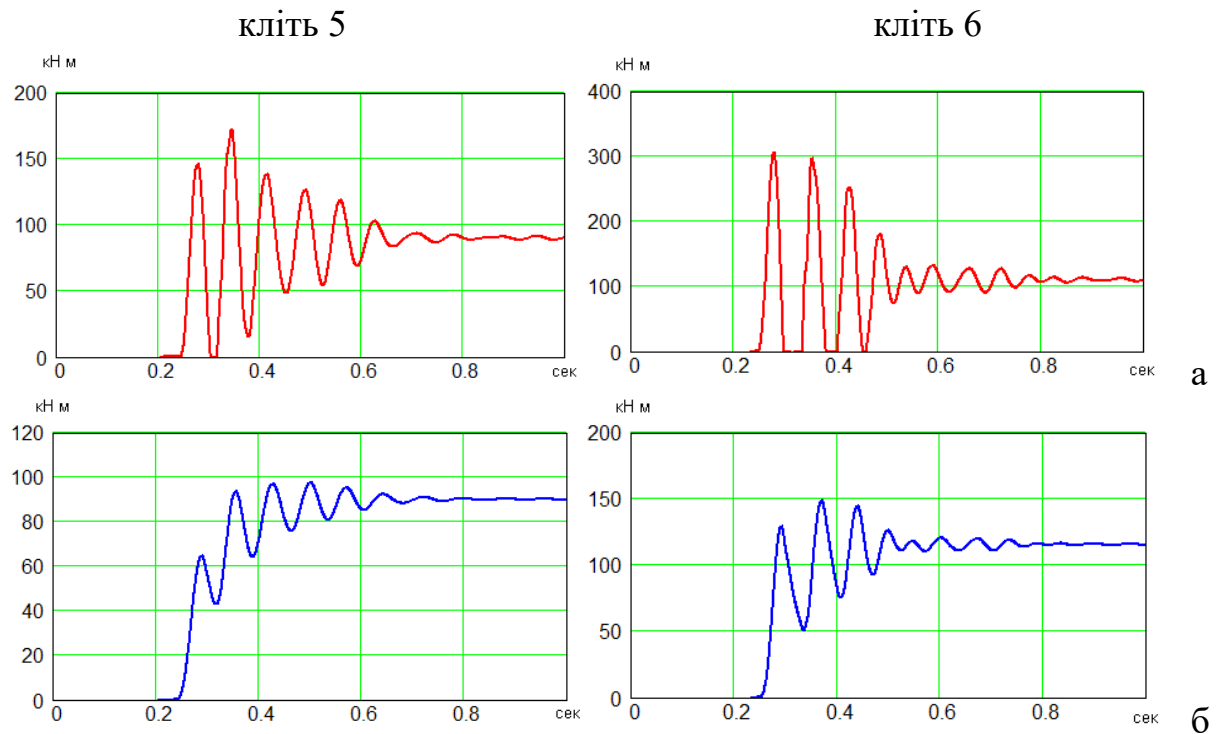


Рисунок 3.3.3 – Результат розрахунку за допомогою математичної моделі моментів сил пружності на моторному валу (а) і моменту електродвигунів стану 1680.

Порівняння кривих на рисунках 3.3.1 та 3.3.3 на інтервалі тривалістю в 1 секунду за таким критерієм оцінювання, як коефіцієнт кореляції, показав для моменту сил пружності – 0,95...0,98, моменту електродвигуна – 0,93...0,95. Ідентифікувати математичні моделі вдалося за таких значень часу наростання моменту прокатки та кутових зазорів у шпіндельному зчленуванні: $T_{нар} = 0,05$ с, $\Delta 46 = \Delta 57 = 0,02$ рад для кліті 5; $T_{нар} = 0,03$ с, $\Delta 46 = \Delta 57 = 0,01$ рад для кліті 6. Інші дані математичної моделі наведено у таблиці 3.3.3.

Таблиця 3.3.3 - Кориговані дані математичної моделі лінії приводу клітей 5 та 6.

	J1, Т·м ²	J2, Т·м ²	J3, Т·м ²	J4, Т·м ²	J5, Т·м ²	J6, Т·м ²	J7, Т·м ²	C12, МН·м/ рад	C23, МН/ Мм	C34, МН·м/ рад	C45, МН/ Мм	C46, МН·м/ рад	C57, МН·м/ рад
кл. 5	6,33	0,3	110	0,31	0,29	1,25	1,25	21	24,5	100	30,1	10,5	10,5
кл. 6	6,33	0,3	35	0,31	0,29	1,25	1,35	28	24,5	100	30,1	10,5	10,5
	C2, МН/Мм	C3, МН/Мм	C4, МН/Мм	C5, МН/Мм	КДВ, кН·м/хв ⁻¹ 1	m2, Т	m3, Т	m4, Т	m5, Т	R2, М	R3, М	R4, М	R5, М
кл. 5	7,94	12,3	13,08	7,94	12	6,7	70,4	6,6	5,6	0,312	2,256	0,275	0,275
кл. 6	7,94	12,3	13,08	7,94	15	6,7	47,3	6,6	5,6	0,312	1,464	0,275	0,275

Надалі для всіх розрахунків використовувалися дані з таблиці 3.3.3.

Виконали розрахунки за допомогою математичної моделі для лінії приводу клітей 5 і 6 різних динамічних параметрів при захваті металу прокатними валками. Для можливості порівняння динамічних процесів величини кутових і радіальних зазорів прийняли рівними на однакових ділянках у лінії приводу кліті 5 та 6 (табл. 3.3.4).

Таблиця 3.3.4 – Величини кутових та радіальних зазорів у математичній моделі для клітей 5 та 6.

	$\Delta 12$, рад	$\Delta 12$, рад	$\Delta 12$, рад	$\Delta 12$, рад	$\Delta 23z$, мм	$\Delta 23z$, мм	d2, мм	d2, мм	d2, мм	d2, мм
кліть 5	0,005	0,005	0,01	0,01	0,5	1,0	0,2	0,3	0,5	0,5
кліть 6	(0)*	(0)	(0,5)	(0,5)	(0)	(0)				

* - коефіцієнт відкритої частини кутового зазору

де: $\Delta 12$ – кутовий зазор у моторній муфті, $\Delta 34$ – кутовий зазор у корінній муфті, $\Delta 46$, $\Delta 57$ – кутовий зазор у нижньому та верхньому шпинделі, $\Delta 23z$ – окружний зазор у зубчатому зчепленні редуктора, $\Delta 45z$ – окружний зазор у зубчатому зчепленні шестеренної кліті, d2, d3 – радіальні зазори у підшипникових опорах шестерні та колеса редуктора, d4, d5 – радіальні зазори у підшипникових опорах нижнього та верхнього валка шестеренної кліті.

Величина моменту сил технологічного опору приймалася в кліті 5 - 950 кНм, в кліті 6 - 610 кНм, при цьому момент на моторному валу обох клітей однаковий та дорівнює 130 кНм. Частота обертання електродвигунів на холостому ході однакова і становить 350 об/хв. Час наростання моменту прокатки теж приймався однаковим для обох клітей – 0,03 с.

Отримали перехідні процеси моментів сил пружності у моторній муфті, корінній муфті, нижньому та верхньому шпинделі лінії приводу кліті 5 (рис. 3.3.4).

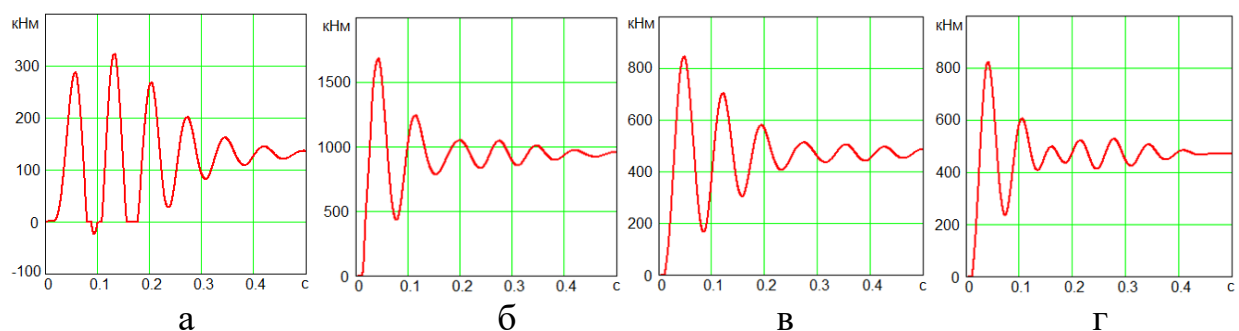


Рисунок 3.3.4 – Моменти сил пружності у лінії приводу кліті 5, отримані за допомогою математичної моделі: а – моторний вал, б – корінна муфта, – нижній шпиндель, г – верхній шпиндель.

Найбільша динаміка спостерігається на моторній ділянці ($K_d = 2.49$). Причому через близькість двох нижчих власних частот максимальним виявився другий пік коливань. На першому та третьому піку K_d досягає значень 2.21 та 2.06 відповідно. Після першого піку спостерігається розкриття кутового зазору на моторній ділянці та незначне закручування у зворотний бік. На ділянці корінної муфти K_d дорівнює 1.79, розкриття зазору немає. Серед шпindelних ділянок трохи більше навантаженим є нижній шпindel, K_d якого становив 1.80, порівняно з верхнім, де $K_d = 1.75$.

Отримали перехідні процеси моментів сил пружності у моторній муфті, корінній муфті, нижньому та верхньому шпинделі лінії приводу кліті 6 (рис. 3.3.5).

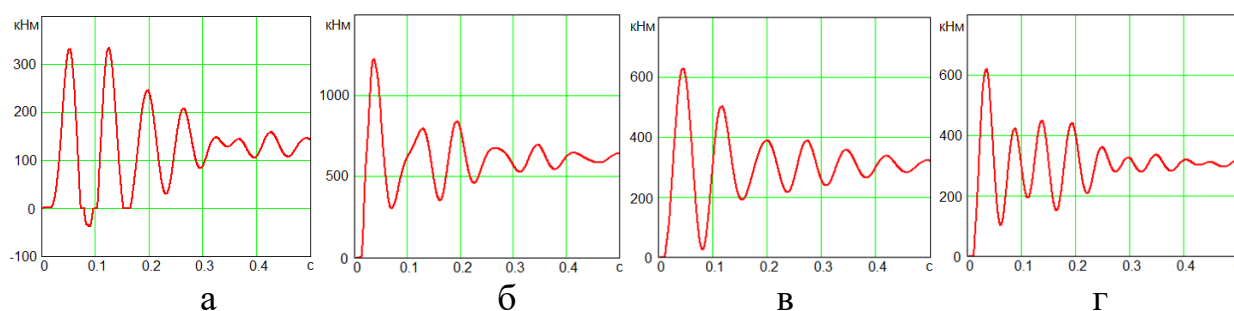


Рисунок 3.3.5 – Моменти сил пружності у лінії приводу кліті 6, отримані за допомогою математичної моделі: а – моторний вал, б – корінна муфта, в – нижній шпindel, г – верхній шпindel.

У кліті 6 найбільша динаміка також спостерігається на моторній ділянці ($K_d = 2.56$). Тут через близькість двох нижчих власних частот максимальними виявилися два перші піки коливань. Лише на третьому піку K_d досяг значення 1.88, на четвертому – 1.59. Після першого піку також спостерігається розкриття кутового зазору на моторній ділянці та незначне закручування у зворотний бік. На ділянці корінної муфти K_d дорівнює 2.01, розкриття зазору немає. Серед шпindelних ділянок трохи більше виявився навантажений нижній шпindel, K_d якого становив 2.06, порівняно з верхнім, де $K_d = 2.03$.

Отримали перехідні процеси пружного зусилля в зубчастому зачепленні редуктора та шестеренної кліті лінії приводу кліті 5 (рис. 3.3.6).

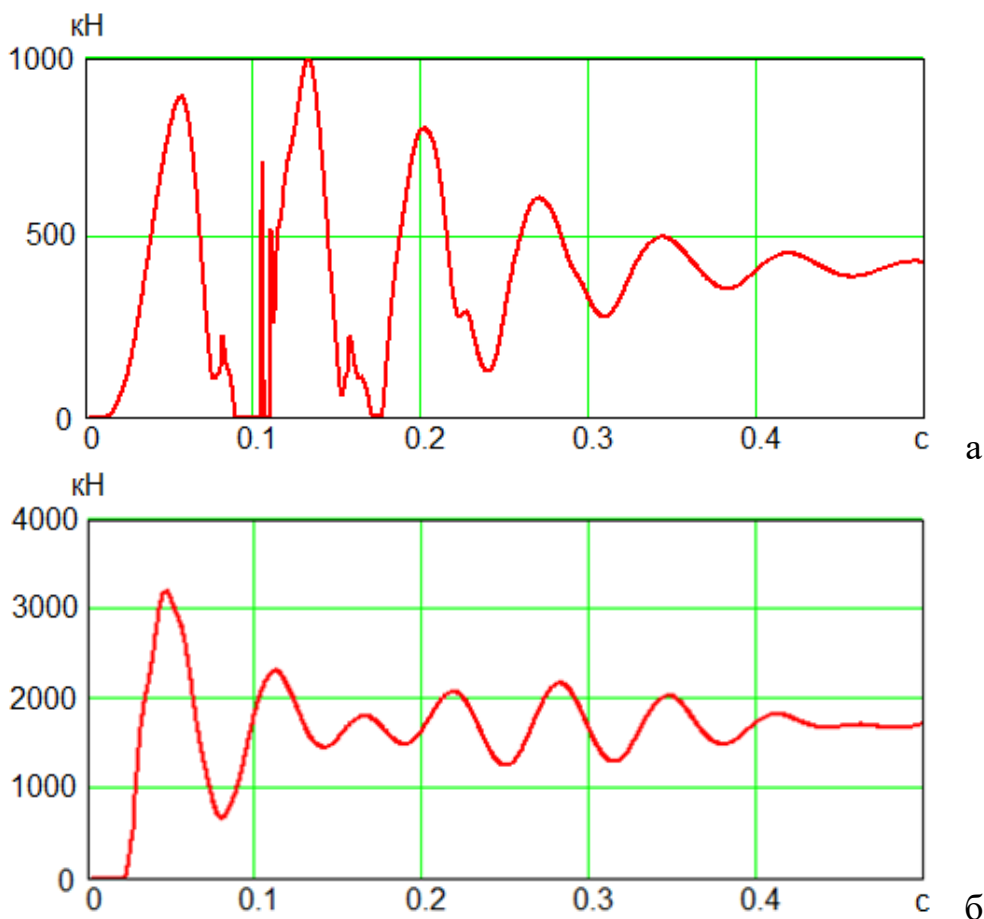


Рисунок 3.3.6 – Пружні зусилля у зубчастому зчепленні лінії приводу кліті 5, отримані за допомогою математичної моделі: а – редуктор, б – шестеренна кліть.

Пружне зусилля в зубчастому зчепленні редуктора формою повторює момент сил пружності на моторній ділянці, на який накладається вплив зазору в зубчастій передачі і підшипниковій опорі. Зазор у зубчастій передачі розмикається, про що свідчить нульова поличка, але не замикається у зворотний бік, оскільки негативного зусилля не спостерігається. Однак між першим і другим піками є імпульсний пік, викликаний взаємодією зубчастих коліс. Дрібні піки на кривій викликані переміщенням осі колеса у радіальному зазорі підшипникової опори. Пружне зусилля в зубчастому зчепленні шестеренної кліті практично збігається за формою з моментом сил пружності на ділянці корінної муфти. Коефіцієнти динамічності зусилля пружності становлять: 2.39 для редуктора і 1.77 для шестеренної кліті.

Отримали перехідні процеси пружного зусилля в зубчастому зачепленні редуктора та шестеренної кліті лінії приводу кліті 6 (рис. 3.3.7).

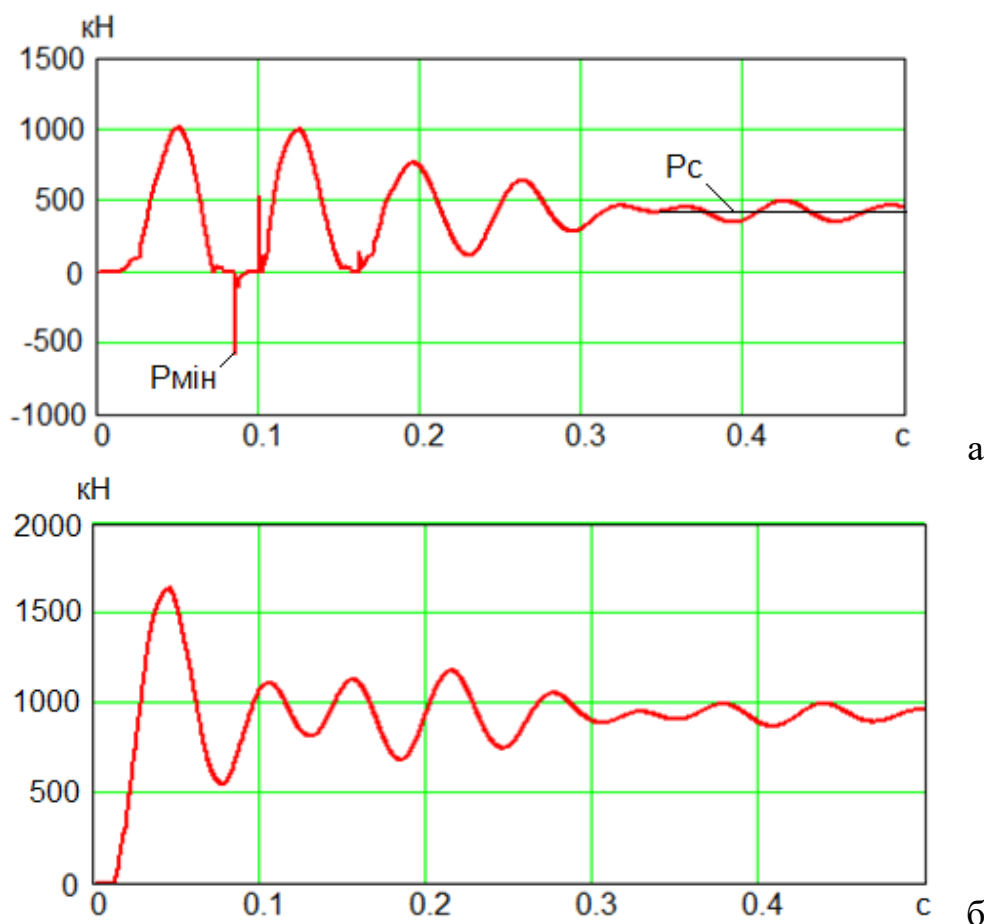


Рисунок 3.3.7 – Пружні зусилля у зубчастому зачепленні лінії приводу кліті 6, отримані за допомогою математичної моделі: а – редуктор, б – шестеренна кліть.

У кліті 6 пружне зусилля у зубчастому зчепленні редуктора формою також повторює момент сил пружності на моторній ділянці, на який накладається вплив кутового зазору в зубчастій передачі редуктора і радіального зазору в підшипниковій опорі. На відміну від кліті 5 тут вплив проявляється більшою мірою. Вже на початку перехідного процесу пружного зусилля форма сигналу викривляється. Після першого піку зазор у зубчастій передачі розмикається, про що свідчить досить довга нульова поличка. На відміну від кліті 5 між першим і другим періодом коливань є два імпульсних піка: від’ємний і додатній. Від’ємний імпульсний пік розташований посередині нульової полички, його величина дорівнює статичному навантаженню. Додатній імпульсний пік розташований на початку другого коливання пружного зусилля зчеплення, його величина також приблизно дорівнює зусиллю в зчепленні. Дрібні піки на кривій викликані переміщенням осі колеса в радіальному зазорі підшипникової опори. Пружне зусилля в

зубчастому зчепленні шестеренної кліті практично збігається за формою з моментом сил пружності на ділянці нижнього шпинделя. Коефіцієнти динамічності становлять 2.24 для редуктора і 2.12 для шестеренної кліті.

Запропонований новий показник динамічності перехідних процесів у лінії приводу прокатної кліті – від’ємний коефіцієнт динамічності (Кдв), який визначається, як відношення максимального значення зусилля при зворотному закрученні до сталої величини зусилля, узятото за модулем (див. рис. 3.3.7).

$$Кдв = | P_{\min} / P_c | \quad (3.15)$$

Отримали перехідні процеси пружного зусилля у підшипникових опорах редуктора та шестеренної кліті лінії приводу кліті 5 (рис. 3.3.8).

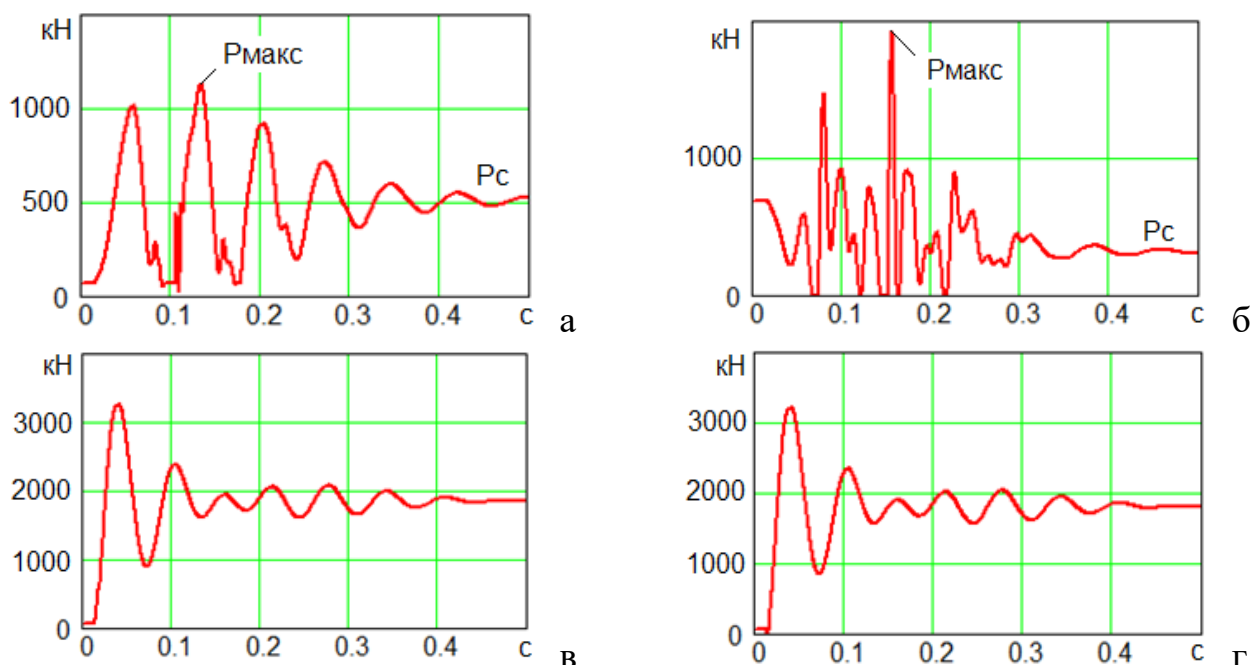


Рисунок 3.3.8 – Зусилля реакцій у підшипникових опорах лінії приводу кліті 5, отримані за допомогою математичної моделі: а – шестерня редуктора, б – колесо редуктора, в – нижній шестеренний валок, г – верхній шестеренний валок.

Пружна реакція в підшипниковій опорі шестерні кліті 5 практично повністю повторює форму зусилля в зубчастому зчепленні цього редуктора. Це пов’язано з тим, що у своєму русі вісь шестерні не проходить через область радіального зазору. Інша ситуація у підшипниковій опорі колеса цього редуктора. Там спостерігається складний перехідний процес з великою динамікою та високими частотами коливань. Добре видно два піки коливань, причому другий більше за величиною. У початковий момент часу (на

холостому ходу) навантаження практично вдвічі більше, ніж у сталому режимі роботи. Це викликано тим, що зусилля зчеплення частково компенсує чималу вагу колеса. Зусилля в опорах на холостому ходу: для шестерні – 65.7 кН, для колеса – 690.4 кН. Зусилля в опорах під навантаженням: для шестерень – 505.8 кН, для колеса – 313.3 кН. Максимальне динамічне значення зусиль у підшипникових опорах досягає: для шестерні – 1125 кН, колеса – 1902 кН.

Пружна реакція у підшипникових опорах нижнього і верхнього шестеренних валків практично повністю повторює форму зусилля у зубчастому зчепленні шестеренної кліти 5. Осі зубчастих коліс шестеренної кліти у поле радіальних зазорів не потрапляють. Зусилля в підшипникових опорах на холостому ходу: для нижнього валка – 64.7 кН, для верхнього валка – 54.9 кН. Зусилля в підшипникових опорах під навантаженням: для нижнього валка – 1841.3 кН, верхнього валка – 1800.2 кН. Максимальне динамічне значення зусиль у підшипникових опорах досягає: для нижнього валка - 3250 кН, для верхнього валка 3210 кН.

Отримали перехідні процеси пружного зусилля у підшипникових опорах редуктора та шестеренної кліти лінії приводу кліти 6 (рис. 3.3.9).

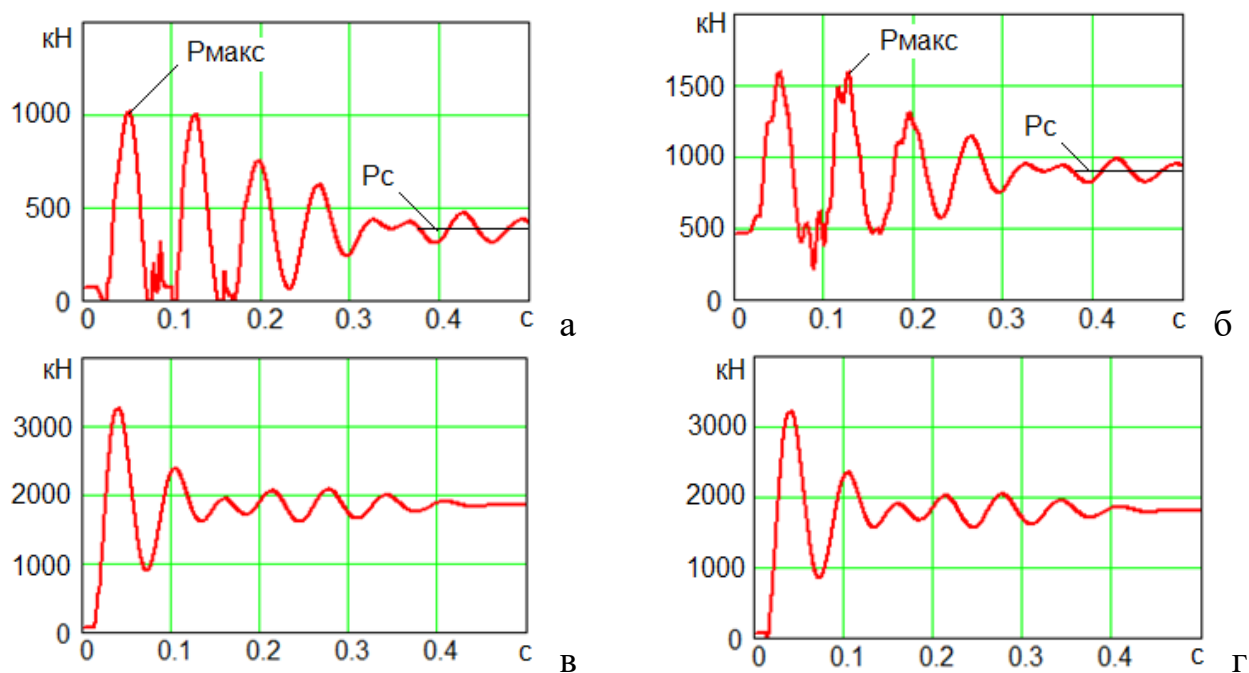


Рисунок 3.3.9 – Зусилля реакції у підшипникових опорах лінії приводу кліти 6, отримані за допомогою математичної моделі: а – шестерня редуктора, б – колесо редуктора, в – нижній шестеренний валок, г – верхній шестеренний валок.

Пружна реакція у підшипникових опорах шестірні та колеса редуктора кліті 6 практично повністю повторює форму моменту сил пружності на моторній ділянці. Невелика відмінність для опори шестерні редуктора полягає у відсутності від'ємних значень у місцях розкриття кутового зазору, вони перейшли у додатну зону, де змішалися з проходженням осі радіального зазору. Відмінність кривої пружної реакції зусилля в підшипниковій опорі колеса в тому, що вона перейшла в область додатних значень і добавилась високочастотна складова від знаходження осі шестерні у зоні радіального зазору. Це пов'язано з тим, що у своєму русі ось колеса не проходить через область радіального зазору. Зусилля в опорах на холостому ходу: для шестерні – 65.7 кН, для колеса – 463.8 кН. Зусилля в опорах під навантаженням: для шестерні – 381,1 кН, для колеса – 892,8 кН. Максимальне динамічне значення зусиль у підшипникових опорах досягає: для шестерні – 1014.6 кН, колеса – 1590 кН [120].

Пружна реакція у підшипникових опорах нижнього і верхнього шестеренних валків практично повністю повторює форму зусилля в зубчастому зчепленні шестеренної кліті 6. Осі зубчастих коліс у поле радіальних зазорів не потрапляють. Зусилля в опорах на холостому ходу: для нижнього валка – 64.7 кН, для верхнього валка – 54.9 кН. Зусилля в підшипникових опорах під навантаженням: для нижнього валка – 1841.3 кН, верхнього валка – 1800.2 кН. Максимальне динамічне значення зусиль у підшипникових опорах досягає: для нижнього валка - 3150 кН, для верхнього валка 3110 кН.

У зв'язку з однаковою природою перехідних процесів у крутильній системі та реакції зусилля пружності в підшипниковій опорі пропонується за аналогією з масами, що обертаються, використовувати такий критерій динамічності процесу, як коефіцієнт динамічності підшипникової опори (Кдпо). Для підшипникової опори він дорівнює відношенню максимального значення реакції опори до значення, що встановилося (3.16).

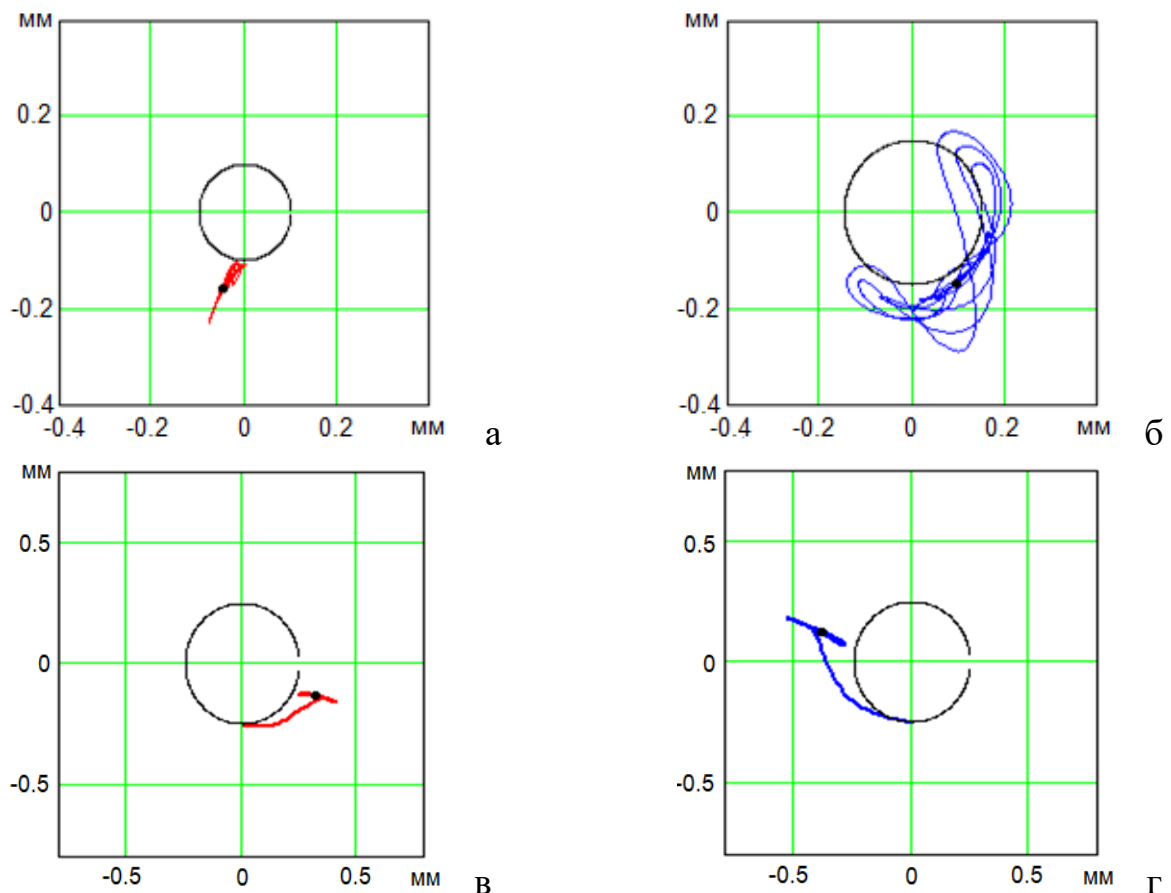
$$K_{дпо} = P_{\max} / P_c \quad (3.16)$$

Так, для опор у кліті 5 (рис. 3.3.8), Кдпо дорівнює: для шестерні – 1125 /

$505.8 = 2.22$, для колеса – $1902 / 313.3 = 6.07$, для нижнього шестеренного валка – $3250 / 1841.3 = 1.77$, для верхнього шестеренного валка – $3210 / 1800.2 = 1.78$.

Для опор у кліті 6 (рис. 3.3.9), Кдо дорівнює: для шестерні редуктора - $1014.6/381.1 = 2.66$, для колеса редуктора - $1590/892.8 = 1.78$, для нижнього шестеренного валка – $3150 / 1841.3 = 1.71$, для верхнього шестеренного валка – $3110 / 1800.2 = 1.73$.

Отримали траєкторії руху осей зубчастих коліс у підшипникових опорах редуктора та шестеренної кліті лінії приводу кліті 5 (рис. 3.3.10).



* - точка на графіку відповідає сталому положенню осі зубчастого колеса.

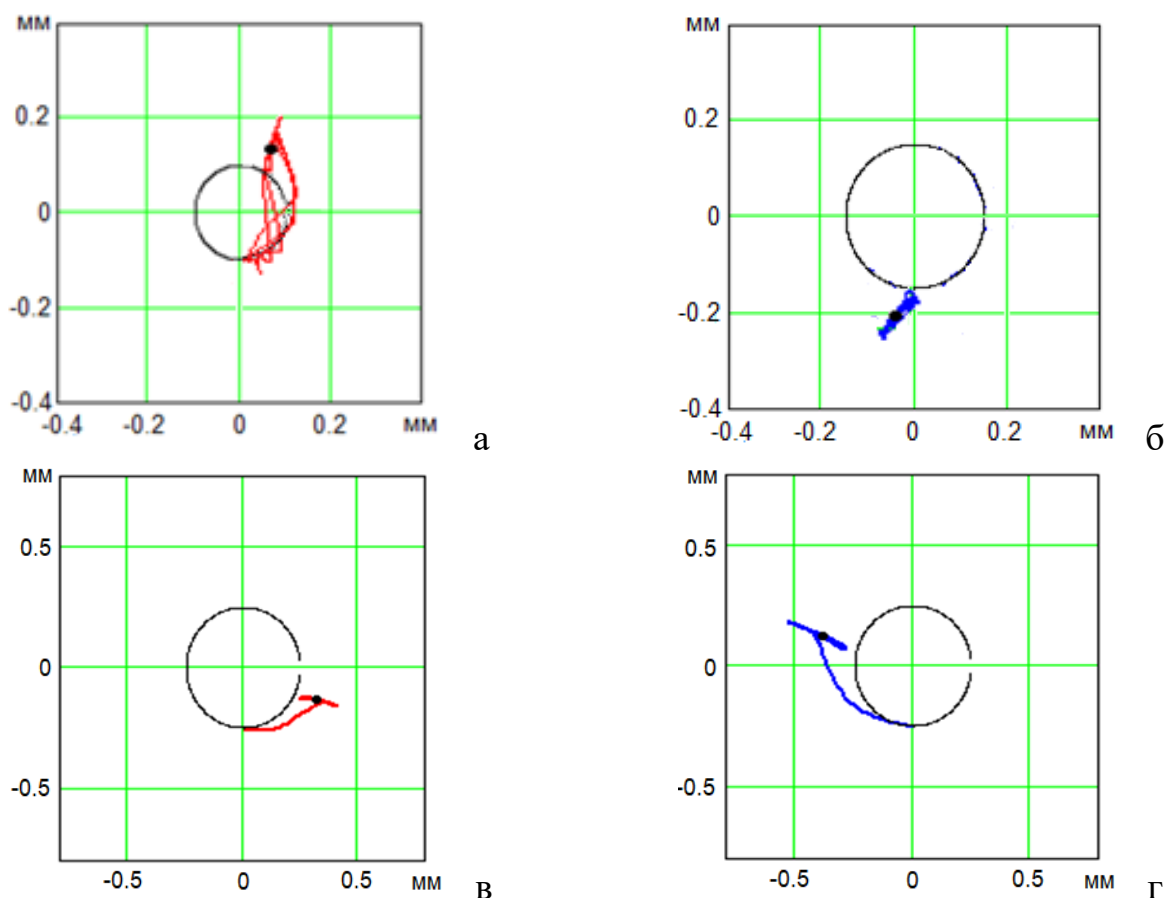
Рисунок 3.3.10 – Траєкторії руху осей зубчастих коліс у підшипникових опорах лінії приводу кліті 5: а - шестерня редуктора ($d_2=0.2\text{мм}$), б - колесо редуктора ($d_3= 0.3\text{мм}$), в, г - нижній та верхній шестеренний валок ($d_4 = d_5 = 0.5\text{ мм}$).

Схема сил у зубчастому зчепленні редуктора кліті 5 сприяє притисканню шестерні до нижньої частини підшипникової опори, а колесо редуктора зміщує вбік і трохи піднімає. У момент захвату шестерня редуктора здійснює зворотно-поступальний рух у пружній частині підшипникової опори вздовж лінії зчеплення. У той же час вісь колеса здійснює складні хвилеподібні рухи

на околицях правої частини кола, що характеризує радіальний зазор у підшипниковій опорі. У процесі руху вісь колеса кілька разів потрапляє у зону радіального зазору. Внаслідок чого спостерігається викривлення форми зусилля в зчепленні і з'являються імпульсні піки. Максимальна деформація підшипникових опор становить 0,14 мм і 0,15 мм.

Переміщення осей зубчастих коліс шестеренної кліти відбувається досить мляво. Спочатку під впливом зусилля зчеплення осі зміщуються в район точки сталого положення і під впливом коливального збурення, здійснюють зворотно-поступальні рухи вздовж лінії зчеплення. До зони радіального зазору осі зубчастих коліс не заходять. Максимальна (стала) деформація підшипникових опор становить 0.25 (0.19) мм та 0.40 (0.31) мм.

Отримали траєкторії руху осей зубчастих коліс у підшипникових опорах редуктора та шестеренної кліти лінії приводу кліти 6 (рис. 3.3.11).



* - Точка на графіку відповідає сталому положенню осі зубчастого колеса.

Рисунок 3.3.11 – Траєкторії руху осей зубчастих коліс у підшипникових опорах лінії приводу кліти 6: а - шестерня редуктора ($d_2=0.2\text{мм}$), б - колесо редуктора ($d_3= 0.3\text{мм}$), в, г - нижній та верхній шестеренний валок ($d_4 = d_5 = 0.5\text{ мм}$).

Схема сил у зубчастому зчепленні редуктора кліті 6 сприяє притисканню шестерні до верхньої частини підшипникової опори, а колесо редуктора зміщує в нижню частину. У момент захвату шестерня редуктора різко переміщається вгору, потім униз, і так кілька разів. У процесі руху вісь шестерні кілька разів потрапляє у зону радіального зазору. Внаслідок цього спостерігається викривлення форми зусилля зчеплення і з'являються позитивні та негативні імпульсні піки. У той же час вісь колеса здійснює простий зворотньо-поступальний рух у нижній пружній зоні підшипникової опори, по лінії зачеплення. Максимальна деформація підшипникових опор становить 0,12 мм і 0,13 мм.

Переміщення осей зубчастих коліс шестеренної кліті відбувається як і у кліті 5. Спочатку під впливом зусилля зчеплення осі зміщуються в район точок сталого положення і під впливом коливального збурення, здійснюють зворотньо-поступальні рухи вздовж лінії зчеплення. До зони радіального зазору осі зубчастих коліс не заходять. Максимальна (стала) деформація підшипникових опор становить 0.25 (0.19) мм та 0.40 (0.31) мм.

Таким чином, принципова відмінність перехідних процесів у редукторах клітей 5 і 6 полягає у тому, що вертикальні складові зусиль, що діють на осі шестерні та колеса, спрямовані у протилежні сторони. У кліті 5 ось шестерні притискається до нижньої частини опори, ось колеса притискається до верхньої частини опори. У кліті 6 ось шестерні притискається до верхньої частини опори, ось колеса притискається до нижньої частини опори.

За наявності радіального зазору у підшипниковій опорі ось шестерні у своєму русі проходить його, вдаряється об кришку підшипника і потім, під час прокатки, залишається у цьому положенні. При виході штаби з прокатних валків радіальний зазор утворюється знову. Вказана відмінність цілком обумовлена конструктивними особливостями редукторів клітей 5 і 6 – різним розташуванням шестерні щодо колеса.

Результати розрахунків показують, що траєкторії осей шестерні та колеса суттєво залежать від радіальних зазорів у підшипникових опорах. При нульових зазорах траєкторії мають вигляд витягнутих петель (спіралей), що

мають початкову та кінцеву точку переміщень. Знос у підшипникових опорах призводить до помітної зміни цих траєкторій. На кривих переміщень з'являються характерні ділянки, пов'язані з величиною радіального зазору (зносу) підшипникової опори. Найбільшою мірою це проявляється для шестерень редукторів, які, маючи значно менші маси порівняно з колесами, більш сприйнятливі до процесу навантаження, особливо зі збільшенням радіальних зазорів.

Завершимо все вищесказане інформацією з агрегатного журналу стану 1680. Під час капітального ремонту були встановлені нові корпуси редукторів клітей 5 та 6 із новими зубчастими колесами. Через 2,5 роки редуктор кліті 5 працює без втручання, а лінія приводу кліті 6 неодноразово ремонтувалася. Були замінені корінна та моторні муфти, а також обидва зубчасті колеса редуктора (знос, поломки).

3.4. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ

У зв'язку із суттєвою інформативністю параметрів перехідного процесу основну увагу приділили дослідженням при захваті штаби прокатними валками. Розроблена математична модель дозволяє задавати такі кутові та радіальні зазори: кутовий зазор у моторній муфті (Δ_{12}), кутовий зазор у корінній муфті (Δ_{34}), кутовий зазор у шарнірах універсальних шпинделів (нижнього (Δ_{46}) і верхнього (Δ_{57})), зазор у зубчастому зчепленні редуктора (Δ_{23z}) та шестеренної кліті (Δ_{45z}), радіальний зазор у підшипникових опорах шестерні (d_2) та колеса (d_3) редуктора, радіальний зазор у підшипникових опорах валків шестеренної кліті (нижнього (d_4) і верхнього (d_5)).

Зважаючи на технічні характеристики вузлів лінії приводу клітей 5 і 6 стану 1680 та правила експлуатації механічного обладнання прийняли мінімальну та максимальну величину зазорів для математичних розрахунків (табл. 3.4.1).

Таблиця 3.4.1 – Величина зазорів для математичного моделювання.

	$\Delta 12$, рад	$\Delta 34$, рад	$\Delta 46$,рад	$\Delta 23$, мм	$\Delta 45$, мм	d2, мм	d3, мм	d4, мм	d5, мм
мінімальний	0,0005	0,001	0,0005	0,2	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1
максимальний	0,01	0,025	0,02	1,2	3,0	1,0	1,5	2,0	2,0

У процесі експлуатації прокатних клітей змінюються момент сил опору та швидкість прокатки. Робочий момент на вихідному валу редуктора у кліті 5 – 950 кНм (130 кНм на валу двигуна), у кліті 6 – 700 кНм (150 кНм на валу двигуна). Для розрахунків приймали діапазон від 50 до 175 кНм на валу двигуна. Частота обертання електродвигунів у клітях 5 і 6 варіюється від мінімальної (200 об/хв) до максимальної (500 об/хв). Частота обертання входить у математичну модель як вихідне значення кутової швидкості холостого ходу, що у свою чергу впливає на час зростання моменту прокатки. Величина цього часу залежить від діаметра прокатних валків, міжвалкового зазору, товщини штаби на вході у кліть та швидкості прокатки. Проаналізувавши основні технологічні режими прокатки та сортамент продукції на стані 1680, визначили час зростання моменту прокатки для математичної моделі. У кліті 5 мінімальний час становить 0,025 с, максимальне – 0,06 с. У кліті 6 мінімальний час становить 0,015 с, максимальний – 0,04 с. Тому розрахунки проводили у діапазоні від 0,02 до 0,06 с для обох клітей.

Визначали залежність коефіцієнта динамічності моменту сил пружності на моторній ділянці (K_d), коефіцієнта динамічності підшипникових опор шестерні та колеса редуктора ($K_{дпо}$), часу запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби ($T_{зап}$) при різних технологічних режимах ($T_{нар}$, $M_{дв}$) та різній величині кутових зазорів ($\Delta 12$, $\Delta 46$, $\Delta 57$) у лінії приводу прокатних клітей 5 і 6. Якщо фіксувалося від'ємне значення моменту сил пружності на моторній ділянці, визначався від'ємний коефіцієнт динамічності ($K_{дв}$).

Розглядали момент сил пружності на моторній та шпиндельній ділянках, оскільки вони найбільше підходять для встановлення тензодатчиків крутного моменту. Кутові зазори у шпиндельних з'єднаннях завжди задавалися відкритими на 50 % ($k = 0,5$). Інші кутові зазори у момент захвату задавалися закритими ($k = 0$). Кутовий зазор у корінній муфті становив 0,005 рад.

Було проведено близько 900 розрахунків за допомогою математичної моделі лінії приводу кліті 5. Результати розрахунків занесені в таблицю Д2.1 (Додаток 2).

При мінімальних кутових зазорах у моторній муфті і мінімальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали залежності, показані на рис. 3.4.1.

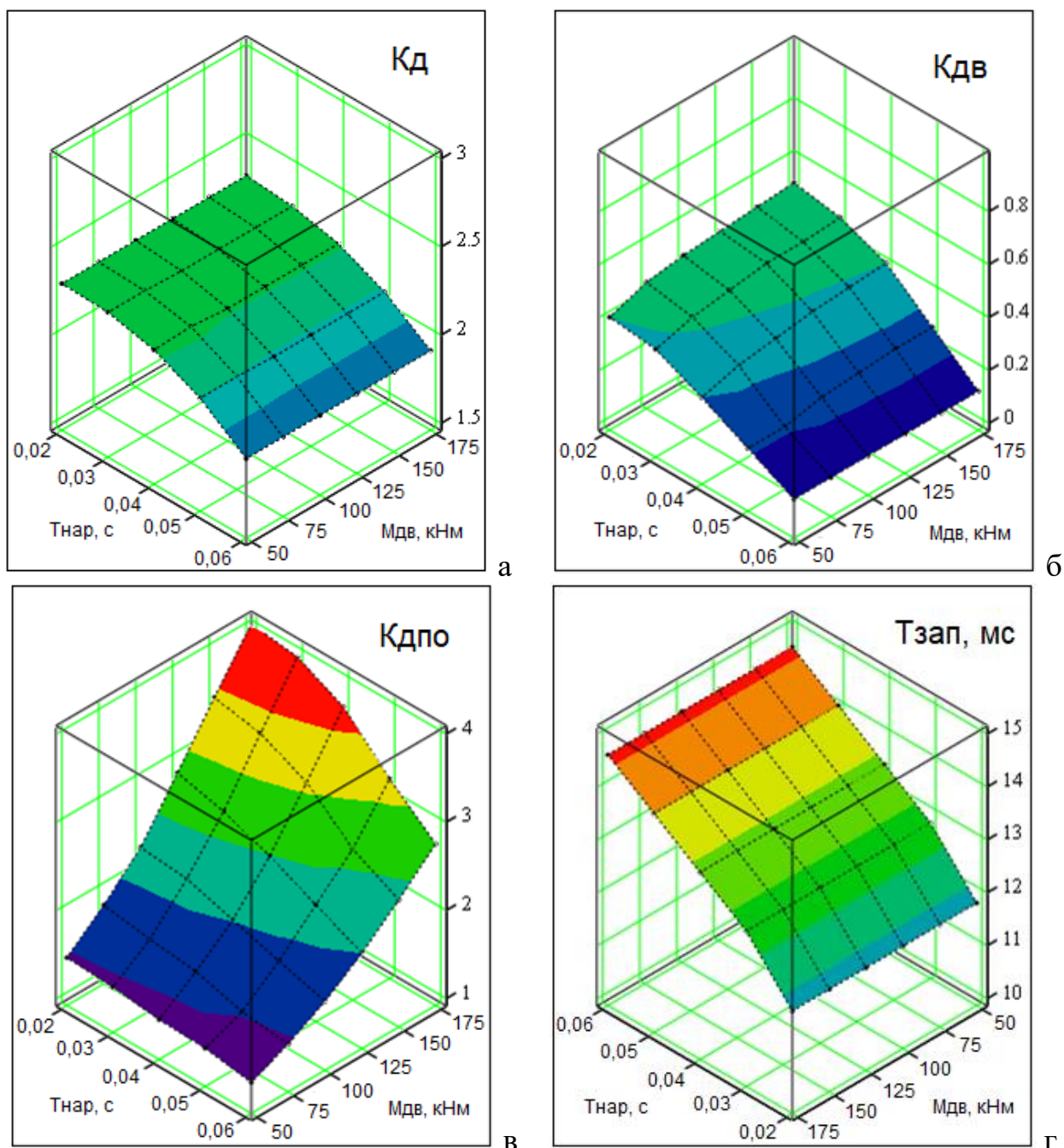


Рисунок 3.4.1 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 5 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від’ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори колеса редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

Кд знаходиться у діапазоні 1,8...2,2 та несуттєво змінюється. Кдв знаходиться у діапазоні 0,15...0,48, тобто завжди має місце від'ємне закручення моторного валу. Кдпо знаходиться у діапазоні 1,3...4,0 та суттєво залежить від рівня статичного навантаження. Тзап знаходиться у діапазоні 11,8...14,5 та майже пропорційно залежить від часу наростання моменту спротиву. Кд, Кдв та Тзап практично не залежать від величини моменту сил технологічного опору.

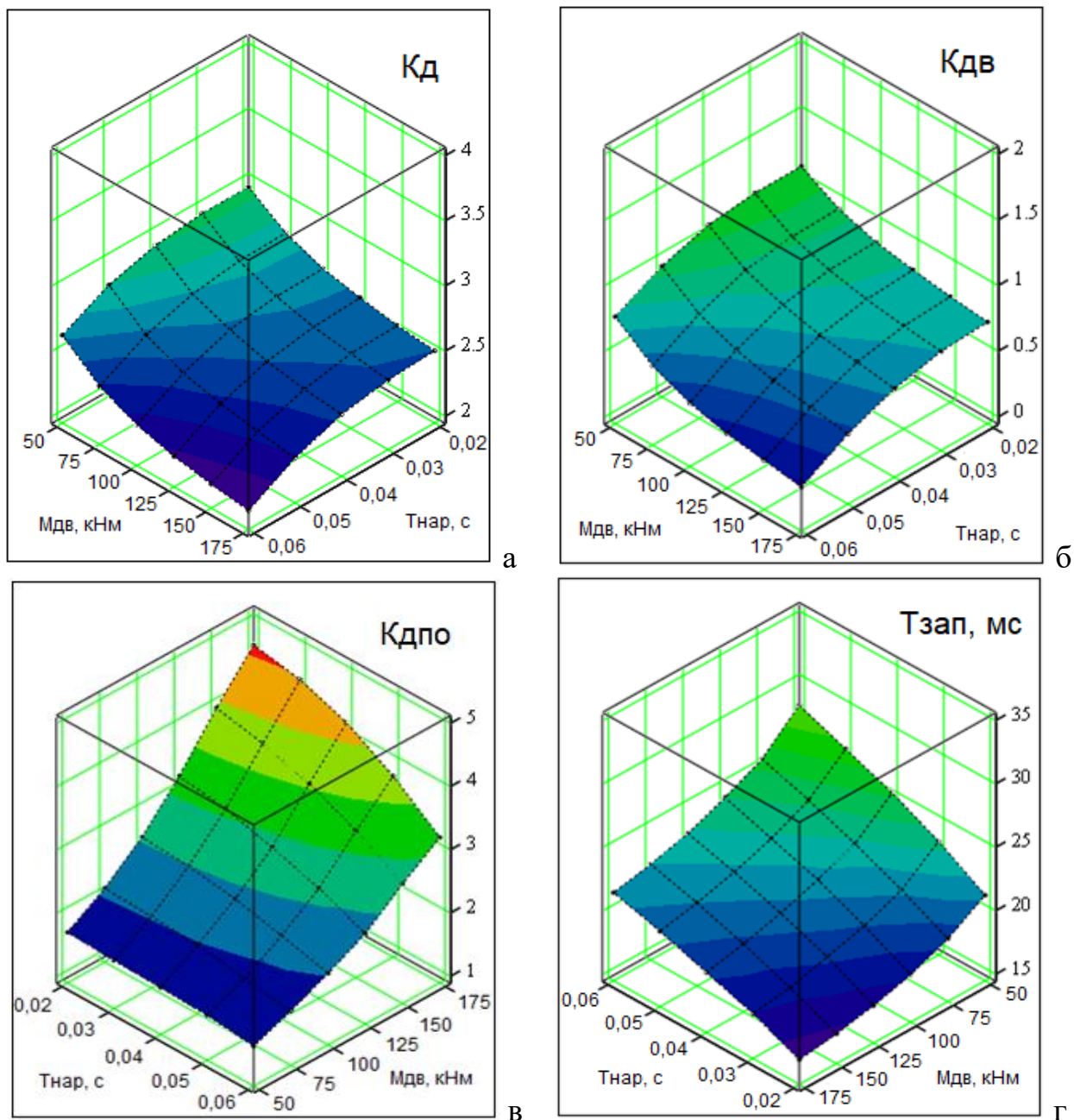


Рисунок 3.4.2 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 5 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від'ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори колеса редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

Кд знаходиться у діапазоні 2,2...2,8, максимум спостерігається при мінімальних значеннях статичного моменту і часу його наростання. Кдв знаходиться у діапазоні 0,4...1,1, має місце суттєве від'ємне закручення моторного валу. Кдпо знаходиться у діапазоні 1,6...4,5, максимум спостерігається при максимумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Тзап знаходиться у діапазоні 17,8...27,1, максимум спостерігається при мінімумі моменту і максимумі часу його наростання.

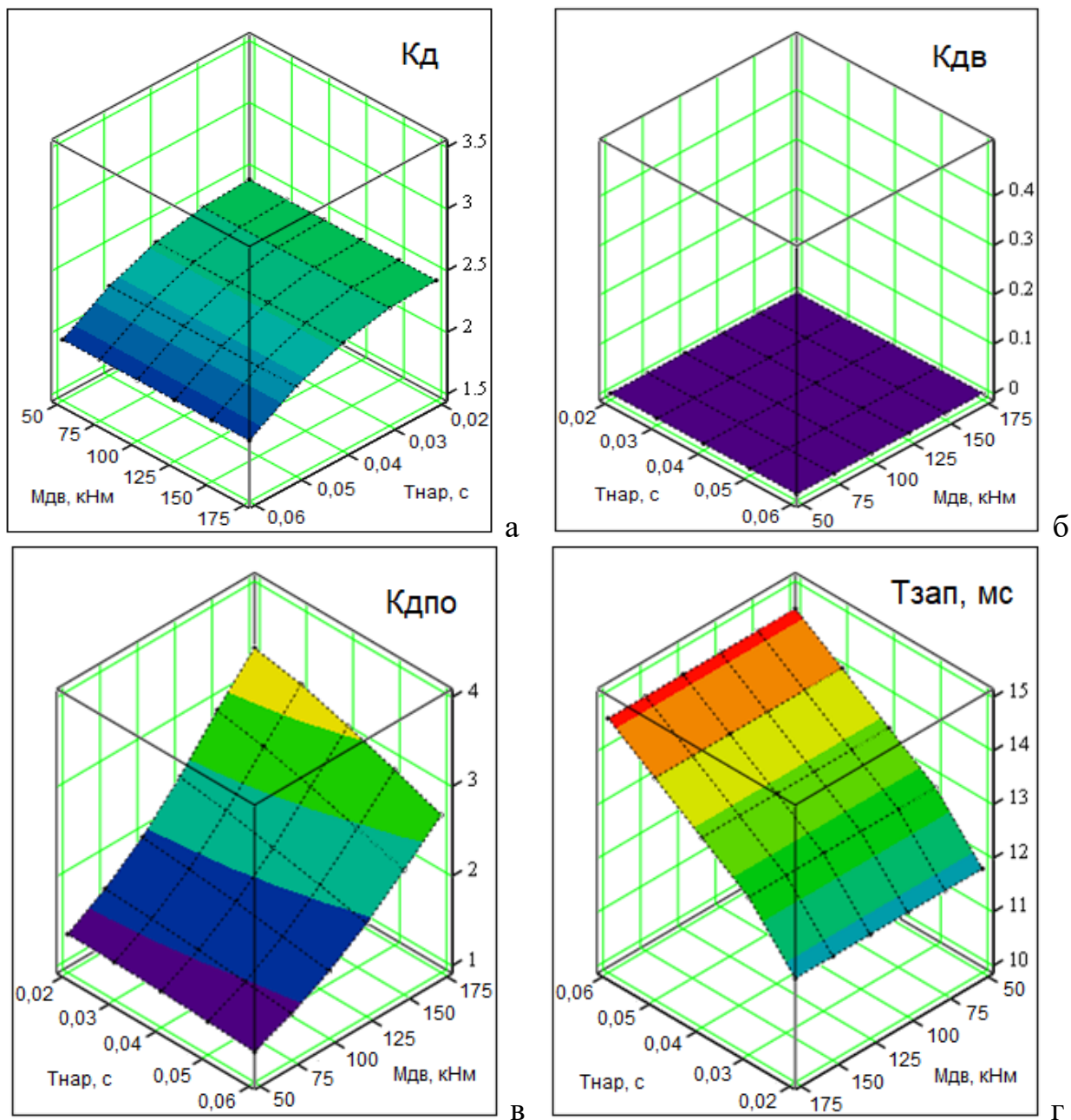


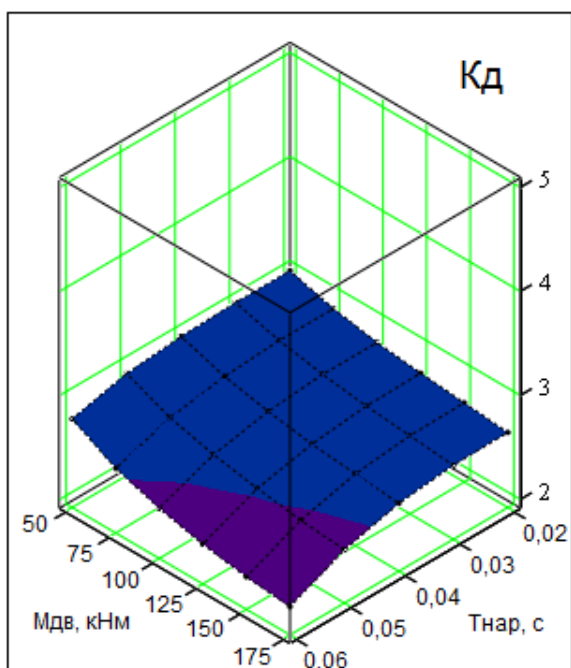
Рисунок 3.4.3 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 5 від технологічних параметрів прокатки: а – коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від'ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в – коефіцієнт динамічності підшипникової опори колеса редуктора, г – час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

При максимальних кутових зазорах у моторній муфті і мінімальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали такі залежності (рис. 3.4.3).

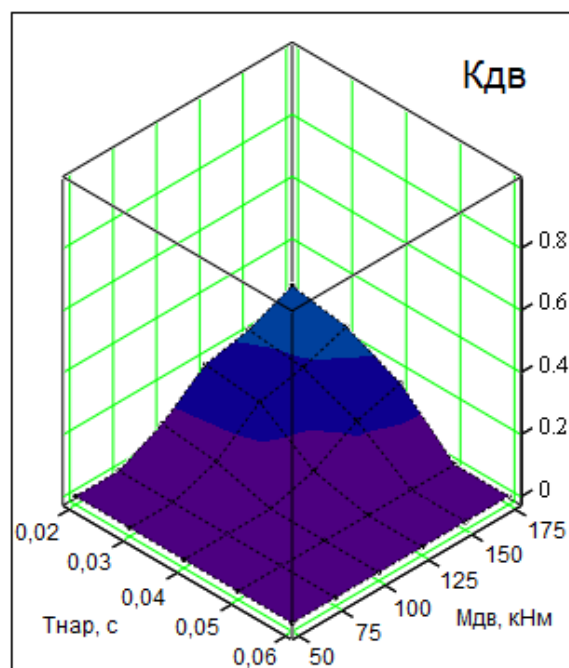
Кд знаходиться у діапазоні 2,2...2,8, змінюється несуттєво, не залежить від статичного моменту. Кдв дорівнює нулю, від'ємне закручення моторного валу не відбувається. Кдпо знаходиться у діапазоні 1,3...3,2, максимум спостерігається при максимумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Тзап знаходиться у діапазоні 11,9...14,6 та не залежить від статичного моменту.

При максимальних кутових зазорах у моторній муфті і максимальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали такі залежності (рис. 3.4.4).

Кд знаходиться у діапазоні 2,5...2,9, змінюється несуттєво. Кдв в окремих випадках дорівнює нулю, досягає 0,24 при максимумі статичного моменту і мінімумі його часу наростання. Кдпо знаходиться у діапазоні 1,4...3,8, максимум спостерігається при максимумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Тзап знаходиться у діапазоні 17,2...27,6, найбільше значення при мінімумі статичного моменту і максимумі часу його наростання.



а



б

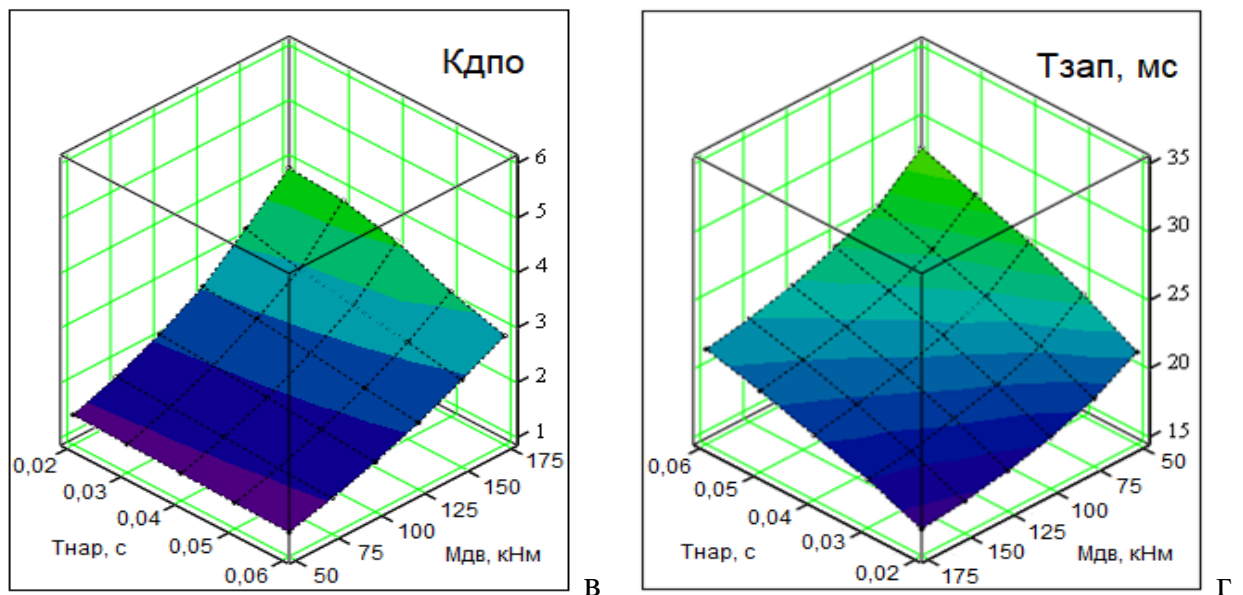
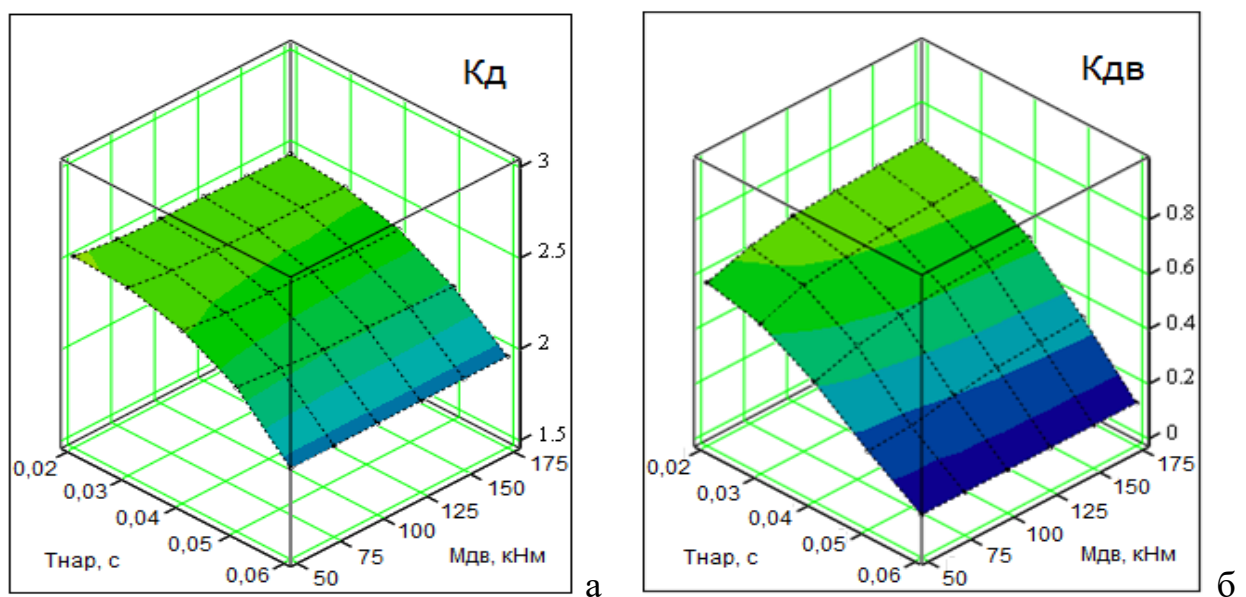


Рисунок 3.4.4 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 5 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від’ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори колеса редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

Було проведено близько 900 розрахунків за допомогою математичної моделі лінії приводу кліті 6. Результати розрахунків занесені в таблицю Д2.2 (Додаток 2).

При мінімальних кутових зазорах у моторній муфті і мінімальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали такі залежності (рис. 3.4.5).



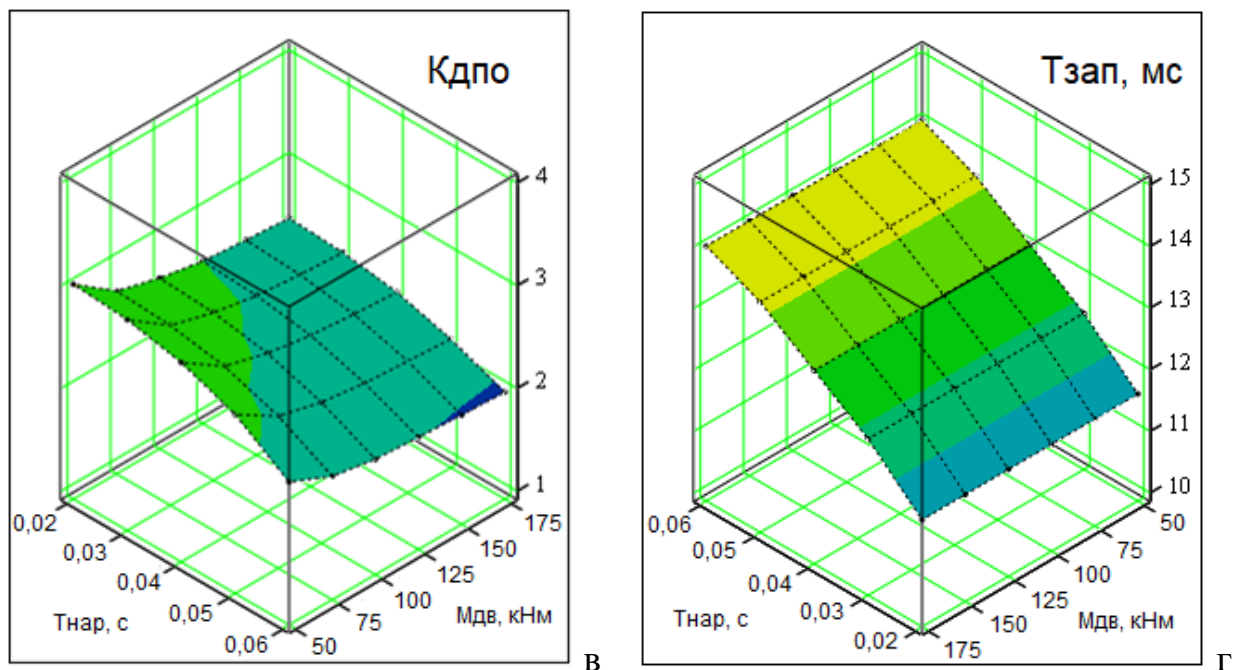
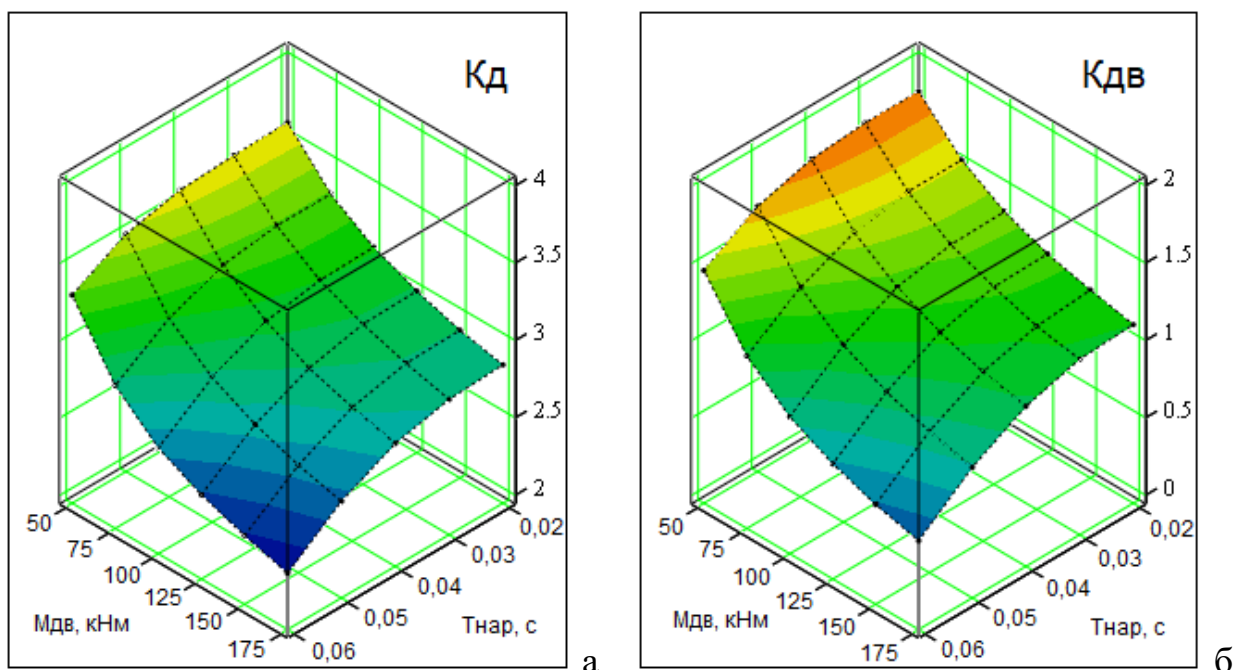


Рисунок 3.4.5 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 6 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від’ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори шестерні редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

Кд знаходиться у діапазоні 1,9...2,5 та несуттєво змінюється. Кдв знаходиться у діапазоні 0,14...0,66, тобто завжди має місце від’ємне закручення моторного валу. Кдпо знаходиться у діапазоні 1,9...3,0, максимум спостерігається при мінімумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Тзап знаходиться у діапазоні 11,6...13, та практично не залежать від величини статичного моменту.



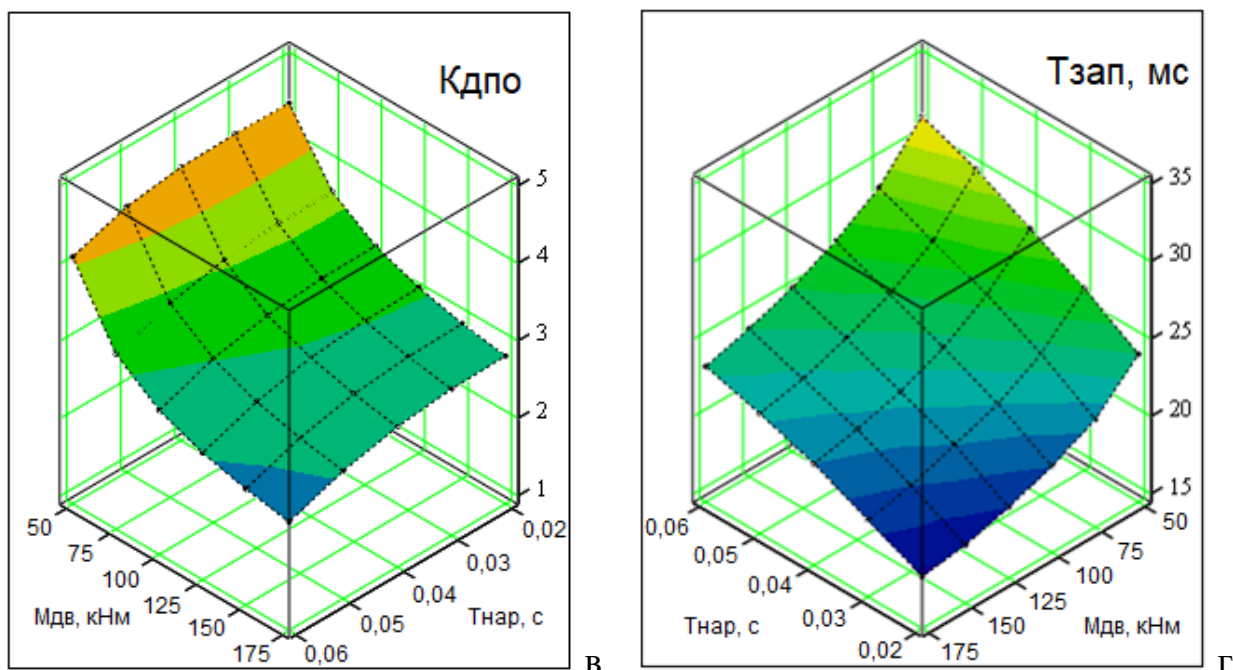
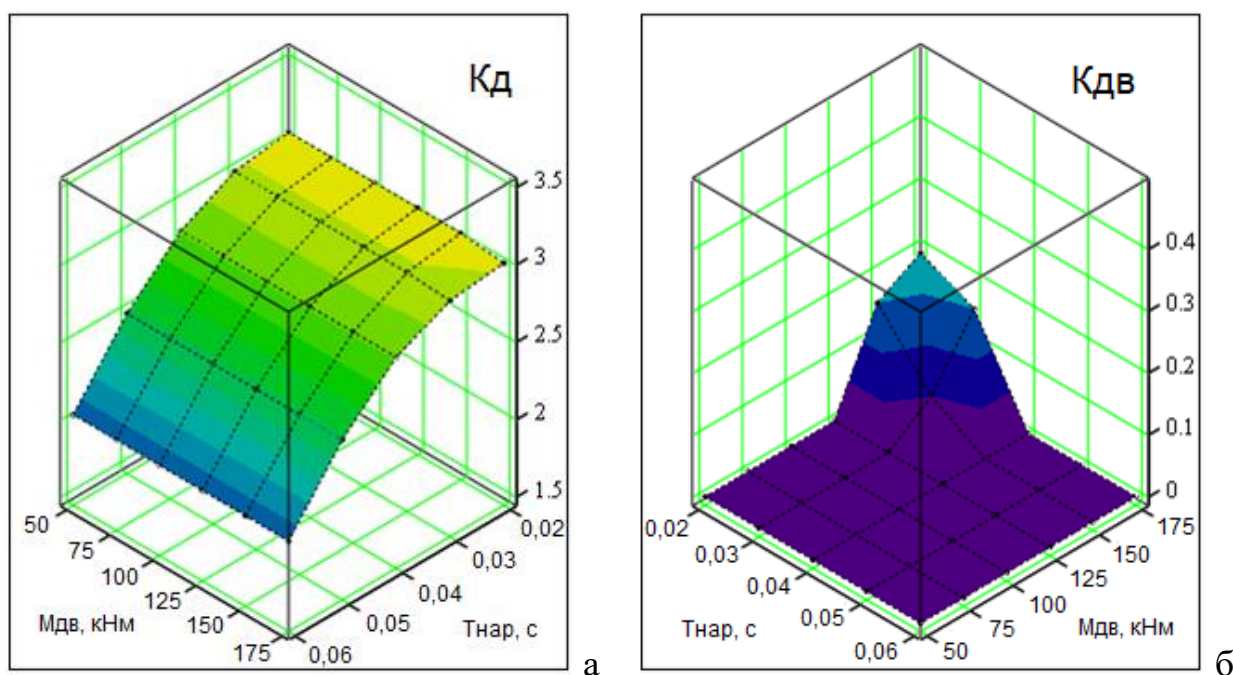


Рисунок 3.4.6 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 6 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від’ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори шестерні редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

При мінімальних кутових зазорах у моторній муфті і максимальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали залежності (рис. 3.4.6).

Кд знаходиться у діапазоні 2,4...3,6, максимум спостерігається при мінімальних значеннях статичного моменту і часу його наростання. Кдв знаходиться у діапазоні 0,6...1,7, має місце суттєве від’ємне закручення моторного валу. Кдпо знаходиться у діапазоні 1,6...4,5. Тзап знаходиться у діапазоні 18,1...30,8, максимум спостерігається при мінімумі статичного моменту і максимумі часу його наростання.



а

б

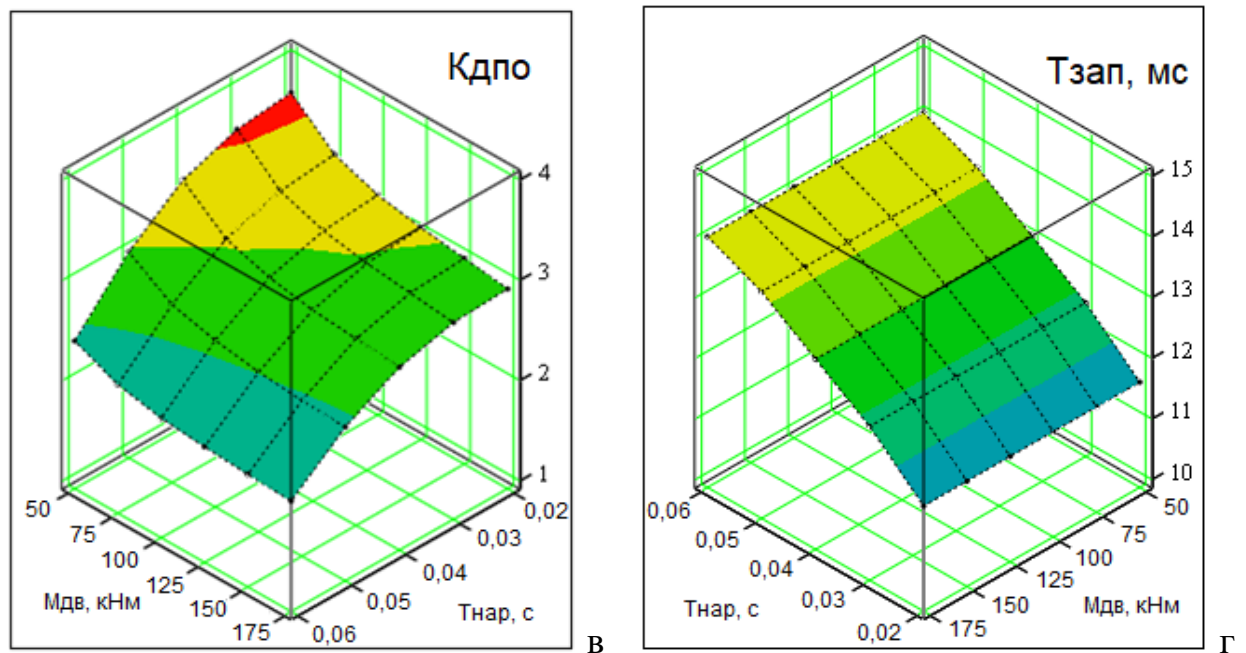
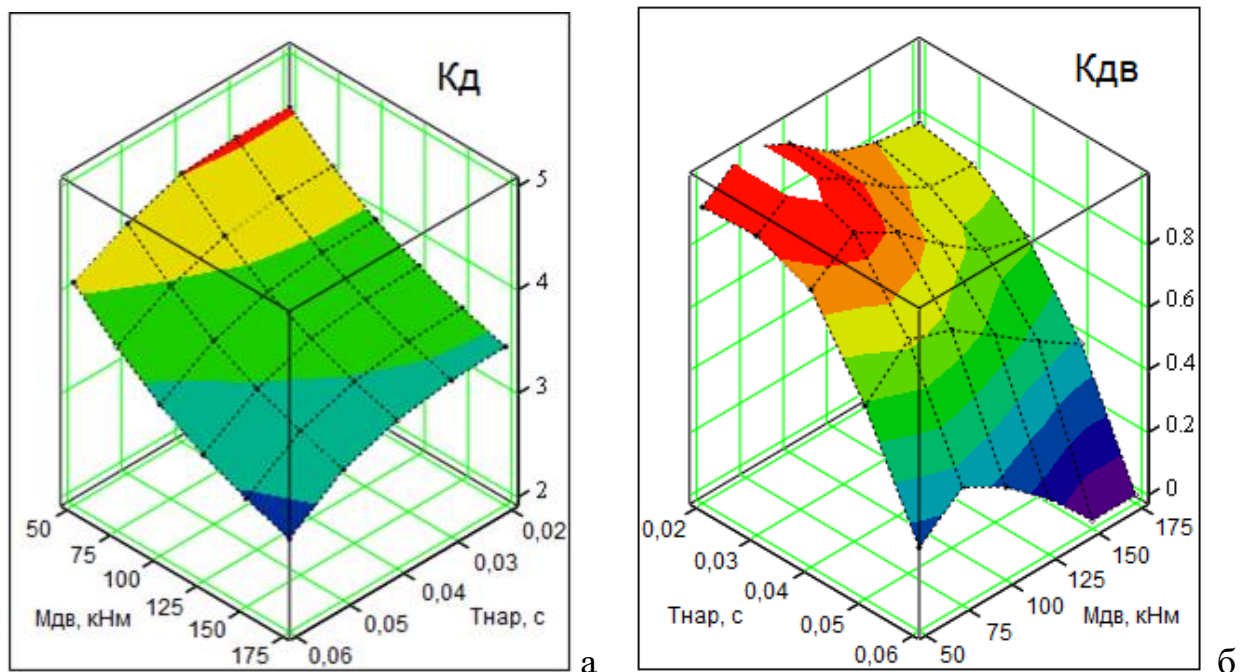


Рисунок 3.4.7 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 6 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від’ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори шестерні редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

При максимальних кутових зазорах у моторній муфті і мінімальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали залежності (рис. 3.4.7).

Кд знаходиться у діапазоні 2,1...3,0, не залежить від статичного моменту. Кдв не дорівнює нулю тільки у чверті випадків, найбільше значення (0,19) спостерігається при максимумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Кдпо знаходиться у діапазоні 2,1...3,4, максимум спостерігається при мінімумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Тзап знаходиться у діапазоні 11,7...13,9 та не залежить від статичного моменту.



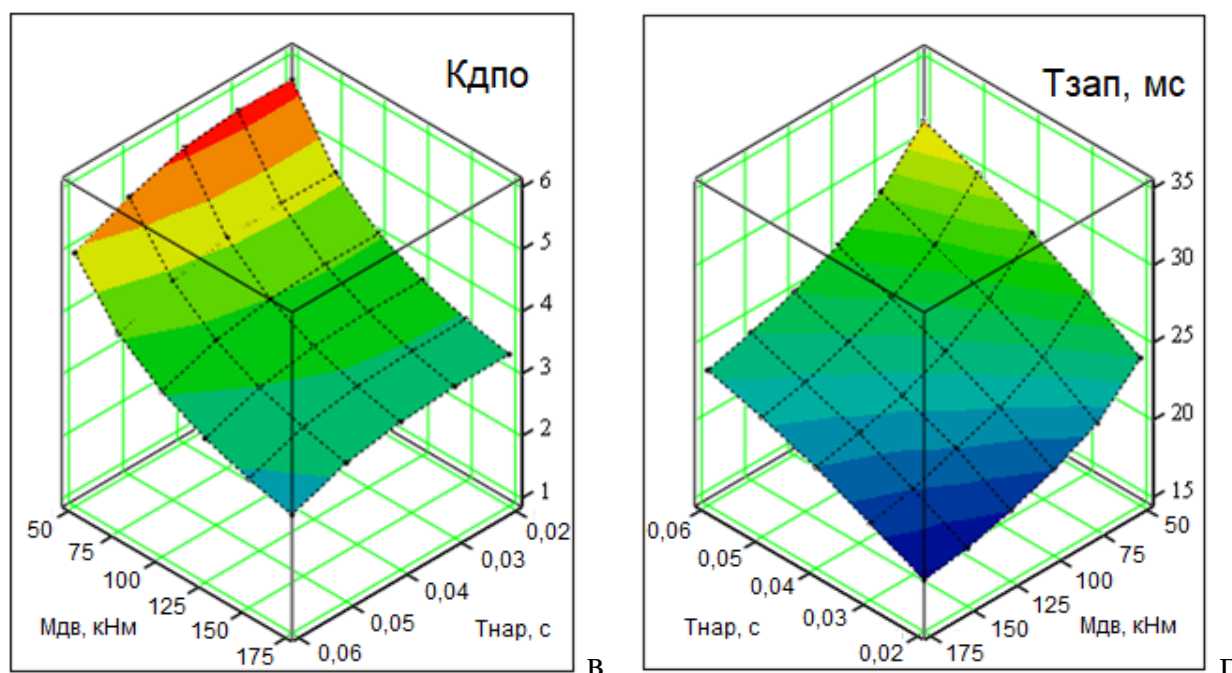


Рисунок 3.4.8 – Залежність динамічних характеристик та діагностичних ознак лінії приводу кліті 6 від технологічних параметрів прокатки: а - коефіцієнт динамічності на моторному валу, б – від’ємний коефіцієнт динамічності на моторному валу, в - коефіцієнт динамічності підшипникової опори шестерні редуктора, г - час запізнення реакції моторної ділянки на захват штаби.

При максимальних кутових зазорах у моторній муфті і максимальних кутових зазорах в універсальних шпинделях отримали такі залежності (рис. 3.4.8).

Кд знаходиться у діапазоні 3,0...4,5, максимум спостерігається при мінімумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Кдв знаходиться у діапазоні 0,1...0,92, має локальний максимум при $M_{дв} = 75$ кНм. Кдпо знаходиться у діапазоні 2,8...5,5, максимум спостерігається при мінімумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Тзап знаходиться у діапазоні 17,8...31,5, найбільше значення при мінімумі статичного моменту і максимумі часу його наростання.

Враховуючи те, що на практиці вимірювання моменту сил пружності можливе лише на моторній та шпиндельній ділянці лінії приводу, запропоновано новий діагностичний параметр – інтервал часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності (рис. 3.4.9).

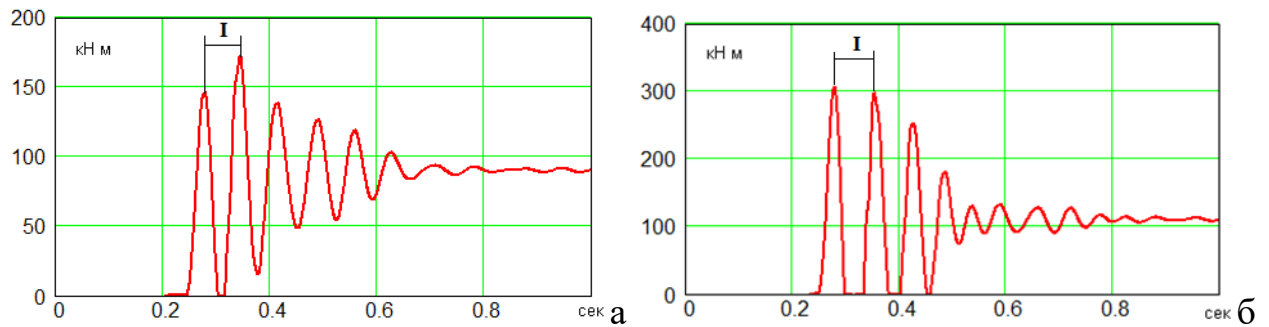
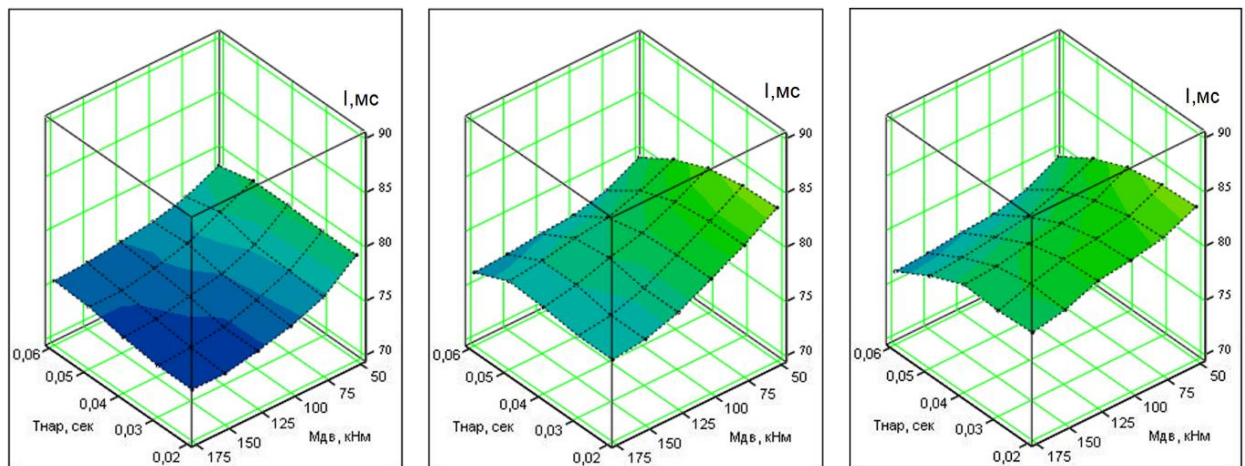


Рисунок 3.4.9 – Інтервал часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці лінії приводу кліті 5 (а) та 6 (б).

Визначили залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності від величини кутового зазору на моторній ділянці лінії приводу кліті 5, зазор у зубчатому зчепленні редуктора 0.5 мм (рис. 3.4.10).



$\Delta 12 = 0.002$ рад

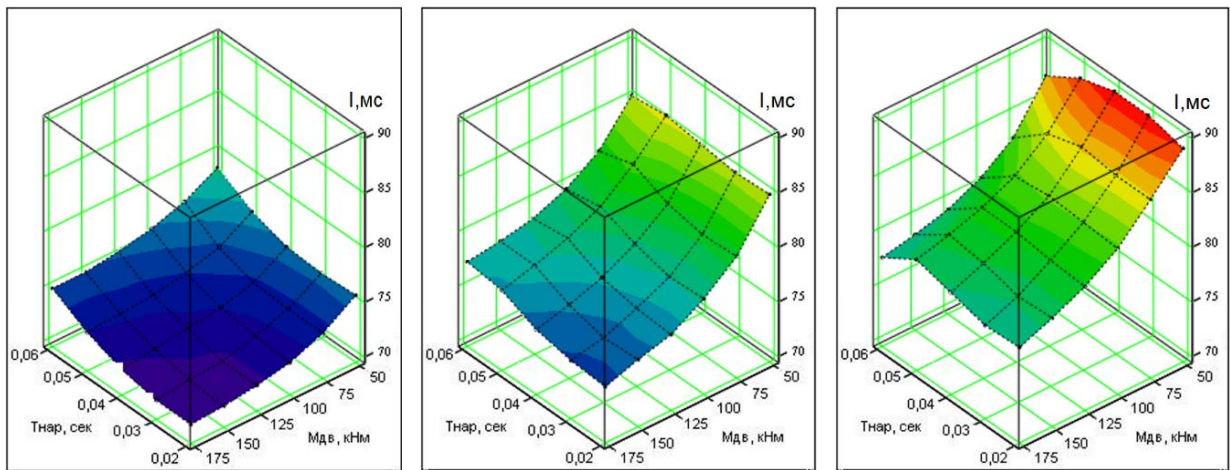
$\Delta 12 = 0.006$ рад

$\Delta 12 = 0.01$ рад

Рисунок 3.4.10 – Інтервал часу (мс) між першими двома піками перехідного процесу при різних значеннях кутового зазору на моторній ділянці кліті 5.

У кліті 5 проміжок часу між піками складає 73...84 мс, максимум спостерігається при мінімумі статичного моменту і мінімумі часу його наростання. Діагностування можливе при обмежених значеннях сталого моменту і часу його наростання, а саме при $M_{дв} = 125...175$ кНм, $T_{нар} = 0,02...0,03$ с.

Визначили залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності від величини кутового зазору на моторній ділянці лінії приводу кліті 6, зазор у зубчатому зчепленні редуктора 0.5мм (рис. 3.4.11).



$\Delta 12 = 0.002$ рад

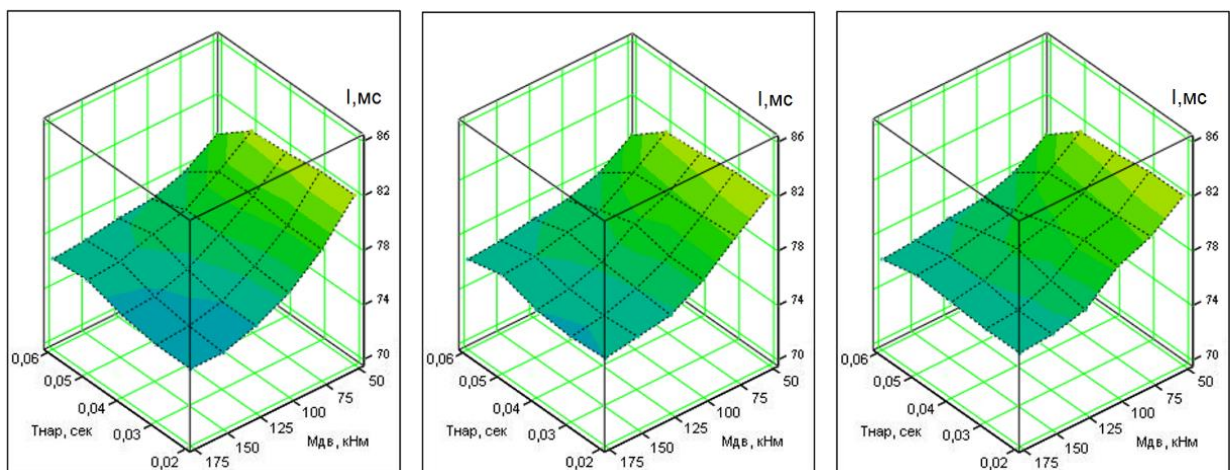
$\Delta 12 = 0.006$ рад

$\Delta 12 = 0.01$ рад

Рисунок 3.4.11 – Інтервал часу (мс) між першими двома піками перехідного процесу при різних значеннях кутового зазору на моторній ділянці кліті 6.

У кліті 6 проміжок часу між піками складає 72...89 мс, помітна більш суттєва різниця у рівнях для різних величин зазорів на моторній ділянці. Для однієї величини кутового зазору ($\Delta 12 = 0.01$ рад) є локальний екстремум при $T_{нар} = 0,04...0,05$ с, тут накладається власна частота лінії приводу з частотою наростання моменту. Діагностування можливе при багатьох значеннях сталого моменту і часу його наростання, тільки при $M_{дв} = 125...175$ кНм і $T_{нар} = 0,05...0,06$ с децю ускладнена.

Визначили залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності від величини зазору у зубчатому зчепленні редуктора кліті 5 і 6, кутовий зазор на моторній ділянці лінії приводу 0.002 рад (рис. 3.4.12, 3.4.13).

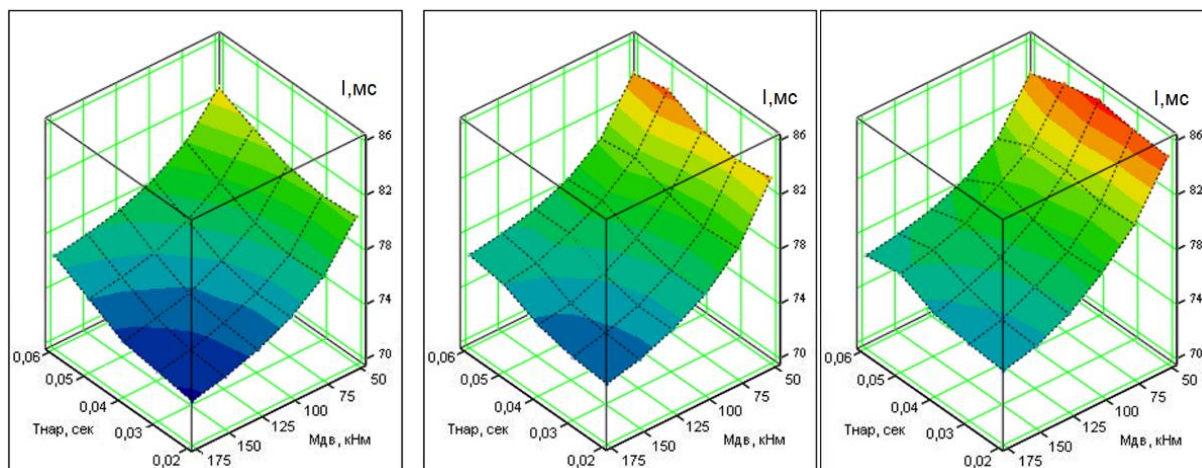


$\Delta 23z = 0.2$ мм

$\Delta 23z = 0.6$ мм

$\Delta 23z = 1.0$ мм

Рисунок 3.4.12 – Інтервал часу (мс) між першими двома піками перехідного процесу при різних значеннях зазору у зубчатому зчепленні редуктора кліті 5.



$\Delta 23z = 0.2 \text{ мм}$

$\Delta 23z = 0.6 \text{ мм}$

$\Delta 23z = 1.0 \text{ мм}$

Рисунок 3.4.13 – Інтервал часу (мс) між першими двома піками перехідного процесу при різних значеннях зазору у зубчатому зчепленні редуктора кліті 6.

Для кліті 5 діапазон величин інтервалу часу між піками становить 75...82 мс. Отримані залежності майже ідентичні і не залежать від зазору у зубчатому зчепленні редуктора. Єдина відмінність спостерігається при $M_{дв} = 150...175 \text{ кНм}$ і $T_{нар} = 0,02...0,03 \text{ с}$, де інтервал часу дорівнює 75,0 мс – 75,5 мс – 76,0 мс.

Для кліті 6 діапазон величин інтервалу часу між піками становить 73...85 мс. Отримані залежності більше відрізняються один від одного на відміну від таких у кліті 5, але також дуже схожі і не сильно залежать від зазору у зубчатому зчепленні редуктора. Також спостерігається більший градієнт поверхонь залежностей у кліті 6. Загалом лінія приводу кліті 6 більше підходить для діагностування зазору у зубчатому зчепленні, ніж така у кліті 5 [121].

Важливою складовою працездатності лінії приводу є радіальні зазори у підшипникових опорах зубчастих коліс редуктора та шестеренної кліті. Діагностичною ознакою величини радіального зазору в опорі підшипника є траєкторія переміщення осі зубчастого колеса при захваті металу валками. Завдяки тому, що переміщення осі має складну траєкторію, вирішили розкласти його на вертикальну (ось Y) і горизонтальну (ось X) складову (рис. 3.4.14).

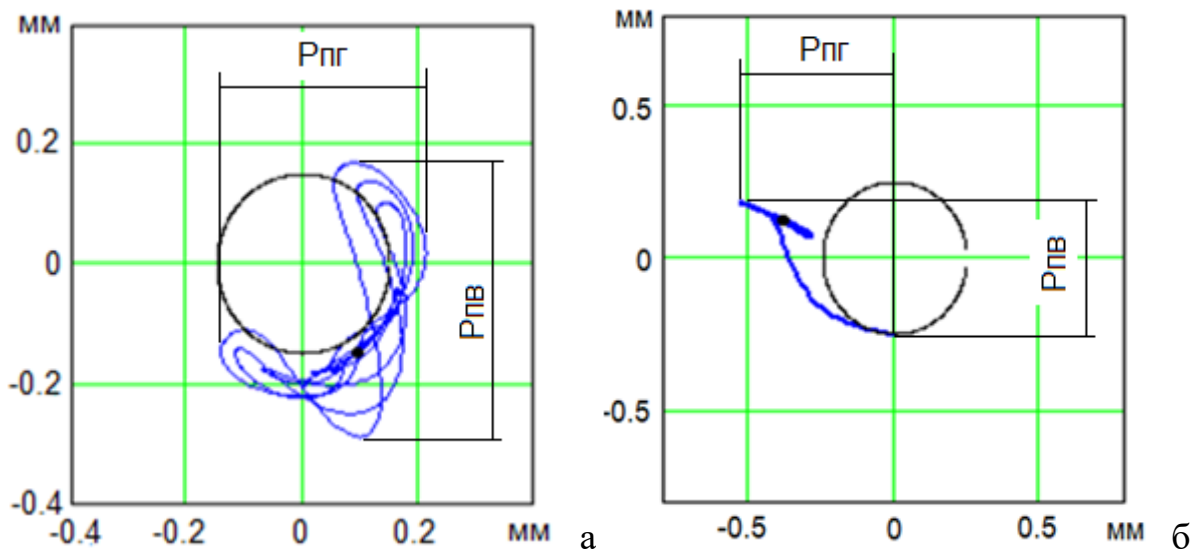


Рисунок 3.4.14 - Визначення розмахів переміщення у горизонтальній ($R_{пг}$) та вертикальній площині ($R_{пв}$) осі зубчатого колеса редуктора (а) і шестеренної кліті (б).

Розмахи переміщення ($R_{пг}$, $R_{пв}$) визначалися як різниця між максимальним та мінімальним значенням траєкторії по осі X та осі Y.

Задавалися такі величини радіального зазору в підшипникових опорах шестерні та колеса редуктора – 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0 мм. Варіювалися величина статичного моменту двигуна – 50, 100, 150 кНм та час наростання навантаження – 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06 с.

Виконали серії розрахунків за допомогою математичної моделі для лінії приводу кліті 5. Результати моделювання представлені у таблиці Д2.5 (Додаток 2).

Визначили залежність розмахів переміщення осей шестерні і колеса редуктора у вертикальній та горизонтальній площині ($R_{пг}$, $R_{пв}$) від величини радіальних зазорів власних підшипникових опор (рис. 3.4.15).

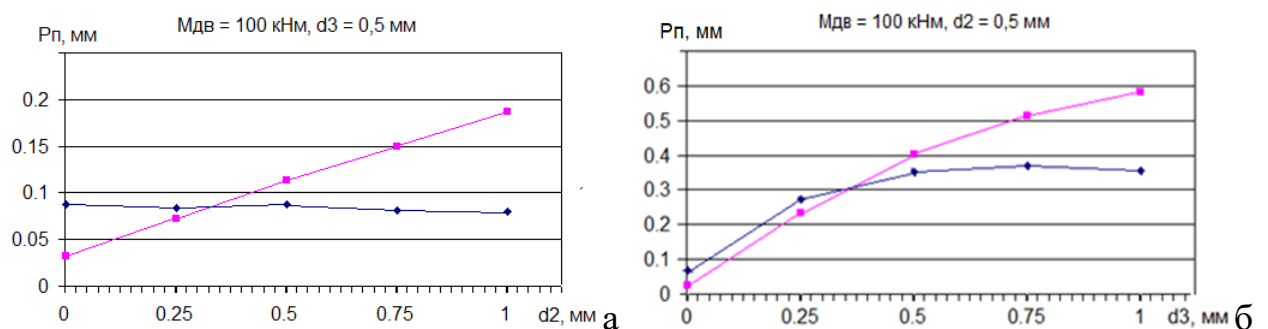


Рисунок 3.4.15 – Розмах переміщення осей шестерні (а) і колеса (б) редуктора кліті 5 у вертикальній (♦) та горизонтальній (■) площині в залежності від радіального зазору в підшипниковій опорі.

Для підшипникової опори шестірні, явну тенденцію до збільшення має розмах у горизонтальній площині. Цей показник збільшується з 0,04 мм до 0,17 мм. Аналіз графіка для підшипникової опори колеса також вказує про доцільність використовувати переміщення по горизонталі. Розмах переміщення зростає від 0,03 мм до 0,59 мм.

Виконали серії розрахунків за допомогою математичної моделі для лінії приводу кліті 6, результати яких представлені у таблиці Д2.6 (Додаток 2).

Визначили залежність розмахів переміщення осей шестерні і колеса редуктора у вертикальній та горизонтальній площині ($R_{пг}$, $R_{пв}$) від величини радіальних зазорів власних підшипникових опор (рис. 3.4.16).

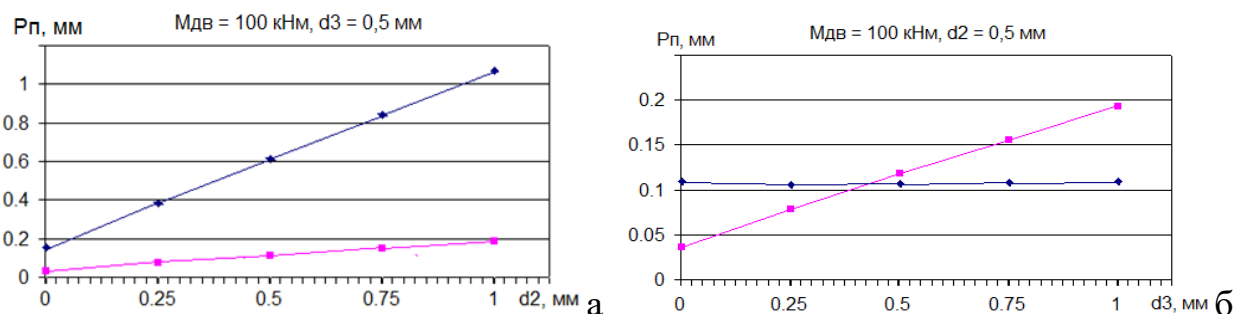


Рисунок 3.4.16 – Розмах переміщення осі шестерні (а) і колеса (б) редуктора кліті 5 у вертикальній (♦) та горизонтальній (■) площині в залежності від радіального зазору в підшипниковій опорі.

На відміну від редуктора кліті 5 при переміщенні осі шестерні редуктора кліті 6 більш діагностичним параметром є переміщення по вертикалі. Розмах переміщення зростає від 0,15 мм до 1,05 мм. Переміщення по горизонталі теж можна використовувати, але роздільна здатність у нього нижче на порядок, що важливо для промислових датчиків, схильних до різних перешкод і шумів. У свою чергу, для підшипникової опори колеса знову найбільш застосовним є переміщення осі по горизонталі. Розмах переміщення зростає від 0,04 мм до 0,19 мм.

Для вивчення можливості здійснювати діагностування підшипникових опор у шестеренній кліті також виконали серії розрахунків за допомогою математичної моделі. Задавались такі величини радіального зазору в підшипникових опорах верхнього і нижнього валка шестеренної кліті - 0, 0.5, 1.0 і 1.5 мм Варіювалися величина статичного моменту двигуна – 50, 100, 150 кНм, наростання навантаження – 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06 с.

Результати моделювання представлені у таблиці Д2.7 і Д2.8 (Додаток 2).

Визначили залежність розмахів переміщення осей нижнього і верхнього валків шестеренної кліті 5 у вертикальній та горизонтальній площині ($R_{пг}$, $R_{пв}$) від величини радіальних зазорів власних підшипникових опор (рис. 3.4.17).

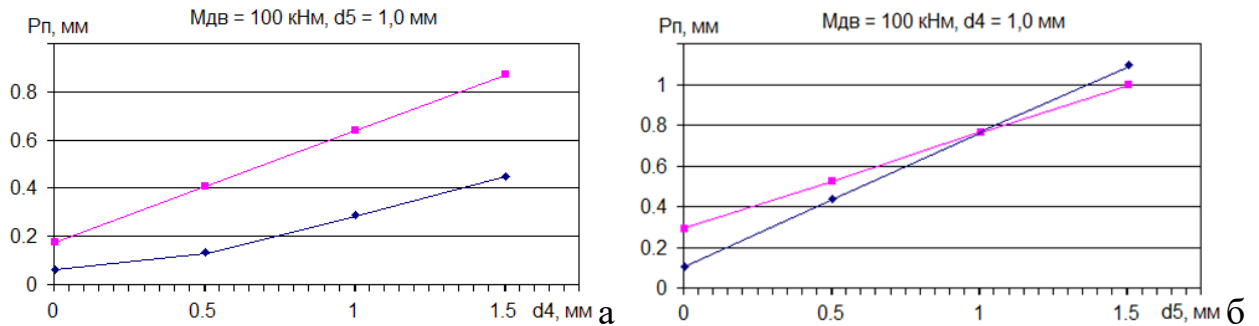


Рисунок 3.4.17 – Розмах переміщення осі нижнього (а) і верхнього (б) шестеренних валків кліті 5 у вертикальній (♦) та горизонтальній (■) площині в залежності від радіального зазору в підшипниковій опорі.

З графіка для опори нижнього шестеренного валка видно, що більш доцільно використовувати розмах переміщення по горизонталі. Цей показник зростає від 0,18 мм до 0,88 мм. Для верхнього шестеренного валка можливо використовувати переміщення як по горизонталі так і по вертикалі. Трішки краще все ж обрати розмах переміщення по вертикалі, він має більший кут нахилу. Цей показник зростає від 0,1 мм до 1,1 мм.

Визначили залежність розмахів переміщення осей нижнього і верхнього валків шестеренної кліті 6 у вертикальній та горизонтальній площині ($R_{пг}$, $R_{пв}$) від величини радіальних зазорів власних підшипникових опор (рис. 3.4.18).

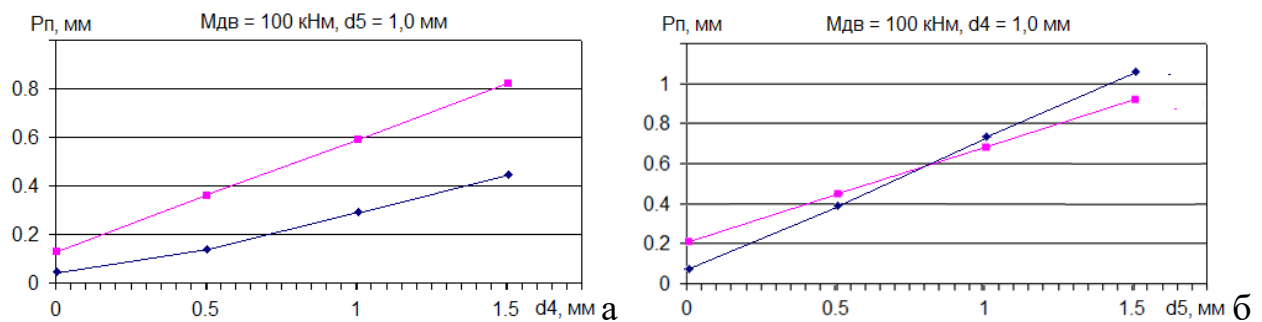


Рисунок 3.4.18 – Розмах переміщення осі нижнього (а) і верхнього (б) шестеренних валків кліті 6 у вертикальній (♦) та горизонтальній (■) площині в залежності від радіального зазору в підшипниковій опорі.

Графіки майже не відрізняються від таких самих для кліті 5. Також для опори нижнього шестеренного валка для діагностування більш доцільно використовувати розмах переміщення по горизонталі. Цей показник зростає від 0,17 мм до 0,82 мм. Для верхнього шестеренного валка - переміщення по вертикалі. Цей показник зростає від 0,08 мм до 1,05 мм.

3.5 ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Розроблена методика уточнення пружно-масових параметрів трьохмасової розрахункової схеми. Визначено скориговані значення пружностей на моторній та шпиндельній ділянках. Виконані розрахунки показали велику схожість перехідних процесів за даними промислових вимірювань та розрахунку на математичній моделі для всіх клітей стану 1680.

2. Розроблена математична модель перехідних процесів у лінії приводу прокатних валків кліті 5 та 6 стану 1680, яка поєднує крутильний рух елементів приводу з рухом зубчатих коліс редуктора і шестеренної кліті у підшипникових опорах. Ця модель потрібна для дослідження максимальних навантажень при захваті штаби валками та вивчення залежностей діагностичних параметрів від технічного стану обладнання.

3. За осцилограмами промислових вимірювань ідентифікована математична модель динамічних процесів у лініях приводу прокатних клітей 5 та 6 стану 1680. Ідентифікація здійснена за моментами сил пружності на моторному валу та моментами електродвигунів. Визначено коефіцієнти дисипації на різних ділянках лінії приводу та в підшипникових опорах редукторів та шестеренних клітей.

4. Виконано розрахунки динамічних процесів у лініях приводу прокатних клітей 5 та 6 при однаковій швидкості та однаковому моменту прокатки на моторному валу для кількісного порівняння. Вперше показано, що характер реакції у підшипникових опорах редуктора залежить від взаємного розташування шестерні і колеса. Встановлено, що в кліті 6 при навантаженні

редуктора ось шестерні притискається до верхньої частини підшипникової опори, у свою чергу у редукторі кліті 5 – до її нижньої частини. Ці особливості слід враховувати під час проектування редукторів прокатних станів і визначенні їх технічного стану у процесі експлуатації.

5. Запропоновано новий показник динаміки ділянок лінії приводу – від’ємний коефіцієнт динамічності. Він дорівнює відношенню максимального значення зусилля при зворотному закрученні до сталої величини зусилля, узятото за модулем.

6. Запропоновано новий показник динамічної навантаженості підшипникової опори – коефіцієнт динамічності підшипникової опори. Він дорівнює відношенню максимальної величини до сталого значення пружного зусилля у підшипниковій опорі.

7. За допомогою математичної моделі лінії приводу прокатних валків визначені залежності коефіцієнтів динамічності моментів сил пружності та підшипникових опор, часу запізнення ділянок лінії приводу від моменту прокатки та часу його зростання, а також величини кутових зазорів на моторній та шпindelній ділянках лінії приводу клітей 5 і 6 стану 1680.

8. Показано, що такі діагностичні ознаки, як інтервал часу між першими двома піками моменту сил пружності вказує на величину кутового зазору у моторній муфті та зубчастому зчепленні редуктора; а розмах переміщення осей зубчатих коліс редуктора і шестеренної кліті у горизонтальній та вертикальній площині є ознакою радіального зазору у підшипниковій опорі.

4. РОЗРОБКА СПОСОБІВ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ

4.1 ВИЗНАЧЕННЯ ЗАГАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ЗА СТАТИСТИЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ ВИМІРЮВАНЬ МОМЕНТУ СИЛ ПРУЖНОСТІ

Протягом попередніх двох десятиріч років здійснювали чисельні вимірювання силових та кінематичних параметрів багатьох широкоштабових станів гарячої прокатки. За цей час накопичено великі масиви виміральної інформації, зокрема велика партія прокатки штаб різноманітної кількості та сортаменту. Для аналізу цього великого масиву цифрової інформації в ІЧМ розробили методику обробки масивів одержаних даних. Така методика має вигляд низки програм ПЕОМ, що використовувались під час досліджень різних прокатних станів при обробці великих масивів промислових вимірювань. Програми дозволяють:

- подавати сигнали в масштабованому вигляді;
- визначати максимальне значення параметра при захваті та його середнє (або в будь-якій точці) значення в режимі прокатки, що встановився (розділити);
- обчислювати величину коефіцієнта динамічності;
- вести статистичну обробку сигналів.

У Розділі 2.3 вперше представлено оброблені дані вимірювання поточних значень для кожної штаби трьох взаємопов'язаних параметрів: - середнього значення статичного моменту спротиву при деформації штаби (M_c), - максимального значення моменту сил пружності (M_d) під час захвату штаби, - коефіцієнта динамічності (K_d), з поданням проміжків часу прокатки партій штаб певної марки сталі і розміру. Фактично демонструється динаміка прокатки шляхом спостереження за трьома параметрами (рис. 2.3.2).

Для аналізу великої кількості одержаної інформації побудували графік статистичної залежності максимального динамічного моменту (M_d) від

статичного моменту прокатки (M_c) для певної кількості штаб, що була прокатана – поле точок, кожна з яких уособлює прокатку однієї штаби зі своїм значенням максимального динамічного та статичного моменту (рис. 4.1.1).

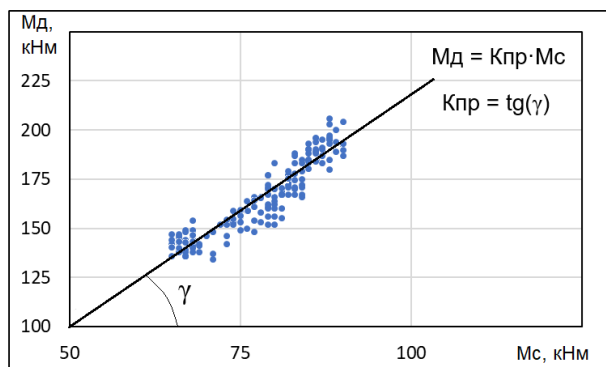


Рисунок 4.1.1 – Статистична залежність максимального динамічного моменту сил пружності (M_d) від статичного моменту прокатки (M_c).

Отримане поле точок апроксимували лінійною залежністю $M_d = K_{пр} \cdot M_c$ з кутом нахилу – γ (достовірність апроксимації – 0,85). У цій залежності коефіцієнт пропорційності ($K_{пр}$) є графічним аналогом коефіцієнта динамічності (K_d) перехідного процесу, який своїм значенням характеризує загальний технічний стан лінії приводу. У свою чергу $K_{пр} = \text{tg}(\gamma)$, тоді кут нахилу апроксимуючої прямої дорівнює $\gamma = \arctg(K_{пр})$ [122].

Для вимірювань в інші дні та періоди роботи прокатної кліті також побудували подібні графіки. Звернули увагу, що кути нахилу апроксимуючих прямих на цих графіках дещо відрізняються, а обрані періоди припадали на різний загальний технічний стан лінії приводу. Запропонували порівнювати ці кути між собою за різні періоди роботи прокатного стану та при різному технічному стані прокатних клітей.

З метою перевірки цього способу виконали вимірювання моменту сил пружності на проміжному валу моторної муфти у клітях 5, 6, 7 двічі при різному технічному стані ліній приводів – 07.11.2006 та 15.05.2009. В обох випадках велась прокатка близьких марок сталей, як 08КП, 08ПС, 2ПССВ, 3ПССВ, 10КП на розмір 4,0x1500, 3,3x1140, 3,0x1250, 3,0x1220, 3,0x1100, 2,0x1250, 2,0x1030.

Апроксимували отримані поля точок динамічного та статичного моментів сил пружності лінійною залежністю виду $M_d = K_{пр} \cdot M_c$, яка пролягає через початок координат (рис. 4.1.2).

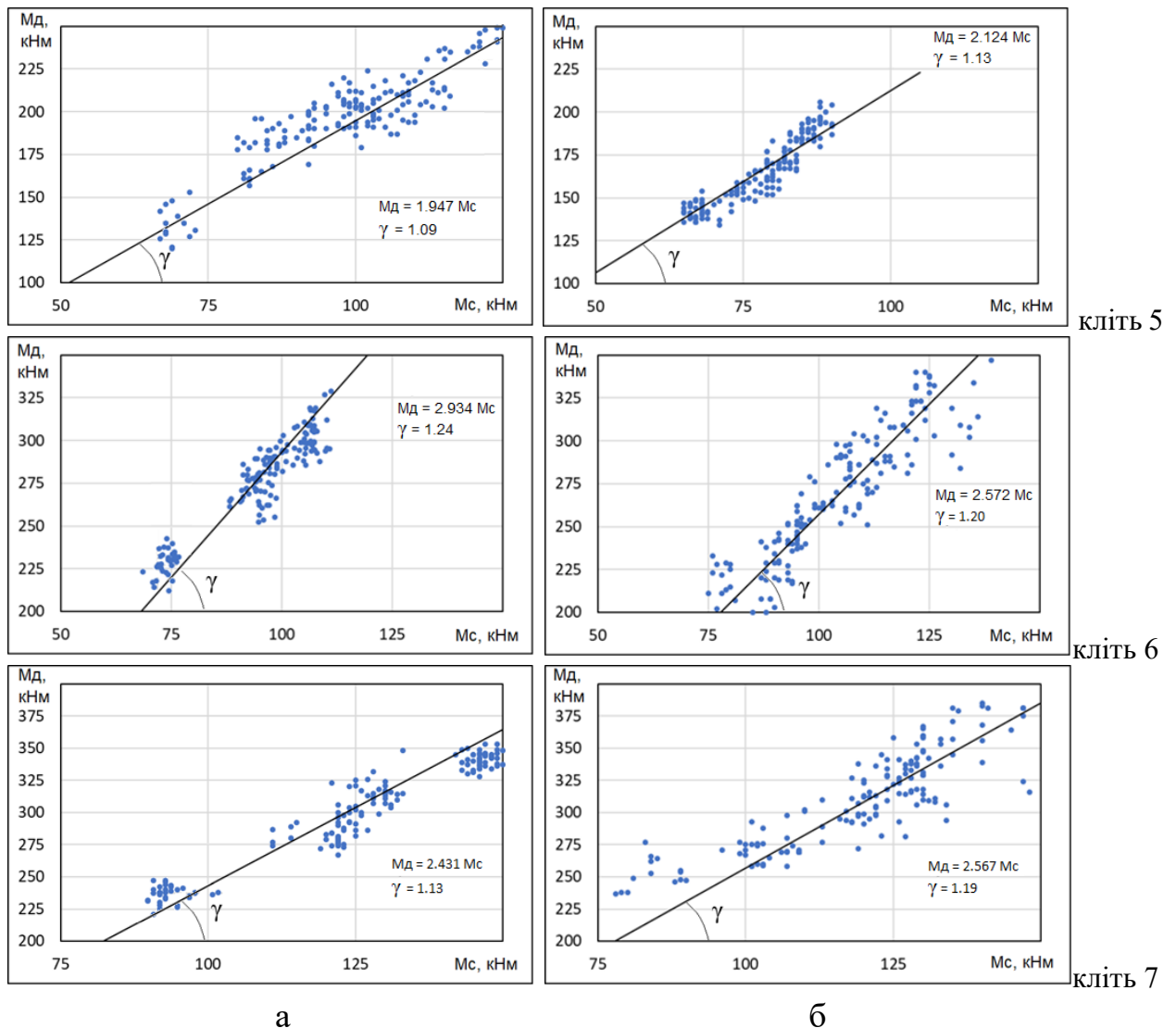


Рисунок 4.1.2 – Статистична обробка даних промислових вимірювань при прокатці штаб у клітках 5, 6, 7: а - 07.11.2006, б - 15.05.2009.

Для масивів значень M_d , M_c , K_d за ці дві дати обчислили їх середнє та середнє квадратичне відхилення, коефіцієнти пропорційності між M_d та M_c , кути нахилу апроксимуючих прямих та коефіцієнти достовірності апроксимації (табл. 4.1.1).

Таблиця 4.1.1 – Статистичні параметри даних промислових вимірювань.

	Мд, кНм		Мс, кНм		Кд		Кпр	γ, рад	R²
	с.з.	с.к.в.	с.з.	с.к.в.	с.з.	с.к.в.			
	07.11.2006								
кліть 5	194	19.8	99	15.4	1.9	0.18	1.95	1.09	0.56
кліть 6	280	21.2	95	10.8	2.9	0.18	2.93	1.24	0.59
кліть 7	306	28.3	125	18.9	2.5	0.24	2.43	1.18	0.54
	15.05.2009								
кліть 5	166	19.4	78	7.6	2.1	0.09	2.12	1.13	0.85
кліть 6	268	37.3	104	14.9	2.6	0.16	2.57	1.20	0.80
кліть 7	312	38.2	121	17.7	2.6	0.20	2.56	1.19	0.63

с.з. – середнє значення,
 с.к.в. – середньоквадратичне відхилення,
 R^2 – коефіцієнт достовірності апроксимації.

Оскільки вимірювання робили за різні часи роботи проаналізували дані з агрегатного журналу механічного обладнання стану 1680.

Кліть 5.

28.12.2004 – заміна шпинделів.

09.02.2005 – аварія, руйнація верхнього шпинделя, заміна шпинделя.

28.03.2005 – 04.04.2005 – капітальний ремонт.

- заміна електродвигуна,
- заміна моторної муфти,
- заміна вал-шестірні редуктора,
- заміна колеса редуктора,
- заміна корінної муфти,
- заміна валків шестеренної кліті,
- заміна шпинделів.

09.08.2005 – заміна шпинделів.

03.10.2005 – заміна шпинделів.

02.05.2006 – аварія, зруйновані зуби та підшипник шест. кліті, заміна.

12.06.2006 – аварія, зруйнований верхній шпиндель, заміна шпинделів.

06.07.2006 – заміна шпинделів (див. 12.06.2006).

27.10.2006 – 03.11.2006 – капітальний ремонт.

- заміна шпинделів.

06.11.2006 – навантаження прокатної кліті понад 200%.

26.01.2007 – аварія, руйнування тріффу нижнього робочого валка, заміна шпинделів.

26.03.2007 – заміна шпинделів.

05.07.2007 – заміна шпинделів.

05.08.2007 – навантаження прокатної кліті.

13.09.2007 – навантаження прокатної кліті.

15.11.2007 – заміна шпинделів.

10.01.2008 – заміна шпинделів.

21.02.2008 – заміна шпинделів.

25.04.2008 – заміна шпинделів.

25.08.2008 – 30.08.2008 – кап. ремонт, ревізія лінії приводу – норма.

03.09.2008 – навантаження прокатної кліті.
 04.10.2008 – навантаження прокатної кліті.
 09.11.2008 – навантаження прокатної кліті.
 17.11.2008 – тріщина на вилці нижнього шпинделя, заміна шпинделів.
 13.01.2009 – навантаження прокатної кліті.
 03.03.2009 – заміна шпинделів.

Кліть 6.

13.08.2005 – заміна шестеренних валків.
 11.10.2006 – заміна шпинделів.
 24.02.2006 – заміна шпинделів.
 02.03.2006 – заміна вал-шестерні редуктора.
 15.06.2006 – заміна шпинделів.
 27.10.2006 – 03.11.2006 – капітальний ремонт.
 14.01.2007 – корінна муфта МОЗ-20. Вимір зазору з боку кліті – 1,0 мм.
 13.03.2007 – аварія, луснув вкладиш нижнього шпинделя, заміна.
 05.05.2007 – навантаження прокатної кліті.
 22.06.2007 – заміна шпинделів.
 14.09.2007 – заміна шпинделів.
 26.09.2007 – навантаження прокатної кліті.
 08.11.2007 – аварія, скрутили трефи робочих валків.
 31.01.2008 – заміна шпинделів.
 17.04.2008 – заміна шпинделів.
 25.08.2008 – 30.08.2008 – капітальний ремонт.
 - заміна вал-шестірні редуктора,
 - заміна колеса редуктора,
 - заміна корінної муфти,
 - заміна валків шестеренної кліті,
 - заміна шпинделів.
 04.10.2008 – навантаження прокатної кліті.
 19.12.2008 – заміна шпинделів.
 24.02.2009 – аварія, скрутили трефи робочих валків.
 16.04.2009 – заміна шпинделів.

Кліть 7.

14.12.2004 – заміна вал-шестерні редуктора.

08.09.2006 – заміна шестеренних валків.
 05.10.2006 – заміна шпинделів.
 27.10.2006 – 03.11.2006 – капітальний ремонт.
 23.11.2006 – заміна шпинделів, вилетіли шланги верхнього шпинделя.
 14.03.2007 – заміна шпинделів.
 15.05.2007 – заміна шпинделів.
 05.07.2007 – заміна шпинделів.
 06.08.2007 – аварія, скрутили трефи робочих валків.
 24.09.2007 – заміна шпинделів.
 26.11.2007 – заміна шпинделів.
 28.12.2007 – заміна шпинделів.
 23.01.2008 – аварія, луснув вкладиш верхнього шпинделя, заміна.
 26.03.2008 – заміна шпинделів.
 06.05.2008 – заміна шпинделів.
 03.07.2008 – заміна шпинделів.
 25.08.2008 – 30.08.2008 – капітальний ремонт, заміна шпинделів.
 25.11.2008 – корінна муфта МОЗ-20. Вимір зазору з боку кліті – 0,8 мм.
 03.02.2009 – заміна шпинделів.
 06.03.2009 – аварія, скрутили трефи робочих валків.

На момент першого вимірювання у кліті 5 шпинделі простояли 5 діб, можна вважати їх практично новими. Під час другого вимірювання навантажень універсальні шпинделі проробили 73 доби. Що стосується моторної ділянки, то на момент першого вимірювання деталі редуктора (шестерня та колесо) проробили 1,5 роки. На момент другого вимірювання деталі редуктору не змінювалася, і їх термін служби становив понад 4 роки. Отже, технічний стан лінії приводу кліті 5 в момент першого вимірювання визнано: на шпиндельній ділянці - відмінним, на моторній ділянці - добрим. На момент другого вимірювання технічний стан шпиндельної ділянки – задовільний, моторної ділянки – також задовільний.

На момент першого вимірювання у кліті 6 шпинделі простояли 145 діб. Під час другого вимірювання навантажень універсальні шпинделі проробили 29 діб. Що стосується моторної ділянки, то на момент першого вимірювання деталі редуктора (шестерня та колесо) проробили 3,5 роки. На момент другого

вимірювання деталі редуктору проробили близько 8 місяців. Отже, технічний стан лінії приводу кліті 5 в момент першого вимірювання визнано: на шпиндельній ділянці – поганий (незадовільний), на моторній ділянці – задовільний. На момент другого вимірювання технічний стан шпиндельної ділянки – добрий, моторної ділянки – також добрий.

На момент першого вимірювання у кліті 7 шпинделі простояли 33 доби. Під час другого вимірювання навантажень універсальні шпинделі проробили 101 добу. Що стосується моторної ділянки, то на момент першого вимірювання деталі редуктора (шестерня та колесо) проробили майже 2 роки. На момент другого вимірювання деталі редуктору не змінювалася, і їх термін служби становив близько 4,5 роки. Отже, технічний стан лінії приводу кліті 7 на момент першого вимірювання визнано: на шпиндельній ділянці - добрим, на моторній ділянці - добрим. На момент другого вимірювання технічний стан шпиндельної ділянки – задовільний, моторної ділянки – також задовільний.

Аналізуючи статистичні параметри результатів вимірювань статичного та динамічного моментів та їх кореляційну залежність (табл. 4.1.1), визначили діагностичні ознаки, що відповідають різному технічному стану. Цими ознаками є значення кута нахилу апроксимуючої прямої γ та коефіцієнт пропорційності $K_{пр}$. Чим гірший технічний стан лінії приводу, тим кут нахилу апроксимуючої кривої γ та коефіцієнт пропорційності більше. Причому вимірювати момент сил пружності бажано на моторній ділянці лінії приводу, поза як на динамічну складову впливають кутові зазори на шпиндельній і моторній ділянках. На відміну від моменту сил пружності на шпиндельній ділянці, який залежить виключно від власного кутового зазору.

Таким чином, запропоновано нові діагностичні показники загального технічного стану лінії приводу прокатної кліті - кут нахилу апроксимуючої прямої та коефіцієнт пропорційності статистичної залежності максимального динамічного моменту сил пружності на моторній ділянці від сталого моменту при прокатці штаб.

4.2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ЗА ШВИДКІСТЮ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙНОЇ ПРУЖНОЇ ХВИЛІ ПІД ЧАС ЗАХВАТУ ШТАБИ ПРОКАТНИМИ ВАЛКАМИ

У виконаних раніше наукових дослідженнях було отримано залежність часу запізнення шпіндельної та моторної ділянок лінії приводу прокатної кліті від величини кутового зазору в шпіндельному зчленуванні [25]. Залежність визначалася на математичних моделях ліній приводів із зосередженими параметрами, коли обертальні маси та крутильні жорсткості були локалізовані в одному місці простору.

Також було розроблено дослідно-промислову систему визначення технічного стану головних ліній клітей за часом запізнення реакції різних ділянок на захват металу прокатними валками [32, 33]. Виконані одночасно періодичні вимірювання зносу бронзових вкладишів шпинделів (під час перевалки валків) та часу запізнення ділянок лінії приводу. При цьому на станині кліті, шестеренної кліті та редукторі встановлювали вібродатчики, під час спрацьовування яких визначався цей час.

У той же час реальні лінії приводу прокатних клітей мають різні кінематичні схеми та відрізняються розмірами (довжина, діаметр) своїх головних елементів. Додатково до цього частота обертання прокатних валків згідно з технологією прокатки варіюється у широкому діапазоні. Для уточнення раніше запропонованого методу, а також з метою його практичного використання на прокатному обладнанні, розробили метод, що враховує швидкість поширення деформаційної хвилі у лінії приводу. При цьому кутові зазори, що знаходяться на її шляху, збільшують час проходження ударного імпульсу вздовж ділянок лінії приводу.

Відомо [123], що швидкість поширення крутильних коливань вздовж стрижня збігається зі швидкістю пружних поперечних збурень у необмеженому твердому середовищі (також зі швидкістю деформації зсуву у стрижні). Ця швидкість дорівнює:

$$C_{\text{КРУТ}} = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (4.2.1)$$

де: G – модуль пружності при зсуві (для сталі $G = 8,2 \cdot 10^{10}$ Н/м²); ρ – щільність матеріалу (для сталі $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³).

$$C_{\text{КРУТ}} = 3,4 \cdot 10^3 \text{ м/с.}$$

Відомо також, що швидкість поширення згинальних коливань збігається зі швидкістю пружних поздовжніх збурень у необмеженому твердому середовищі. Ця швидкість дорівнює:

$$C_{3\Gamma} = \sqrt{\frac{1-\mu}{(1+\mu) \cdot (1-2\mu)}} \cdot \frac{E}{\rho} \quad (4.2.2)$$

де: E – модуль пружності при стисканні (розтягу) (для сталі $E = 21,2 \cdot 10^{10}$ Н/м²); ρ – щільність матеріалу (для сталі $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³); μ – коефіцієнт Пуассона (для сталі $\mu = 0,29$).

$$C_{3\Gamma} = 6 \cdot 10^3 \text{ м/с.}$$

На рис. 4.2.1 представлено загальний вид лінії приводу кліті дуо стану 1680, де вказані всі наявні довжини та діаметри основних елементів лінії приводу.

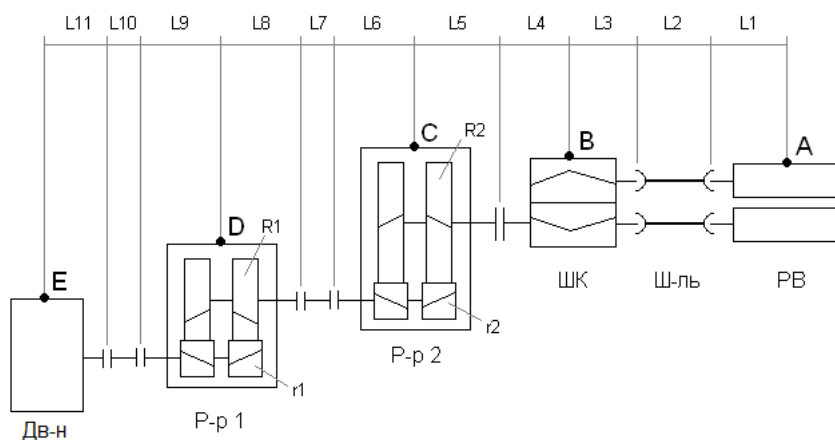


Рисунок 4.2.1 – Загальний вигляд лінії приводу кліті дуо: L_i – довжина елементів, Дв-н – електродвигун постійного струму ДПТ, Р-р 1 – одноступінчастий редуктор ЦОС-140 (r_1 , R_1 – радіуси шестірни та колеса), Р-р 2 – одноступінчастий редуктор ЦОС-240 (r_2 , R_2 – радіуси шестірни та колеса), ШК – шестеренна кліть, Ш-ль – універсальні шпинделі, РВ – робочі валки.

В таблиці 4.2 наведено величини довжин та діаметрів елементів приводу.

Таблиця 4.2 – Величини довжин (мм) та діаметрів (мм).

L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	R1	R2	r1	r2
2070	2450	2100	2200	2200	1900	2060	1600	1400	900	1690	1176	1968	224	432

Між співвісними деталями пружна хвиля поширюється через деформацію кручення, зі швидкістю 3400 м/с (4.2.1), а в елементах із зубчастим зачепленням через деформацію вигину, зі швидкістю 6000 м/с (4.2.2). У зубчастих колесах передача зусилля здійснюється за допомогою зсувної деформації (вигину) від зубчастого вінця до ступиці колеса. Причому цей процес протікає у вихідному колесі від ступиці до зубчастого вінця, а потім у вхідний вал-шестірні зворотний процес від зубчастого вінця до ступиці. Отже, при деформації кручення шлях дорівнює сумарній довжині валу, а при деформації зсуву - додатку радіусів зубчастих коліс. Наявність зазорів на шляху збільшуватиме час проходження деформаційної пружної хвилі T (4.2.3).

$$T = \sum_i \frac{L_i}{C_{\text{КРУТ}}} + \sum_j \frac{R_j}{C_{\text{ЗГ}}} + \sum_k (\Delta_k \cdot \frac{60}{N_{\text{ДВ}}} \cdot \frac{I_k}{2 \cdot \pi}), \text{ с} \quad (4.2.4)$$

де, L – довжина валу, мм; R – радіус зубчастого колеса, мм; Δ – кутовий зазор, рад; $N_{\text{ДВ}}$ – частота обертання електродвигуна, об/хв; I – передавальне число редуктора; i, j, k – кількість елементів.

Визначимо час проходження деформаційної пружної хвилі від точки А (захват штаби валками) до точок В (шестеренна кліть), С (редуктор 2), D (редуктор 1) та Е (електродвигун), припускаючи, що кутові зазори відсутні (лінія приводу у відмінному технічному стані).

$$T_{AB} = \frac{L1 + L2 + L3}{C_{\text{КРУТ}}} = \frac{(2070 + 2450 + 2100) \cdot 10^{-3}}{3,4 \cdot 10^3} = 1,947 \cdot 10^{-3} \text{ с}$$

$$T_{AC} = \frac{L1 + L2 + L3 + L4 + L5}{C_{\text{КРУТ}}} + \frac{R2 + r2}{C_{\text{ЗГ}}} = \frac{2,07 + 2,45 + 2,1 + 2,2 + 2,2}{3,4 \cdot 10^3} + \frac{1,968 + 0,432}{6 \cdot 10^3} = 3,641 \cdot 10^{-3} \text{ с}$$

$$T_{AD} = \frac{L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7 + L8}{C_{\text{КРУТ}}} + \frac{R2 + r2 + R1 + r1}{C_{\text{ЗГ}}} = 5,51 \cdot 10^{-3} \text{ с}$$

$$T_{AE} = \frac{L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7 + L8 + L9 + L10 + L11}{C_{\text{КРУТ}}} + \frac{R2 + r2 + R1 + r1}{C_{\text{ЗГ}}} = 6,683 \cdot 10^{-3} \text{ с}$$

Оскільки в процесі роботи частота обертання кліті дуо змінюється, визначили аналітичну залежність величини кутового зазору на ділянці АВ (шпіндельній ділянці) від часу запізнення і частоти обертання двигуна кліті дуо.

$$\Delta_{AB} = (\tau_{AB} - T_{AB}) \cdot \frac{N_{дв}}{60} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{i \cdot 1000}, \text{ рад} \quad (4.2.4)$$

де, τ_{AB} – вимірний час запізнення між сигналами вібрації на станині та шестеренній кліті, мс; T_{AB} – природний час запізнення деформаційної хвилі ($T_{AB} = 1,95$ мс); i – передаточне число лінії приводу ($i = 23,917$).

Слід зазначити, що сумарний кутовий зазор на ділянці шпинделя містить в собі зазор у валковій муфті, зазор у шарнірі шпинделя з боку валків і зазор у шарнірі шпинделя з боку шестеренної кліті. З аналізу конструкцій та умов роботи універсальних шпинделів відомо, що 70-80% сумарного кутового зазору з'єднання припадає на шарнір шпинделя з боку прокатних валків.

Таким же чином визначили аналітичну залежність величини кутового зазору на ділянці ВС (корінна муфта та зубчасте зачеплення редуктора №2) від часу запізнення та частоти обертання двигуна кліті дуо.

$$\Delta_{BC} = (\tau_{BC} - (T_{BC} - T_{AB})) \cdot \frac{N_{дв}}{60} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{i \cdot 1000}, \text{ рад} \quad (4.2.5)$$

де, τ_{BC} – вимірний час запізнення між сигналами вібрації на шестеренній кліті і редукторі 2, мс; T_{BC} – природний час запізнення деформаційної хвилі ($T_{BC} = 3,64$ мс); $N_{дв}$ – частота обертання електродвигуна, об/хв; i – передаточне число лінії приводу ($i = 23,917$).

Визначили залежність величини кутового зазору на шпиндельній ділянці та ділянці корінної муфти від часу запізнення реакції ділянки на захват штаби та частоти обертання двигуна кліті дуо (рис. 4.2.2).

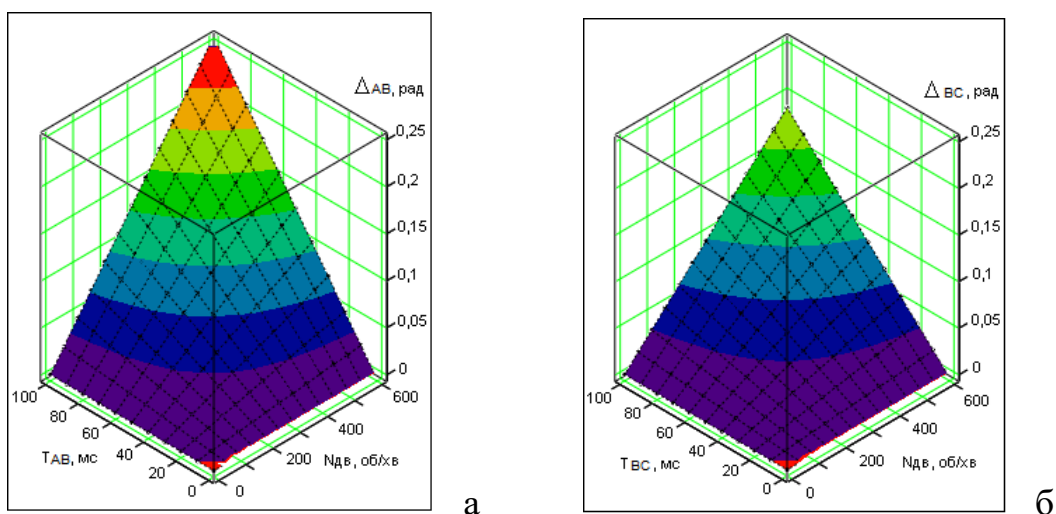


Рисунок 4.2.2 – Залежність величини кутового зазору (Δ) в залежності від часу запізнення реакції ділянки лінії приводу (T) та швидкості обертання двигуна кліті дуо ($N_{дв}$): а – на шпиндельній ділянці, б – на ділянці корінної муфти.

Для підтвердження дієвості способу виконали його дослідно-промислову перевірку, виміряли вібродинамічні параметри лінії приводу кліт дую. При цьому частота обертання двигуна склала 375 об/хв, $i_1=5.25$, $i_2=4.556$ (рис. 4.2.3).

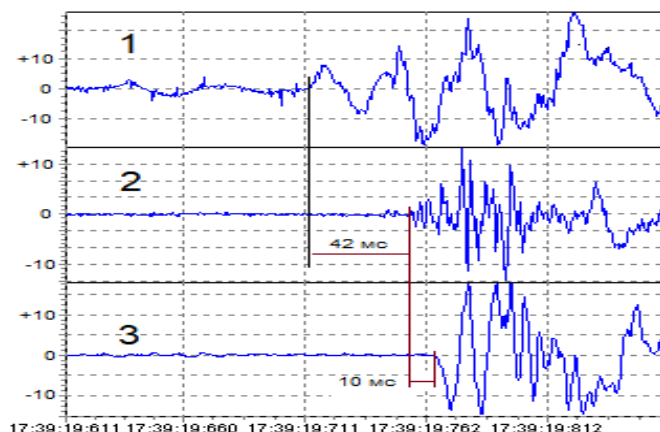


Рисунок 4.2.3 – Виміряна віброшвидкість обладнання лінії приводу кліт дуо: 1 - вібродатчик на прокатній станині, 2 – кришка підшипникової опори верхнього шестеренного валка, 3 - кришка підшипникової опори колеса редуктора 2.

Згідно даних рисунку 4.2.3 запізнення сигналу 2 щодо сигналу 1 складає 42 мс, запізнення сигналу 3 щодо сигналу 2 – 10 мс. Визначили орієнтовно величину кутового зазору в шпindelьному зчленуванні та на ділянці корінної муфти по формулам (4.2.3) та (4.2.4), враховуючи, що величина запізнення склала 42 мс, природне запізнення лінії приводу $T_{AB} = 1,95$ мс та $T_{BC} = 3,64$ мс.

$$\Delta_{AB} = (42 - 1.95) \cdot \frac{375}{60} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{\frac{5.25 \cdot 4.556 \cdot 1000}{375}} = 0.065 \text{ рад}$$

$$\Delta_{BC} = (10 - (3.64 - 1.95)) \cdot \frac{375}{60} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{5.25 \cdot 4.556 \cdot 1000} = 0.013 \text{ рад}$$

Згідно орієнтовного розрахунку кутовий зазор на шпindelьній ділянці складає 0,065 рад, на ділянці корінної муфти – 0,013 рад.

Як видно з результатів досліджень, ще одним із параметрів, що залежить від технічного стану – зносу і зазорів в зчленуваннях для оцінки технічного стану лінії приводу може бути прийнята швидкість розповсюдження деформаційної хвилі поряд з часом запізнення реакції ділянок лінії приводу. Використання цього параметру дозволить підвищити точність діагностування.

4.3. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАГАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ЗА СИГНАЛАМИ ДАТЧИКА ТИСКУ У ГІДРАВЛІЧНІЙ СИСТЕМІ ВРІВНОВАЖЕННЯ ВЕРХНЬОГО РОБОЧОГО ВАЛКА І ДАТЧИКА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА.

У роботі [32] запропонований перевірений на практиці спосіб визначення технічного стану ділянок лінії приводу прокатних клітей шляхом вимірювання часу запізнення реакції ділянок відносно ударного навантаження прокатної кліті під час захвату метала валками та часу запізнення між сигналами вібрацій на самих ділянках. З цією метою вздовж лінії встановлюють декілька вібродатчиків (8-10 шт.) і по їх сигналу визначають час запізнення реакції ділянок лінії приводу. Систематичне і періодичне використання цього способу діагностування недоцільно. У деякі проміжки часу технічний стан обладнання буває задовільним і велика кількість проведених вимірювань непотрібна.

Розробили більш простий варіант такої діагностичної системи, який не вимагає великих витрат для використання. Ідея полягає у тому, що для визначення загального часу запізнення користуються штатними датчиками. Такими є датчики тиску у гідравлічних системах, що використовуються на стані 1680, а також цифрові датчики частоти обертання, які встановлені на торцях роторів електродвигунів чистової групи клітей. Сигнал з датчика тиску є ознакою того, що відбувся захват штаби прокатними валками. Початок падіння тиску приймається як нульова точка відліку. У свою чергу, падіння частоти обертання двигуна вказує, що двигун починає нести навантаження.

Запропонували вимірювати загальний час запізнення по всій довжині лінії від прокатної станини кліті до електродвигуна і по його зміні визначати початок погіршення технічного стану лінії приводу. І тільки після цього підключати систему з 8-10 вібродатчиків, за допомогою яких визначають ділянки зі змінами технічного стану.

Типовим датчиком тиску, що використовується на стані 1680 є перетворювач тиску ПД60/2 УХЛ 3.1 (рис. 4.3.1) з межами вимірювання 0...60 МПа. Датчик має живлення постійним струмом напругою 15...30 В, струм на

виході 0...5 мА. Датчик встановлюється в гнучкий трубопровід поблизу подушки валка (0,5 м) зі сторони приводу.



Рисунок 4.3.1 – Перетворювач тиску ПД60/2, загальний вигляд.

Аналоговий вихідний сигнал датчика тиску у гідравлічній системі, представлений у вигляді струму, що дозволяє без перешкод передавати цей сигнал на порівняно великі відстані для введення його через АЦП у пам'ять комп'ютера.

Датчик частоти обертання двигуна, що підключений до торця валу електродвигуна, за своїм принципом дії - цифровий. За одне обертання валу на його виході генеруються 4096 імпульсів. Тому для введення в комп'ютер через АЦП його сигналів необхідний перетворювач частоти у напругу. Діапазон частот на виході датчика для чистової групи становить 20...30 кГц, необхідна для реєстрації вихідна напруга перетворювача складає 1...5 В. При захваті штаби зменшення швидкості двигуна призводить до зміни частоти на виході датчика до 500 Гц. Цю зміну частоти необхідно виділити та перетворити на напругу 1...5 В. Зміна швидкості триває обмежений час (до ~0,005 с), що ускладнило пошук готових рішень та налаштування пристрою.

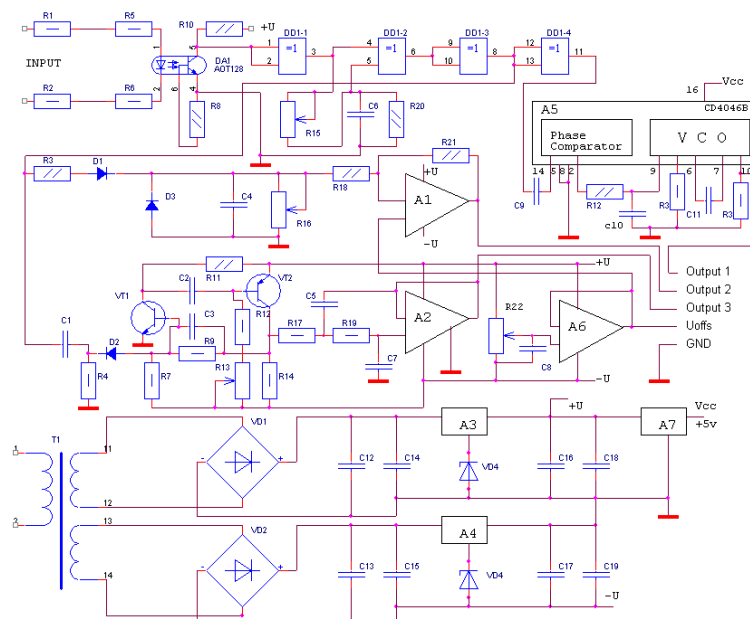


Рисунок 4.3.2 - Принципова електрична схема перетворювача частоти у напругу.

У зв'язку з цим виготовили і в заводських умовах випробували електричну плату перетворювача частоти у напругу (рис. 4.3.2), яка дозволяє отримати потрібний сигнал для введення його в комп'ютер.

У системі керування двигунами чистової групи стану 1680 працює безперервна система реєстрації параметрів прокатки. На основі цих осцилограм визначена зміна частоти обертання двигуна приводу при захваті штаби, максимальна величина якої становить 1,6 % частоти обертання холостого ходу. При такій величині сигналу його можна порівнювати з рівнем коливань сигналу. Тому схема містить декілька детекторів для частотного модулювання сигналу. У свою чергу, сам датчик генерує імпульси (меандри) частотою 4096 імпульсів за один оборот, напругою 24 В, струмом навантаження - 50 мА. На вході схеми встановлена гальванічна розв'язка на оптроні DA1 із захисними обмежувальними резисторами R1, R2, R5, R6. Із гальванічної розв'язки сигнал надходить на формувач коротких імпульсів на елементах мікросхеми DD1-1 та DD1-2. Резистором R15 встановлюється ширина імпульсу, вона становить 20% періоду. Потім імпульси через резистор R3 надходять на вхід випрямовувача на діодах D1, D3 та інтегруються на конденсаторі C4. Тимчасовою постійною C4R16 визначається частотний діапазон вихідного сигналу. Операційний підсилювач A1 забезпечує необхідне посилення вихідного сигналу. Схема виділення змінної складової сигналу виконана на підсилювачі-повторювачі A6 та регуляторі постійної складової R22. З виходу A6 регульований зсув подається на вхід підсилювача A1, не інвертуючись, що дозволяє отримати необхідну змінну амплітуду складової швидкості. Схема містить у собі генератор імпульсів на транзисторах VT1, VT2 та фільтр нижніх частот на мікросхемі A2. Від'ємними перепадами напруги імпульсів запускається мультівібратор, що їх очікує, на транзисторах VT1, VT2, який формує імпульси постійної тривалості. Постійна складова цих імпульсів містить інформацію про середню частоту обертання двигуна. Для виділення змінної складової використовується активний фільтр низьких частот на мікросхемі A2, що забезпечує достатню точність відтворення відхилень швидкості при коефіцієнті придушення несучої більше

50 Дб. Вихідний опір демодулятора становить кілька сотень Ом. Стабілізоване двохполярне джерело живлення виконане на трансформаторі Т1, випрямовувачах VD1, VD2, стабілізаторах А3, А4, А7 і забезпечує живленням схему перетворювача напругою $\pm 12\text{В}$ і $\pm 5\text{В}$.

Для дослідно-промислової перевірки запропонованого способу діагностування встановили датчики тиску, вібрації, частоти обертання на прокатну кліть (рис. 4.3.3).

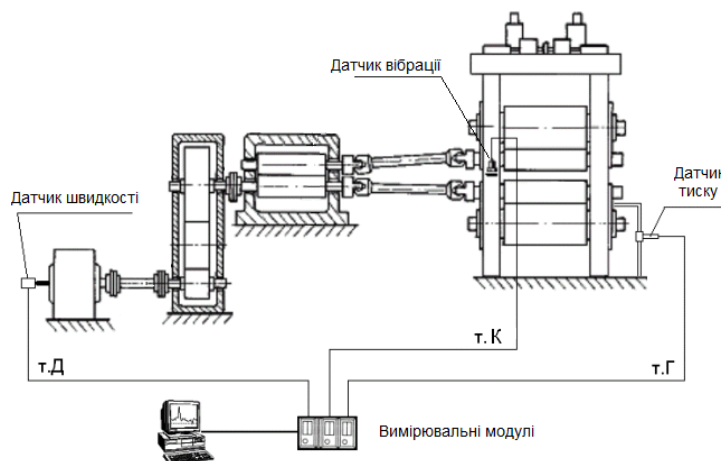


Рисунок 4.3.3 – Схема розташування датчиків на прокатній кліті.

Спочатку з метою визначення того, наскільки сигнал датчика тиску відображає реакцію кліті, як механічної системи, на захват штаби робочими валками, виконали спільні вимірювання тиску та вібрації станини прокатної кліті (рис. 4.3.4).

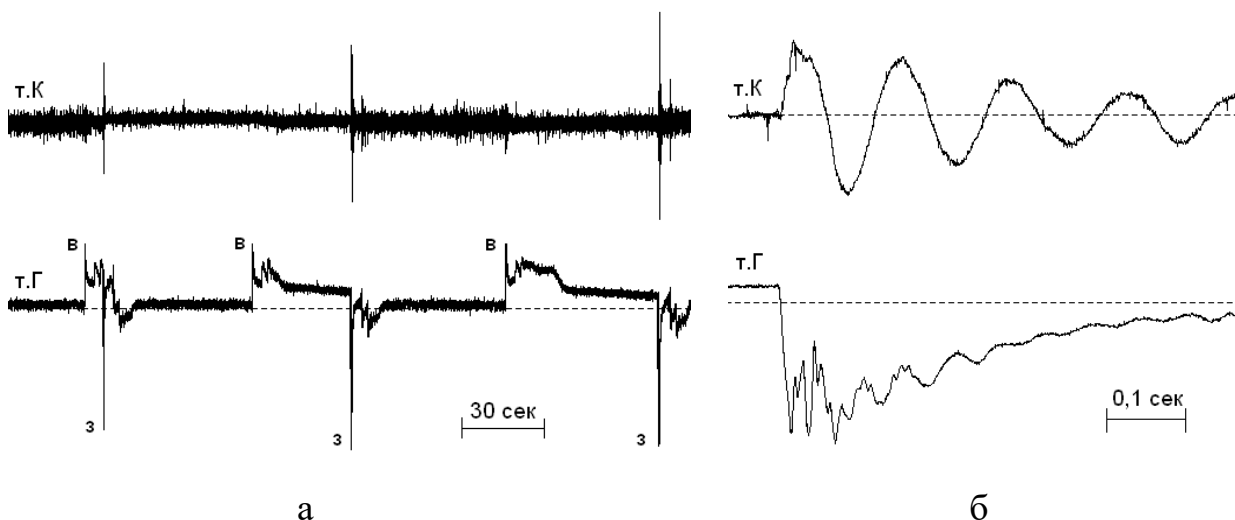


Рисунок 4.3.4 - Сигнали вібродатчика на станині кліті (т.К) і датчика тиску системи врівноваження робочих валків (т.Г) при прокатці кількох штаб (а) та у момент захвату одної штаби (б), з – захват, в – викид.

На рисунку 4.3.4 наведено запис прокатки 3-х штаб, від'ємні піки - падіння тиску при захваті, додатні (меншої амплітуди) - зростання тиску при викиді штаби з валків. При захваті штаби відбувається вертикальна деформація станини прокатної кліті на 1-2 мм, внаслідок чого тиск у гідросистемі різко падає від 11 до 3...4 МПа. Після перехідного процесу тиск встановлюється на рівні 10 МПа і за такого тиску відбувається прокатка основної частини штаби. У момент виходу штаби тиск збільшується до 15-20 МПа. Тиск у системі гідравлічного врівноваження прокатних валків підтримується одним вантажним гідроаккумулятором. Тому на сигналі датчика тиску чітко відображаються моменти, коли відбувається захват (або викид) штаби у наступних двох-трьох клітях: падіння (або збільшення) тиску (рис. 4.3.4а).

Аналіз записів сигналів показав, що початок реакції обох датчиків практично збігається (рис. 4.2.4б), а перехідний процес у гідросистемі врівноваження відрізняється стабільною повторюваністю з крутим фронтом падіння навантаження. На початковій ділянці кривої тиску відзначено частоту власних коливань кліті (~100 Гц), потім ці коливання переходять у низькочастотні, характерні для лінії головного приводу (~15...18 Гц).

Проведені вимірювання дозволили визначити наступне:

- початок реакції вібродатчика на кліті та датчика тиску практично збігаються,
- при записі сигналів із частотою 2000 Гц забезпечується достатня точність визначення точки відліку $\pm 0,5$ мс,
- лінія холостого рівня сигналу тиску у меншій мірі сприймає зовнішні збурення, ніж та, що отримана з вібродатчика, на якій завжди відображаються випадкові коливання при обертанні валкової системи,
- фронт падіння тиску досить крутий, а сам сигнал має короткочасну, але постійну складову, що полегшує визначення точки відліку.

Звідси випливає, що сигнал датчика тиску є стабільним інформативним параметром, з високою надійністю визначення точки відліку в автоматичному режимі.

У кліті 8 стану 1680 виконали вимірювання сигналів тиску та перетворювача частоти обертання двигуна безпосередньо після встановлення шпинделів з новими бронзовими вкладишами (06.11.2009), а також перед ремонтом (18.11.2009), коли бронзові вкладиші зношені максимально (рис. 4.3.5).

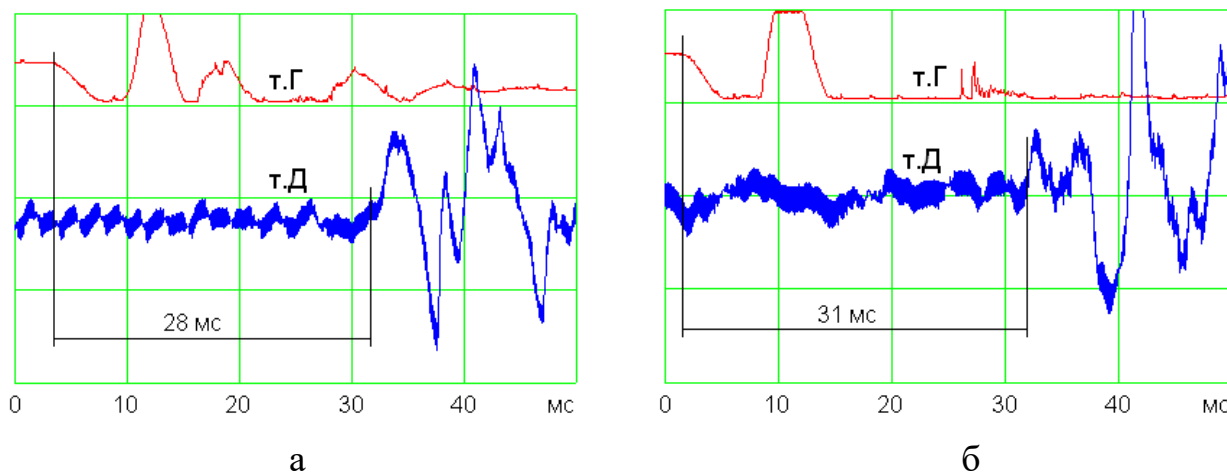


Рисунок 4.3.5 – Сигнал датчика тиску (т.Г) та перетворювача частоти обертання двигуна (т.Д), а - шпинделі з новими бронзовими вкладишами (06.11.2009), б - шпинделі зі зношеними вкладишами (18.11.2009).

Як видно із рисунку 4.3.5, сигнал датчика перетворювача відрізняється стабільною повторюваністю. Разом з тим у ряді випадків виникають проблеми вибору точки, що характеризує початок зростання сигналу власне реакції. Досліди показали, що застосування низькочастотного смугового фільтру частотою 130-150 Гц дозволяє відсіяти високочастотну складову, після чого точка відліку початку реакції визначається точніше.

Статистичний аналіз результатів вимірювань та обчислень за ними часу запізнення показав наступне. При зношених вкладишах шпинделів середній час запізнення реакції двигуна склав $\tau_{cp1} = 29,6 \pm 0,5$ мс, після встановлення нових шпинделів – $\tau_{cp2} = 27,1 \pm 0,5$ мс. Різниця $\Delta\tau = \tau_{cp1} - \tau_{cp2} = 2,5$ мс пропорційна середній відкритій частині люфта, тобто тій частини зазору, яка безпосередньо впливає на ударні навантаження під час захвату штаби.

Паралельно вимірювали величину зеву універсальних шпинделів. Цю операцію виконували у кліті, при вийнятих робочих валках, в універсальних шпинделях з боку робочих валків. Монтажне значення зіву універсального шпинделя у кліті 8 становить 150,5 мм. Отримані результати вимірювань зеву

універсального шпинделя і запізнення реакції двигуна нанесли на графік (рис. 4.3.6). Між параметрами простежується однозначна лінійна залежність.

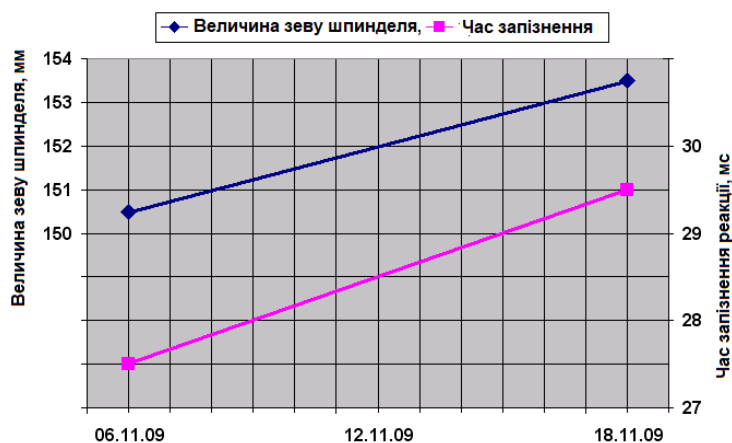


Рисунок 4.3.6 – Зміна величини зеву універсального шпинделя та часу запізнення між сигналами з датчика тиску та перетворювача частоти у напругу під час роботи прокатної кліті.

Таким чином, використання двох штатних датчиків і невеликого доопрацювання дозволяє шляхом періодичних вимірювань за часом запізнення реакції двигуна відстежувати характер загального технічного стану ліній приводу прокатних клітей.

Для застосування запропонованої системи необхідно від станини кліті протягнути лінію передачі сигналу тиску в машинний зал і встановити пристрій реєстрації. Другий сигнал подати від цифрового датчика частоти обертання двигуна через плату перетворювача. Розроблені в ІЧМ програми дозволяють безперервно протягом кількох годин в автоматичному режимі записувати сигнали, а потім їх оброблювати та визначати час запізнення сигналів.

Доцільно таку діагностичну систему зібрати для 2-3-х клітей з виведенням сигналів на один персональний комп'ютер і запустити її у випробувальному режимі на період у 2-3 місяці з періодичною обробкою сигналів. Отримані результати та досвід роботи дозволяє вирішити питання необхідності поглибленого діагностування окремих ділянок шляхом додаткового встановлення вібродатчиків.

Таким чином розроблено просту систему діагностування загального технічного стану лінії приводу прокатної кліті, яка використовує штатні датчики, що вже встановлені на прокатному обладнанні.

4.4. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ЗА ВІДНОШЕННЯМ ПЕРІОДІВ КОЛИВАНЬ СИГНАЛУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНА

У клітках чистової групи стану 1680 встановлені двигуни змінного струму з частотним регулюванням швидкості. У результаті потужність приводу зросла до 7 МВт, проти 5 МВт двигунів постійного струму, момент інерції роторів двигунів дещо зменшився. Поряд із двигунами, модернізації зазнала і система управління. Застосування мікропроцесорної техніки дозволило реєструвати різні електромагнітні параметри всіх двигунів чистової групи протягом прокатки полоси і записувати одночасно багато каналів. Система керування дозволяє зберігати у своїй внутрішній пам'яті групу значень заданих параметрів з періодом запису кожного значення через 1 мс (частота дискретизації 1000 Гц). Однак видача зареєстрованих значень із пам'яті на зовнішній пристрій у штатного режиму роботи проводиться через інтерфейсні мікроконтролери з періодом у 50 мс (частота дискретизації 20 Гц). Цього достатньо, щоб простежити характер його зміни під час прокатки всієї полоси. Проте параметри перехідного процесу – частота коливань, найбільша амплітуда при цьому практично не фіксуються (не спостерігаються).

При захваті кількох штаб у ручному режимі виконали запис електромагнітного моменту двигуна та моменту сил пружності з високою частотою дискретизації. Для 2-х параметрів вона становила $1000 \text{ Гц} / 2 = 500 \text{ Гц}$. Цього виявилось достатньо, щоб виявити складову частоти коливань пружного моменту (рис. 4.4.1).

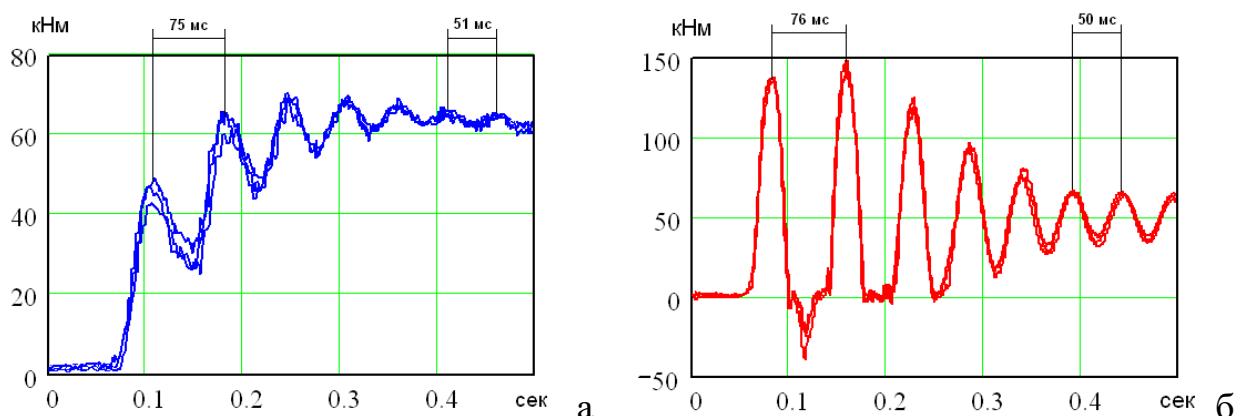


Рисунок 4.4.1 – Електромагнітний момент двигуна (а), що обчислюється у системі керування та момент сил пружності (б) на моторній ділянці лінії приводу.

На основі статистичної обробки даних вимірювань електромагнітного моменту двигуна можливо досить точно визначити власну частоту коливань пружної механічної системи лінії, не вимірюючи коливання моменту сил пружності відомим і трудомістким методом за допомогою тензорезисторів [124].

Аналіз результатів вимірювань показав, що амплітуда коливань електромагнітного моменту двигуна значно менше амплітуди коливань моменту сил пружності. За піками сигналу електромагнітного моменту двигуна не можна оцінити максимальне пікове навантаження у механічній системі. Однак частота коливань моменту двигуна та моменту в механічній системі співпадає на протязі всього перехідного процесу. Це добре видно на прикладі періоду коливань на початку перехідного процесу (75-76 мс) та у його середині (50-51 мс). Така різниця між періодами пов'язана із розкриттям зазору у моторній зубчатій муфті, що відображається на сигналі моменту сил пружності (рис. 4.4.1 б).

Поєднали початок сигналу електромагнітного моменту двигуна (M_d) та моменту сил пружності (M) (рис. 4.4.2). Насправді, при захваті штаби прокатними валками реакція двигуна (електромагнітний момент, сила струму, частота обертання) запізнюється відносно початку реакції моменту сил пружності на моторній ділянці лінії приводу.

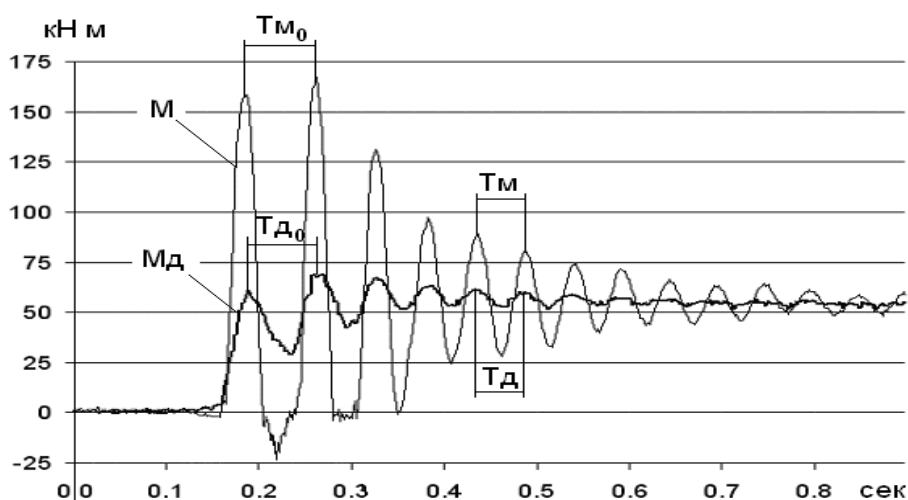


Рисунок 4.4.2 – Електромагнітний момент двигуна (M_d) кліті 6, що обчислюється у системі керування та момент сил пружності (M) на проміжному валу моторної ділянки лінії приводу.

При великому зносі зубчастого зчеплення в моторній муфті і редукторі

на сигналі моменту сил пружності моторної ділянки після першого (іноді другого і третього) піку момент сил пружності падає до нуля, потім відбувається удар у зворотний бік. Це вказує на короточасне розкриття зазору у зчленуванні. На цій ділянці період коливань моменту T_{m0} (особливо час між першим та другим піками) більше, ніж період T_m коливань на ділянці, де зазор не розмикається. Електромагнітний момент двигуна після першого піку до нуля не падає, однак за збільшеним періодом T_{d0} між першим і другим піками помітно, що двигун реагує на зазначене розмикання зазору. З практичних вимірювань встановлено, що у процесі експлуатації прокатної кліті T_{m0} і T_{d0} поступово збільшуються і можуть у 1,5-1,8 рази перевищувати відповідно T_m і T_d . Після капітального ремонту ця відмінність найменша (у 1,05-1,1 рази).

Запровадили показник відносного зменшення періоду коливань перехідного процесу електромагнітного моменту двигуна:

$$\Delta T_d = T_{d0}/T_d \quad (4.4.1)$$

Запропонували поділити загальний технічний стан лінії приводу на три рівні – добрий, задовільний та поганий, при таких значеннях ΔT_d :

$\Delta T_d = 1,05 \dots 1,2$ (добрий технічний стан),

$\Delta T_d = 1,25 \dots 1,4$ (задовільний технічний стан),

$\Delta T_d = 1,45 \dots 1,8$ (поганий технічний стан).

Отриманий діагностичний показник (ΔT_d) з чіткими межами визначення та суттєвою числовою різницею між рівнями технічного стану.

Таким чином запропоновано використовувати сигнал електромагнітного моменту двигуна для обчислення відносного зменшення періоду коливань перехідного процесу, та за цим діагностичним параметром визначати загальний технічний стан лінії приводу прокатної кліті.

4.5. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПЕРШОЇ КЛІТІ ПРИ БЕЗПЕРЕРВНІЙ ПРОКАТЦІ ШТАБИ У ДВОХ СУМІЖНИХ КЛІТЯХ

Відомий спосіб визначення технічного стану лінії головного приводу, у якому здійснюють періодичне вимірювання під час захвату метала

прокатними валками, принаймні, у двох точках лінії приводу вібраційного параметра, визначення часу запізнення реакцій ділянок лінії приводу на захват металу прокатними валками та визначення технічного стану лінії приводу за величиною часу запізнення [66]. Визначають тенденцію його зміни від часу напруцювання, визначають технічний стан лінії приводу і прогнозують його зміну. Недолік цього способу полягає в необхідності при отриманні часу запізнення порівнювати його з результатами подібних попередніх вимірювань. Для цього необхідно виконати достатньо велику кількість вимірювань за сталих або близьких умов прокатки. Також недоліком є необхідність проводити значну кількість вимірювань, щоб встановити постійну складову часу запізнення (так зване природне запізнення), яке не залежить від технічного стану зчленування валок-шпиндель [125, 126].

Запропоновано удосконалити цей спосіб, використовуючи особливості одночасної прокатки в двох клітках. Під час захвату штаби в другій клітці, в лінії приводу першої клітці через натягіння чи підпор теж відбуваються досить значні коливання моменту сил пружності чи вібрації, але менші, оскільки зазори в її лінії замкнуті і не впливають на динаміку. За рахунок цього час запізнення реакції ділянок значно менше. Ідея запропонованого способу полягає у порівнянні часу запізнення реакції ділянок, одержаних при захваті штаби і при взаємодії клітей - чим більша ця різниця тим більше кутові зазори. Визначення таким чином технічного стану обладнання лінії головного приводу призведе до істотного зменшення кількості необхідних вимірювань, прискорення процесу визначення технічного стану та розширення об'єму його застосування.

На рисунку 4.5.1 схематично представлений загальний вид ліній головного приводу двох суміжних клітей, точки встановлення вібродатчиків та технологія безперервної прокатки штаби.

На стані 1680 впроваджена прокатка штаб подвійної довжини, внаслідок чого спочатку відбувається захват заготовки у прокатних валках клітці 1. Потім відбувається захват заготовки прокатними валками клітці 2. У заготовці формується подовжнє зусилля, яке у вигляді збурення діє на прокатні валки

кліті 1. В результаті цього уздовж її лінії приводу розповсюджується додатковий імпульс, на який реагують датчики в точках Д1, Д2 і Д3.

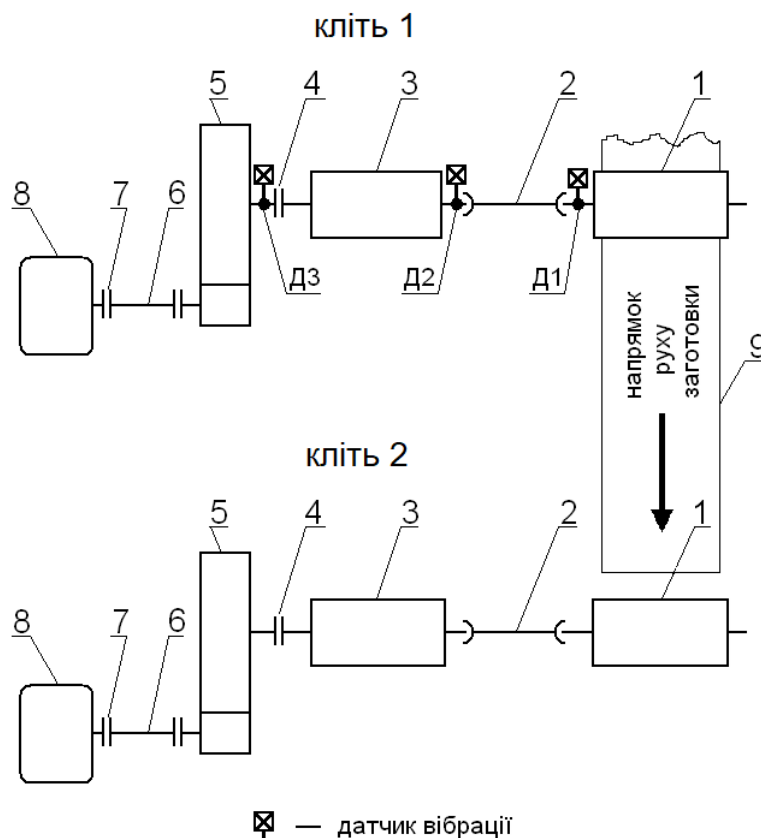


Рисунок 4.5.1 – Загальний вид ліній приводу кліті 1 та кліті 2 та технологія одночасної безперервної прокатки, де: валкова система прокатної кліті 1, шпинделі 2, шестеренна кліть 3, корінна муфта 4, редуктор 5, проміжний вал 6 з двома зубчастими напівмуфтами 7, електродвигун 8, штаба 9.

Виконали вимірювання віброшвидкості на корпусному обладнанні лінії приводу кліті 1 стану 1680 при прокатці штаб подвійної довжини. Датчики вібрації встановили на станину прокатної кліті (Д1), на кришку підшипникової опори шестеренної кліті (Д2) та кришку підшипникової опори редуктора (Д3). Приклад отриманих сигналів представлено на рисунку 5.4.2.

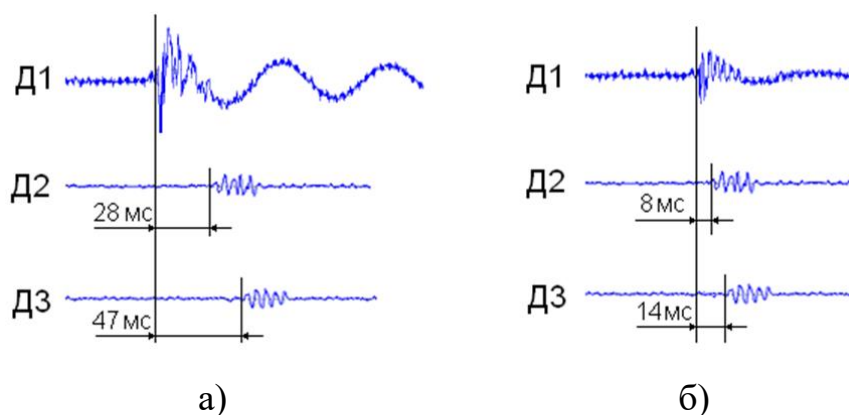


Рисунок 4.5.2 – Вібраційні сигнали реакції лінії приводу першої кліті у точках Д1, Д2, Д3 при захопті заготовки: а – у першій кліті, б – у другій кліті.

Добре видно, що технічне обладнання лінії приводу кліті 1 із запізненням реагує на захват штаби як у власних прокатних валках, так і у наступній кліті 2. Також характерно, що запізнення при захваті у кліті 2 (рис.4.5.2 б) суттєво менше у порівнянні з основним захватом у кліті 1 (рис.4.5.2 а).

При захваті штаби прокатними валками кліті 1, коли відбувається перехід роботи кліті 1 з режиму холостого ходу в режим прокатки, знос з'єднувальних елементів і породжувані їм зазори в найбільшій мірі впливають на ударні навантаження та на час запізнення реакції ділянок лінії приводу на навантаження. При цьому чим гірший технічний стан, тобто чим більше знос, тим більше зазори, тим більше час запізнення реакції ділянок лінії приводу кліті 1. При захваті штаби прокатними валками кліті 2 прокатка в кліті 1 продовжується. Оскільки лінія приводу кліті 1 знаходиться у режимі передачі крутильного моменту, тобто навантажена, зазори у всіх зчленуваннях цієї кліті замкнуті. Захват заготовки валками кліті 2, як правило, супроводжується формуванням в штабі, що знаходиться між клітями, миттєвого подовжнього зусилля, яке через штабу передається валкам кліті 1 і сприймається ними як додаткове збурення до діючого статичного моменту. Оскільки кутові зазори замкнуті, час проходження ударного фронту крутильного навантаження від валків до двигуна кліті 1, тобто фактично час запізнення реакції на додаткове збурення значно зменшується в порівнянні з тим випадком, коли відбувається захват заготовки валками кліті 1 при відкритих зазорах. Це час запізнення, який можна назвати природним часом запізнення, необхідний для подолання інерційних властивостей обертальної системи беззazorної лінії головного приводу. Тому різниця між часом запізнення реакції ділянок лінії приводу кліті 1 на ударне навантаження, діюче на валки та прокатну кліть під час захвату штаби валками цією кліттю і часом запізнення при захваті штаби валками кліті 2, пропорційна зазорам та зносу зчленованих елементів лінії приводу, тобто ця різниця характеризує технічний стан ділянок лінії приводу кліті 1.

Згідно з результатами першої серії вимірювань середній час запізнення реакції в кліті 1 під час захвату штаби склав: точки Д2 відносно точки Д1 - τ_{12}

$= 28$ мс, точки Д3 відносно точки Д1 - $\tau_{13} = 47$ мс. При взаємодії клітей, тобто при захваті штаби валками кліті 2 середній час запізнення у кліті 1 склав: точки Д2 відносно точки Д1 - $\tau_{12_0} = 8$ мс, точки Д3 відносно точки Д1 - $\tau_{13_0} = 14$ мс. Різниці $\Delta\tau_{12} = \tau_{12} - \tau_{12_0} = 28 - 8 = 20$ мс та $\Delta\tau_{13} = \tau_{13} - \tau_{13_0} = 47 - 14 = 33$ мс пропорційні безпосередньо зносу зчленувань та зазорам.

Значення τ_{12_0} і τ_{13_0} відображають фактично середній час проходження точок Д2 і Д3 фронтом крутильного навантаження для даної конструкції та компонуванні у беззазорній лінії приводу і даній технології прокатки в кліті 1. Вони ж є природним запізненням реакції цих точок, не залежними від зазорів, і для кожної ділянки є постійною величиною. Під час вимірювання ця постійна складова запізнення визначається. В результаті залишається тільки решта часу запізнення, обумовлена безпосередньо зносом, що відображає фактичний технічний стан ділянок. Тому можливо прямим чином і точніше оцінити технічний стан, при виконанні істотно меншої кількості вимірювань. Слід зазначити, що різниця $\Delta\tau_{23} = \tau_{23} - \tau_{23_0} = 14 - 8 = 6$ мс є також природним запізненням реакції точки Д3 відносно точки Д2.

Результати подальших серій аналогічних вимірювань, виконаних в кліті 1 з інтервалом в 15 діб, наведені в таблиці 4.5.1.

Таблиця 4.5.1 - Час запізнення ділянок, визначених за даними періодичних вимірювань вібрації в точках Д1, Д2 і Д3 кліті 1.

Місяць	1-й місяць			2-й місяць	8-й місяць			9-й місяць
Доба	0	15	30	45	0	15	30	45
τ_{12} , мс	28	32	40	53	27	33	41	55
τ_{13} , мс	47	52	57	71	51	57	65	79
τ_{12_0} , мс	8	8	8	9	8	8	9	9
τ_{13_0} , мс	14	14	15	16	14	14	15	16
$\Delta\tau_{12}$, мс	20	24	32	44	19	25	32	46
$\Delta\tau_{13}$, мс	33	38	42	55	39	43	50	63

Дані таблиці показують, що час природного запізнення фронту крутильного навантаження по ділянках лінії приводу під час прокатки τ_{12_0} , τ_{13_0} , τ_{23_0} , тобто коли кутові зазори замкнуті, залишається практично постійним. У той же час різниці $\Delta\tau_{12}$, $\Delta\tau_{13}$ поступово збільшуються. Ці різниці пропорційні зносу (кутовим зазорам) ділянок і, таким чином, їх технічному стану.

Результати періодичних вимірювань показали, що через 45 діб роботи комплекту вкладишів різниці $\Delta\tau_{12}$ и $\Delta\tau_{13}$ часу запізнення реакції ділянок помітно збільшилися. Проте той факт, що вони збільшилися за цей період приблизно на одну й ту ж величину вказує на те, що відбулася зміна технічного стану тільки зчленування ділянки шпинделя. На цій підставі було ухвалено рішення замінити шпинделі з бронзовими вкладишами.

Через сім місяців (після першої серії вимірювань), коли імовірно збільшився знос зубчастих зчеплень редуктора і муфт, виконали аналогічні повторні серії вимірювань з інтервалом 15 діб. При цьому встановили наступне. Зміна $\Delta\tau_{12}$ практично співпала з результатом попередніх вимірювань. У той же час значення різниці $\Delta\tau_{13}$ збільшилося при значеннях τ_{13_0} , що залишилися постійними, практично співпадаючими з попередніми. Це вказує на зміну технічного стану ділянки Д2-Д3 лінії приводу у бік збільшення зносу [127].

Таким чином, запропонований спосіб дозволяє швидше визначити технічний стан ділянок лінії приводу та його зміну в процесі експлуатації прокатного стану при істотному зменшенні кількості вимірювань.

4.6. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНОЇ КЛІТІ ЗА ДОПОМОГОЮ РЕВЕРСУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Лінія приводу прокатної кліті складається з великих та важких крутильних мас. У процесі прокатки її елементи та зчленування зазнають великих статичних та динамічних навантажень. Ці навантаження породжують і сприяють неминучому зносу поверхонь, що контактують. Величина та місце цих зносів лімітують ресурс прокатного обладнання та його здатність задовольняти параметрам технологічного процесу. У роботі [128] зроблена спроба визначити технічний стан редуктора лінії приводу прокатної кліті за рахунок вимірювання вібрації його корпусу. Було виявлено пошкодження зуба на колесі редуктора, але знос зубчатого зчеплення не вдалося визначити.

При роботі прокатного обладнання відбувається знос елементів зчленування, що з'єднують два елементи лінії приводу, відбувається кутове

зміщення цих елементів один щодо одного. Під час обертання лінії приводу в робочому напрямку кутовий зазор в з'єднанні повністю закритий, а при реверсивному обертанні – повністю відкритий. Таким чином, різниця фаз обертальних сигналів визначає повну величину кутового зазору в з'єднанні.

За допомогою цієї властивості запропоновано визначати величину кутових люфтів у зчленуваннях і здійснювати технічний моніторинг лінії приводу прокатної кліті. Для цього оснастили лінію приводу датчиками оборотів, сигнали яких записувались в пам'ять переносного комп'ютера. Вимірювання зазорів у зчленуваннях лінії приводу пропонується здійснювати наступним чином. Під час технологічної паузи обертають лінію приводу на невеликій швидкості в один бік протягом 1-2 хвилин, потім такий саме час обертають у протилежному напрямку. При цьому безперервно записують сигнали з усіх датчиків оборотів. Процедуру повторюють кілька разів для більш точного визначення кутового зазору.

Виконали математичне моделювання запропонованого способу, максимально наблизивши його до реальних умов. Для цього склали розрахункову схему лінії приводу прокатної кліті, що містить основні елементи та головні зчленування (рис. 4.6.1).

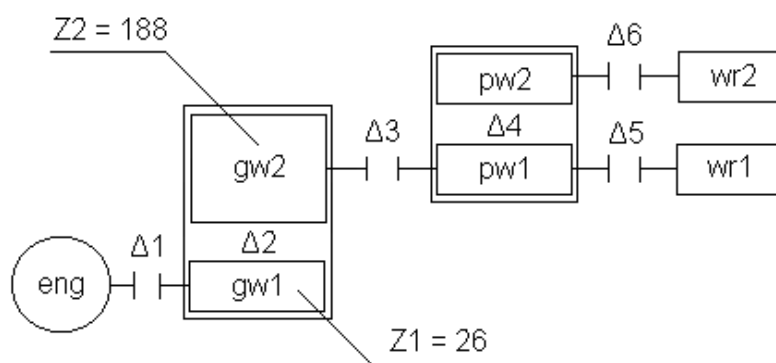


Рисунок 4.6.1 – Розрахункова схема лінії приводу прокатної кліті.

Схема складається з ротора електродвигуна (eng), вал-шестерні (gw1) та колеса (gw2) редуктора ($z_1 = 26$, $z_2 = 188$), нижнього (pw1) і верхнього (pw2) валків шестеренної кліті та нижнього (wr1) і верхнього (wr2) робочих валків. Кутові зазори в зчленуваннях: моторна муфта (Δ_1), зубчасте зчеплення редуктора (Δ_2), коренна муфта (Δ_3), зубчасте зчеплення шестеренної кліті (Δ_4), нижній (Δ_5) і верхній (Δ_6) універсальні шпинделі.

Розробили математичну модель застосування цього способу [129]. Припустили, що лінія приводу зупинилася у довільному положенні. Усі кутові зазори вибрані в основний бік обертання лінії приводу прокатної кліті. Усі датчики оборотів встановили у крайній верхній точці обертання основних елементів, відстані до приймачів сигналу та його пороги спрацьовування однакові. За наведеною схемою маємо 7 датчиків, тобто 7 сигналів вимірювань (S). Довільно задали величини всіх 6 зазорів у наведеній схемі. Встановили ймовірний алгоритм обертання ротора двигуна. Спочатку його швидкість дорівнює нулю, потім він за кілька секунд розганяється до заданої швидкості (40 об/хв), обертається з цією швидкістю 50 секунд, сповільнюється, кілька секунд стоїть на місці, розганяється у зворотний бік, обертається із цією швидкістю 57 секунд, сповільнюється і зупиняється (рис. 4.6.2).

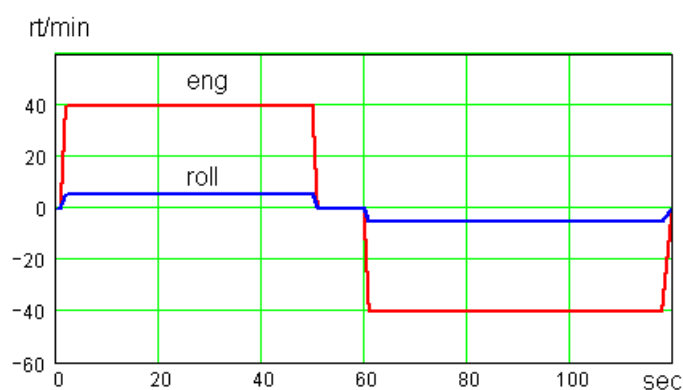


Рисунок 4.6.2 – Кутова швидкість обертання лінії приводу під час проведення діагностичних вимірів.

За допомогою математичного моделювання отримали таку картину сигналів (рис. 4.6.3).

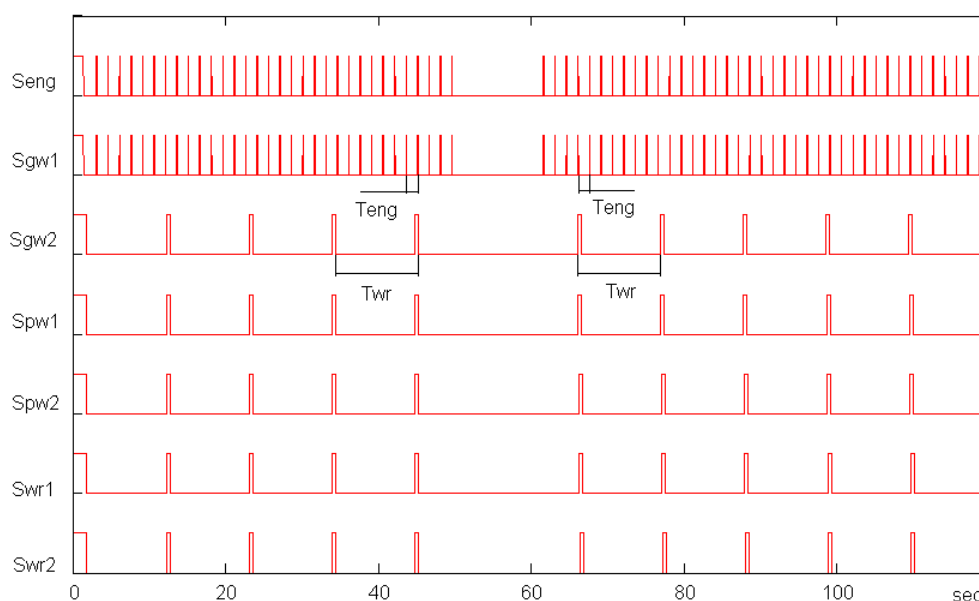


Рисунок 4.6.3 – Результат розрахунку за допомогою математичної моделі сигналів датчиків оборотів лінії приводу.

Для визначення кутового зазору в зчленуванні необхідно вибрати фрагменти синфазні записи один з одним, тобто симетричні, де віссю симетрії буде момент зупинки. Такі фрагменти наведені на рисунках 4.6.4а та 4.6.4б.

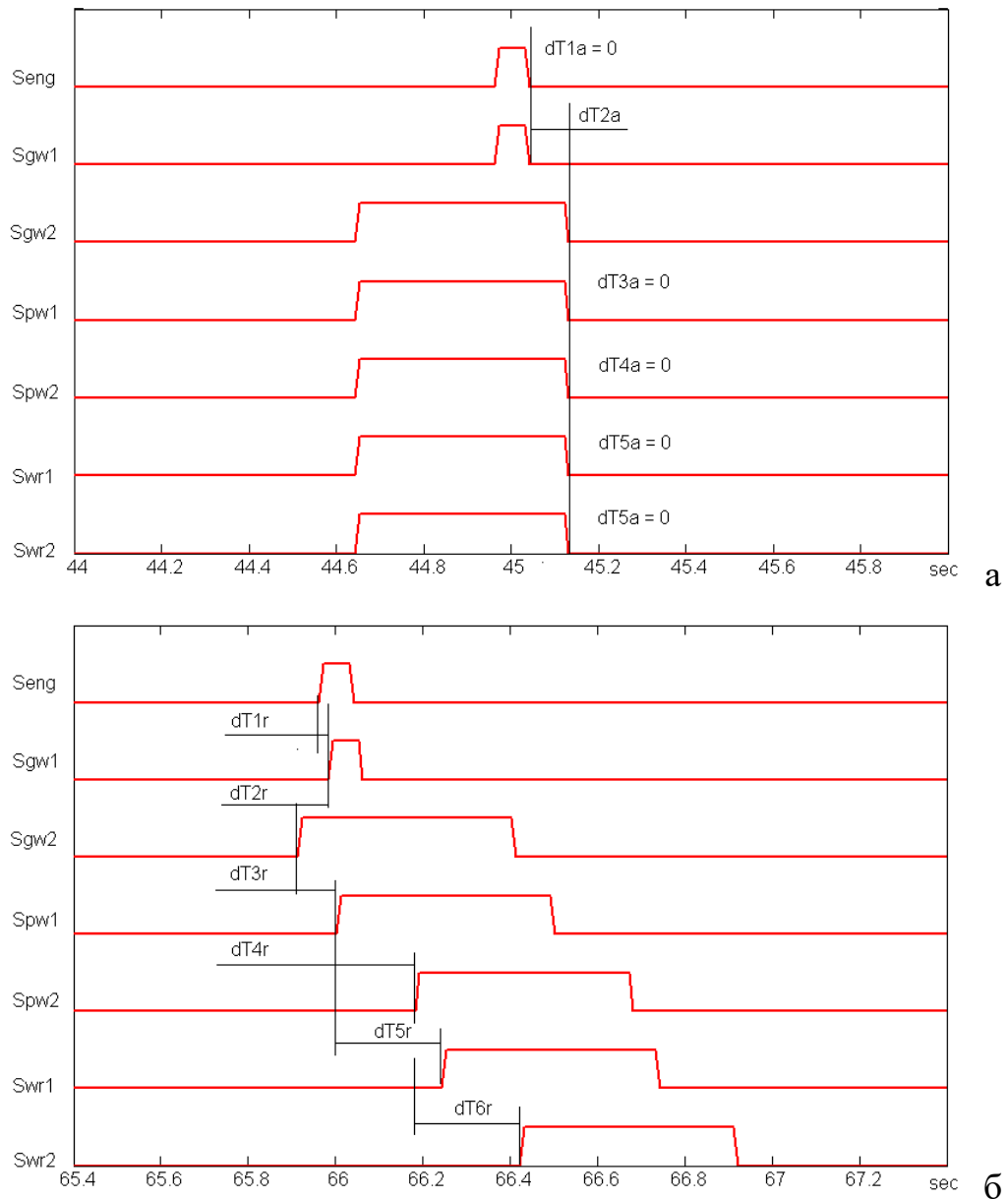


Рисунок 4.6.4 – Фрагмент запису сигналів датчиків обертів при обертанні в робочому (а) та протилежному (б) напрямках.

З рисунка 4.6.4а видно, що коли зазор у зчленуванні повністю закритий, зміщення фази імпульсного сигналу дорівнює нулю. Виняток становить зчленування 2 де відбувається зменшення частоти обертання і виникає зміщення сигналу ($dT2a$). Синхронізованим фрагментом є період з 65 до 67 секунди, при цьому кутові зазори у всіх зчленуваннях повністю відкриті і ми бачимо зміщення імпульсів по всій лінії приводу (рис. 4.6.4б).

Для обчислення величин кутових зазорів у всіх зчленуваннях скористалися залежностями (4.6.1):

$$\begin{aligned} \Delta 1 &= \frac{dT1r}{Teng}; & \Delta 2 &= \frac{(dT2r - dT2a)}{Teng}; & \Delta 3 &= \frac{dT3r}{Twr}; \\ \Delta 4 &= \frac{dT4r}{Twr}; & \Delta 5 &= \frac{dT4r}{Twr}; & \Delta 6 &= \frac{dT6r}{Twr}; \end{aligned} \quad (4.6.1)$$

де: $Teng$, Twr – час повного оберту двигуна та робочого валка (с); $dT1r$, $dT2r$, $dT3r$, $dT4r$, $dT5r$, $dT6r$ – час запізнення появи сигналу датчика відносно сусіднього елемента (с); $dT2a$ – час запізнення зникнення сигналу датчика шестерні редуктора відносно датчика колеса редуктора (с); $\Delta 1$, $\Delta 2$, $\Delta 3$, $\Delta 4$, $\Delta 5$, $\Delta 6$ – величина повного кутового зазору у з'єднанні (рад).

Підставивши величини, отримані за допомогою математичного моделювання, визначили такі величини повних кутових зазорів у з'єднаннях: $\Delta 1 = 0,008$ рад, $\Delta 2 = 0,02$ рад, $\Delta 3 = 0,015$ рад, $\Delta 4 = 0,03$ рад, $\Delta 5 = 0,025$ рад, $\Delta 6 = 0,025$ рад.

Таким чином, запропоновано використовувати сигнали датчиків обертання елементів лінії приводу для обчислення відносних фаз знаходження сусідніх елементів при обертанні в робочому та протилежному напрямку та за цим діагностичним параметром визначати технічний стан ділянок лінії приводу прокатної кліті.

4.7 ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. Запропоновано нові показники для оцінки технічного стану лінії приводу:

- кут нахилу апроксимуючих прямих та коефіцієнт пропорційності статистичної залежності максимального динамічного моменту від статичного моменту прокатки;
- швидкість розповсюдження деформаційної хвилі поряд з часом запізнення реакції ділянок лінії приводу;
- показник відносного зменшення періоду коливань перехідного процесу електромагнітного моменту двигуна.

2. Запропоновано спосіб визначення загального технічного стану лінії приводу прокатної кліті, який використовує статистичні показники даних

промислових вимірювань. Показано, що значення кута нахилу апроксимуючої прямої статистичної залежності максимального динамічного моменту від статичного моменту прокатки та коефіцієнт пропорційності залежать від часу напрацювання універсальних шпindelів. Чим гірший загальний технічний стан лінії приводу, тим кут нахилу та коефіцієнт пропорційності апроксимуючої прямої більше.

3. Запропоновано спосіб визначення технічного стану лінії приводу прокатної кліті, який використовує вимірю швидкість поширення деформаційної хвилі при захваті штаби прокатними валками. Ефективність методу суттєво залежить від типу датчиків вібрації та швидкодії системи реєстрації. Спосіб відзначається відносною простотою та надійністю, не потребує багато коштів для його впровадження на діючих прокатних клітках.

4. Вперше запропоновано використання штатних датчиків, що застосовуються на прокатних клітках, для діагностування загального технічного стану лінії приводу прокатної кліті. Розроблено методику, підготовлено засоби та виконано дослідні вимірювання одночасно тиску у системі гідравлічного врівноваження робочих валків та частоти обертання двигуна. Можлива реалізація діагностичної системи на базі двох штатних датчиків, що використовуються у прокатній кліті, яка швидше реалізується і економічно вигідніша у порівнянні з такою, що використовує сигнали власних вібродатчиків, що потребують додаткового встановлення.

5. Запропоновано спосіб визначення загального технічного стану лінії приводу прокатних клітей, в якому використовується показник відносного зменшення періоду коливань перехідного процесу електромагнітного моменту двигуна. Діагностичним параметром є сигнал електромагнітного моменту двигуна під час захвату штаби прокатними валками, який записується з частотою дискретизації 500...2000 Гц.

6. Запропоновано спосіб визначення технічного стану лінії приводу прокатної кліті, в якому використовується особливість одночасної прокатки штаби у двох клітках. Він дозволяє швидше визначити технічний стан ділянок

лінії приводу та його зміну в процесі експлуатації прокатного стану при істотному зменшенні кількості вимірювань.

7. Запропоновано спосіб визначення технічного стану ділянок лінії приводу прокатної кліті, в якому використовуються сигнали датчиків обертання її деталей. Він дозволяє визначити відносні фази знаходження сусідніх елементів при обертанні в робочому та протилежному напрямку та обчислити величину кутового зазору в цьому з'єднанні лінії приводу прокатної кліті.

5. РОЗРОБКА НОВИХ СПОСОБІВ ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ЛІНІЇ ПРИВОДУ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ

5.1 ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЗА РАХУНОК ПРИКЛАДАННЯ ДОДАТКОВОГО МОМЕНТУ, ЯКИЙ ВИНИКАЄ ПРИ РОЗГОНІ ОПОРНОГО ВАЛКА

Відомо, що кутові зазори в лінії приводу прокатної кліті, насамперед у зчленуванні робочих валків зі шпинделями, істотно впливають на динамічні навантаження під час захвату штаби. Динамічна складова моменту сил пружності у цей період може збільшуватися у 2-5 разів [32], що негативно позначається на роботі обладнання. Запропоновано різноманітні способи та технічні рішення, спрямовані на зменшення або закриття зазорів до моменту захвату полоси прокатними валками (див. Розділ 1.4): нові конструкції вкладишів універсальних шпинделів, різні системи врівноваження шпинделів, додавання гальмівного моменту до прокатних валків [80...84], прискорення лінії приводу перед захватом штаби [130, 131, 132]. Гальмівні пристрої, що забезпечують потрібний момент сил спротиву, дозволяють повністю усунути вплив зазорів на ударні навантаження. Однак вони не знайшли практичного застосування на прокатних станах, у зв'язку з тим, що запропоновані конструкції недостатньо надійні, а їх встановлення ускладнює перевалку валків. Способи закриття зазорів, які засновані на прискоренні головного приводу, здійснюють перед кожним захватом штаби розгін усіх мас, що обертаються, включаючи ротор двигуна, зубчасті колеса редуктора і валки шестеренної кліті. Це вимагає витрати додаткової енергії і ускладнює роботу лінії приводу. Перевагою такого способу є те, що не потрібно вносити конструктивні зміни та встановлювати додаткове обладнання. Однак для ряду прокатних клітей з синхронним двигуном цей спосіб не може бути використаний взагалі через те, що їх частота обертання не може регулюватися.

На базі цього аналізу запропонували новий спосіб, який полягає у використанні інерційних властивостей опорного валка. На штабових прокатних станах у клітях кварто момент інерції опорного валка більше

робочого у 7...14 разів. У той час їх частоти обертання різні: кутова швидкість опорного у 1,5...2,5 раз менше робочого. Отже, кінетична енергія опорного валку у 2...6 разів більша за енергію робочого валка. Опорний валок обертається за рахунок фрикційного контакту з робочим валком, який забезпечується гідравлічною системою врівноваження робочих валків. Гідравлічна система має достатню швидкодію і дозволяє швидко зменшувати або збільшувати тиск у плунжерах подушок робочих валків. Внаслідок цього відбувається збільшення або зменшення зусилля притискання бочки робочих валків до бочки опорних валків. При розриві фрикційного контакту опорний валок рухається за інерцією, внаслідок чого його частота обертання зменшується. Відновлення контакту і подальший розгін опорного валка за рахунок сил тертя призводить до короткочасного зменшення частоти обертання робочого валка і вимагає додаткового крутного моменту. Внаслідок цього відкритий кутовий зазор у зчленуванні робочий валок - шпindel ь замикається. Захват штаби прокатними валками у цей момент здійснюється при закритих кутових зазорах.

Для перевірки можливості реалізації зазначеного способу виконали математичне моделювання руху валкової системи на прикладі чорнової кліті 1 стану 1680 [133]. Розрахункова схема руху верхнього опорного і робочого валків та лінії приводу прокатної кліті наведена на рисунку 5.1.1.

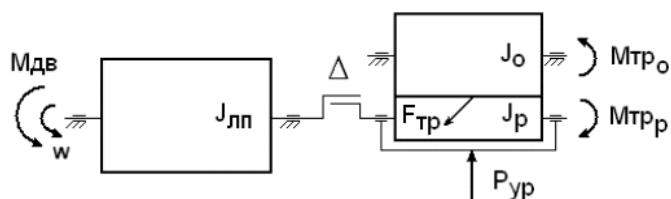


Рисунок 5.1.1 – Розрахункова схема лінії приводу та валкової системи кліті кварто.

Вхідними даними для розрахунку є: w – кутова швидкість лінії приводу на холостому ході, $M_{дв}$ – момент двигуна, необхідний для обертання лінії приводу на холостому ході, J_o – момент інерції опорного валка, J_p – момент інерції робочого валка, $J_{лп}$ – момент інерції решти лінії приводу, $M_{трo}$, $M_{трp}$ – момент сил тертя у підшипниках опорного та робочого валків, m_o , R_o , m_p , R_p – маса та радіус опорного та робочого валків, $P_{ур}$ – сила врівноваження

робочого валка, $F_{тр}$ – сила тертя бочок робочого та опорного валків.

Рух валкової системи та решти лінії приводу описується наступною системою диференціальних рівнянь (5.1.1).

$$\begin{aligned} J_O \cdot \frac{d^2\phi_O}{dt^2} &= F_{тр} \cdot R_O - M_{тр_O}, \\ (J_P + J_{лп}) \cdot \frac{d^2\phi_P}{dt^2} &= -F_{тр} \cdot R_P - M_{тр_P} + M_{дв}. \end{aligned} \quad (5.1.1)$$

У математичній моделі враховані моменти сил тертя в опорах деталей, що обертаються. Для розрахунку прийняли коефіцієнт тертя між опорним і робочим валком - 0,1, а у підшипнику опорного валка – 0,0022 [134]. Під час холостого ходу на робочий валок діє сила тиску у системі врівноваження $P_{ур}$. На момент часу $t = 4$ с (рис. 5.1.2) знімають зусилля врівноважування, при цьому відбувається поступове зменшення кутової швидкості опорного валка. Через 2 секунди ($t = 6$ с) зусилля врівноважування відновлюють. У процесі притискання робочого валка до опорного у фрикційному контакті виникає сила тертя $F_{тр}$, яка прагне відновити номінальну кутову швидкість опорного валка. Ця сила залежить від коефіцієнта тертя та зусилля притискання між поверхнями бочок опорного та робочого валків. Під дією моменту сил тертя в опорах та у фрикційному контакті кутова швидкість робочого валка зменшується та кутовий зазор вибирається. Під час закриття кутового зазору опорний валок не встигає розігнатися до номінальної швидкості обертання. Його розгін займає ще певний час, протягом якого кутовий зазор у шпіндельному зчленуванні залишається закритим (рис. 5.1.2).

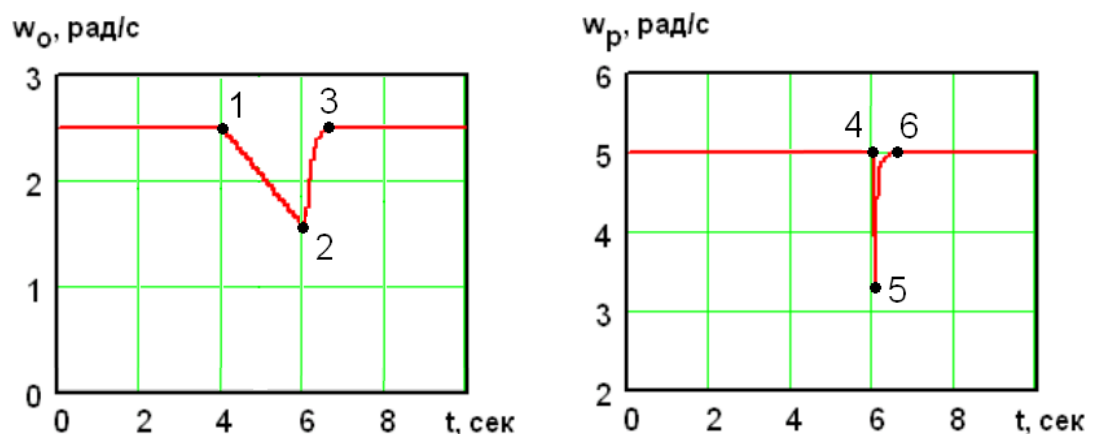


Рисунок 5.1.2 – Зміна кутової швидкості опорного (w_O) та робочого (w_P) валка під-час втрати та відновлення контакту робочого валка з опорним валком.

Послідовність подій, що відображені на графіках: (1-2) - рівноповільне гальмування опорного валка після втрати фрикційного контакту з робочим валком, (2-3) - збільшення w_0 після відновлення контакту з робочим валком, (4-5) - зменшення w_p після відновлення контакту з опорним валком, (5-6) - збільшення w_p до номінального значення холостого ходу разом із w_0 .

Визначили значення кутової швидкості опорного валка після втрати контакту з робочим валком (рис. 5.1.3 а) та час, за який опорний валок відновить свою кутову швидкість після притискування до нього робочого валка (рис. 5.1.3 б).

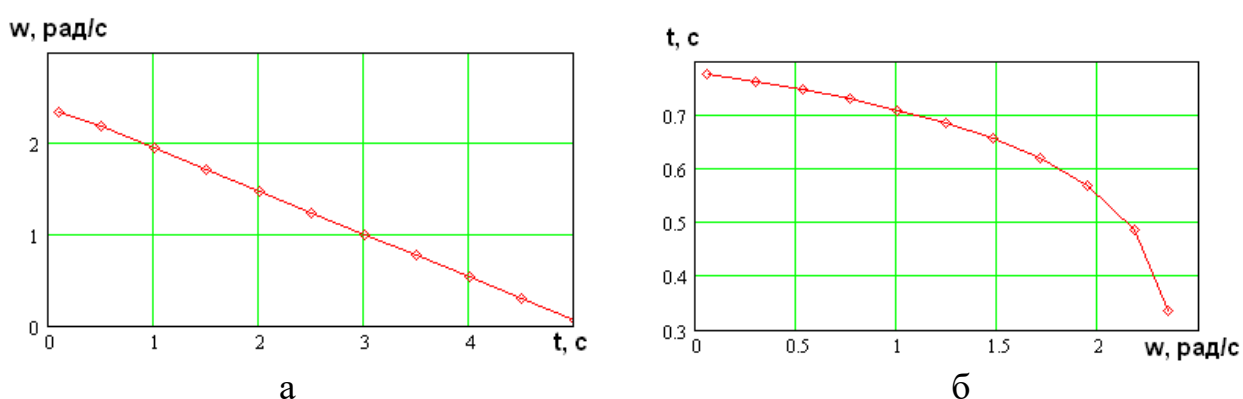


Рисунок 5.1.3 – Кутова швидкість опорного валка після розриву контакту з робочим валком (а) та час її відновлення залежно від величини її зменшення (б).

Також визначили час повного закриття кутового зазору в шпиндельному зчленуванні за різної початкової кутової швидкості опорного валка і кутового зазору (рис. 5.1.4).

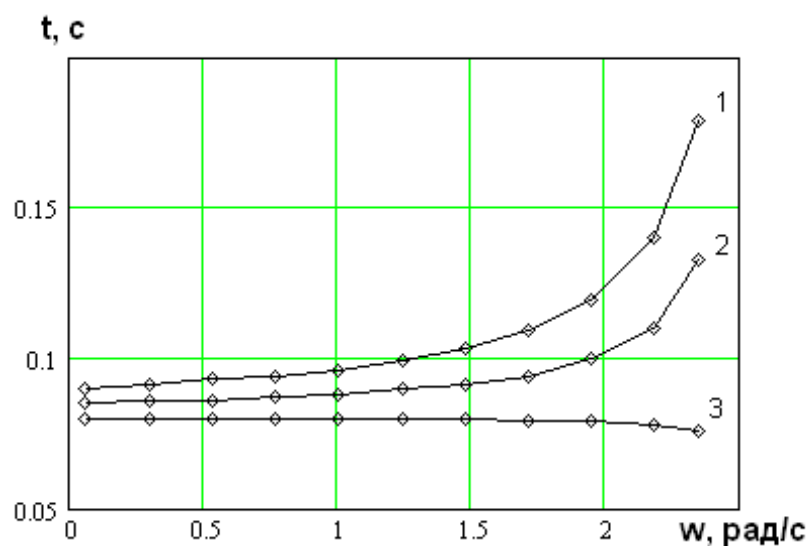


Рисунок 5.1.4 – Час закриття кутового зазору залежно від абсолютної швидкості опорного валка. Розмір кутового зазору: 1 – 0,05 рад, 2 – 0,02 рад, 3 – 0,01 рад.

Результати розрахунку за допомогою математичної моделі руху робочого валка після відновлення контакту з опорним показали, що час закриття зазору в шпинделі, що дорівнює 0,02 рад, становить 0,09-0,14 с. Це залежить від того, наскільки зменшилася швидкість обертання опорного валка. Встановлено, що кутова швидкість опорного валка зменшується із прискоренням $0,475 \text{ рад/с}^2$.

Ефективність запропонованого способу оцінили за допомогою математичної моделі на прикладі 3-х масовій крутильної розрахункової схеми лінії приводу. Визначали максимальне значення динамічного моменту (M_d) у момент навантаження лінії приводу постійним моментом опору (M_c) при різній величині кутового зазору в шпиндельному зчленуванні. При максимальному значенні кутового зазору 0,01 рад, максимальний динамічний момент на шпиндельній ділянці складає 5001 кНм, на моторній ділянці - 303 кНм. При закритому кутовому зазорі максимальний динамічний момент зменшується на шпиндельній ділянці у 1,85 рази, на моторній ділянці - у 1,43 рази (рис. 5.1.5).

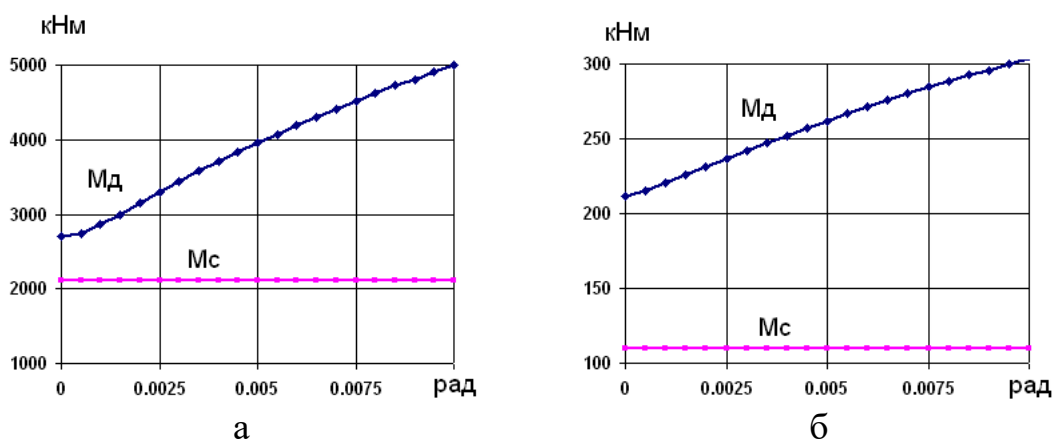


Рисунок 5.1.5 – Залежність максимального динамічного моменту (M_d) на ділянках лінії приводу прокатної кліти від кутового зазору в шпиндельному зчленуванні: а) шпиндельна ділянка; б) моторна ділянка.

Реалізація способу пропонується таким чином. При підході штаби до прокатних валків на деяку відстань, від датчика наявності металу надходить сигнал на пристрій плунжерів подушок робочих валків, що регулює тиск. Пристрій дає команду на зменшення тиску в плунжерах, при цьому верхній робочий валок втрачає фрикційний контакт з опорним валком. Кутова швидкість опорного валка під впливом моменту сил тертя в підшипниках зменшується. Безпосередньо перед захватом штаби (відстань до валків

близько 1 м) інший датчик наявності металу посилає сигнал на регулюючий пристрій, який дає команду на збільшення тиску в плунжерах. В результаті чого, робочий валок притискається до опорного. Місця встановлення датчиків наявності металу, а отже, моментів часу зменшення та відновлення тиску, необхідно уточнювати у реальних промислових умовах на конкретній прокатній кліті.

Реалізація запропонованого способу можлива за точного автоматичного управління тиском у гідравлічній системі плунжерів подушок прокатних валків. Ефективність способу може бути збільшена за рахунок короткочасного (до 0,5-1 с) збільшення зусилля врівноваження верхнього робочого валка, а також створенням можливості виводити з контакту також нижній опорний валок. Цей спосіб доцільно застосовувати у порівняно тихохідних чорнових клітках із синхронним двигуном. Такими є прокатні кліті 1 та 2 стану 1680.

5.2 ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЗА РАХУНОК ПРИКЛАДАННЯ ДОДАТКОВОГО МОМЕНТУ, ЯКИЙ ВИНИКАЄ ПРИ ВИРІВНЮВАНІ ВИГНУТОЇ ШТАБИ

Як повідомлялося раніше, численними дослідженнями встановлено, що головною причиною значних динамічних навантажень під час захвату металу є кутові зазори в лінії приводу прокатних валків. Відомий спосіб гарячої прокатки штаби [80], у якому з метою вибірки (закриття) зазорів у лінії приводу прокатної кліті передній кінець штаби відгинають вгору на виході із вертикальних валків за допомогою допоміжного пристрою. У такому положенні штаба входить у контакт з верхнім горизонтальним валком поза межами осередку деформації. Після захвату металу зусилля відгину прибирають. Гальмування верхнього робочого валка відбувається під дією сил тертя переднього кінця штаби о бочку робочого валка.

Нами розроблено новий спосіб закриття кутових зазорів без використання допоміжного пристрою, для його застосування достатньо наявного технологічного обладнання (рис. 5.2.1).

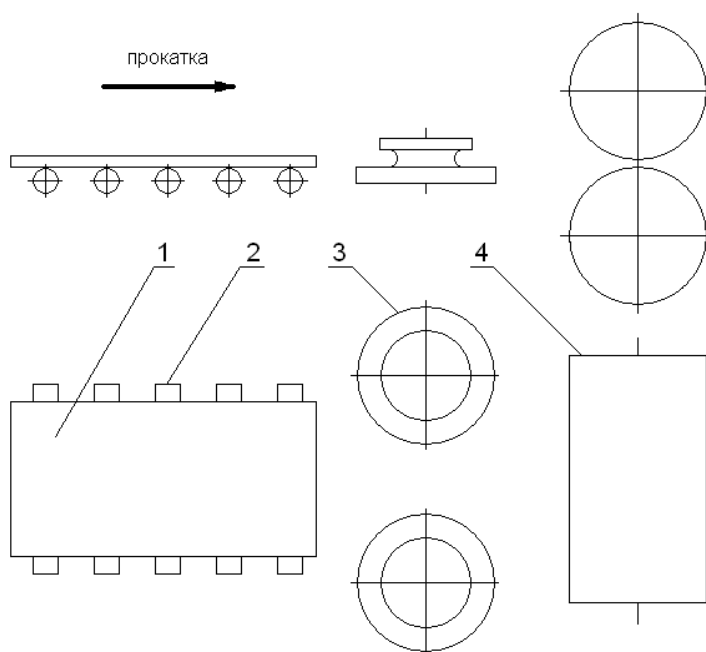


Рисунок 5.2.1 – Схема технологічного обладнання, що застосовується при гарячій прокатці штабів.

Суть способу полягає у підгальмовуванні робочих валків 4 штабою 1, що транспортується роликами рольганга 2, перед захватом її у горизонтальній кліт. Для цього валками вертикальної кліті 3 (встановленої перед горизонтальною кліттю) формується на передній ділянці штаби, шляхом його вигину на певній довжині симетричний поперечний короб висотою у 3-6 товщин штаби. Здійснюється вигин за рахунок встановлення певної відстані між вертикальними валками, величина якого менша за ширину штаби. Виходячи зі схеми вигину та форми вертикальних валків, передбачається, що штаба буде вигинатися опуклістю вгору. Перед захватом штаба середньою (опуклою) частиною короба торкається бочки верхнього робочого валка, бічні грані короба (вигнуті у протилежний бік) торкаються бочки нижнього робочого валка (рис. 5.2.2 а). Кут торкання валків у цих точках завжди більший за кут захвату при пластичній деформації плоскої штаби. До початку заповнення осередку деформації штаба пройде деяку відстань за певний проміжок часу. Робочі валки після торкання їх деформованим краєм штаби навантажуються моментом, який потрібен для пластичного вирівнювання вигнутого переднього краю. Цей момент діє на робочі валки до остаточного вирівнювання штаби, безпосередньо до початку традиційного захвату штаби (рис. 5.2.2 б).

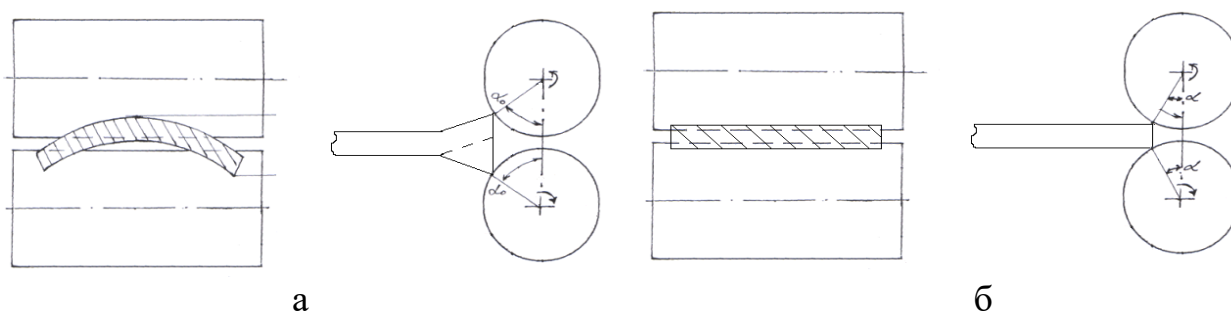


Рисунок 5.2.2 – Схема взаємодії валків та попередньо вигнутої штаби: а – початковий момент контакту штаби з валками; б – закінчення процесу вирівнювання та початковий момент захвату штаби.

Вертикальні валки створюють зусилля підпору, якого достатньо для надійного захвату штаби горизонтальними валками. Захват штаби відбувається при закритих кутових зазорах у шарнірах верхнього і нижнього шпинделів. Після захвату процес згинання штаби припиняється, вертикальні валки розводяться до необхідної ширини, і процес прокатки відбувається за звичайною технологією.

Виконали розрахунок силових та геометричних параметрів зміни форми профілю гарячої штаби. Для розрахунку обрали кліть 4 стану 1680, як останню універсальну кліть чорнової групи, у якій найменша товщина розкату. З метою максимального охоплення сортаменту виконали розрахунки для 3-х різних за шириною штаб з однієї марки сталі - 08кп. Такими ширинами є: 1000, 1250 та 1500 мм, діапазон товщин штаб від 20 до 40 мм, температура штаб становить 1150°C.

Визначили стискаюче зусилля, при якому полоса втрачає стійкість у поперечному напрямку (рис. 5.2.3):

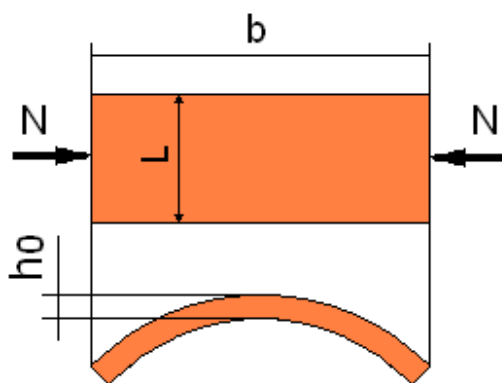


Рисунок 5.2.3 – Схема сил при втраті поперечної стійкості штаби.

$$N = \sigma_{KP} \cdot L \cdot h_0 \quad (5.2.1)$$

де: L – довжина штаби, h_0 – товщина штаби, σ_{KP} – критичне напруження втрати стійкості штаби.

$$\sigma_{KP} = k \cdot \frac{\pi^2 \cdot C_{шт}}{L^2 \cdot h_0} \quad (5.2.2)$$

де: k – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від b/L , у нашому випадку $2 \leq b/L \leq 3$, приймаємо $k = 4$ [135], $C_{шт}$ – жорсткість штаби у поперечному напрямку:

$$C_{шт} = \frac{E \cdot h_0^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \quad (5.2.3)$$

де: $E = 105$ МПа – модуль пружності гарячої штаби; $\mu = 0,26$ – коефіцієнт Пуассона.

Загалом умова втрати стійкості гарячої штаби:

$$\frac{N}{h_0^3} \geq k \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{12 \cdot L \cdot (1 - \mu^2)} \quad (5.2.4)$$

Підставляючи у формулу постійні значення отримаємо просту умову втрати стійкості штаби:

$$\frac{N}{h_0^3} \geq 706 \quad (5.2.6)$$

де: N – стискаюче зусилля, що діє на штабу, h_0 – товщина штаби, мм.

Як видно з формули (5.2.6) у випадку гарячої прокатки втрата поперечної стійкості штаби залежить від її ширини.

Припустили, що штаба втрачатиме стійкість і вигинатися по всій поверхні, тобто набуває форми частини розрізаного кільця, розміри якого визначаються радіусом R та кутом охоплення β (рис. 5.2.4).

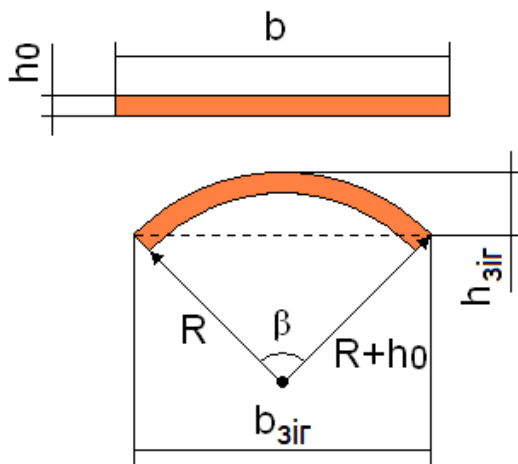


Рисунок 5.2.4 – Схема вигину штаби.

Визначили значення величини висоти зігнутого краю штаби $h_{зиг}$, радіус кривизни поперечного вигину R та кут охоплення β . Для цього склали систему трансцендентних рівнянь із умови рівності площини двох фігур та

співвідношення сторін у рівнобедреному трикутнику з кутом β при вершині.

Перше рівняння:

$$b \cdot h_0 = \pi \cdot \frac{\beta}{360^\circ} \cdot (h_0^2 + 2 \cdot R \cdot h_0)$$

Друге рівняння:

$$b_{зг} = 2 \cdot (R + h_0) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Третє рівняння:

$$h_{зг} = (R + h_0) - R \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Вирішуючи систему трансцендентних рівнянь, одержали залежність висоти зігнутого краю штаби від її товщини і ширини та відстані між вертикальними валками (табл. 5.2.1).

Таблиця 5.2.1 – Геометричні параметри зігнутої штаби.

	Висота зігнутої штаби $h_{зг}$, мм														
h_0 , мм	$b_{зг}$, мм ($b = 1000$ мм)					$b_{зг}$, мм ($b = 1250$ мм)					$b_{зг}$, мм ($b = 1500$ мм)				
	990	980	970	960	950	1240	1230	1220	1210	1200	1490	1480	1470	1460	1450
20	97	121	139	154	167	104	131	152	169	184	111	141	163	182	199
25	106	129	147	162	175	114	140	160	177	192	120	150	172	191	208
30	116	138	156	170	183	123	149	169	186	200	130	159	181	200	216
35	125	147	164	179	191	133	158	178	194	209	139	168	190	208	224
40	135	156	173	187	199	142	167	187	203	217	149	177	199	217	233

Визначили зусилля, яке необхідне для вирівнювання зігнутого краю штаби. Схема сил наведена на рисунку 5.2.5.

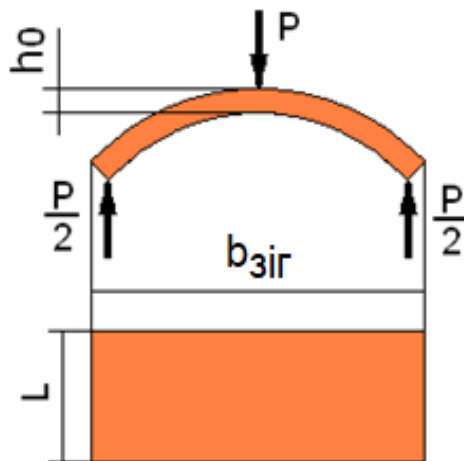


Рисунок 5.2.5 – Схема вирівнювання штаби.

Прийняли довжину ділянки, що вирівнюється $L = 500$ мм. Зусилля,

необхідне для вирівнювання штаби:

$$P = \sigma \cdot \frac{L \cdot h_0^2}{b_{31\Gamma}} \quad (5.2.7)$$

де: $\sigma = 60$ МПа - середнє значення межі плинності для рядових сталей (1100°C); h_0 - товщина штаби, мм; $b_{31\Gamma}$ – ширина штаби, мм.

Визначимо крутний момент на прокатному валку при дії зусилля необхідного для вирівнювання штаби.

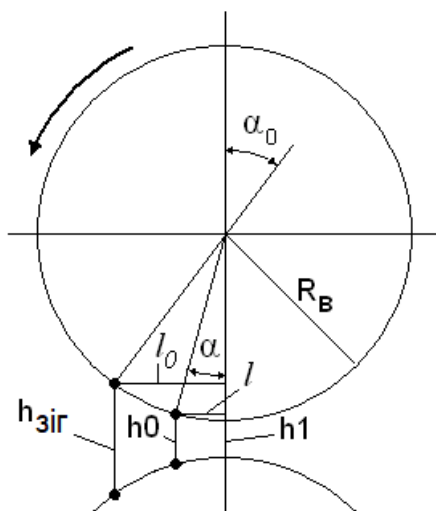


Рисунок 5.2.6 – Геометричні параметри валків при вирівнюванні штаби.

Кути торкання полоси з валком дорівнюють:

$$\alpha_0 = \arccos\left(1 - \frac{h_{31\Gamma} - h_1}{2 \cdot R_B}\right) \quad \alpha = \arccos\left(1 - \frac{h_0 - h_1}{2 \cdot R_B}\right) \quad (5.2.8)$$

плечі докладання зусиль:

$$l_0 = R_B \cdot \sin(\alpha_0) \quad l = R_B \cdot \sin(\alpha) \quad (5.2.9)$$

Тоді, момент при торканні зігнутого краю штаби о валки:

$$M_0 = P \cdot l_0 \quad (5.2.10)$$

наприкінці фази вирівнювання:

$$M = P \cdot l \quad (5.2.11)$$

Провівши нескладні перетворення, отримали залежність сумарного моменту на обох валках у початковій та кінцевій точках вирівнювання:

$$M = 2 \cdot \frac{P}{2} \cdot \sqrt{4 \cdot R_B \cdot \Delta h - \Delta h^2} = \sigma \cdot \frac{L \cdot h_0^2}{b_{1\Gamma}} \cdot \sqrt{4 \cdot R_B \cdot \Delta h - \Delta h^2}$$

де: R_B – радіус робочого валка, мм; $\Delta h = (h_{31\Gamma} - h_1)$ у початковій точці вирівнювання, $\Delta h = (h_0 - h_1)$ у кінцевій точці вирівнювання, мм.

Виконали серію розрахунків для визначення моменту на валках у початковій точці вирівнювання M_0 та у кінцевій точці вирівнювання M для різної товщини та ширини штаб (рис. 5.2.7).

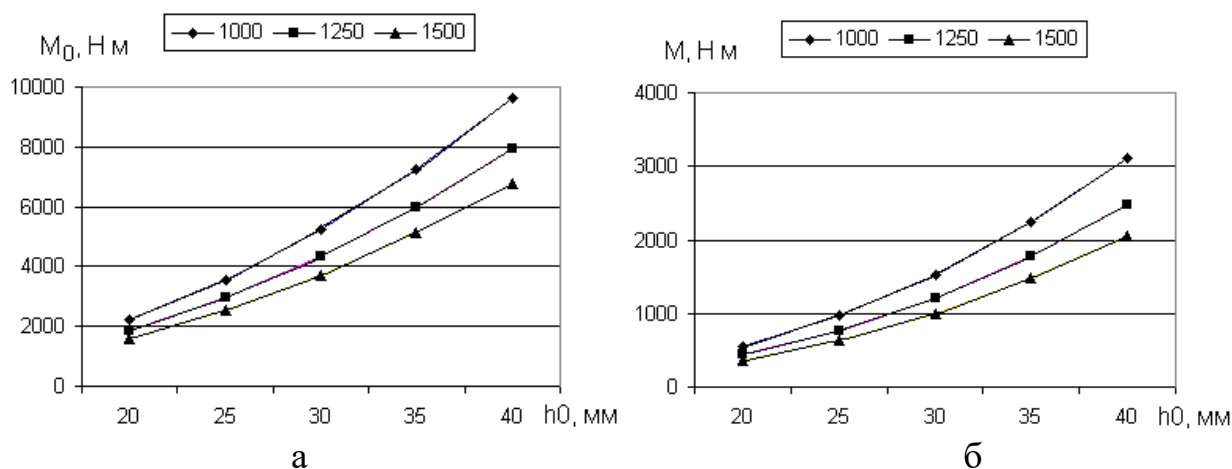


Рисунок 5.2.7 – Момент опору на валках при вирівнюванні штаби: а – на початку вирівнювання, б – наприкінці вирівнювання.

Як видно з графіків, момент опору при вирівнюванні вузьких штаб більше, ніж такий при вирівнюванні широких. Для вирівнювання товстіших штаб потрібен більший момент. У початковій стадії вирівнювання необхідний момент у 3-4 рази більший, ніж у завершальній стадії.

5.3 ЗМЕНШЕННЯ ДІНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У КЛІТЯХ ЧИСТОВОЇ ГРУПИ ЗА РАХУНОК ФОРМУВАННЯ ТРАПЕЦЕЇДАЛЬНОЇ ПЕРЕДНЬОЇ ЧАСТИНИ РОЗКАТУ

Відомі способи зменшення ударних навантажень за допомогою формування фігурної кромки на передньому краї розкату [92...95], як у чорновій так і в чистовій групі клітей прокатного стану. Для їх реалізації необхідно проводити реконструкцію допоміжного технологічного обладнання – змінювати форму ножів на ножицях слябінгу та на барабанних летючих ножицях перед чистовою групою. Такі заходи спричиняють ряд ускладнень технологічного процесу прокатки. Зміна форми ріжучої кромки ножів на ножицях слябінгу з прямої на V-подібну (шевронну) змінить геометрію як подвійного, так і одинарного слябів. На передньому торці такого сляба утворюється V-подібний виступ 20-30 мм, на задньому торці - V-подібна западина. Така форма переднього краю слябу (у плані) зменшує ударні

навантаження у всіх чорнових клітях прокатного стану. У свою чергу, зміниться форма слябів, які є частиною товарної продукції комбінату, що поставляється для низки споживачів. Збільшиться навантаження на ножиці слябінгу при різанні слябів, тому що збільшиться довжина лінії різу. Крім того, необхідно спроектувати, виготовити та встановити нові шевронні ножі.

Для зменшення динамічних навантажень у чистовій групі клітей прокатного стану на барабанних летючих ножицях були встановлені аналогічні ножі з шевронним різом передньої кромки розкату [136]. Однак процес експлуатації таких ножиць виявив низку технологічних недоліків цього способу. При прокатці передня кромка ставала тоншою порівняно з основною штабою, при транспортуванні до моталок втрачала стійкість і іноді застрягала на рольгангу. Гострий та тонкий край штаби ускладнював процес захвату у моталках та нерідко обламувався (рис. 5.3.1 а).

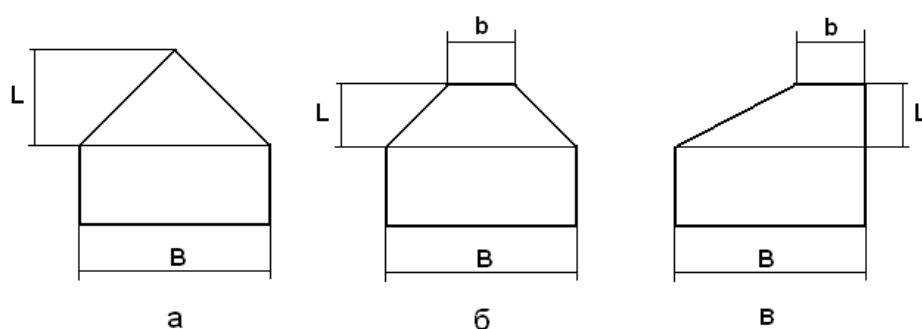


Рисунок 5.3.1 – Форми передньої частини розкату: а – трикутна, б – рівнобедрена, в – прямокутна.

Для усунення перерахованих недоліків пропонується трапецеїдальна форма передньої частини штаби. Така форма передньої частини буде більш стійкою при захваті у чистових клітях, транспортуванні по рольгангу та моталках. Вхідна трапецеїдальна передня частина розкату перед прокаткою у чистовій групі клітей може бути двох видів: рівнобедрена, симетрична по ширині штаби (рис. 5.3.1 б) і прямокутна, не симетрична по ширині штаби (рис. 5.3.1 в). Першу трапецеїдальну форму передньої частини розкату можливо отримати на барабанних ножицях при відповідній модифікації ножів до трапецеїдальної форми. Однак консультації із заводом-виробником ножиць (НКМЗ) виявило технічну недоцільність виготовлення подібних ножиць. Якщо ножі ножиць прямі – то передня частина розкату вже повинна мати V-

подібну форму, щоб ножиці обрізали її до трапецеїдальної форми. Для формування фігурної V-подібної передньої частини штаби можна використовувати шевронний різ на ножицях слябінгу переднього краю сляба, або застосувати в кліті дуо опуклі робочі валки, що здійснюють нерівномірне обтискання сляба по довжині бочки. Другу трапецеїдальну форму передньої частини розкату прямокутної трапецеїдальної форми отримують з використанням прямих ножів на барабанних ножицях, тобто не потрібна їхня модернізація. Отримати косу передню кромку розкату можливо за допомогою косого різу на ножицях слябінгу, коли ножі слябінгу встановлені з деяким перекосом в один бік.

Важливим елементом технологічної лінії гарячої прокатки рулонної сталі є проміжний перемотувальний пристрій (ППП). В результаті його роботи (проміжного змотування та розмотування) задній кінець розкату стає переднім, а нижня поверхня – верхньою. Тобто якщо розкат буде змотуватись-розмотуватись на ППП необхідно здійснювати тільки косий різ заднього торця слябу, якщо розкат йде транзитом (без змотування-розмотування) – косий різ переднього торця слябу.

Низка чорнових клітей широкоштабового стану містять вертикальні валки (еджери). При захваті такою вертикальною кліттю косого переднього края розкату відбувається торкання спочатку одного еджера. Оскільки валки встановлені на певне обтиснення, а розкат рухається по рольгангу поступально, може відбутися поворот розкату на деякий кут у бік еджера, що не контактує. Такий поворот призведе до того, що розкат може застрягнути в еджерах або у горизонтальних валках.

Тому для зменшення динамічних навантажень у головних лініях клітей чистової групи запропонували здійснювати прямий різ переднього краю подвійного сляба, а задній край сляба різати на косу [137]. Процес захвату у чорнових клітях не зміниться, оскільки передній край буде прямим. У процесі змотування-розмотування на ППП косий задній кінець розкату стає переднім. На барабанних летючих ножицях відбувається остаточне формування трапецеїдального прямокутного переднього краю розкату (рис. 5.3.1 в), що

задається у чистову групу клітей і забезпечує зменшення динамічних навантажень при захваті.

Здійснювати обрізку заднього торця слябу (рис. 5.3.2 а) подвійної довжини, які саме змотуються-розмотуються на ППП, пропонується таким чином. Після того, як відбувся прямий різ переднього торця (рис. 5.3.2 б), сляб переміщається вперед, фіксується та повертається на деякий кут. Відбувається процес звичайного прямого різання, проте на слябі формується торець косої форми (рис. 5.3.2 в). Потім сляб вирівнюється по осі прокатки і задається у технологічну лінію (рис. 5.3.2 г).

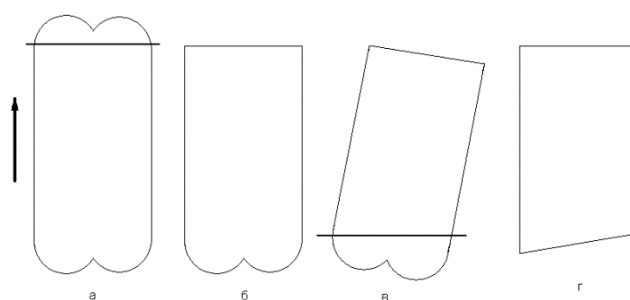


Рисунок 5.3.2 – Послідовність обрізки торців на ножицях слябінгу.

Під час деформації слябу у чорнових клітях довжина виступу на задньому кінці розкату S_1 (рис. 5.3.3 а) збільшується прямо пропорційно коефіцієнту витяжки і стає рівною S_2 (рис. 5.3.3 б). Після змотування-розмотування на ППП задній кінець стає переднім і на барабанних ножицях здійснюється його неповне обрізання (рис. 5.3.3в). Необхідно налаштувати роботу ножиць на отримання потрібної форми краю розкату. Передбачається, що для стійкого проходження переднього краю розкату у чистовій групі клітей, рольгангу та моталок величина b повинна становити 0,4-0,6 В.

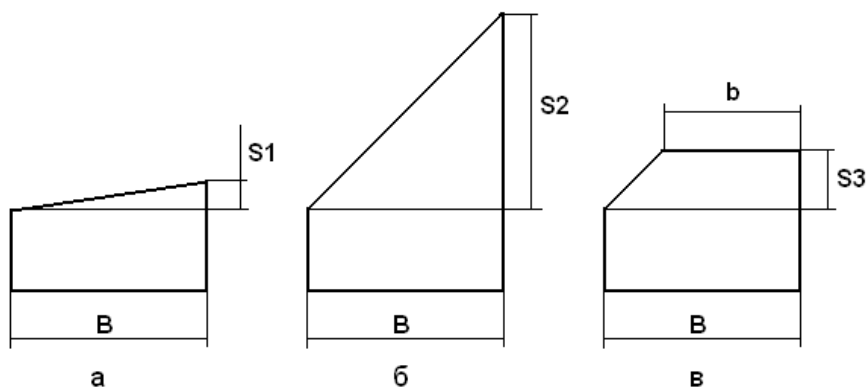


Рисунок 5.3.3 – Формозміна заднього торця розкату: 1 – початкова форма після ножиць слябінгу, 2 – форма після прокатки у кліті 4, 3 – після ППП та неповного обрізання одностороннього виступу.

Для цілеспрямованого формування раціональної передньої частини розкату (моменту включення ножиць), необхідно знати її геометричні параметри перед обрізанням на барабанних ножицях. Для цієї мети можливо використовувати зображення задньої частини розкату у системі візуалізації роботи ППП. Після оцифрування зображення задньої частини розкату, автоматично визначати його геометричні параметри (довжину, форму і т.д.).

Визначили залежність довжини косого виступу від кута повороту і геометричних розмірів слябу подвійної маси, щоб у чистову групу клітей задавався розкат із трапецеїдальної формою переднього краю довжиною 100 мм і шириною 500 мм. Довжина слябу подвійної маси становить $L = 9$ м, товщина – $H = 168$ мм, ширина – $B = 1000$ мм. Товщина штаби після кліті 4 становить $h = 24$ мм, S – початкова довжина косого заднього виступу, s – остаточна довжина косого заднього виступу після кліті 4.

Для отримання за кліттю 4 косого виступу довжиною 200 мм необхідно повернути сляб розміром 168x1000x9000 на $1,637^\circ$. При цьому по ширині повернутий сляб займатиме 1257 мм, а вихідна довжина косого виступу становитиме 28,5 мм. При обрізанні косого виступу на барабанних ножицях по середині його довжини, утворюється трапецеїдальна форма переднього краю розкату довжиною 100 мм і шириною 500 мм (рис. 5.3.4).

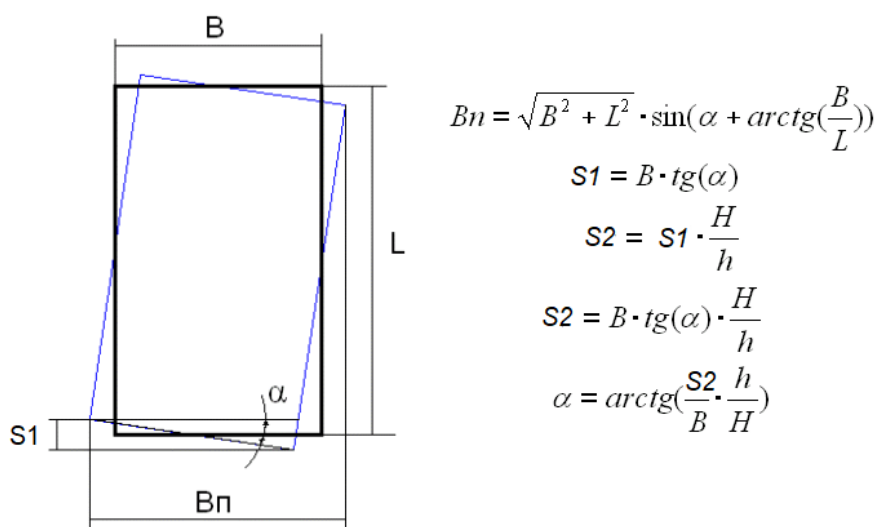


Рисунок 5.3.4 – Положення слябу подвійної довжини, який повернутий на кут α , для обрізання задньої частини на ножицях слябінгу та формули для визначення цього кута повороту.

При такому способі різання зростає витратний коефіцієнт металу, що йде в обріз на ножицях слябінгу. Однак цей коефіцієнт менший, ніж у способі

різання з використанням стаціонарно встановлених шевронних ножів ножиць слябінгу [93], тому що фігурний виступ формується лише з одного боку сляба. До того ж зменшиться величина обрізу на барабанних ножицях перед чистовою групою, оскільки буде обрізатися невелика ділянка розкату трикутної форми та половинної ширини. З іншого боку, торці слябу, що формуються після прокатки на слябінгу, мають випадкову форму. Не виключена можливість утворення «односторонніх хвостів» - несиметричних виступів. У цьому випадку косий різ такого торця, що збігається з нахилом несиметричного виступу, не збільшить відходи в обріз, а зменшить їх у порівнянні з прямим різом цього торця.

Для оцінки ефективності трапецеїдальної форми переднього краю розкату по зменшенню динамічних навантажень використовували математичну модель ліній приводу чистової групи клітей стану 1680 (див. Розділ 3.1). Визначили динамічні навантаження, що виникають при захваті штаб 2,0 мм x 1000 мм з прямою та трапецеїдальною передньою кромкою. Розрахунки проводилися для випадків, у яких менша основа трапеції (b) становила 250 мм, 500 мм, 750 мм та 1000 мм (пряма кромка), висота трапеції $L = 100$ мм. Особливістю процесу захвату трапецеїдального розкату прокатними валками в цьому випадку є одночасне заповнення осередку деформації як по довжині так і по ширині, тому момент технологічного спротиву ($M_{ТС}$) при захваті задавали у вигляді складної функції (рис. 5.3.3).

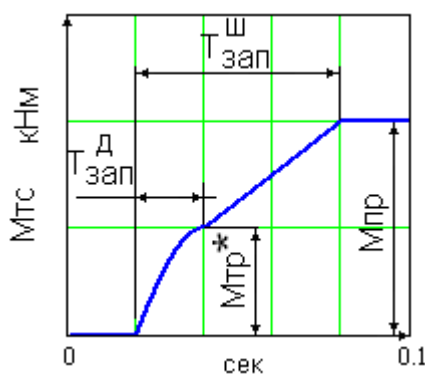


Рисунок 5.3.3 – Форма моменту технологічного спротиву при захваті розкату з трапецеїдальною передньою кромкою.

Тут: $M_{пр}$ - значення моменту прокатки при заданій ширині штаби, $T_{запД}^*$ - час заповнення осередка деформації по довжині, $T_{запШ}^*$ - час заповнення

осередка деформації по ширині, $M_{тр}^*$ - значення моменту прокатки штаби, ширина якої дорівнює величині осередка деформації по ширині, в момент повного заповнення його за висотою. Визначається як:

$$M_{тр}^* = M_{тр} \cdot \frac{h + (H - h) \cdot \frac{T_{зап}^D}{T_{зап}^Ш}}{H} \quad (5.3.1)$$

Під час проходження чистової групи висота трапеції та швидкість обертання валків пропорційно збільшуються, тому приймали $T_{зап}^Ш = 0,06$ с для всіх клітей. Вихідні дані та результат розрахунку динамічних навантажень наведені у таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Вихідні дані та коефіцієнти динамічності при різній ширині трапецеїдального виступу.

			Кліть 5		Кліть 6		Кліть 7		Кліть 8		Кліть 9		Кліть 10	
Мпр, кНм			600		400		250		160		100		75	
Δ_{12} , рад			0,0015		0,002		0,0035		0,005		0,0065		0,007	
Δ_{23} , рад			0,01		0,01		0,01		0,01		0,01		0,01	
$T^I_{3АП}$, с			0,033		0,013		0,006		0,0035		0,0018		0,0012	
$T^{III}_{3АП}$, с			0,06		0,06		0,06		0,06		0,06		0,06	
			b = B = 1000 мм (пряма кромка)											
Кд12	0	Δ_{23}	2,01	2,87	2,24	3,28	2,2	3,28	2,04	3,41	1,84	3,43	1,72	3,52
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	3,07	3,38	3,78	4,51	3,47	4,49	3,37	4,75	2,65	4,19	2,32	3,97
Кд23	0	Δ_{23}	1,52	1,96	1,74	2,27	1,65	2,36	1,55	2,36	1,38	2,38	1,39	2,46
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	1,51	1,96	1,69	2,23	1,59	2,29	1,79	2,22	2,41	2,67	2,64	3,19
			b = 750 мм											
Кд12	0	Δ_{23}	1,81	2,64	1,96	2,94	1,79	2,87	1,65	3	1,48	3,06	1,38	3,17
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	2,82	3,1	3,3	4,04	2,97	4	2,85	4,25	2,21	3,72	1,97	3,54
Кд23	0	Δ_{23}	1,35	1,79	1,45	1,97	1,35	2,06	1,32	2,07	1,17	2,11	1,21	2,21
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	1,34	1,78	1,4	1,94	1,47	2	1,72	2,03	2,23	2,6	2,39	3,06
			b = 500 мм											
Кд12	0	Δ_{23}	1,63	2,4	1,69	2,59	1,39	2,49	1,27	2,63	1,23	2,74	1,17	2,89
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	2,58	2,84	2,83	3,59	2,49	3,55	2,35	3,79	1,86	3,31	1,84	3,19
Кд23	0	Δ_{23}	1,23	1,61	1,24	1,7	1,19	1,79	1,22	1,81	1,1	1,89	1,12	2
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	1,27	1,61	1,15	1,67	1,34	1,73	1,67	1,83	2,06	2,57	2,18	3
			b = 250 мм											
Кд12	0	Δ_{23}	1,5	2,15	1,42	2,22	1,24	2,22	1,12	2,37	1,08	2,56	1,04	2,75
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	2,39	2,6	2,42	3,23	2,1	3,25	1,97	3,48	1,79	3,09	1,95	3,04
Кд23	0	Δ_{23}	1,2	1,44	1,15	1,46	1,09	1,58	1,12	1,63	1,04	1,75	1,03	1,89
	Δ_{12}	Δ_{12}, Δ_{23}	1,25	1,47	1,2	1,44	1,42	1,55	1,67	1,77	1,98	2,57	2,12	2,99

На рисунку 5.3.4 наведено значення коефіцієнтів динамічності при захваті штаби з різними параметрами трапецеїдальної передньої кромки. Перше значення відповідає розрахунку динаміки лінії приводу без зазорів, друге значення – з відкритим кутовим зазором у шпindelьному зчленуванні.

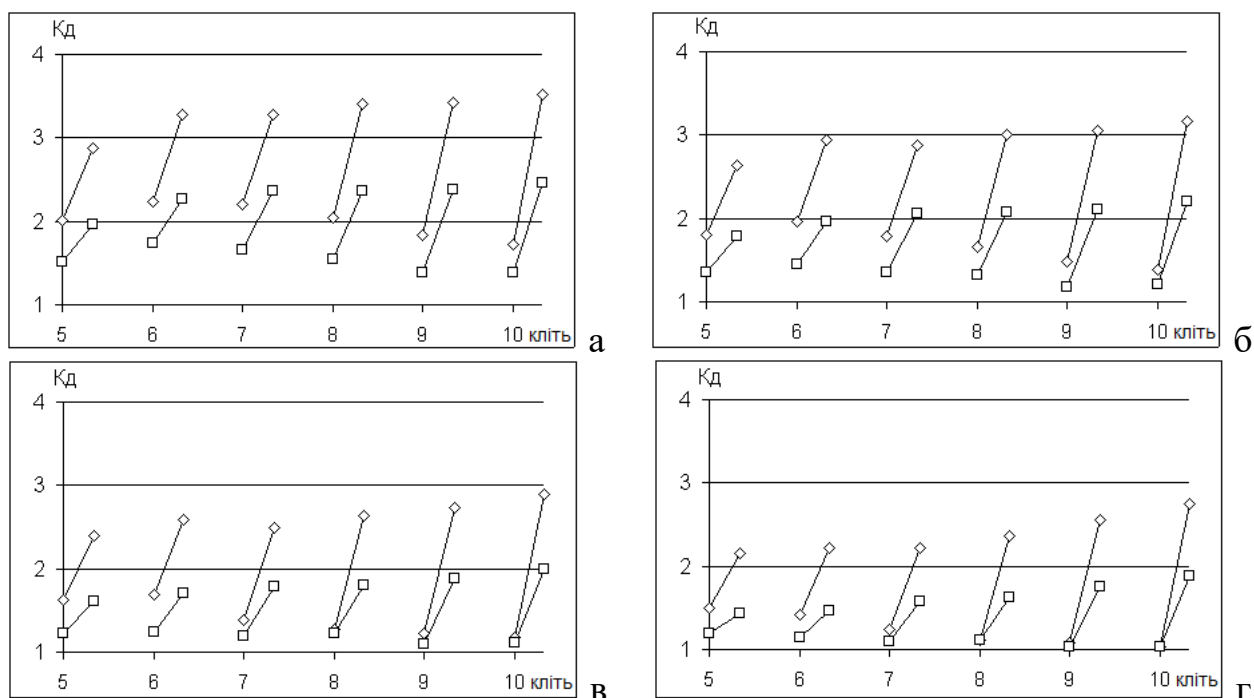


Рисунок 5.3.4 – Коефіцієнти динамічності на моторному ($\diamond$) та шпindelьному ($\square$) ділянках при захваті штаби з трапецеїдальною передньою кромкою по клітях: а) $b = 1000$ мм (пряма кромка), б) $b = 750$ мм, в) $b = 500$ мм, г) $b = 250$ мм.

Збільшення часу зростання моменту технологічного опору зменшує динамічні навантаження в лінії приводу прокатної кліті при захваті штаби. Найбільший ефект від трапецеїдальної кромки виявляється у варіанті з нульовими зазорами у лінії приводу. У цьому випадку коефіцієнти динамічності (у порівнянні з прямою кромкою) зменшуються по клітях: на шпindelьній ділянці з 1,4-1,75 до 1,03-1,2; на моторній ділянці з 1,72-2,24 до 1,04-1,5. При ширині виступу 250 мм та висоті 100 мм динамічні навантаження зменшуються на 20-25%. При розрахунку на математичній моделі лінії приводу з кутовими зазорами спостерігається зменшення коефіцієнтів динамічності на 10-15%. Зменшення величини передньої частини трапеції призводить до однакових коефіцієнтів динамічності на шпindelьній та моторній ділянці.

Позитивні моменти впровадження цього способу на виробництві:

- зменшення динамічних навантажень при захваті у всіх клітях чистової групи,
- збільшення захоплюючої здатності робочих валків клітей чистової групи,

- не потрібна реконструкція ножиць слябінгу, необхідно лише оснащення столу 4-ма гідравлічними штовхачами,
- не потрібна реконструкція барабанних ножиць перед чистовою групою,
- у чорновій групі клітей відбувається звичайний процес захвату прямого переднього краю розкату,
- є можливість формування як правостороннього так і лівостороннього заднього виступу, в залежності від конфігурації торця слябу,
- передній край розкату більш стабільний при захваті у клітках, моталках і при транспортуванні рольгангом, ніж шевронний виступ, який передбачався раніше для зменшення динамічних навантажень,
- у разі технологічної необхідності, ножиці швидко переходять у звичний режим роботи, тобто здійснюють прямий різ як переднього так і заднього торця слябу.

5.4 ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЗА РАХУНОК РЕКОНСТРУКЦІЇ ЛІНІЙ ПРИВОДУ КЛІТЕЙ ЧИСТОВОЇ ГРУПИ СТАНУ 1680

Як відмічалось у Розділі 1.4, питання оптимізації конструктивних параметрів лінії приводу по динамічному критерію розроблено досить повно. Одним із напрямків є вибір раціональних кінематичних схем лінії приводу та параметрів двигуна. Зокрема, для низки клітей широкоштабових станів гарячої прокатки є можливості зменшення ударних навантажень шляхом зміни діаметра проміжного валу або тіла універсального шпинделя. Запропоновані рішення можуть бути використані лише на етапі проектування нових станів і, частково, у деяких клітках широкоштабових станів, які модернізуються.

У клітках чистової групи стану 1680 були встановлені електродвигуни змінного струму замість двигунів постійного струму. Двигуни змінного струму більш надійні в експлуатації та вимагають менших витрат на обслуговування порівняно з двигунами постійного струму.

Механічна частина лінії приводу валків прокатних клітей чистової групи,

що містить редуктор, залишилася без змін. Вибір електродвигунів здійснювався за статичними параметрами (потужність, частота обертання, крутний момент), при цьому параметри, що впливають на динаміку перехідних процесів в лінії приводу, не враховувалися. Внаслідок чого амплітудно-частотні характеристики ліній приводів залишилися не оптимальними, відношення власних частот залишилось менше 2 [138].

Динамічні навантаження у лінії приводу, визначені при промислових дослідженнях, як і раніше мають значну величину, зокрема, коефіцієнти динамічності становлять: на шпіндельній ділянці 1,4-2,4; на моторній ділянці 2,0-4,0 [124, 139]. Декремент коливань моменту сил пружності зменшився, тривалість перехідного процесу збільшилася (рис. 5.4.1).

Розглянули інші варіанти модернізації лінії приводу чистової групи, щоб зменшити рівень динамічних навантажень та залежність від кутових зазорів.

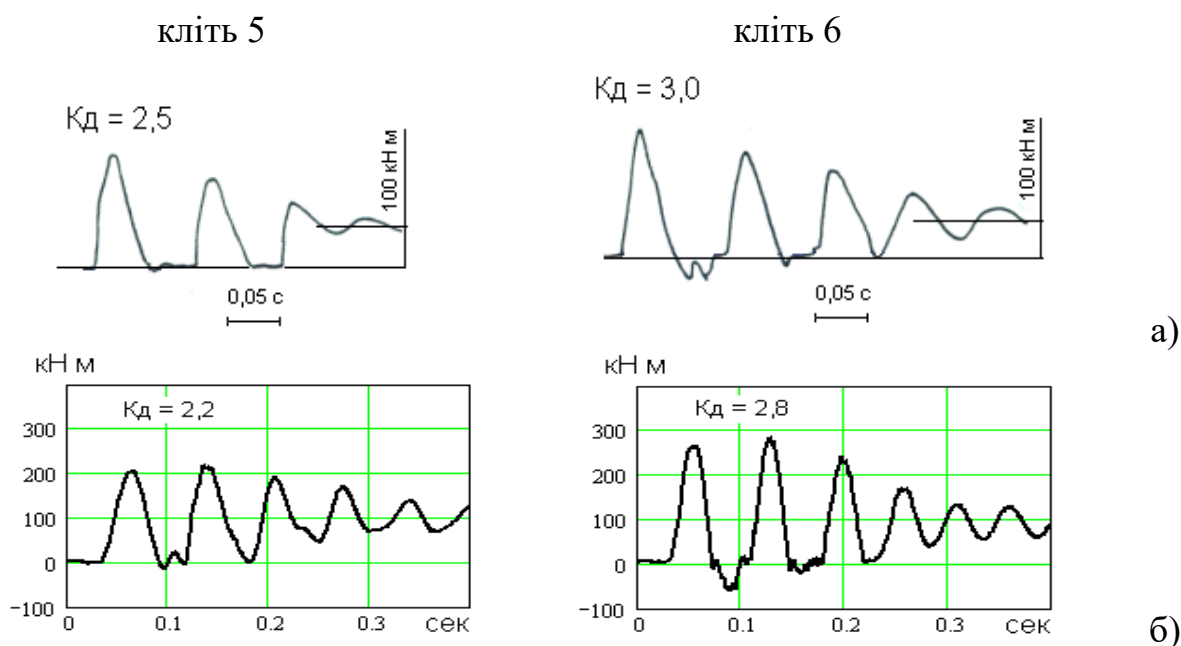


Рисунок 5.4.1 – Моменти сил пружності на моторній ділянці лінії приводу клітей 5 і 6 при захваті штаби прокатними валками: а - двигун постійного струму (1998 р.); б - двигун змінного струму (2006 р.).

Порівняли три варіанти схем компонування лінії приводу прокатних клітей чистової групи стану 1680: а - існуюча схема приводу, що складається з електродвигуна, зубчастої моторної муфти з проміжним валом, горизонтального одноступінчастого редуктора, зубчастої корінної муфти (рис. 5.4.2 а); б - безредукторна схема приводу, що складається з тихохідного електродвигуна змінного струму ($M_n = 1000$ кНм), встановленого замість

існуючого двигуна, проміжного валу (т. зв. «головного шпинделя») довжиною близько 8 метрів і діаметром, рівним діаметру хвостовика редуктора (рис. 5.4.2 б); 3 – безредукторна схема приводу, що складається з тихохідного електродвигуна змінного струму ($M_n = 1000$ кНм), встановленого безпосередньо на місце редуктора, проміжного валу довжиною близько 1 м, з'єднаного з шестеренною кліткою діаметром, рівним діаметру хвостовика шестеренної кліті (рис. 5.4.2 в). Довжини проміжних валів обрані виходячи з передбачуваного розташування двигуна та шестеренної кліті, діаметр – за характеристикою міцності.

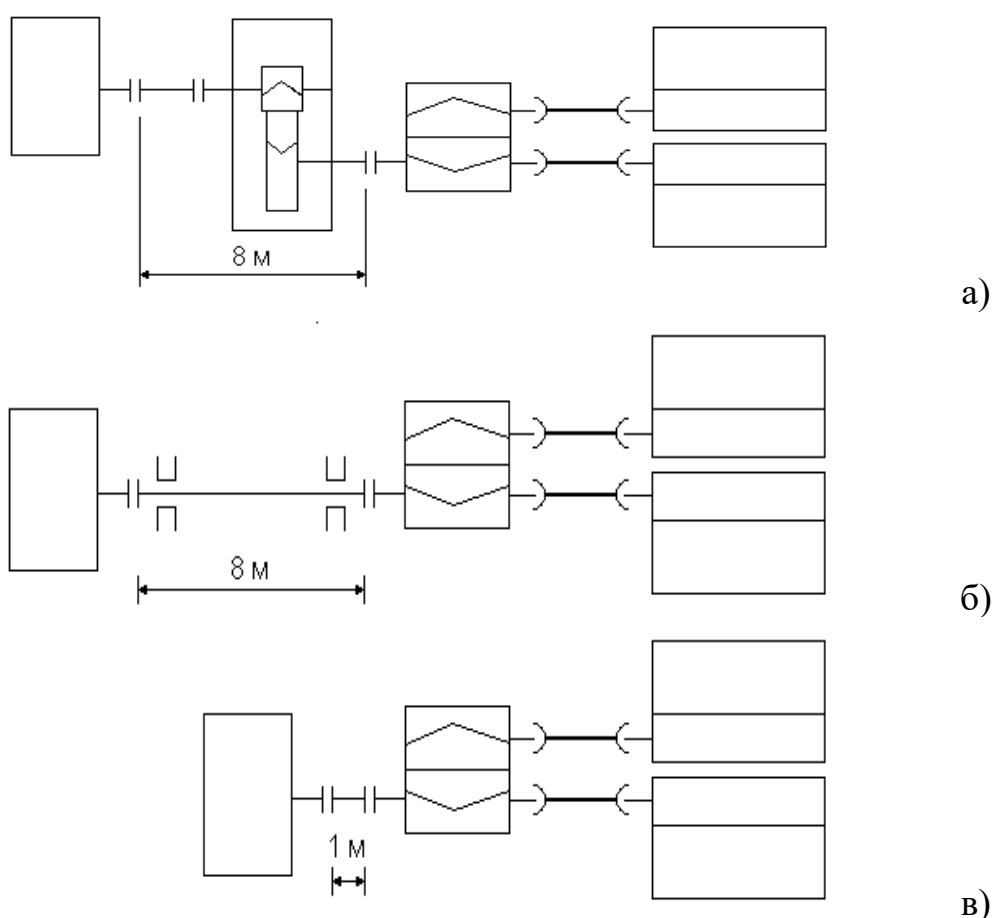


Рисунок 5.4.2 – Схеми лінії приводу прокатних клітей чистової групи: а - існуюча схема з редуктором; б - заміна редуктора проміжним валом, довжиною 8 м; в - установка електродвигуна безпосередньо на місце редуктора; проміжний вал довжиною 1 м.

Для визначення динамічних навантажень у лінії приводу при захваті металу валками використовувалася математична модель, яка докладно описана у Розділі 3.1. Величини моменту сил технологічного опору ($M_{пр}$) та частоти обертання робочих валків (w_p) отримані на підставі промислових досліджень у чистовій групі клітей стану 1680 [140]. Оскільки на величину

динамічних навантажень істотно впливають кутові зазори в зчленуваннях лінії приводу, в математичній моделі їх враховували. Розглянули такі варіанти стану кутових зазорів на шпіндельній і моторній ділянках: 0 - обидва зазори закриті, Δ_{23} - зазор відкритий на шпіндельній ділянці, Δ_{12} , Δ_{23} - зазор відкритий на шпіндельній і моторній ділянці. Реальні величини зазорів взяті з агрегатного журналу механічного обладнання стану 1680 і перераховані у кутові. Визначали також першу і другу власні частоти коливань лінії приводу (β_1 , β_2), їх відношення $n = \beta_2/\beta_1$ та коефіцієнти динамічності відповідно на моторній та шпіндельній ділянках ($K_{д12}$, $K_{д23}$).

Таблиця 5.4.1 – Вихідні дані та результати розрахунків динамічних навантажень у лінії приводу за варіантом 1 схеми приводу чистової групи клітей (рис. 5.4.2 а).

	кліть 5	кліть 6	кліть 7	кліть 8	кліть 9	кліть 10
$J_1, \text{т} \cdot \text{м}^2$	331	134,5	46,7	24,7	15	12,3
$J_2, \text{т} \cdot \text{м}^2$	170	40,1	11,85	5,22	3,03	2,4
$J_3, \text{т} \cdot \text{м}^2$	2,48	2,48	2,48	2,28	2,28	2,28
$C_{12}, \text{МНм/рад}$	913,4	262,4	68,77	40,75	39,08	35
$C_{23}, \text{МНм/рад}$	21,29	26,49	32,81	24,34	20,47	18
$M_{пр}, \text{кНм}$	700	500	400	250	150	90
$\omega_p, \text{рад/с}$	1	2	3	4	5	6
$\beta_2 / \beta_1, \text{Гц}$	15,3/13,8	17,7/13,7	21,1/12,0	22,0/12,0	25,1/12,6	24,6/12,2
n	1,11	1,29	1,75	1,83	1,99	2,02
$\Delta_{12} / \Delta_{23}, \text{рад}$	0,0015/0,01	0,002/0,01	0,0035/0,01	0,005/0,01	0,0065/0,01	0,007/0,01
$K_{д23}$						
0	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,5
Δ_{23}	1,6	1,7	1,6	1,6	1,6	1,9
Δ_{12}, Δ_{23}	1,9	2	1,9	1,9	2,1	2,4
$K_{д12}$						
0	2,0	2,3	2,1	2,3	2,2	2,2
Δ_{23}	2,5	3,0	2,8	3,0	2,9	3,1
Δ_{12}, Δ_{23}	2,9	3,7	3,5	3,9	3,6	3,9

Таблиця 5.4.2 – Вихідні дані та результати розрахунків динамічних навантажень, у лінії приводу за варіантом 2 схеми приводу чистової групи клітей (рис. 5.4.2 б).

	кліть 5	кліть 6	кліть 7	кліть 8	кліть 9	кліть 10
$J_1, \text{т} \cdot \text{м}^2$	17	17	17	17	17	17
$J_2, \text{т} \cdot \text{м}^2$	10	10	8	8	8	8
$J_3, \text{т} \cdot \text{м}^2$	2,48	2,48	2,48	2,28	2,28	2,28
Φ вала, мм	470	470	400	400	400	400
$C_{12}, \text{МНм/рад}$	47	47	25	25	25	25
$C_{23}, \text{МНм/рад}$	21,29	26,49	32,81	24,34	20,47	18
$M_{пр}, \text{кНм}$	700	500	400	250	150	90
$\omega_p, \text{рад/с}$	1	2	3	4	5	6
$\beta_2 / \beta_1, \text{Гц}$	17,9 / 11,8	19,5 / 12,1	21,5 / 9,6	19,3 / 9,6	17,8 / 9,5	16,8 / 9,5
n	1,52	1,61	2,24	2,01	1,87	1,76

$\Delta_{12} / \Delta_{23}$, рад	0,01 / 0,01					
	Кд23					
0	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6	1,6
Δ_{23}	1,5	1,6	1,7	1,8	2,2	2,5
Δ_{12}, Δ_{23}	1,8	1,9	2,0	2,2	2,7	3,1
	Кд12					
0	1,5	1,5	1,3	1,4	1,4	1,4
Δ_{23}	1,8	1,8	1,4	1,5	1,5	1,6
Δ_{12}, Δ_{23}	1,9	2,0	1,5	1,6	1,7	1,8

Таблиця 5.4.3 – Вихідні дані та результати розрахунків динамічних навантажень, у лінії приводу за варіантом 3 схеми приводу чистової групи клітей (рис. 5.4.2 в).

	кліть 5	кліть 6	кліть 7	кліть 8	кліть 9	кліть 10
$J1, \text{т} \cdot \text{м}^2$	17	17	17	17	17	17
$J2, \text{т} \cdot \text{м}^2$	10	10	8	8	8	8
$J3, \text{т} \cdot \text{м}^2$	2,48	2,48	2,48	2,28	2,28	2,28
Φ вала, мм	470	470	400	400	400	400
$C12, \text{МНм/рад}$	378	378	198	198	198	198
$C23, \text{МНм/рад}$	21,29	26,49	32,81	24,34	20,47	18
$M_{\text{пр}}, \text{кНм}$	700	500	400	250	150	90
$\omega_{\text{р}}, \text{рад/с}$	1	2	3	4	5	6
$\beta_2 / \beta_1, \text{Гц}$	39,5 / 15,2	39,6 / 16,9	32,1 / 18,1	31,6 / 16,5	31,3 / 15,3	31,2 / 14,4
n	2,59	2,34	1,77	1,92	2,05	2,17
$\Delta_{12} / \Delta_{23}$, рад	0,01 / 0,01					
	Кд23					
0	1,3	1,3	1,3	1,4	1,5	1,6
Δ_{23}	1,4	1,5	1,5	1,7	2	2,4
Δ_{12}, Δ_{23}	1,6	1,8	1,8	2,1	2,4	2,9
	Кд12					
0	2,4	2,2	2,2	2,1	1,9	1,8
Δ_{23}	3,1	3,1	2,6	2,9	3,3	3,0
Δ_{12}, Δ_{23}	3,5	3,7	3,2	3,5	3,9	3,6

На рисунку 5.4.3 коефіцієнти динамічності відповідають трьом поєднанням кутових зазорів лінії приводу: без зазорів (0), зазор на шпиндельній ділянці (Δ_{23}), зазор на моторній і шпиндельній ділянці (Δ_{12}, Δ_{23}).

Порівняння трьох варіантів схем компонування лінії приводу здійснювали за власними частотами коливань, їх відношенню та по коефіцієнтам динамічності на моторній та шпиндельній ділянках.

У варіанті 1 (існуюча редукторна схема лінії приводу, рис. 5.4.2 а) за інших рівних умов коефіцієнт динамічності на моторній ділянці для всіх клітей більше коефіцієнта на шпиндельній ділянці (табл. 5.4.1). Відношення частот монотонно збільшується від 1,10 до 2,02 (від 5-ї кліті до 10-ї), при цьому перша частота знаходиться у діапазоні 12,0-13,8 Гц.

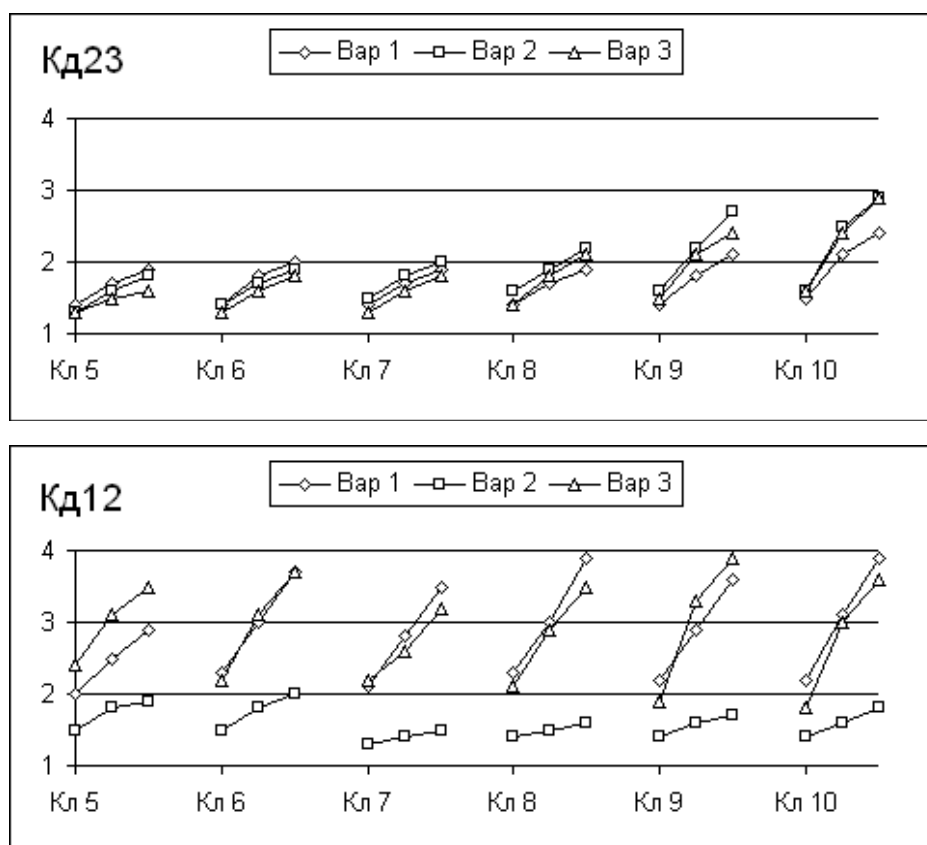


Рисунок 5.4.3 – Коефіцієнти динамічності на шпиндельній ділянці (Кд23) і на моторній ділянці (Кд12) при різних схемах компоновання лінії приводу чистових клітей (Вар 1, Вар 2, Вар 3) та різному поєднанню кутових зазорів.

У варіанті 2 (безредукторна схема лінії приводу з довгим проміжним валом, рис. 5.4.2 б) коефіцієнти динамічності на шпиндельній і моторній ділянках у клітках 5, 6 знаходяться на одному рівні (відношення частот 1,52-1,61), а в наступних клітках динамічне навантаження на шпиндельній ділянці збільшується проти такого на моторній ділянці (відношення частот зменшується від 2,24 (кліть 7) до 1,76 (кліть 10)). Перша нижча частота становить для клітей 5 і 6 - 11,8-12,1 Гц, для клітей 7...10 - 9,5...9,6 Гц (табл. 5.4.2).

У варіанті 3 (безредукторна схема лінії приводу з коротким проміжним валом, рис. 5.4.2 в) за інших рівних умов коефіцієнт динамічності на моторній ділянці для всіх клітей більше коефіцієнта на шпиндельній ділянці (табл. 5.4.3). Відношення двох нижчих частот становить 2,59...2,34 (для 5 і 6 кліті), для інших клітей дещо менше - 1,77...2,17. Перша частота становить 14,4...18,1 Гц, друга – 31,2...39,6 Гц.

У клітках 5-8 коефіцієнт динамічності на шпиндельній ділянці для всіх варіантів компоновання і величин зазорів перебуває у діапазоні 1,3...2,1. У

кліті 9 і 10 цей показник сягає $2,8...3,0$, проте при невеликих статичних навантаженнях, абсолютні значення динамічних навантажень знаходяться на одному рівні з такими в попередніх клітках. Відмінності в компоновці більшою мірою впливають на значеннях коефіцієнта динамічності на моторній ділянці. Компонування лінії приводу за варіантом 3 (рис. 5.4.2 в) чутливе до кутових зазорів, у ній спостерігається більш суттєве збільшення коефіцієнта динамічності на моторній ділянці. Це видно по збільшеному куту нахилу залежності на рисунку 5.4.3.

Найменші значення коефіцієнтів динамічності отримані у схемі приводу за варіантом 2 (довгий проміжний вал меншої жорсткості, рис. 5.4.2 б). Навіть при відкритих кутових зазорах коефіцієнт динамічності на обох ділянках становить $1,5...2,0$, у той час як для інших варіантів компоновок він досягає $3,5...4,0$. До того ж електродвигун розташований у машинному залі, що полегшує його встановлення, технічне обслуговування та умови роботи.

Схема компоновки лінії приводу по варіанту 3 вигідно відрізняється своєю простотою та компактністю. Однак має два недоліки: а) досить жорстка ділянка короткого проміжного валу, яка у процесі захвату металу валками зазнає великих динамічних навантажень; б) електродвигун розташований у станомому прольоті (в безпосередній близькості від шестеренної кліті), що негативно позначиться на його роботі та технічному обслуговуванні.

Низькообертовий двигун для безпосереднього приводу нижнього валка шестеренної кліті, має істотно більший момент інерції, ніж швидкісний двигун у схемі лінії приводу з редуктором. Однак кінетична енергія безредукторної лінії приводу у кілька разів менша, оскільки вона не має ланки, що збільшує частоту обертання. У такій лінії приводу динамічні процеси протікають спокійніше, сама лінія є менш інерційною, що збільшує швидкодію і покращує якість регулювання приводу. Момент інерції головного приводу можна додатково зменшити, використовуючи два або три електродвигуни, що з'єднані між собою і забезпечують достатню потужність для деформації металу.

У недалекому минулому вартість такого низькообертального двигуна

була суттєво більшою, тому використовувалися дешевші швидкі двигуни з редукторним приводом. На сьогодні розробляються та виготовляються досить потужні синхронні двигуни змінного струму, які за техніко-економічними показниками наближаються до системи швидкохідний двигун – редуктор. Слід зазначити, що редуктор лінії приводу прокатної кліті досить дорогий і вимагає постійного технічного обслуговування, зазнає поломок та часто виходить з ладу. За умови видалення його зі складу силового обладнання підвищується надійність лінії приводу прокатної кліті загалом, бо надійність лінії приводу тим більше, чим менше (за кількістю) ланок, що передають момент приводу прокатним валкам [141].

Таким чином, розглянуті варіанти реконструкції лінії приводу прокатної кліті показали, що зменшення динамічних навантажень, що виникають при захваті металу прокатними валками, можливе шляхом встановлення тихохідного двигуна змінного струму спільно з демонтажем силового редуктора та встановленням подовженого проміжного валу (головного шпинделя) між двигуном і шестеренною кліттю. При цьому ефект зменшення динамічних навантажень зберігається також за наявності кутових зазорів у лінії приводу.

5.5 ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

1. Розроблений спосіб зменшення динамічних навантажень у лінії приводу прокатної кліті кварто при захваті металу за рахунок закриття кутового зазору у шпиндельному зчленуванні. Спосіб не вимагає проведення складної реконструкції прокатної кліті, простий у реалізації, проте передбачає оснащення прокатної кліті датчиками наявності металу. За допомогою математичній моделі досліджено рух валкової системи прокатної кліті під час його реалізації. Згідно розрахункам використання способу дозволить зменшити динамічну складову моменту сил пружності лінії приводу при захваті штаби прокатними валками у 1,4-1,9 рази.

2. Розроблений новий спосіб зменшення динамічних навантажень у лінії приводу прокатної кліті за рахунок вигину передньої частини штаби. Спосіб

простий у реалізації, не потребує встановлення додаткового обладнання. Згідно розрахункам за допомогою математичної моделі використання способу зменшить динамічні навантаження в кліті при захваті штаби на 35-50%. Спосіб доцільно використовувати в чорновій універсальній кліті, перед якою товщина штаб складає 25...40 мм.

3. Розроблений новий спосіб зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей чистової групи за рахунок формування трапецеїдальної передньої частини штаби. Запропоновано практичний спосіб формування трапецеїдальної передньої кромки розкату на штабових станах гарячої прокатки. За допомогою математичного моделювання визначено та проаналізовано коефіцієнти динамічності на шпиндельній та моторній ділянці при захваті розкату з трапецеїдальною передньою кромкою.

4. Запропонована безредукторна схема лінії приводу прокатних клітей чистової групи з двигуном змінного струму та подовженим проміжним валом, яка зменшує динамічні навантаження. Дослідження за допомогою математичної моделі показали, що при цій схемі забезпечується мінімальний рівень динамічних навантажень з коефіцієнтом динамічності в інтервалі $1,5 \leq K_d \leq 2,0$ та збільшиться надійність роботи лінії приводу прокатних клітей в цілому.

ВИСНОВКИ

1. Виконано аналіз відомих досліджень математичного моделювання перехідних процесів, способів і методів визначення технічного стану та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу, на основі якого показана необхідність подальшого дослідження перехідних процесів з метою діагностики прокатного обладнання та зменшення ударних навантажень у лініях приводу прокатних клітей.

2. Виконано дослідно-промислові вимірювання моменту сил пружності, силових та вібраційних параметрів обладнання лінії приводу прокатних клітей при різному стані зносу та кутових зазорів. Їх результати стали основою для розробки нових способів визначення технічного стану обладнання лінії приводу прокатних клітей. Запропоновано метод визначення першої і другої власних частот коливань лінії приводу шляхом апроксимації кривої моменту сил пружності сумою згасаючих гармонійних та експонентних функцій.

3. Розроблено комплексну математичну модель лінії приводу для визначення особливостей параметрів перехідних процесів з урахуванням конструктивних особливостей лінії приводу і кутових зазорів в універсальних шпинделях, зубчастих зчепленнях з'єднувальних муфт, редукторах, шестеренної кліті та радіальних зазорів у підшипникових опорах зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті. Це дозволило вперше дослідити просторове переміщення зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті з обертальними коливаннями крутильних мас в залежності від конструктивних особливостей та кутових зазорів в зчленуваннях і радіальних зазорів в підшипникових опорах. Порівняння результатів математичного моделювання з даними промислових вимірювань показали співпадіння за частотою і амплітудою динамічного моменту та видом перехідного процесу.

4. Розроблено метод визначення пружних параметрів трьохмасової розрахункової схеми лінії приводу з урахуванням виміряних власних частот коливань. Адекватність математичних моделей при використанні розробленого методу визначення пружних параметрів підтверджується

співставленням результатів розрахунків з даними вимірювань на промисловому об'єкті - розбіжність не перевищує 5 – 7% для усіх клітей широкоштабового стану.

5. Визначено залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці від часу зростання і величини моменту технологічного спротиву, яка може бути використана у якості діагностичного параметра, що пов'язаний із величиною кутового зазору у моторній муфті і зубчастому зчепленні редуктора. Встановлено, що цей показник більш підходить для визначення кутового зазору у моторній муфті, ніж у зубчастому зчепленні редуктора.

6. Визначено новий показник динамічності перехідного процесу – від'ємний коефіцієнт динамічності ділянки лінії приводу (Кдв), що дорівнює модулю відношення моменту сил пружності при максимальному зворотному закручуванні до сталого моменту сил пружності на цій ділянці.

7. Визначено новий показник оцінки динамічності підшипникової опори зубчатого колеса – коефіцієнт динамічності підшипникової опори (Кдпо), що дорівнює відношенню максимального значення сили реакції опори під час захвату штаби до її сталої величини.

8. Вперше досліджено рух осей зубчатих коліс у радіальному зазорі підшипникових опор редукторів прокатних клітей чистової групи, які відрізняються різним розташуванням шестерні редуктора відносно його колеса, при захваті метала прокатними валками та визначена залежність розмаху переміщення (R) у вертикальній та горизонтальній площині осей зубчатих коліс від величини радіальних зазорів (d) у підшипникових опорах редукторів та шестеренних клітей. Встановлено, що діагностичним показником зносу підшипникових опор шестерні та колеса одноступеневого горизонтального редуктора, у якого вектор швидкості зубчатого зчеплення направлений вниз, є пересування осей у горизонтальній площині. Для підшипникової опори колеса одноступеневого горизонтального редуктора, у якого вектор швидкості зубчатого зчеплення направлений вгору, також у горизонтальній площині, а для підшипникової опори шестерні – у

вертикальній площині. Встановлено, що діагностичним показником зносу підшипникової опори нижнього зубчатого колеса шестеренної кліті є пересування осі у горизонтальній площині, для підшипникової опори верхнього зубчатого колеса – пересування у вертикальній площині.

9. Вперше встановлено зв'язок максимального моменту сил пружності під час захвату штаби валками з моментом в сталому режимі прокатки у вигляді кореляційного поля, яке залежить від технічного стану обладнання і параметрів прокатки та апроксимується лінійною залежністю у вигляді $M_d = K_{пр} \cdot M_c$, де $K_{пр}$ - коефіцієнт пропорційності. Запропоновано у якості діагностичного показника використовувати кут нахилу $\gamma = \arctg(K_{пр})$ апроксимуючої прямої: чим гірше технічний стан лінії приводу, тим кут нахилу менше.

10. Обґрунтовано, розроблено та досліджено нові способи визначення технічного стану лінії приводу прокатних клітей, що використовують:

- значення кута нахилу та коефіцієнту пропорційності апроксимуючої прямої кореляційного поля максимального динамічного та статичного моментів сил пружності;
- швидкість розповсюдження крутильної пружної хвилі вздовж лінії приводу від станини кліті до двигуна під час захвату штаби прокатними валками;
- час запізнення сигналу датчика тиску у гідравлічній системі врівноваження верхнього робочого валка і датчика кутової швидкості двигуна;
- відношення періодів коливань сигналу електромагнітного моменту двигуна;
- порівняння часу запізнення реакції моменту сил пружності або вібрації корпусного обладнання першої кліті при захваті в цій кліті та в режимі взаємодії двох клітей, коли відбувається захват штаби валками другої кліті;
- сигнали датчиків обертання деталей лінії приводу, які дозволяють визначити відносні фази знаходження сусідніх елементів при обертанні в робочому та протилежному напрямку.

11. Обґрунтовано, розроблено та досліджено нові способи по

зменшенню динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей шляхом:

- закриття кутових зазорів при короткочасному підйомі та опусканні опорного валка перед захватом штаби, при якому динамічна складова зменшується у 1,5-2,0 рази;
- закриття кутових зазорів при згинанні передньої частини штаби у жолоб та її розгинанні перед захватом штаби, при якому динамічна складова зменшується у 1,4-1,9 рази;
- збільшення часу заповнення осередку деформації при формуванні прямокутної трапеції на передній частині штаби, при якому динамічна складова зменшується у 1,55-2,5 рази;
- заміни синхронних двигунів на двигуни постійного струму та заміни редукторів на вали збільшеної довжини у лініях приводу чистової групи прокатних клітей стану 1680, при якому динамічна складова зменшується у 1,9-2,1 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев : Изд-во АН УССР, 1961. 160 с.
2. Кожевников С. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев : Наукова думка, 1986. 288 с.
3. Иванченко Ф. К., Полухин П. И., Тылкин М. А., Полухин В. П. Динамика и прочность прокатного оборудования. М.: Металлургия, 1970. 487 с.
4. Исследование динамики приводов главных линий ШСГП / А. И. Целиков, Б. Е. Житомирский, М. С. Гарцман и др. Доклады международного симпозиума по динамике тяжелых машин горной и металлургической промышленности. Донецк, 1974. С. 25–31.
5. Житомирский Б. Е., Гарцман С. Д., Филатов А. А. Повышение работоспособности прокатного оборудования за счет снижения динамических нагрузок. Металлургическое оборудование. Том № 33. Обзор ЦНИИИиТЭИпТТМ. Москва, 1982.
6. Иванченко Ф. К., Красношарпа В. А. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983. 295 с.
7. Адамия Р. Ш., Лобода В. М. Основы рационального проектирования металлургических машин. М.: Металлургия, 1984. 128с.
8. Коцарь С. Л., Третьяков В. А., Цупров А. Н., Поляков Б. А. Динамика процессов прокатки. М.: Металлургия, 1997. 225 с.
9. Petersen S. R. Impact torsional vibration of direct-current hot strip mill drive motors. *Iron Steel Eng.* 1964. № 10, P. 105–110.
10. Кэшей А. М., Воулкер Ф. С., Смолли А. О. Динамический удар в прокатных станах. *Труды Американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения.* 1972. № 2. С. 159–174.
11. Wright J. Mill drive system to minimize torque amplification. *Iron and Steel Engineer.* July, 1976. P. 56–60.
12. Wright J. Tuning mill drives to minimize dynamic torques. *Iron and Steel*

Eng. May, 1981. P. 35–37.

13. Шенерт Д., Томе Г. И. Системы привода как составная часть технологических агрегатов. *Черные металлы*. 1980. № 10. С. 20–27.

14. Гудехус Х. Расчет динамических нагрузок на детали приводов станов горячей прокатки с применением ЭВМ. *Черные металлы*. 1983. № 14. С. 8–14.

15. Лошкарев В. И. Определение оптимальных параметров главной линии рабочей клетки нереверсивного прокатного стана. Динамика металлургических машин. Сб. ст. ИЧМ. Т. XXXI. М.: Металлургия. 1969. С. 17–21.

16. Лошкарев В. И. Определение параметров трехмассовой системы, обеспечивающих заданные коэффициенты динамичности. Теория механизмов и машин. Харьков, 1971. Вып. 10, С. 33–37.

17. Кожевников С. Н., Скичко П. Я. Экспериментальное исследование главных линий чистовой группы клетей НТЛС 1680 завода «Запорожсталь». *Изв. ВУЗов Черная металлургия*. 1961 № 12. С. 179–184.

18. Кожевников С. Н., Большаков В. И. Исследование динамики приводной линии вертикальных валков слябинга. *Модернизация и автоматизация металлургического оборудования. Труды ИЧМ*. Т. XIX. М.: Металлургия, 1965. С. 72–78.

19. Влияние зазоров на динамические нагрузки в главной линии стана 2800 / В. И. Большаков, С. Н. Кожевников, Ю. Я. Кармазин, А. Н. Ленский и др. *Изв. ВУЗов Черная металлургия*. 1967. № 6. С. 162–168.

20. Экспериментальное определение моментов в чистовой группе широкополосного стана горячей прокатки 1680 / М. М. Сафьян, Я. Д. Василев, В. П. Холодный и др. В сб. «Обработка металлов давлением» (ДМетИ). Вып. 56. М.: Металлургия, 1971. С. 175–178.

21. Влияние зазоров на динамические нагрузки в главной линии стана 2800 / В. И. Большаков, С. Н. Кожевников, Ю. Я. Кармазин, А. Н. Ленский и др. *Изв. ВУЗов Черная металлургия*. 1967. № 6. С. 162–168.

22. Большаков В. И. Динамика замкнутой электромеханической системы с нелинейными упругими связями. Динамика машин.

М.: Машиностроение, 1969. С. 64–73.

23. Экспериментальное исследование перемещения валков в период захвата полосы / С. Н. Кожевников, М. М. Сафьян, П. Я. Скичко, В. И. Большаков и др. Прокатное производство. Труды ИЧМ. Т. XXIX. М.: Металлургия, 1969. С. 395–400.

24. Опыт исследования динамики главных приводов прокатных станов с учетом упругих связей и зазоров / С. Н. Кожевников, П. Я. Скичко, А. Н. Ленский и др. Динамика металлургических машин. Сб. статей ИЧМ. Т. XXXI. М.: Металлургия. 1969. С. 5–13.

25. Динамические процессы в главных линиях клетей широкополосных станов / В. В. Веренев, В. И. Большаков, Ю. Н. Белобров и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1998. № 4. С. 64–66.

26. Плахтин В. Д. Подбор рабочих валков широкополосных станов в зависимости от угловых зазоров в линии привода. *Сталь*. 1999. № 3. С. 29–32.

27. Веренев В. В., Большаков В. И., Подобедов Н. И. Частотные свойства главных приводных линий клетей широкополосных станов. *Сталь*. 2001. № 4. С. 55–58.

28. Веренев В. В., Даличук А. П. Взаимодействие смежных клетей непрерывного стана через прокатываемую полосу. *Межвузовский тематич. сб. «Защита металлургических машин от поломок»*. Мариуполь, 2000. Вып. 5. С. 43–47.

29. Веренев В. В., Путноки А. Ю., Клевцов О. М. Экспериментальное исследование взаимодействия черновых клетей стана 1680 при непрерывной прокатке слябов. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2003, № 2. С. 51–53

30. Большаков В. И., Буцукин В. В. Оценка влияния податливого элемента на жесткость механической системы. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2003. № 2. С. 87–89.

31. Веренев В. В. Взаимосвязь колебательных процессов в упругих системах прокатной клетки. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2005. № 1. С. 100–103.

32. Діагностика і динаміка прокатних станів : монографія. / В. В. Вереньов, В. І. Большаков, О. Ю. Путнокі та ін. Дніпропетровськ : ІМА пресс, 2007. 144 с.
33. Динамічні процеси у клітях широкоштабового стану 1680 : монографія / В. В. Вереньов, В. І. Большаков, О. Ю. Путнокі та ін. Дніпропетровськ : ІМА пресс, 2011. 184 с.
34. Вереньов В. В. Динамічні процеси у штабових станах холодної прокатки : монографія. Дніпропетровськ : ЛІРА, 2015. 112 с.
35. Вереньов В. В., Подобєдов М. І. Динаміка прокатного стана «Слябінг 1150». Дніпро : Ліра, 2022. 82 с.
36. Вереньов В. В., Путнокі О. Ю., Подобєдов М. І. Перехідні процеси при безперервній прокатці : монографія. Літограф, 2017. 116 с.
37. Вереньов В. В., Подобєдов М. І. Динаміка прокатки зварних швів. *Information Technologies in Metallurgy and Machine building – ITMM 2020 : International scientific and technical conference*. 2020. С. 117–122.
38. Артюх Г. В., Артюх В. Г., Артюх В. С. К вопросу защиты от поломок непрерывных широкополосных станов. Межвузовский тематич. сб. «Защита металлургических машин от поломок». Вып. 2. Мариуполь, 1997. С. 58–68.
39. Анализ причин аварий оборудования листопрокатных станов и меры по их предупреждению / А. Ф. Кирсанов, В. Ф. Кузерман, Б. Н. Виноградов и др. Обзор. информ. Ин-та «Черметинформация». Сер. «Эксплуатация и ремонт металлургического оборудования». М.: Институт «Черметинформация», 1985. 36 с.
40. Мюллер В. Обзор повреждений в приводах прокатных станов. *Черные металлы*. 1996. № 25–26. С. 9–14.
41. Виды повреждений зубчатых передач металлургических приводов / В. В. Белоха, Б. П. Рябов, М. Ю. Бишко и др. Обзор. Информационная серия «Эксплуатация и ремонт металлургического оборудования». М.: Институт «Черметинформация», 1990. Вып. 2. 15 с.
42. Аш А., Айгнер К. Повышение эффективности эксплуатации широкополосного стана горячей прокатки благодаря использованию

современных элементов привода. *Черные металлы*. 2001. № 3. С. 28–36.

43. Повышение работоспособности прокатного оборудования за счет снижения динамических нагрузок / Б. Е. Житомирский, С. Д. Гарцман, А. А. Филатов и др. *Металлургическое оборудование* (ЦНИИТЭИтяжмаш). М., 1982. № 33. 47 с.

44. Суворов И. К., Тиц Ю. В., Плахтин В. Д. Исследование надежности оборудования непрерывного широкополосного стана 1700 горячей прокатки. *Сталь*. 1976. № 2. С. 152–155.

45. Надежность клетей главной линии НТЛС 1680 / О. М. Клевцов, И. Т. Махницкий, В. К. Цапко, В. И. Гриневич и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1999. № 4. С. 100–102.

46. Большаков В. И., Поздняков В. П. Перспективное направление уменьшения нагрузок приводов чистовой группы клетей непрерывного листопрокатного стана. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2003. № 6. С. 88–91.

47. Правила технической эксплуатации механического оборудования НШСГП. ВНИИмехчермет, 1982. 187 с.

48. Временное положение о техническом обслуживании и ремонтах (ТОиР) оборудования. ВНИИОчермет, 1983. 270 с.

49. Коллакот Р. А. Диагностирование механического оборудования. Ленинград : «Судостроение», 1980. 296 с.

50. Генкин М. Ф., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.

51. Гаймюллер Г., Клаппрот У., Лейтриц У. Диагностика агрегатов в прокатных цехах. *Черные металлы*. 1996. № 12. С. 48–50.

52. Системы диагностики и мониторинга в черной металлургии / Х. Айгнер, Г. Хелекаль, В. Хохрайтер и др. *Черные металлы*. 2001. С. 41–45.

53. Аренс М. RoCoCo-модульная система наблюдений за работой прокатных установок. *Черные металлы*. 1999. С. 18–23.

54. Большаков В. И., Праздников А. А. Автоматизированная система диагностики гидроприводов загрузочных устройств. Сб. тр. ИЧМ

«Фундаментальные и прикладные проблемы ЧМ». Киев : «Наукова думка», 1995. С. 69–77.

55. Большаков В. И. Определение нагрузок и диагностика металлургического оборудования. Сб. трудов Международного научно-технического симпозиума. Львов, 2001. С. 78–79.

56. Седуш В. Я., Авакумов С. И., Сидоров В. А., Дорофеевская Н. В. Роль технической диагностики в организации ремонтов на металлургических предприятиях. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1998. № 4. С. 32–34.

57. Седуш В. Я., Сопилкин Г. В., Сидоров В. А. Современные методы и средства диагностики механического оборудования. *Бюллетень «Черная металлургия»*. АО «Черметинформация», 1991. № 10. С. 41–47.

58. Системы диагностики и мониторинга в черной металлургии / Х. Айгнер, Г. Хелекаль, В. Хохрайтер и др. *Черные металлы*. 2001. С. 41–45.

59. Парцевский А. Б., Тарасова Л. К. Диагностика металлургического оборудования на заводах Японии. *Бюллетень Черная металлургия*. 1984. № 7. С. 26–34.

60. Гаймюллер Г., Клаппрот У., Лейтриц У. Диагностика агрегатов в прокатных цехах. *Черные металлы*. 1996. № 12. С. 48–50.

61. Шварц М., Вайсбурх Ф. Анализ работы оборудования на проволочном стане фирмы Вальцдрат Хохфельд. *Черные металлы*. 1996. С. 30–37.

62. Мекел Дж., Геропп В., Аш А. Применение компьютеризированных систем наблюдения и диагностики на прокатных станах. *Черные металлы*. 1999. № 12. С. 53–60.

63. Беттнер Д., Унгерер В. Возможности обеспечения качества путем контроля технологии и состояния оборудования на станах холодной прокатки. *Черные металлы*. 1997. № 12. С. 20–26.

64. Зайцек Х., Айгнер Х., Хелекаль Г. Широкий мониторинг листопрокатного завода Voestalpine Stahl. METEC Congress-2003 : Proceedings 3rd European Rolling Conference ERC 2003, Dusseldorf, 16-20 June 2003. С. 419–

422.

65. Добрынин С. А., Фельдман М. С., Фирсов Г. И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 224 с.

66. Пат. 70137А Україна, МПК⁷ Спосіб визначення технічного стану устаткування крутильної системи лінії головного приводу прокатної кліті / В. В. Вереньов, О. М. Юнаков, А. П. Далічук та ін. (Україна); заявник і патентовласник НПО "ДОНІКС". № 20031212642 ; заявл. 26.12.2003 ; опубл. 15.09.2004. Бюл. № 9.

67. Пат. № 87827 Україна, МПК (2009) G01M7/00, G01M 15/00. Спосіб визначення зміни технічного стану зчленування робочий валок - шпиндель лінії головного приводу прокатної кліті / В. В. Вереньов, М. І. Подобєдов, О. Ю. Путнокі та ін. (Україна). № а 2006 07272 ; заявл. 30.06.2006 ; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16.

68. Пат. № 79681 Україна, МПК B21B 28/00 G01M 13/00 G01N 3/56 Спосіб діагностики підшипникових опор головної лінії приводу прокатного стану / В. І. Большаков, П. В. Крот, В. В. Коренной, К. В. Соловйов, А. П. Далічук. заявл. 19.09.2005 ; опубл. 10.07.2007, Бюл. № 10.

69. Пат. № 79859 Україна, МПК B21B 28/00 G01N 3/56 G01M 7/02 Спосіб діагностики зносу елементів трансмісій прокатних клітей / В. І. Большаков, П. В. Крот, В. В. Коренной, К. В. Соловйов, А. П. Далічук. заявл. 19.09.2005 ; опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11.

70. Голубенцев А. Н. Интегральные методы в динамике. К.: Техніка, 1967. 350 с.

71. Лошкарев В. И. Определение параметров трехмассовой системы, обеспечивающих заданные коэффициенты динамичности. *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1971. Вып. 10. С. 33–37.

72. Конструктивные пути уменьшения динамических нагрузок в клетях прокатных станов / Ю. Н. Белобров, В. И. Большаков, В. В. Веренев и др. *Бюллетень «Черная металлургия»*. 1998. Вып. 304. С. 52–55.

73. Уменьшение динамических нагрузок в приводе широкополосных

станов / В. В. Веренев, В. И. Большаков, Ю. Н. Белобров и др. *Сталь*. 1999. № 1. С. 35–38.

74. Большаков В. И. Исследование электромеханической системы с пружинным амортизатором на электронной модели. «Модернизация и автоматизация металлургического оборудования». Труды ИЧМ. Т. XIX. М.: Металлургия, 1965. С. 150–154.

75. Ленский А. Н., Большаков В. И. Моделирование механической системы с фрикционной муфтой сцепления. «Модернизация и автоматизация оборудования прокатных станов». Труды ИЧМ. Т. XXVII. М.: Металлургия, 1967. С. 144–154.

76. Большаков В. И. Рассеяние энергии свободных колебаний электромеханической системы электродвигателем. В сб. «Рассеяние энергии при колебании упругих систем». Киев : Наукова думка, 1968. С. 448–45.

77. Исследование влияния параметров системы управления электродвигателем на динамические нагрузки привода прокатного стана / А. Н. Ленский, В. И. Большаков, И. П. Борщ, С. А. Чикаренко. «Динамика металлургических машин». Труды ИЧМ. Т. XXXI. М.: Металлургия, 1969. С. 57–64.

78. Большаков В. И., Стрюк В. И. Расчет и исследование металлорезиновых амортизаторов для гашения вибрационных нагрузок металлургических машин. *Сталь*. 1969. № 4. С. 305.

79. Влияние зазоров на динамические нагрузки в главной линии стана 2800 / В. И. Большаков, С. Н. Кожевников, Ю. Я. Кармазин, А. Н. Ленский, М. М. Сафьян, А. П. Чекмарев. *Известия вузов. Черная металлургия*. 1967. № 6, С. 162–168.

80. А. с. № 1148658 СССР, МКИ В21В 1/26. Способ горячей прокатки в непрерывной универсальной клетки / З. П. Каретный, С. Л. Коцарь, Г. В. Рассомахин, В. А. Третьяков, В. Н. Хлопонин.

81. А. с. № 279748 СССР. МКИ В21В 35/02. Способ управления электродвигателем привода валков непрерывного прокатного стана / Г. В. Бобылев. Оpubл. 26.08.1970.

82. А. с. № 745569 СССР. МКИ В21В 35/00. Способ выборки люфтов в приводе прокатной клетки кварто / А. Д. Белянский, Ю. В. Гесслер, А. Д. Елишевич, И. М. Меерович, В. А. Панкин, М. Я. Ройзен, А. Е. Руднев.

83. Рахманов С. Р., Вышинский В. Т., Тополов В. Л. Безззорное функционирование и устранение нагружения ветвей линии привода прокатного стана. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2009. № 5. С. 107–110.

84. Хлопонин В. Н., Коцарь С. Л., Третьяков В. А. Снижение динамических нагрузок при захвате металла валками. *Известия ВУЗов черной металлургии*. 1986. № 11, С. 153–154.

85. Заявка № 62-64814, Япония. Способ и устройство для регулирования привода прокатного стана.

86. Системы точного уравнивания шпинделей прокатного стана / С. Л. Коцарь, А. Н. Цупров, А. Д. Белянский и др. *Сталь*. 1982. № 7. С. 42–44.

87. А. с. № 910247 СССР, МКИ В21В 35/14. Способ настройки шпиндельного устройства / А. Д. Белянский, А. А. Восканьянц, С. Д. Гарцман, Б. Е. Житомирский, З. П. Каретный, А. А. Коханюк, М. Б. Милич, В. И. Пономарев, О. Г. Сахаров, В. П. Середкин, А. А. Филатов.

88. Konno Y., Shibuya S., Tanaka S. Анализ динамических нагрузок при неустановившихся режимах прокатки полос и методы их снижения на промышленных станах. Analysis of mechanism of unsteady load in strip rolling processes and its control in commercial lines. *Kawasaki Steel Techn. Rept.* 2001. № 45. С. 50–56. 15 ил. Библиограф. 10. Англ.

URL: https://www.jfe-steel.co.jp/archives/en/ksc_giho/no.45/050-056.pdf

89. Прокатные станы и методы их модификации. Rolling mill, looseness eliminating device of roll bearing housing, rolling method, method of modifying rolling mill and hot finishing tandem rolling equipment: Пат. 6748782 США МПК⁷ В 21 В 29/00 / Hitachi Ltd, Nakajima Yukio, Sakanaki Takao, Kamoshita Takashi, Kaga Shinichi. № 10/088471 ; заявл. 01.03.2000 ; опубл. 15.06.2004; НПК 72/241.8. Англ.

90. Способ прокатки. Rolling method: Пат. 6412322 США, МПК⁷ В 21 В

37/72 / Kawasaki Steel Corp., Hyakutake Junji, Okamura Isamu № 09/700022; заявл. 13. 03. 2000 ; опубл. 02. 07. 2002 ; НПК 72/11.5 Англ.

91. Способ производства горячекатаной полосы: Пат. № 2203747 Россия, МПК⁷ В 21 В 1/26 / Е. П. Сергеев, Л. В. Малинин, В. В. Глухов, А. М. Ламухин, А. И. Трайно ; патентообладатель ОАО "Северсталь". № 2001114889/02 ; заявл. 30.05.2001 ; опубл. 10.05.2003. Рус.

92. Сафьян М. М., Большаков В. И., Василев Я. Д. Влияние формы переднего конца листа на величину динамических нагрузок в линии передачи стана. «Прокатное производство». Труды ИЧМ. Т. XXIX. М.: Металлургия, 1969. С. 105–110.

93. Скичко П. Я., Веренев В. В. Снижение ударных нагрузок в непрерывных широкополосных станах. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1979. № 1. С. 57–59.

94. Скичко П. Я., Веренев В. В. Уменьшение динамических нагрузок на непрерывных широкополосных станах горячей прокатки. *Черная металлургия. Бюл. ин-та «Черметинформация»*. 1982. Вып. 5 (913). С. 58–59.

95. Снижение ударных нагрузок на широкополосных станах горячей прокатки / Веренев В. В., Кукушкин О. Н., Пономарев В. И. и др. *Черная металлургия. Бюл. ин-та «Черметинформация»*. М., 1989. № 11. С. 25–35.

96. Усуги Т., Хаяси К. Устройство для демпфирования горизонтальных ударных нагрузок и вибрации клетки на стане горячей прокатки. *Бюллетень «Черная металлургия»*. 2005. № 6. С. 52–55. 5 ил. Библ. 4, Рус.

97. Способ и устройство для соединения концов раскатов на полосовом стане горячей прокатки. Method of bonding metal plates, apparatus therefor and hot strip mill Пат. 6213381 США, МПК⁷ В 21 D 21/00 / Hitachi, Ltd, Funamoto Takao, Nagakubo Gen, Mashiko Takashi. Ishikawa Fuminori, Nishino Tadaahi, Yoshimura Yvsutsugu, Kajiwara Toahiyuki, Yaaudo. Kenichi Nihei Mitauo. Такакига Yoahio, Shimoguma Hironori. № 09/208021 ; заявл. 09.12.1998 ; опубл. 10.04.2001, НПК 228/141.1. Англ.

98. Коренной В. В. Обзор исследований динамики переходных процессов в линиях приводов металлургических машин. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ*

«Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии». Днепропетровск, 2007. Вып. 15. С. 250–265.

99. Веренев В. В., Подобедов Н. И., Коренной В. В., Даличук А. П. Повышение информативности измеряемых параметров на прокатном стане. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2010. Вып. 22. С. 305–314.

100. Веренев В. В., Подобедов Н. И., Коренной В. В. Расчетно-эмпирический метод определения динамических нагрузок в прокатных клетях. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Днепропетровск, 2014. Вып. 28. С. 206–210.

101. Krot P. V., Korennoy V. V. Vibration diagnostics of rolling mills based on nonlinear effects in dynamics. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Динаміка і міцність машин.* 2016. № 26. С. 118–123.

102. Диагностика прокатных станов на основе динамических моделей / П. В. Крот, В. В. Коренной, К. В. Соловьев (ИЧМ), А. А. Ермоленко, С. В. Мацко («Запорожсталь»). *Сб. науч. тр. Нац. гор. Университета.* Днепропетровск, 2004. Т. 5, № 19. С. 63–71.

103. Рахманов С. Р., Коренной В. В. Динамические особенности функционирования главных приводов станов продольной прокатки с учетом зазоров в сочленениях. *Металлургическая и горнорудная промышленность.* 2015. № 7. С. 142–150.

104. Машины и агрегаты металлургических заводов : в 3 т. Т. 2. / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Металлургия, 1988. 432 с.

105. Большаков В. И., Крот П. В., Веренев В. В., Даличук А. П., Коренной В. В. Применение нестационарных режимов работы прокатных станов для диагностики зазоров. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии».* Киев : Наукова думка, 2004. Вып. 9. С. 208–219.

106. Филатов А. А., Гарцман С. Д. Определение нагрузок в шестеренных

клетях и редукторах прокатных станов. *Сталь*. 2003. № 8. С. 41–45.

107. Диагностирование механического оборудования металлургических предприятий / В. Я. Седуш, В. М. Кравченко, В. А. Сидоров и др. Донецк, 2004. 98 с.

108. Борисенко В. Ф., Сидоров В. А., Григорьев С. В. К оценке состояния электромеханической системы привода прокатной клетки на базе результатов вибрационного обследования. *Вибрация машин. Измерение, снижение, защита*. 2006. № 3(6). С. 13–21.

109. Опыт диагностирования приводов трубопрокатных станов / В. Я. Седуш, В. А. Сидоров, С. И. Аввакумов и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1993. № 4. С. 67–69.

110. Техническая диагностика механического оборудования / Сидоров В. А., Кравченко В. М., Седуш В. Я. и др. Донецк, 2003. 125 с.

111. Генкин М. Д. Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами. Москва : Наука, 1971. 256 с.

112. Целиков А. И., Бондаренко А. М., Житомирский Б. Е. Исследование и изыскание путей снижения динамических нагрузок, действующих на корпусные и крепежные детали элементов трансмиссии главных приводов прокатных станов. *Машиноведение*. 1977. № 5. С. 47–52.

113. Смирнов В. В., Яковлев Р. А. Механика приводов прокатных станов. Москва : Металлургия, 1977. 216 с.

114. Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колесами. Институт Машиноведения АН СССР, 1961. 120 с.

115. О математическом моделировании колебаний прямозубых колёс в связи с задачей их акустической диагностики / Ф. Я. Балицкий, М. Д. Генкин, А. А. Кобринский и др. *Акустическая динамика машин и конструкций*. М.: Наука, 1973. С. 44–50.

116. Коренной В. В. Силовые и вибродинамические процессы в редукторах чистовых клеток 5 и 6 НТЛС 1680. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2008. Вып. 18. С. 276–282.

117. Подобедов Н. И. Влияние параметров несущих опор на распределение контактной нагрузки в зубчатых зацеплениях. *Защита металлургических машин от поломок*. Мариуполь, 2003. Вып. 7. С. 71–72.

118. Krot P., Korennoi V., Zimroz R. Vibration-Based Diagnostics of Radial Clearances and Bolts Loosening in the Bearing Supports of the Heavy-Duty Gearboxes. *Sensors*. 2020. 20 (24). P. 7284. <https://doi.org/10.3390/s20247284>

119. Заблонский К. И. Жесткость зубчатых передач. Киев : Техника, 1967. 259 с.

120. Коренной В. В. Моделирование динамических процессов в редукторах прокатных клетей. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2015 № 7. С. 127–132.

121. Пат. 86640 С2 Україна, МПК (2009) G01M 7/00 G01M 13/00. Спосіб визначення технічного стану зубчатого зацеплення редуктора лінії приводу прокатної кліті / В. В. Вереньов, А. П. Далічук, В. В. Коренной, С. В. Мацко, О. В. Сімененко, А. О. Єрмоленко, Д. В. Телюк, С. М. Вишневецький, О. І. Войтович, О. Ю. Путнокі. № а 200702387 ; заявл. 05.03.2007 ; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.

122. Verenev V. V., Podobedov N. I., Korennoy V. V. New methods of monitoring and diagnostics of the technical state of rolling mills. *Metallurgical and Mining Industry*. 2015. No. 7(11). P. 143–147.

123. Сивухин Д. В. Общий курс физики. Т. 1. Механика. Москва : Наука, 1979. С. 421–423.

124. Даличук А. П., Коренной В. В., Мацко С. В., Цымбал П. П., Антонюк А. А. Переходные процессы в главных приводах чистовых клетей стана 1680. *Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні*. Краматорськ : ДДМА. 2008. № 1(19). С. 304–307.

125. Система диагностирования технического состояния оборудования прокатных клетей / В. В. Веренев, А. П. Даличук, В. В. Коренной, С. В. Мацко, Д. В. Телюк, П. П. Цымбал, А. А. Ермоленко, В. А. Яценко. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2008. № 5. С. 36–38.

126. Веренев В. В., Мацко С. В., Коренной В. В., Даличук А. П.

Особенности динамических процессов в клети дуо стана 1680. *Сталь*. 2013. № 10. С. 31–33.

127. Пат. 87575 Україна, МПК В21В 28/00. Спосіб визначення технічного стану ділянок лінії головного приводу першої кліті при безперервній прокатці заготовки у двох суміжних клітях / В. В. Вереньов, А. П. Далічук, В. В. Коренной, О. Ю. Путнокі, О. В. Сімененко, С. В. Мацко, В. О. Яценюк, О. С. Шелудченко, Д. В. Телюк, С. М. Вишневецький. № а 200712228; заявл. 05.11.2007; опубл. 27.07.2009, Бюл. № 14.

128. Коренной В. В., Даличук А. П., Веренев В. В. Опыт определения технического состояния редуктора прокатной клети. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2006. Вып. 13. С. 293–298.

129. Krot P., Korennoi V., Zimroz R., Szrek J. Angular Backlashes Monitoring in Heavy Industrial Machines. *Advances in Technical Diagnostics II. ICTD 2022. Applied Condition Monitoring*. Springer, Cham, 2023. Vol. 21. P. 212–228. DOI: doi.org/10.1007/978-3-031-31719-4_22.

130. Безударный захват полосы клетями чистовой группы стана. / С. Л. Коцарь, Б. А. Поляков, А. Н. Цупров и др. *Сталь*. 1980. № 3. С. 213–215.

131. Пат. РФ № 718192 Способ управления скоростным режимом чистовой группы клетей непрерывного широкополосного стана А21В 37/00 / С. Л. Коцарь, Б. А. Поляков, А. Н. Цупров и др. Опубл. 28.02.1980.

132. Пат. РФ № 771839 Способ выборки зазоров в кинематической цепи прокатной клети Н02Р 5/46 / П. С. Гринчук, Ю. Т. Калашников, В. И. Пономарев и др. Опубл. 15.10.1980.

133. Коренной В. В., Веренев В. В., Юнаков А. М. Инженерное решение уменьшения динамических нагрузок в главных линиях черновых клетей кварто. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2012. Вып. 26. С. 181–186.

134. Подшипники качения : Справочник-каталог / под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

135. Скороход Н. Е., Заверюха В. Н., Серов В. И., Нижник П. П.

Устойчивость полос при боковом обжатии. *Известия ВУЗов. Черная металлургия*. 1975. № 5. С. 103–107.

136. Эффективность уменьшения ударных нагрузок в черновых клетях стана 1680 при прокатке слябов с фигурной кромкой / В. В. Веренев, А. П. Даличук, В. В. Коренной и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2009. № 5. С. 101–104.

137. Пат. 101198 С2 Україна, МПК В21В 1/26 (2006.01). Спосіб гарячої прокатки заготовки / В. В. Коренной, А. П. Далічук, М. І. Подобєдов. № а 201100111 ; заявл. 04.01.2011; опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5.

138. Динамические перегрузки в приводах клетей широкополосных станов / Веренев В. В., Большаков В. И., Белобров Ю. Н. и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1999. № 1. С. 72–75.

139. Вибродинамические процессы в клетях ШПС 1680 / С. В. Мацко, Д. В. Телюк, А. С. Шелудченко, В. В. Веренев, А. П. Даличук, В. В. Коренной. Тезисы докладов МНТК / ред. В. В. Чигиринский и др. Запорожье : ЗНТУ, 2007. С. 56–57.

140. Опыт исследования динамических процессов в клетях ШПС 1680 / В. В. Веренев, В. В. Коренной, О. В. Симененко и др. *Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні*. Краматорськ : ДДМА, 2009. № 1(20). С. 316–320.

141. Коренной В. В. Сравнительный анализ динамики различных схем главных линий листопрокатного стана. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2010. Вып. 21. С. 314–321.

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

ППР – планово-попереджувальний ремонт,
ІЧМ – Інститут чорної металургії ім.З.І. Некрасова НАН України,
АЦП – аналоговий цифровий перетворювач,
ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина,
АСУ – автоматична система управління,
ВТК – відділ технічного контролю,
ЕММ – електро-магнітний момент,
ППП – проміжний перемотувальний пристрій,
НКМЗ – Новокраматорський металургійний завод,

ДОДАТОК 1

Інформаційний файл параметрів при виконанні промислових вимірювань.

#МЕСТОРАСПОЛОЖЕНИЕ___: ПАТ "Запоріжсталь"
 #НАИМЕНОВАНИЕ ОБЪЕКТА: ШСГП 1680
 #ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА_: 15°C
 #ДАТА ИЗМЕРЕНИЙ___: 14 листопада 2006
 #НАЧАЛО ЗАПИСИ___: 08:16:23:60
 #КОНЕЦ ЗАПИСИ___: 12:05:32:15
 #КОММЕНТАРИИ___: є/немає
 #___НОМЕР ПЛАВКИ___: (АСУ)
 #___МАРКА СТАЛИ___: (АСУ)
 #___ТИП СЛИТКА___: (АСУ) (розміри та номер в плавці)
 #___ТЕМПЕРАТУРА (°C)_: (АСУ) (на вході/виході)
 #___ОБЖАТИЯ___(мм): (АСУ) (по клітям)
 #___СКОРОСТЬ___(м/с): (АСУ) (по клітям)
 #___ДИАМЕТРЫ РВ (мм)_: (АСУ) (верх|нижн)-(верх|нижн)-(верх|нижн)-(верх|нижн)-(верх|нижн)

#ЧИСЛО КАНАЛОВ ЗАПИСИ: 8

#НОМЕР КАНАЛА___: 1
 #___УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 2
 #___ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #___ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: униз
 #___КЛЕТЬ___: 5
 #___ТОЧКА ПО СХЕМЕ___: проміжний вал
 #___НАИМЕНОВАНИЕ___: крутний момент
 #___ТИП СИГНАЛА___: первинний
 #___РАЗМЕРНОСТЬ___: 12 разрядів
 #ТИП ПРИБОРА___: №2
 #___НОМЕР СЕРИЙНЫЙ___: 1/3
 #___ТИП ДАТЧИКА___: тензоміст
 #___ДЕВИАЦИЯ___: 60Кгц
 #___РАЗМЕРНОСТЬ ДАННЫХ___: кН*м
 #___МАСШТАБНЫЙ КОЭФФ___: _
 #___КОММЕНТАРИИ___: верх(610мм) нижн(608мм)

#НОМЕР КАНАЛА___: 2
 #___УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 2
 #___ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #___ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вниз
 #___КЛЕТЬ___: 6
 #___ТОЧКА ПО СХЕМЕ___: проміжний вал
 #___НАИМЕНОВАНИЕ___: крутний момент
 #___ТИП СИГНАЛА___: первинний
 #___РАЗМЕРНОСТЬ___: 12 разрядів
 #ТИП ПРИБОРА___: №5
 #___НОМЕР СЕРИЙНЫЙ___: 1/1
 #___ТИП ДАТЧИКА___: тензоміст
 #___ДЕВИАЦИЯ___: 60Кгц
 #___РАЗМЕРНОСТЬ ДАННЫХ___: кН*м
 #___МАСШТАБНЫЙ КОЭФФ___: _
 #___КОММЕНТАРИИ___: верх(605мм) нижн(603мм)

#НОМЕР КАНАЛА___: 3
 #___УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 1
 #___ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР:
 #___ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вниз
 #___КЛЕТЬ___: 5
 #___ТОЧКА ПО СХЕМЕ___: кабель у машзалі
 #___НАИМЕНОВАНИЕ___: електро-магнітний момент
 #___ТИП СИГНАЛА___: первинний
 #___РАЗМЕРНОСТЬ___: 12 разрядів
 #___ТИП ПРИБОРА___: ABB System
 #___РЕЖИМ ИЗМЕРЕНИЙ___:
 #___КОММЕНТАРИИ___: кл.5-9 контроллери передают з періодом 50ms +-10v
 #___РАЗМЕРНОСТЬ ДАННЫХ___: кН*м

#_МАСШТАБНЫЙ_КОЭФФ____: _

#НОМЕР КАНАЛА_____: 4
 #__УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 1
 #__ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #_ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вверх
 #__КЛЕТЬ_____: 5
 #__ТОЧКА_ПО СХЕМЕ_____: 1
 #__НАИМЕНОВАНИЕ_____: віброшвидкість
 #__ТИП СИГНАЛА_____: первинний
 #__РАЗМЕРНОСТЬ_____: дискрети
 #__КОММЕНТАРИИ_____: dirinfo

#НОМЕР КАНАЛА_____: 5
 #__УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 1
 #__ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #_ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вверх
 #__КЛЕТЬ_____: 5
 #__ТОЧКА_ПО СХЕМЕ_____: 2
 #__НАИМЕНОВАНИЕ_____: віброшвидкість
 #__ТИП СИГНАЛА_____: первинний
 #__РАЗМЕРНОСТЬ_____: дискрети
 #__КОММЕНТАРИИ_____: dirinfo

#НОМЕР КАНАЛА_____: 6
 #__УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 1
 #__ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #_ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вверх
 #__КЛЕТЬ_____: 5
 #__ТОЧКА_ПО СХЕМЕ_____: 3
 #__НАИМЕНОВАНИЕ_____: віброшвидкість
 #__ТИП СИГНАЛА_____: первинний
 #__РАЗМЕРНОСТЬ_____: дискрети
 #__КОММЕНТАРИИ_____: dirinfo

#НОМЕР КАНАЛА_____: 7
 #__УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 1
 #__ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #_ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вверх
 #__КЛЕТЬ_____: 5
 #__ТОЧКА_ПО СХЕМЕ_____: КМ
 #__НАИМЕНОВАНИЕ_____: оберти коренной муфты
 #__ТИП СИГНАЛА_____: первинний
 #__РАЗМЕРНОСТЬ_____: 12 разрядів

#НОМЕР КАНАЛА_____: 8
 #__УСИЛЕНИЕ НА ПЛАТЕ: 1
 #__ВНЕШНИЙ ДЕЛИТЕЛЬ_: немає
 #НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЗИСТОР: немає
 #_ПОЛЯРНОСТЬ СИГНАЛОВ: вверх
 #__КЛЕТЬ_____: 5
 #__ТОЧКА_ПО СХЕМЕ_____: Д
 #__НАИМЕНОВАНИЕ_____: оберти валу двигателя
 #__ТИП СИГНАЛА_____: первинний
 #__РАЗМЕРНОСТЬ_____: 12 разрядів

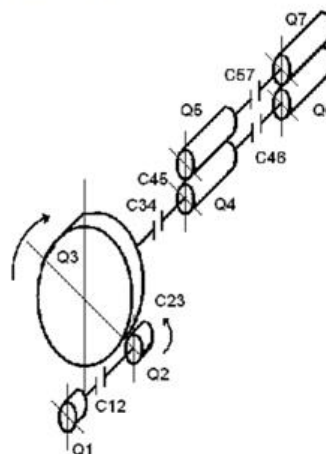
#ЧАСТОТА ЗАПИСИ_(Гц): 62800
 #РЕЖИМ РАБОТЫ КАНАЛОВ: 16/32

ДОДАТОК 2

Приклад текстової частини математичної моделі руху елементів лінії
приводу кліті 6 стану 1680, реалізованої у пакеті програми MathCad 2000

Кліть 6 НТЛС 1680

$$\begin{aligned}
 Q1 &:= 6330 & Q2 &:= 300 & Q3 &:= 55000 \\
 Q4 &:= 300 & Q5 &:= 300 & & \text{kg} \cdot \text{m}^2 \\
 Q6 &:= 1250 & Q7 &:= 1250 & & \\
 C12 &:= 28 \cdot 10^6 & C34 &:= 100 \cdot 10^6 & & \frac{\text{H} \cdot \text{m}}{\text{rad}} \\
 C46 &:= 10.5 \cdot 10^6 & C57 &:= 10.5 \cdot 10^6 & & \\
 a &:= 0 & b &:= 1 & h &:= 5000 & t &:= a \cdot \frac{b-a}{h} \dots b \\
 & & & & & \text{редуктор} \\
 Z2 &:= 26 & Z3 &:= 122 & \text{mod} &:= 24 & \alpha &:= 20 \\
 \text{mod} &:= \text{mod} \cdot 10^{-3} & & & \alpha &:= \alpha \cdot \frac{\pi}{180} \\
 R2 &:= \frac{\text{mod} \cdot Z2}{2} & R3 &:= \frac{\text{mod} \cdot Z3}{2} \\
 R2 &= 0.312 & R3 &= 1.464 & & \text{m} \\
 m2 &:= 6700 & m3 &:= 47300 & & \text{kg} \\
 P2 &:= m2 \cdot g & P3 &:= m3 \cdot g \\
 P2 &= 65704.555 & P3 &= 4.63855 \times 10^5 & & \text{H} \\
 d2 &:= 0.1 \cdot 10^{-3} & m & & d3 &:= 0.1 \cdot 10^{-3} & \text{m}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 I &:= \frac{R3}{R2} & I &= 4.69231 & g &:= 9.80665 \cdot 1 & & \frac{\text{H}}{\text{kg}} \\
 C2\text{pod} &:= 79.4 \cdot 10^8 & C3\text{pod} &:= 123 \cdot 10^8 & & \frac{\text{H}}{\text{m}} \\
 C2\text{pod} &:= 79.4 \cdot 10^8 & C3\text{pod} &:= 123 \cdot 10^8 & & \frac{\text{H}}{\text{m}} \\
 C23z &:= 245 \cdot 10^8 & & & & \frac{\text{H}}{\text{m}}
 \end{aligned}$$

Шестеренна кліть

$$\begin{aligned}
 Z4 &:= 22 & Z5 &:= 22 & \text{mod} &:= 25 & \text{mod} &:= \text{mod} \cdot 10^{-3} & m4 &:= 6600 & m5 &:= 5600 & & \text{kg} \\
 R4 &:= \frac{\text{mod} \cdot Z4}{2} & R5 &:= \frac{\text{mod} \cdot Z5}{2} \\
 R4 &= 0.275 & R5 &= 0.275 & & \text{m} \\
 C4\text{pod} &:= 130.8 \cdot 10^8 & C5\text{pod} &:= 79.4 \cdot 10^8 & & \frac{\text{H}}{\text{m}} & C45z &:= 301 \cdot 10^8 & & \frac{\text{H}}{\text{m}} & d4 &:= 0.1 \cdot 10^{-3} & \text{m} & d5 &:= 0.1 \cdot 10^{-3} & \text{m}
 \end{aligned}$$

Електродвигун

$$\begin{aligned}
 n_{dv} &:= 350 \cdot 1 & & \frac{\text{ob}}{\text{min}} \\
 M_d &:= 175000 & & \text{H} \cdot \text{m} \\
 H &:= 15 \cdot 10^3 \\
 M6\text{prok} &:= \frac{M_d \cdot R3}{2 \cdot R2} & M7\text{prok} &:= \frac{M_d \cdot R3 \cdot R5}{2 \cdot R2 \cdot R4} & & \text{H} \cdot \text{m} \\
 M6\text{prok} &= 4.10577 \times 10^5 & M7\text{prok} &= 4.10577 \times 10^5 & & \text{H} \cdot \text{m} \\
 Mdv(z) &:= H \cdot \left(n_{dv} - \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot z_1 \right) \\
 w_{dv} &:= n_{dv} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} & & \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\
 w_{dv} &= 36.65191 & & \frac{\text{rad}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Робочі валки

$$\begin{aligned}
 Dval &:= 600 \cdot 10^{-3} & \text{m} & \Delta h &:= 10 \cdot 10^{-3} & \text{m} & \phi_{zah} &:= \arccos \left(\frac{Dval - \Delta h}{Dval} \right) & & \frac{\text{rad}}{\text{Dval}} \\
 \phi_{zah} &= 0.18283 & t_{zah} &:= \frac{\phi_{zah}}{w_{dv} \cdot \frac{R2}{R3}} & & t_{zah} &= 0.02341 & \text{s} \\
 T_{nach} &:= 0 & T_{nar} &:= t_{zah} \\
 WlinHz &:= \frac{1 \cdot 0.25}{T_{nar}} & WlinHz &= 10.68085 \\
 t(z) &:= z_{30} \\
 Mpr1(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } 0 \leq z_{30} < T_{nach} \\ \frac{M6\text{prok}}{T_{nar}} \cdot (z_{30} - T_{nach}) & \text{if } T_{nach} \leq z_{30} < T_{nach} + T_{nar} \\ M6\text{prok} & \text{otherwise} \end{cases}
 \end{aligned}$$

Початкові умови

$$\begin{aligned}
 \phi_1 &:= 0 & \phi_2 &:= 0 & \phi_3 &:= 0 & \phi_4 &:= 0 & \phi_5 &:= 0 & \phi_6 &:= 0 & \phi_7 &:= 0 \\
 \omega_1 &:= w_{dv} & \omega_2 &:= w_{dv} & \omega_3 &:= w_{dv} \cdot \frac{R2}{R3} & \omega_4 &:= w_{dv} \cdot \frac{R2}{R3} & \omega_5 &:= w_{dv} \cdot \frac{R2}{R3} \cdot \frac{R4}{R5} & \omega_6 &:= w_{dv} \cdot \frac{R2}{R3} & \omega_7 &:= w_{dv} \cdot \frac{R2}{R3} \cdot \frac{R4}{R5} \\
 \omega_1 &= 36.65191 & \omega_2 &= 36.65191 & \omega_3 &= -7.81106 & \omega_4 &= -7.81106 & \omega_5 &= 7.81106 & \omega_6 &= -7.81106 & \omega_7 &= 7.81106 \\
 x_2 &:= 0 & x_3 &:= 0 & x_4 &:= 0 & x_5 &:= 0 & y_2 &:= 0 & y_3 &:= 0 & y_4 &:= 0 & y_5 &:= 0 \\
 vx_2 &:= 0 & vx_3 &:= 0 & vx_4 &:= 0 & vx_5 &:= 0 & vy_2 &:= 0 & vy_3 &:= 0 & vy_4 &:= 0 & vy_5 &:= 0 \\
 y_{_2} &:= \frac{-P2}{C2\text{pod}} - \frac{d2}{2} & y_{_3} &:= \frac{-P3}{C3\text{pod}} - \frac{d3}{2} & y_{_4} &:= \frac{-P4}{C4\text{pod}} - \frac{d4}{2} & y_{_5} &:= \frac{-P5}{C5\text{pod}} - \frac{d5}{2}
 \end{aligned}$$

$\Delta z_2(z) := [(z_{14} - y_2) \cdot 1 + (z_{16} - x_2) \cdot \tan(\alpha) \cdot 1 - z_2 \cdot R_2]$ $v\Delta z_2(z) := (z_{15} \cdot 1 - z_3 \cdot R_2) \quad v\Delta z_3(z) := (z_{19} \cdot 1 + z_5 \cdot R_3)$ $\Delta z_4(z) := [(z_{24} - x_4) \cdot 1 - (z_{22} - y_4) \cdot \tan(\alpha) \cdot 1 - z_6 \cdot R_4]$ $\Delta z_5(z) := [(z_{28} - x_5) \cdot 1 + (z_{26} - y_5) \cdot \tan(\alpha) \cdot 1 + z_8 \cdot R_5]$ $\Delta_{45}(z) := \Delta z_5(z) - \Delta z_4(z)$	$\Delta z_3(z) := [(z_{18} - y_3) \cdot 1 - (z_{20} - x_3) \cdot \tan(\alpha) \cdot 1 + z_4 \cdot R_3]$ $\Delta_{23}(z) := \Delta z_3(z) - \Delta z_2(z) \quad v\Delta_{23}(z) := v\Delta z_3(z) - v\Delta z_2(z)$ $v\Delta z_4(z) := (z_{25} \cdot 1 - z_7 \cdot R_4)$ $v\Delta z_5(z) := (z_{29} \cdot 1 + z_9 \cdot R_5)$ $v\Delta_{45}(z) := v\Delta z_5(z) - v\Delta z_4(z)$
Кутові зазори $k\Delta = 0$ - зак., $k\Delta = 1$ - відкр. Δ - величина люфта, рад	
$\Delta_{34} := 0.005$ $k\Delta_{34} := 0$ $\Delta_{46} := 0.02$ $k\Delta_{46} := 0.5$ $M_{34}(z) := -M_{34}(z)$ $\Delta_{57} := 0.02$ $k\Delta_{57} := 0.5$	$M_{12}(z) := \begin{cases} C_{12} \cdot [(z_0 - z_2) - k\Delta_{12} \cdot \Delta_{12}] & \text{if } [(z_0 - z_2) - k\Delta_{12} \cdot \Delta_{12}] > 0 \\ C_{12} \cdot [(z_0 - z_2) + (1 - k\Delta_{12}) \cdot \Delta_{12}] & \text{if } (z_0 - z_2) < -(1 - k\Delta_{12}) \cdot \Delta_{12} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $M_{34}(z) := \begin{cases} C_{34} \cdot [-(z_4 - z_6) - k\Delta_{34} \cdot \Delta_{34}] & \text{if } [-(z_4 - z_6) - k\Delta_{34} \cdot \Delta_{34}] > 0 \\ C_{34} \cdot [-(z_4 - z_6) + (1 - k\Delta_{34}) \cdot \Delta_{34}] & \text{if } -(z_4 - z_6) < -(1 - k\Delta_{34}) \cdot \Delta_{34} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $M_{46}(z) := \begin{cases} C_{46} \cdot [-(z_6 - z_{10}) - k\Delta_{46} \cdot \Delta_{46}] & \text{if } [-(z_6 - z_{10}) - k\Delta_{46} \cdot \Delta_{46}] > 0 \\ C_{46} \cdot [-(z_6 - z_{10}) + (1 - k\Delta_{46}) \cdot \Delta_{46}] & \text{if } -(z_6 - z_{10}) < -(1 - k\Delta_{46}) \cdot \Delta_{46} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$
$M_{46}(z) := -M_{46}(z)$ $\Delta_{23gear} := 0.2 \cdot 10^{-3}$ $k\Delta_{23} := 0$ $\Delta_{45gear} := 0.5 \cdot 10^{-3}$ $k\Delta_{45} := 0$ $P_{45z}(z) := -P_{45z}(z)$	$M_{57}(z) := \begin{cases} C_{57} \cdot [(z_8 - z_{12}) - k\Delta_{57} \cdot \Delta_{57}] & \text{if } [(z_8 - z_{12}) - k\Delta_{57} \cdot \Delta_{57}] > 0 \\ C_{57} \cdot [(z_8 - z_{12}) + (1 - k\Delta_{57}) \cdot \Delta_{57}] & \text{if } (z_8 - z_{12}) < -(1 - k\Delta_{57}) \cdot \Delta_{57} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$
Зазор у зубчатому зчепленні $k\Delta = 0$ - зак., $k\Delta = 1$ - відкр., Δ_{gear} - зазор, мм	
$P_{23z}(z) := \begin{cases} C_{23z} \cdot (\Delta_{23}(z) - k\Delta_{23} \cdot \Delta_{23gear}) & \text{if } (\Delta_{23}(z) - k\Delta_{23} \cdot \Delta_{23gear}) > 0 \\ C_{23z} \cdot [\Delta_{23}(z) + (1 - k\Delta_{23}) \cdot \Delta_{23gear}] & \text{if } \Delta_{23}(z) < -(1 - k\Delta_{23}) \cdot \Delta_{23gear} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $P_{45z}(z) := \begin{cases} C_{45z} \cdot (-\Delta_{45}(z) - k\Delta_{45} \cdot \Delta_{45gear}) & \text{if } (-\Delta_{45}(z) - k\Delta_{45} \cdot \Delta_{45gear}) > 0 \\ C_{45z} \cdot [-\Delta_{45}(z) + (1 - k\Delta_{45}) \cdot \Delta_{45gear}] & \text{if } -\Delta_{45}(z) < -(1 - k\Delta_{45}) \cdot \Delta_{45gear} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$	$PY_{2ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{14} - \frac{z_{14} \cdot d_2}{2 \cdot \sqrt{(z_{14})^2 + (z_{16})^2}} \right] \cdot C_{2pod} & \text{if } [(z_{14})^2 + (z_{16})^2] \geq \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $PX_{2ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{16} - \frac{z_{16} \cdot d_2}{2 \cdot \sqrt{(z_{14})^2 + (z_{16})^2}} \right] \cdot C_{2pod} & \text{if } [(z_{14})^2 + (z_{16})^2] \geq \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $PY_{3ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{18} - \frac{z_{18} \cdot d_3}{2 \cdot \sqrt{(z_{18})^2 + (z_{20})^2}} \right] \cdot C_{3pod} & \text{if } [(z_{18})^2 + (z_{20})^2] \geq \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $PX_{3ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{20} - \frac{z_{20} \cdot d_3}{2 \cdot \sqrt{(z_{18})^2 + (z_{20})^2}} \right] \cdot C_{3pod} & \text{if } [(z_{18})^2 + (z_{20})^2] \geq \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$
радіальні зазори	$dis_2(z) := \begin{cases} u_2 & \text{if } [(z_{14})^2 + (z_{16})^2] \geq \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $dis_3(z) := \begin{cases} u_3 & \text{if } [(z_{18})^2 + (z_{20})^2] \geq \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$
радіальні зазори	$PY_{4ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{22} - \frac{z_{22} \cdot d_4}{2 \cdot \sqrt{(z_{22})^2 + (z_{24})^2}} \right] \cdot C_{4pod} & \text{if } [(z_{22})^2 + (z_{24})^2] \geq \left(\frac{d_4}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $PX_{4ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{24} - \frac{z_{24} \cdot d_4}{2 \cdot \sqrt{(z_{22})^2 + (z_{24})^2}} \right] \cdot C_{4pod} & \text{if } [(z_{22})^2 + (z_{24})^2] \geq \left(\frac{d_4}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ $PY_{5ypr}(z) := \begin{cases} \left[z_{26} - \frac{z_{26} \cdot d_5}{2 \cdot \sqrt{(z_{26})^2 + (z_{28})^2}} \right] \cdot C_{5pod} & \text{if } [(z_{26})^2 + (z_{28})^2] \geq \left(\frac{d_5}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$

$$\begin{aligned}
u4 &:= 1.8 \cdot 10^6 & u5 &:= 1.6 \cdot 10^6 \\
PX5ypr(z) &:= \begin{cases} -\left[z_{28} - \frac{z_{28} \cdot d5}{2 \cdot \sqrt{(z_{26})^2 + (z_{28})^2}} \right] C5pod & \text{if } [(z_{26})^2 + (z_{28})^2] \geq \left(\frac{d5}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \\
dis4(z) &:= \begin{cases} u4 & \text{if } [(z_{22})^2 + (z_{24})^2] \geq \left(\frac{d4}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} & dis5(z) &:= \begin{cases} u5 & \text{if } [(z_{26})^2 + (z_{28})^2] \geq \left(\frac{d5}{2}\right)^2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \\
dis &:= 1.20 \cdot 10^3 \\
h12 &:= 1 \cdot dis & h23 &:= 1.444 \cdot dis & h34 &:= 1.444 \cdot dis & h45 &:= 1.444 \cdot dis & h46 &:= 1 \cdot dis & h57 &:= 1 \cdot dis \\
M12dis(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } M12(z) = 0 \\ h12 \cdot (z_1 - z_3) & \text{otherwise} \end{cases} & M57dis(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } M57(z) = 0 \\ h57 \cdot (z_9 - z_{13}) & \text{otherwise} \end{cases} & P23dis(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } P23z(z) = 0 \\ h23 \cdot v\Delta23(z) & \text{otherwise} \end{cases} \\
M34dis(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } M34(z) = 0 \\ h34 \cdot (z_5 - z_7) & \text{otherwise} \end{cases} & M46dis(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } M46(z) = 0 \\ h46 \cdot (z_7 - z_{11}) & \text{otherwise} \end{cases} & P45dis(z) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } P45z(z) = 0 \\ h45 \cdot v\Delta45(z) & \text{otherwise} \end{cases} \\
Pdis2y(z) &:= z_{15} \cdot dis2(z) & Pdis3y(z) &:= z_{19} \cdot dis3(z) & Pdis4y(z) &:= z_{23} \cdot dis4(z) & Pdis5y(z) &:= z_{27} \cdot dis5(z) \\
Pdis2x(z) &:= z_{17} \cdot dis2(z) & Pdis3x(z) &:= z_{21} \cdot dis3(z) & Pdis4x(z) &:= z_{25} \cdot dis4(z) & Pdis5x(z) &:= z_{29} \cdot dis5(z)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \begin{pmatrix} \phi_1 \\ \omega_1 \\ \phi_2 \\ \omega_2 \\ \phi_3 \\ \omega_3 \\ \phi_4 \\ \omega_4 \\ \phi_5 \\ \omega_5 \\ \phi_6 \\ \omega_6 \\ \phi_7 \\ \omega_7 \\ y_2 \\ vy_2 \\ x_2 \\ vx_2 \\ y_3 \\ vy_3 \\ x_3 \\ x_4 \\ vx_4 \\ y_5 \\ vy_5 \\ x_5 \\ vx_5 \\ 0 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} z_1 \\ \frac{Mdv(z) - M12(z) - M12dis(z)}{Q1} \\ z_3 \\ \frac{M12(z) + M12dis(z) - P23z(z) \cdot R2 - P23dis(z) \cdot R2}{Q2} \\ z_5 \\ \frac{-P23z(z) \cdot R3 - P23dis(z) \cdot R3 - M34(z) - M34dis(z)}{Q3} \\ z_7 \\ \frac{M34(z) + M34dis(z) - P45z(z) \cdot R4 - P45dis(z) \cdot R4 - M46(z) - M46dis(z)}{Q4} \\ z_9 \\ \frac{-P45z(z) \cdot R5 - P45dis(z) \cdot R5 - M57(z) - M57dis(z)}{Q5} \\ z_{11} \\ \frac{M46(z) + M46dis(z) + Mpr1(z)}{Q6} \\ z_{13} \\ \frac{M57(z) + M57dis(z) - Mpr1(z)}{Q7} \\ z_{15} \\ \frac{PX2ypr(z) - z_{17} \cdot dis2(z) + 1 \cdot |P23z(z) \cdot \tan(\alpha)|}{m2} \\ z_{19} \\ \frac{PY3ypr(z) - z_{19} \cdot dis3(z) - 1 \cdot P23z(z) - P3}{m3} \\ z_{21} \\ \frac{PX3ypr(z) - z_{21} \cdot dis3(z) - 1 \cdot |P23z(z) \cdot \tan(\alpha)|}{m3} \\ z_{23} \\ \frac{PY4ypr(z) - z_{23} \cdot dis4(z) - |P45z(z) \cdot \tan(\alpha)| - P4}{m4} \\ z_{25} \\ \frac{PX4ypr(z) - z_{25} \cdot dis4(z) - P45z(z)}{m4} \\ z_{27} \\ \frac{PY5ypr(z) - z_{27} \cdot dis5(z) + |P45z(z) \cdot \tan(\alpha)| - P5}{m5} \\ z_{29} \\ \frac{PX5ypr(z) - z_{29} \cdot dis5(z) + P45z(z)}{m5} \\ 1 \end{pmatrix}
\end{aligned}$$

$$S := rkfixed(z, a, b, h, D)$$

ДОДАТОК 3

Умовні позначення для таблиць ДЗ.1, ДЗ.2: 1 – час наростання моменту прокатки ($T_{нар}$, с), 2 – стале значення моменту прокатки на валу двигуна ($M_{дв}$, кНм), 3 – кутовий зазор моторної муфти ($\Delta 12$, рад), 4 – кутовий зазор універсального шпинделя ($\Delta 46 = \Delta 57$, рад), 5 – коефіцієнт динамічності моторної ділянки (K_d), 6 – від’ємний коефіцієнт динамічності моторної ділянки ($K_{дв}$), 7 - коефіцієнт динамічності підшипникової опори шестерні редуктора ($K_{дпо}$), 8 - коефіцієнт динамічності підшипникової опори колеса редуктора ($K_{дпо}$), 9 – час запізнення реакції моменту сил пружності моторної ділянки на захват штаби прокатними валками ($T_{зап}$, мс).

Таблиця ДЗ.1 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 5 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	50	0	0	2.29	0.40	1.85	1.46	11.8	0.04	75	0.006	0	2.32	0.00	2.01	1.54	13.4
0.03	50	0	0	2.28	0.38	1.88	1.43	12.8	0.05	75	0.006	0	2.17	0.00	1.96	1.50	14
0.04	50	0	0	2.22	0.30	1.88	1.37	13.4	0.06	75	0.006	0	1.94	0.00	1.82	1.45	14.6
0.05	50	0	0	2.10	0.21	1.84	1.35	14	0.02	100	0.006	0	2.42	0.00	2.02	1.94	11.8
0.06	50	0	0	1.91	0.12	1.73	1.27	14.6	0.03	100	0.006	0	2.40	0.00	2.06	1.90	12.8
0.02	75	0	0	2.29	0.45	1.93	1.81	11.8	0.04	100	0.006	0	2.32	0.00	2.07	1.83	13.4
0.03	75	0	0	2.28	0.42	1.97	1.73	12.8	0.05	100	0.006	0	2.17	0.00	2.02	1.75	14
0.04	75	0	0	2.21	0.34	1.98	1.67	13.4	0.06	100	0.006	0	1.94	0.00	1.87	1.68	14.6
0.05	75	0	0	2.10	0.21	1.93	1.52	14	0.02	125	0.006	0	2.42	0.07	2.05	2.37	11.8
0.06	75	0	0	1.91	0.12	1.81	1.46	14.6	0.03	125	0.006	0	2.40	0.02	2.09	2.30	12.8
0.02	100	0	0	2.29	0.47	1.98	2.22	11.8	0.04	125	0.006	0	2.32	0.00	2.10	2.20	13.4
0.03	100	0	0	2.27	0.44	2.02	2.17	12.8	0.05	125	0.006	0	2.17	0.00	2.05	2.08	14
0.04	100	0	0	2.21	0.36	2.03	2.01	13.4	0.06	125	0.006	0	1.94	0.00	1.90	1.97	14.6
0.05	100	0	0	2.09	0.24	1.98	1.85	14	0.02	150	0.006	0	2.41	0.15	2.08	2.89	11.8
0.06	100	0	0	1.91	0.12	1.85	1.70	14.6	0.03	150	0.006	0	2.39	0.13	2.12	2.77	12.8
0.02	125	0	0	2.29	0.48	2.01	2.82	11.8	0.04	150	0.006	0	2.32	0.01	2.13	2.64	13.4
0.03	125	0	0	2.27	0.46	2.05	2.69	12.8	0.05	150	0.006	0	2.17	0.00	2.08	2.48	14
0.04	125	0	0	2.21	0.38	2.06	2.49	13.4	0.06	150	0.006	0	1.94	0.00	1.92	2.32	14.6
0.05	125	0	0	2.09	0.25	2.02	2.24	14	0.02	175	0.006	0	2.40	0.19	2.10	3.58	11.8
0.06	125	0	0	1.91	0.12	1.88	2.00	14.6	0.03	175	0.006	0	2.38	0.16	2.14	3.27	12.8
0.02	150	0	0	2.29	0.49	2.03	3.43	11.8	0.04	175	0.006	0	2.32	0.09	2.15	3.06	13.4
0.03	150	0	0	2.27	0.46	2.08	3.33	12.8	0.05	175	0.006	0	2.17	0.00	2.10	2.89	14
0.04	150	0	0	2.21	0.39	2.09	3.08	13.4	0.06	175	0.006	0	1.94	0.00	1.94	2.68	14.6
0.05	150	0	0	2.09	0.26	2.04	2.63	14	0.02	50	0.01	0	2.42	0.00	1.88	1.35	11.8
0.06	150	0	0	1.91	0.12	1.91	2.36	14.6	0.03	50	0.01	0	2.40	0.00	1.91	1.34	12.8
0.02	175	0	0	2.29	0.50	2.05	4.02	11.8	0.04	50	0.01	0	2.32	0.00	1.92	1.32	13.4
0.03	175	0	0	2.27	0.47	2.09	3.95	12.8	0.05	50	0.01	0	2.17	0.00	1.87	1.29	14
0.04	175	0	0	2.21	0.40	2.11	3.69	13.4	0.06	50	0.01	0	1.94	0.00	1.74	1.26	14.6
0.05	175	0	0	2.09	0.26	2.06	3.18	14	0.02	75	0.01	0	2.42	0.00	1.97	1.61	11.8
0.06	175	0	0	1.91	0.12	1.92	2.75	14.6	0.03	75	0.01	0	2.40	0.00	2.00	1.58	12.8
0.02	50	0.006	0	2.42	0.00	1.88	1.35	11.8	0.04	75	0.01	0	2.32	0.00	2.01	1.54	13.4
0.03	50	0.006	0	2.40	0.00	1.91	1.34	12.8	0.05	75	0.01	0	2.17	0.00	1.96	1.50	14
0.04	50	0.006	0	2.32	0.00	1.92	1.32	13.4	0.06	75	0.01	0	1.94	0.00	1.82	1.45	14.6
0.05	50	0.006	0	2.17	0.00	1.87	1.29	14	0.02	100	0.01	0	2.42	0.00	2.02	1.94	11.8
0.06	50	0.006	0	1.94	0.00	1.74	1.26	14.6	0.03	100	0.01	0	2.40	0.00	2.06	1.90	12.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	75	0.006	0	2.42	0.00	1.97	1.61	11.8	0.04	100	0.01	0	2.32	0.00	2.07	1.83	13.4
0.03	75	0.006	0	2.40	0.00	2.00	1.58	12.8	0.05	100	0.01	0	2.17	0.00	2.02	1.75	14
0.06	100	0.01	0	1.94	0.00	1.87	1.68	14.6	0.05	50	0.006	0.01	2.61	0.00	2.15	1.33	22.8
0.02	125	0.01	0	2.42	0.00	2.05	2.37	11.8	0.06	50	0.006	0.01	2.40	0.00	2.05	1.30	24
0.03	125	0.01	0	2.40	0.00	2.09	2.30	12.8	0.02	75	0.006	0.01	2.68	0.11	2.11	1.66	16.8
0.04	125	0.01	0	2.32	0.00	2.10	2.20	13.4	0.03	75	0.006	0.01	2.66	0.07	2.16	1.63	18.4
0.05	125	0.01	0	2.17	0.00	2.05	2.08	14	0.04	75	0.006	0.01	2.60	0.00	2.19	1.59	19.8
0.06	125	0.01	0	1.94	0.00	1.90	1.97	14.6	0.05	75	0.006	0.01	2.47	0.00	2.16	1.54	21
0.02	150	0.01	0	2.42	0.00	2.08	2.87	11.8	0.06	75	0.006	0.01	2.23	0.00	2.04	1.49	22
0.03	150	0.01	0	2.40	0.00	2.12	2.77	12.8	0.02	100	0.006	0.01	2.62	0.20	2.14	2.01	16
0.04	150	0.01	0	2.32	0.00	2.13	2.64	13.4	0.03	100	0.006	0.01	2.60	0.18	2.19	1.96	17.6
0.05	150	0.01	0	2.17	0.00	2.08	2.48	14	0.04	100	0.006	0.01	2.54	0.09	2.21	1.89	18.8
0.06	150	0.01	0	1.94	0.00	1.92	2.32	14.6	0.05	100	0.006	0.01	2.40	0.00	2.17	1.81	20
0.02	175	0.01	0	2.42	0.00	2.09	3.32	11.8	0.06	100	0.006	0.01	2.15	0.00	2.03	1.73	20.8
0.03	175	0.01	0	2.40	0.00	2.13	3.22	12.8	0.02	125	0.006	0.01	2.57	0.25	2.16	2.70	15.4
0.04	175	0.01	0	2.32	0.00	2.15	3.06	13.4	0.03	125	0.006	0.01	2.56	0.22	2.21	2.59	17
0.05	175	0.01	0	2.17	0.00	2.10	2.89	14	0.04	125	0.006	0.01	2.49	0.15	2.22	2.28	18.2
0.06	175	0.01	0	1.94	0.00	1.94	2.68	14.6	0.05	125	0.006	0.01	2.35	0.00	2.18	2.15	19.2
0.02	50	0	0.01	2.64	0.79	2.07	1.58	18.2	0.06	125	0.006	0.01	2.10	0.00	2.03	2.03	20
0.03	50	0	0.01	2.64	0.78	2.12	1.58	20	0.02	150	0.006	0.01	2.54	0.30	2.17	3.45	15
0.04	50	0	0.01	2.58	0.71	2.14	1.53	21.6	0.03	150	0.006	0.01	2.52	0.27	2.22	3.25	16.4
0.05	50	0	0.01	2.46	0.58	2.10	1.49	22.8	0.04	150	0.006	0.01	2.45	0.17	2.23	2.86	17.6
0.06	50	0	0.01	2.26	0.36	2.00	1.38	24	0.05	150	0.006	0.01	2.32	0.00	2.18	2.55	18.6
0.02	75	0	0.01	2.54	0.71	2.10	1.95	16.8	0.06	150	0.006	0.01	2.07	0.00	2.03	2.39	19.4
0.03	75	0	0.01	2.52	0.69	2.14	1.92	18.4	0.02	175	0.006	0.01	2.51	0.34	2.18	4.04	14.8
0.04	75	0	0.01	2.46	0.62	2.16	1.86	19.8	0.03	175	0.006	0.01	2.49	0.31	2.22	3.94	16.2
0.05	75	0	0.01	2.33	0.48	2.12	1.73	21	0.04	175	0.006	0.01	2.43	0.21	2.24	3.47	17.2
0.06	75	0	0.01	2.13	0.27	2.00	1.55	22	0.05	175	0.006	0.01	2.29	0.05	2.19	2.97	18.2
0.02	100	0	0.01	2.48	0.67	2.11	2.40	16	0.06	175	0.006	0.01	2.04	0.00	2.03	2.76	19
0.03	100	0	0.01	2.46	0.65	2.16	2.34	17.6	0.02	50	0.01	0.01	2.77	0.00	2.06	1.39	18.2
0.04	100	0	0.01	2.40	0.57	2.17	2.25	18.8	0.03	50	0.01	0.01	2.76	0.00	2.12	1.37	20
0.05	100	0	0.01	2.27	0.43	2.13	2.06	20	0.04	50	0.01	0.01	2.72	0.00	2.16	1.35	21.6
0.06	100	0	0.01	2.07	0.22	2.00	1.79	20.8	0.05	50	0.01	0.01	2.61	0.00	2.15	1.33	22.8
0.02	125	0	0.01	2.44	0.64	2.12	3.02	15.4	0.06	50	0.01	0.01	2.40	0.00	2.05	1.30	24
0.03	125	0	0.01	2.42	0.62	2.17	2.90	17	0.02	75	0.01	0.01	2.67	0.00	2.11	1.66	16.8
0.04	125	0	0.01	2.36	0.54	2.18	2.69	18.2	0.03	75	0.01	0.01	2.66	0.00	2.16	1.63	18.4
0.05	125	0	0.01	2.23	0.40	2.13	2.45	19.2	0.04	75	0.01	0.01	2.60	0.00	2.19	1.59	19.8
0.06	125	0	0.01	2.03	0.20	1.99	2.11	20	0.05	75	0.01	0.01	2.47	0.00	2.16	1.54	21
0.02	150	0	0.01	2.41	0.62	2.13	3.72	15	0.06	75	0.01	0.01	2.23	0.00	2.04	1.49	22
0.03	150	0	0.01	2.40	0.60	2.17	3.58	16.4	0.02	100	0.01	0.01	2.62	0.00	2.13	2.01	16
0.04	150	0	0.01	2.33	0.52	2.19	3.36	17.6	0.03	100	0.01	0.01	2.60	0.00	2.18	1.96	17.6
0.05	150	0	0.01	2.20	0.38	2.14	2.92	18.6	0.04	100	0.01	0.01	2.54	0.00	2.21	1.89	18.8
0.06	150	0	0.01	2.01	0.18	1.99	2.44	19.4	0.05	100	0.01	0.01	2.40	0.00	2.17	1.81	20
0.02	175	0	0.01	2.40	0.61	2.13	4.32	14.8	0.06	100	0.01	0.01	2.15	0.00	2.03	1.73	20.8
0.03	175	0	0.01	2.38	0.59	2.18	4.21	16.2	0.02	125	0.01	0.01	2.58	0.00	2.15	2.47	15.4
0.04	175	0	0.01	2.31	0.51	2.19	3.92	17.2	0.03	125	0.01	0.01	2.57	0.00	2.19	2.39	17
0.05	175	0	0.01	2.18	0.37	2.14	3.44	18.2	0.04	125	0.01	0.01	2.50	0.00	2.22	2.28	18.2
0.06	175	0	0.01	1.99	0.17	1.99	2.84	19	0.05	125	0.01	0.01	2.35	0.00	2.18	2.15	19.2
0.02	50	0.006	0.01	2.77	0.00	2.06	1.39	18.2	0.06	125	0.01	0.01	2.10	0.00	2.03	2.03	20

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.03	50	0.006	0.01	2.76	0.00	2.12	1.37	20	0.02	150	0.01	0.01	2.56	0.05	2.16	2.97	15
0.04	50	0.006	0.01	2.72	0.00	2.16	1.35	21.6	0.03	150	0.01	0.01	2.54	0.01	2.20	2.88	16.4
0.04	150	0.01	0.01	2.47	0.00	2.23	2.74	17.6	0.03	100	0.006	0.02	2.78	0.41	2.34	2.35	20
0.05	150	0.01	0.01	2.32	0.00	2.18	2.55	18.6	0.04	100	0.006	0.02	2.72	0.32	2.38	2.18	21.6
0.06	150	0.01	0.01	2.07	0.00	2.03	2.39	19.4	0.05	100	0.006	0.02	2.61	0.17	2.35	1.85	22.8
0.02	175	0.01	0.01	2.54	0.14	2.17	3.62	14.8	0.06	100	0.006	0.02	2.40	0.00	2.23	1.77	24
0.03	175	0.01	0.01	2.52	0.10	2.21	3.51	16.2	0.02	125	0.006	0.02	2.71	0.45	2.27	3.12	17.4
0.04	175	0.01	0.01	2.45	0.00	2.23	3.27	17.2	0.03	125	0.006	0.02	2.70	0.43	2.33	3.01	19.2
0.05	175	0.01	0.01	2.29	0.00	2.19	2.97	18.2	0.04	125	0.006	0.02	2.64	0.34	2.36	2.71	20.6
0.06	175	0.01	0.01	2.04	0.00	2.03	2.76	19	0.05	125	0.006	0.02	2.52	0.17	2.32	2.20	21.8
0.02	50	0	0.02	2.94	1.09	2.29	1.69	21.2	0.06	125	0.006	0.02	2.30	0.00	2.19	2.08	22.8
0.03	50	0	0.02	2.94	1.09	2.36	1.65	23.4	0.02	150	0.006	0.02	2.66	0.47	2.26	3.89	16.8
0.04	50	0	0.02	2.90	1.05	2.40	1.63	25.2	0.03	150	0.006	0.02	2.64	0.44	2.32	3.70	18.4
0.05	50	0	0.02	2.80	0.94	2.39	1.60	26.6	0.04	150	0.006	0.02	2.58	0.35	2.35	3.31	19.8
0.06	50	0	0.02	2.62	0.76	2.30	1.52	28	0.05	150	0.006	0.02	2.46	0.17	2.30	2.71	21
0.02	75	0	0.02	2.75	0.93	2.26	2.06	19.4	0.06	150	0.006	0.02	2.23	0.00	2.17	2.45	22
0.03	75	0	0.02	2.74	0.92	2.33	2.02	21.2	0.02	175	0.006	0.02	2.61	0.48	2.26	4.47	16.4
0.04	75	0	0.02	2.69	0.87	2.36	1.98	22.8	0.03	175	0.006	0.02	2.60	0.45	2.31	4.37	18
0.05	75	0	0.02	2.58	0.74	2.34	1.85	24.2	0.04	175	0.006	0.02	2.54	0.36	2.33	4.01	19.2
0.06	75	0	0.02	2.39	0.55	2.23	1.75	25.4	0.05	175	0.006	0.02	2.41	0.17	2.29	3.30	20.4
0.02	100	0	0.02	2.64	0.84	2.25	2.54	18.2	0.06	175	0.006	0.02	2.19	0.00	2.15	2.85	21.4
0.03	100	0	0.02	2.63	0.83	2.31	2.49	20	0.02	50	0.01	0.02	2.97	0.00	2.20	1.41	21.2
0.04	100	0	0.02	2.58	0.77	2.34	2.38	21.6	0.03	50	0.01	0.02	2.97	0.00	2.28	1.38	23.4
0.05	100	0	0.02	2.45	0.63	2.30	2.21	22.8	0.04	50	0.01	0.02	2.95	0.00	2.36	1.36	25.2
0.06	100	0	0.02	2.26	0.43	2.18	2.02	24	0.05	50	0.01	0.02	2.90	0.00	2.41	1.34	26.6
0.02	125	0	0.02	2.58	0.79	2.23	3.18	17.4	0.06	50	0.01	0.02	2.77	0.00	2.37	1.32	28
0.03	125	0	0.02	2.56	0.77	2.29	3.07	19.2	0.02	75	0.01	0.02	2.85	0.00	2.22	1.69	19.4
0.04	125	0	0.02	2.50	0.70	2.32	2.87	20.6	0.03	75	0.01	0.02	2.85	0.00	2.30	1.66	21.2
0.05	125	0	0.02	2.38	0.57	2.27	2.63	21.8	0.04	75	0.01	0.02	2.81	0.00	2.36	1.61	22.8
0.06	125	0	0.02	2.18	0.36	2.14	2.32	22.8	0.05	75	0.01	0.02	2.72	0.00	2.37	1.57	24.2
0.02	150	0	0.02	2.53	0.75	2.22	3.93	16.8	0.06	75	0.01	0.02	2.54	0.00	2.29	1.52	25.4
0.03	150	0	0.02	2.52	0.73	2.28	3.78	18.4	0.02	100	0.01	0.02	2.77	0.07	2.23	2.06	18.2
0.04	150	0	0.02	2.45	0.66	2.30	3.55	19.8	0.03	100	0.01	0.02	2.77	0.05	2.30	2.00	20
0.05	150	0	0.02	2.33	0.52	2.26	3.21	21	0.04	100	0.01	0.02	2.72	0.00	2.35	1.93	21.6
0.06	150	0	0.02	2.13	0.32	2.12	2.78	22	0.05	100	0.01	0.02	2.61	0.00	2.34	1.85	22.8
0.02	175	0	0.02	2.50	0.72	2.21	4.60	16.4	0.06	100	0.01	0.02	2.40	0.00	2.23	1.77	24
0.03	175	0	0.02	2.48	0.70	2.27	4.46	18	0.02	125	0.01	0.02	2.72	0.18	2.24	2.53	17.4
0.04	175	0	0.02	2.42	0.62	2.29	4.19	19.2	0.03	125	0.01	0.02	2.71	0.16	2.30	2.44	19.2
0.05	175	0	0.02	2.29	0.49	2.24	3.75	20.4	0.04	125	0.01	0.02	2.65	0.04	2.34	2.33	20.6
0.06	175	0	0.02	2.09	0.28	2.10	3.19	21.4	0.05	125	0.01	0.02	2.53	0.00	2.32	2.21	21.8
0.02	50	0.006	0.02	3.03	0.30	2.26	1.40	21.2	0.06	125	0.01	0.02	2.30	0.00	2.19	2.08	22.8
0.03	50	0.006	0.02	3.03	0.30	2.34	1.38	23.4	0.02	150	0.01	0.02	2.68	0.21	2.25	3.18	16.8
0.04	50	0.006	0.02	2.99	0.27	2.40	1.36	25.2	0.03	150	0.01	0.02	2.67	0.20	2.30	2.94	18.4
0.05	50	0.006	0.02	2.91	0.14	2.42	1.34	26.6	0.04	150	0.01	0.02	2.61	0.12	2.33	2.80	19.8
0.06	50	0.006	0.02	2.77	0.00	2.37	1.32	28	0.05	150	0.01	0.02	2.47	0.00	2.30	2.63	21
0.02	75	0.006	0.02	2.89	0.38	2.28	1.85	19.4	0.06	150	0.01	0.02	2.23	0.00	2.17	2.45	22
0.03	75	0.006	0.02	2.88	0.37	2.35	1.79	21.2	0.02	175	0.01	0.02	2.64	0.27	2.25	3.88	16.4
0.04	75	0.006	0.02	2.84	0.28	2.39	1.66	22.8	0.03	175	0.01	0.02	2.63	0.24	2.30	3.80	18
0.05	75	0.006	0.02	2.73	0.17	2.38	1.57	24.2	0.04	175	0.01	0.02	2.57	0.16	2.32	3.56	19.2

Таблиця ДЗ.2 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 6 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	50	0	0	2.42	0.43	3.03	1.38	11.8	0.04	125	0.006	0	2.74	0.06	2.85	1.86	23.4
0.03	50	0	0	2.45	0.45	3.07	1.38	12.6	0.05	125	0.006	0	2.54	0.00	2.66	1.78	24.6
0.04	50	0	0	2.43	0.40	3.04	1.38	13.2	0.06	125	0.006	0	2.18	0.00	2.28	1.59	25.4
0.05	50	0	0	2.34	0.28	2.89	1.36	13.8	0.02	150	0.006	0	2.72	0.18	2.79	1.93	20
0.06	50	0	0	2.14	0.11	2.59	1.30	14.4	0.03	150	0.006	0	2.74	0.19	2.81	1.94	21.4
0.02	75	0	0	2.38	0.48	2.71	1.51	11.8	0.04	150	0.006	0	2.71	0.14	2.77	1.91	22.6
0.03	75	0	0	2.41	0.49	2.74	1.53	12.6	0.05	150	0.006	0	2.54	0.00	2.61	1.84	23.6
0.04	75	0	0	2.39	0.45	2.71	1.52	13.2	0.06	150	0.006	0	2.18	0.00	2.24	1.64	24.6
0.05	75	0	0	2.30	0.32	2.59	1.47	13.8	0.02	175	0.006	0	2.67	0.23	2.72	1.98	19.4
0.06	75	0	0	2.13	0.13	2.38	1.42	14.4	0.03	175	0.006	0	2.70	0.25	2.74	1.98	20.8
0.02	100	0	0	2.36	0.50	2.57	1.62	11.8	0.04	175	0.006	0	2.67	0.18	2.71	1.97	22
0.03	100	0	0	2.39	0.52	2.60	1.62	12.6	0.05	175	0.006	0	2.53	0.01	2.57	1.90	23
0.04	100	0	0	2.37	0.48	2.57	1.62	13.4	0.06	175	0.006	0	2.18	0.00	2.22	1.68	23.8
0.05	100	0	0	2.28	0.35	2.46	1.57	13.8	0.02	50	0.01	0	3.02	0.00	3.67	1.53	28.2
0.06	100	0	0	2.10	0.15	2.25	1.49	14.4	0.03	50	0.01	0	3.05	0.00	3.71	1.54	30
0.02	125	0	0	2.35	0.52	2.50	1.70	11.8	0.04	50	0.01	0	2.99	0.00	3.64	1.52	31.6
0.03	125	0	0	2.38	0.54	2.53	1.71	12.6	0.05	50	0.01	0	2.80	0.00	3.41	1.47	33.2
0.04	125	0	0	2.36	0.49	2.50	1.69	13.4	0.06	50	0.01	0	2.47	0.00	3.09	1.40	34.4
0.05	125	0	0	2.26	0.37	2.39	1.64	13.8	0.02	75	0.01	0	2.93	0.00	3.24	1.67	25.6
0.06	125	0	0	2.09	0.16	2.18	1.53	14.4	0.03	75	0.01	0	2.96	0.00	3.27	1.68	27.4
0.02	150	0	0	2.34	0.53	2.45	1.75	11.8	0.04	75	0.01	0	2.90	0.00	3.21	1.67	29
0.03	150	0	0	2.37	0.55	2.48	1.77	12.6	0.05	75	0.01	0	2.68	0.00	2.98	1.61	30.4
0.04	150	0	0	2.35	0.51	2.45	1.76	13.4	0.06	75	0.01	0	2.30	0.00	2.62	1.50	31.4
0.05	150	0	0	2.25	0.38	2.34	1.71	13.8	0.02	100	0.01	0	2.88	0.00	3.05	1.80	24.2
0.06	150	0	0	2.08	0.17	2.14	1.59	14.4	0.03	100	0.01	0	2.90	0.00	3.08	1.81	25.8
0.02	175	0	0	2.33	0.54	2.42	1.81	11.8	0.04	100	0.01	0	2.84	0.00	3.01	1.79	27.2
0.03	175	0	0	2.36	0.56	2.44	1.81	12.6	0.05	100	0.01	0	2.62	0.00	2.80	1.72	28.6
0.04	175	0	0	2.34	0.51	2.41	1.80	13.4	0.06	100	0.01	0	2.22	0.00	2.40	1.55	29.6
0.05	175	0	0	2.25	0.39	2.31	1.75	13.8	0.02	125	0.01	0	2.84	0.00	2.94	1.90	23
0.06	175	0	0	2.08	0.18	2.12	1.62	14.4	0.03	125	0.01	0	2.87	0.00	2.97	1.91	24.6
0.02	50	0.006	0	2.88	0.00	3.52	1.50	25	0.04	125	0.01	0	2.80	0.00	2.91	1.89	26
0.03	50	0.006	0	2.91	0.00	3.55	1.50	26.8	0.05	125	0.01	0	2.58	0.00	2.70	1.79	27.2
0.04	50	0.006	0	2.85	0.00	3.48	1.49	28.4	0.06	125	0.01	0	2.19	0.00	2.30	1.60	28.2
0.05	50	0.006	0	2.63	0.00	3.21	1.43	29.6	0.02	150	0.01	0	2.82	0.00	2.87	1.97	22.2
0.06	50	0.006	0	2.25	0.00	2.81	1.35	30.8	0.03	150	0.01	0	2.85	0.00	2.90	1.99	23.8
0.02	75	0.006	0	2.83	0.00	3.15	1.65	23	0.04	150	0.01	0	2.78	0.00	2.84	1.96	25.2
0.03	75	0.006	0	2.86	0.00	3.18	1.66	24.6	0.05	150	0.01	0	2.56	0.00	2.63	1.86	26.2
0.04	75	0.006	0	2.80	0.00	3.11	1.64	26	0.06	150	0.01	0	2.18	0.00	2.25	1.65	27.2
0.05	75	0.006	0	2.58	0.00	2.88	1.58	27.2	0.02	175	0.01	0	2.80	0.03	2.82	2.03	21.4
0.06	75	0.006	0	2.19	0.00	2.45	1.44	28.2	0.03	175	0.01	0	2.83	0.04	2.85	2.05	23
0.02	100	0.006	0	2.80	0.00	2.98	1.78	21.6	0.04	175	0.01	0	2.76	0.00	2.79	2.01	24.4
0.03	100	0.006	0	2.83	0.00	3.01	1.79	23.2	0.05	175	0.01	0	2.55	0.00	2.59	1.91	25.4
0.04	100	0.006	0	2.77	0.00	2.95	1.77	24.6	0.06	175	0.01	0	2.18	0.00	2.22	1.68	26.4
0.05	100	0.006	0	2.55	0.00	2.74	1.69	25.6	0.02	50	0	0.01	2.91	0.95	3.60	1.61	19.8
0.06	100	0.006	0	2.18	0.00	2.34	1.53	26.6	0.03	50	0	0.01	2.95	1.00	3.65	1.63	21.8
0.02	125	0.006	0	2.76	0.13	2.87	1.86	20.6	0.04	50	0	0.01	2.94	0.98	3.63	1.63	23.4
0.03	125	0.006	0	2.78	0.14	2.89	1.88	22.2	0.05	50	0	0.01	2.86	0.87	3.51	1.58	24.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.06	50	0	0.01	2.67	0.66	3.24	1.53	26	0.05	150	0.006	0.01	2.83	0.25	2.87	1.99	26.8
0.02	75	0	0.01	2.74	0.85	3.03	1.64	18.2	0.06	150	0.006	0.01	2.52	0.00	2.57	1.83	27.8
0.03	75	0	0.01	2.78	0.89	3.07	1.65	19.8	0.02	175	0.006	0.01	2.86	0.50	2.88	2.10	21.4
0.04	75	0	0.01	2.75	0.86	3.04	1.66	21.4	0.03	175	0.006	0.01	2.89	0.52	2.90	2.12	23.2
0.05	75	0	0.01	2.66	0.73	2.94	1.59	22.6	0.04	175	0.006	0.01	2.86	0.46	2.88	2.09	24.6
0.06	75	0	0.01	2.46	0.51	2.72	1.53	23.8	0.05	175	0.006	0.01	2.75	0.27	2.77	2.02	25.8
0.02	100	0	0.01	2.64	0.80	2.80	1.69	17.2	0.06	175	0.006	0.01	2.46	0.00	2.49	1.85	26.8
0.03	100	0	0.01	2.67	0.82	2.82	1.71	18.8	0.02	50	0.01	0.01	3.49	0.00	4.46	1.81	31.8
0.04	100	0	0.01	2.65	0.79	2.80	1.70	20.2	0.03	50	0.01	0.01	3.51	0.00	4.51	1.82	33.8
0.05	100	0	0.01	2.54	0.65	2.69	1.67	21.4	0.04	50	0.01	0.01	3.52	0.00	4.50	1.82	35.8
0.06	100	0	0.01	2.34	0.43	2.49	1.59	22.4	0.05	50	0.01	0.01	3.48	0.00	4.44	1.80	37.6
0.02	125	0	0.01	2.57	0.76	2.67	1.75	16.4	0.06	50	0.01	0.01	3.33	0.00	4.22	1.75	39.2
0.03	125	0	0.01	2.60	0.78	2.69	1.76	18	0.02	75	0.01	0.01	3.39	0.04	3.67	1.93	28.6
0.04	125	0	0.01	2.58	0.74	2.67	1.76	19.4	0.03	75	0.01	0.01	3.43	0.12	3.72	1.95	30.6
0.05	125	0	0.01	2.47	0.61	2.56	1.71	20.4	0.04	75	0.01	0.01	3.42	0.04	3.70	1.93	32.4
0.06	125	0	0.01	2.27	0.38	2.37	1.63	21.4	0.05	75	0.01	0.01	3.31	0.00	3.59	1.87	34
0.02	150	0	0.01	2.53	0.73	2.58	1.79	16	0.06	75	0.01	0.01	3.05	0.00	3.31	1.77	35.4
0.03	150	0	0.01	2.56	0.75	2.61	1.78	17.6	0.02	100	0.01	0.01	3.28	0.21	3.40	1.94	26.6
0.04	150	0	0.01	2.53	0.71	2.58	1.79	18.8	0.03	100	0.01	0.01	3.32	0.25	3.44	1.89	28.6
0.05	150	0	0.01	2.42	0.57	2.48	1.75	19.8	0.04	100	0.01	0.01	3.30	0.17	3.40	1.96	30.2
0.06	150	0	0.01	2.23	0.35	2.29	1.66	20.8	0.05	100	0.01	0.01	3.16	0.00	3.27	1.88	31.8
0.02	175	0	0.01	2.50	0.71	2.53	1.81	15.6	0.06	100	0.01	0.01	2.83	0.00	2.95	1.77	33
0.03	175	0	0.01	2.52	0.73	2.55	1.83	17	0.02	125	0.01	0.01	3.18	0.24	3.23	1.98	25.2
0.04	175	0	0.01	2.49	0.69	2.52	1.83	18.2	0.03	125	0.01	0.01	3.22	0.26	3.26	2.00	27
0.05	175	0	0.01	2.39	0.55	2.42	1.78	19.2	0.04	125	0.01	0.01	3.19	0.22	3.23	1.99	28.6
0.06	175	0	0.01	2.19	0.33	2.24	1.69	20.2	0.05	125	0.01	0.01	3.03	0.00	3.08	1.96	30
0.02	50	0.006	0.01	3.50	0.37	4.45	1.78	29.2	0.06	125	0.01	0.01	2.67	0.00	2.74	1.83	31.4
0.03	50	0.006	0.01	3.56	0.41	4.52	1.79	31.2	0.02	150	0.01	0.01	3.09	0.28	3.11	2.08	24
0.04	50	0.006	0.01	3.55	0.38	4.52	1.78	33	0.03	150	0.01	0.01	3.13	0.32	3.14	2.11	26
0.05	50	0.006	0.01	3.45	0.32	4.37	1.77	34.8	0.04	150	0.01	0.01	3.10	0.22	3.11	2.08	27.6
0.06	50	0.006	0.01	3.24	0.00	4.09	1.71	36.2	0.05	150	0.01	0.01	2.94	0.00	2.95	2.03	28.8
0.02	75	0.006	0.01	3.33	0.45	3.63	1.85	26.2	0.06	150	0.01	0.01	2.56	0.00	2.61	1.85	30
0.03	75	0.006	0.01	3.38	0.50	3.68	1.85	28.2	0.02	175	0.01	0.01	3.02	0.32	3.01	2.15	23.2
0.04	75	0.006	0.01	3.36	0.45	3.66	1.83	30	0.03	175	0.01	0.01	3.05	0.35	3.04	2.16	25
0.05	75	0.006	0.01	3.23	0.24	3.52	1.77	31.4	0.04	175	0.01	0.01	3.02	0.26	3.01	2.14	26.6
0.06	75	0.006	0.01	2.96	0.00	3.21	1.72	32.8	0.05	175	0.01	0.01	2.87	0.05	2.86	2.08	27.8
0.02	100	0.006	0.01	3.16	0.48	3.30	1.89	24.4	0.06	175	0.01	0.01	2.49	0.00	2.51	1.87	29
0.03	100	0.006	0.01	3.20	0.52	3.34	1.90	26.4	0.02	50	0	0.02	3.31	1.44	4.27	1.65	23.6
0.04	100	0.006	0.01	3.18	0.46	3.31	1.91	28	0.03	50	0	0.02	3.36	1.49	4.36	1.66	25.6
0.05	100	0.006	0.01	3.06	0.23	3.20	1.84	29.4	0.04	50	0	0.02	3.38	1.51	4.36	1.67	27.6
0.06	100	0.006	0.01	2.75	0.00	2.88	1.75	30.6	0.05	50	0	0.02	3.33	1.45	4.30	1.65	29.2
0.02	125	0.006	0.01	3.04	0.49	3.12	2.01	23.2	0.06	50	0	0.02	3.18	1.29	4.08	1.61	30.8
0.03	125	0.006	0.01	3.07	0.52	3.14	2.02	25	0.02	75	0	0.02	3.02	1.20	3.49	1.77	21.2
0.04	125	0.006	0.01	3.04	0.46	3.10	1.98	26.6	0.03	75	0	0.02	3.06	1.24	3.54	1.80	23.2
0.05	125	0.006	0.01	2.92	0.24	2.99	1.91	27.8	0.04	75	0	0.02	3.07	1.24	3.54	1.79	25
0.06	125	0.006	0.01	2.62	0.00	2.69	1.80	29	0.05	75	0	0.02	2.99	1.15	3.44	1.76	26.4
0.02	150	0.006	0.01	2.94	0.50	2.98	2.07	22.2	0.06	75	0	0.02	2.82	0.96	3.23	1.69	27.8
0.03	150	0.006	0.01	2.97	0.52	3.01	2.08	24	0.02	100	0	0.02	2.86	1.06	3.15	1.85	19.8
0.04	150	0.006	0.01	2.94	0.46	2.98	2.06	25.4	0.03	100	0	0.02	2.90	1.10	3.19	1.88	21.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.04	100	0	0.02	2.90	1.09	3.18	1.87	23.4	0.06	175	0.006	0.02	2.72	0.24	2.76	2.00	29.2
0.05	100	0	0.02	2.81	0.99	3.08	1.83	24.8	0.02	50	0.01	0.02	4.01	0.68	4.89	1.82	34.8
0.06	100	0	0.02	2.62	0.79	2.86	1.74	26	0.03	50	0.01	0.02	4.09	0.79	5.00	1.84	36.8
0.02	125	0	0.02	2.76	0.98	2.95	1.91	18.8	0.04	50	0.01	0.02	4.13	0.85	5.07	1.85	39
0.03	125	0	0.02	2.80	1.02	2.99	1.92	20.6	0.05	50	0.01	0.02	4.08	0.73	4.99	1.84	40.8
0.04	125	0	0.02	2.79	0.99	2.97	1.91	22.2	0.06	50	0.01	0.02	3.89	0.46	4.73	1.82	42.6
0.05	125	0	0.02	2.69	0.88	2.87	1.87	23.6	0.02	75	0.01	0.02	3.80	0.68	4.17	1.89	30.8
0.06	125	0	0.02	2.50	0.67	2.65	1.76	24.6	0.03	75	0.01	0.02	3.87	0.76	4.24	1.92	33
0.02	150	0	0.02	2.69	0.92	2.83	1.95	18.2	0.04	75	0.01	0.02	3.88	0.76	4.25	1.92	35
0.03	150	0	0.02	2.73	0.95	2.86	1.97	19.8	0.05	75	0.01	0.02	3.79	0.60	4.14	1.91	36.8
0.04	150	0	0.02	2.71	0.93	2.84	1.95	21.4	0.06	75	0.01	0.02	3.58	0.30	3.91	1.83	38.2
0.05	150	0	0.02	2.61	0.81	2.73	1.90	22.6	0.02	100	0.01	0.02	3.60	0.64	3.78	2.04	28.6
0.06	150	0	0.02	2.42	0.60	2.52	1.79	23.8	0.03	100	0.01	0.02	3.65	0.71	3.83	2.07	30.6
0.02	175	0	0.02	2.64	0.88	2.73	1.97	17.6	0.04	100	0.01	0.02	3.64	0.69	3.82	2.07	32.6
0.03	175	0	0.02	2.67	0.91	2.76	1.96	19.4	0.05	100	0.01	0.02	3.55	0.50	3.72	2.02	34.2
0.04	175	0	0.02	2.65	0.88	2.74	1.98	20.8	0.06	100	0.01	0.02	3.33	0.16	3.47	1.94	35.6
0.05	175	0	0.02	2.55	0.75	2.64	1.93	22	0.02	125	0.01	0.02	3.42	0.61	3.52	2.14	27
0.06	175	0	0.02	2.36	0.54	2.42	1.80	23	0.03	125	0.01	0.02	3.47	0.67	3.57	2.15	29
0.02	50	0.006	0.02	4.09	1.16	5.08	1.78	32.4	0.04	125	0.01	0.02	3.46	0.63	3.56	2.15	30.8
0.03	50	0.006	0.02	4.15	1.23	5.16	1.80	34.4	0.05	125	0.01	0.02	3.36	0.44	3.44	2.08	32.2
0.04	50	0.006	0.02	4.19	1.27	5.21	1.80	36.6	0.06	125	0.01	0.02	3.13	0.09	3.20	2.01	33.6
0.05	50	0.006	0.02	4.14	1.18	5.13	1.80	38.4	0.02	150	0.01	0.02	3.28	0.59	3.34	2.18	25.6
0.06	50	0.006	0.02	3.98	0.94	4.91	1.78	40	0.03	150	0.01	0.02	3.33	0.64	3.38	2.21	27.6
0.02	75	0.006	0.02	3.69	0.96	4.12	1.93	28.8	0.04	150	0.01	0.02	3.31	0.60	3.36	2.20	29.4
0.03	75	0.006	0.02	3.74	1.03	4.18	1.95	30.8	0.05	150	0.01	0.02	3.21	0.40	3.24	2.12	30.8
0.04	75	0.006	0.02	3.75	1.03	4.20	1.96	32.8	0.06	150	0.01	0.02	2.97	0.05	3.01	2.04	32.2
0.05	75	0.006	0.02	3.67	0.90	4.08	1.92	34.4	0.02	175	0.01	0.02	3.18	0.58	3.20	2.23	24.8
0.06	75	0.006	0.02	3.49	0.62	3.86	1.84	36	0.03	175	0.01	0.02	3.21	0.62	3.24	2.25	26.6
0.02	100	0.006	0.02	3.42	0.85	3.67	2.05	26.6	0.04	175	0.01	0.02	3.20	0.57	3.21	2.22	28.4
0.03	100	0.006	0.02	3.47	0.91	3.72	2.06	28.6	0.05	175	0.01	0.02	3.09	0.38	3.10	2.16	29.8
0.04	100	0.006	0.02	3.47	0.89	3.71	2.07	30.4	0.06	175	0.01	0.02	2.85	0.03	2.87	2.06	31
0.05	100	0.006	0.02	3.38	0.75	3.61	2.02	32									
0.06	100	0.006	0.02	3.20	0.44	3.39	1.92	33.4									
0.02	125	0.006	0.02	3.24	0.79	3.39	2.12	25									
0.03	125	0.006	0.02	3.28	0.83	3.43	2.15	27.2									
0.04	125	0.006	0.02	3.27	0.80	3.42	2.13	28.8									
0.05	125	0.006	0.02	3.18	0.65	3.31	2.07	30.2									
0.06	125	0.006	0.02	2.98	0.34	3.09	1.96	31.6									
0.02	150	0.006	0.02	3.11	0.74	3.21	2.17	24									
0.03	150	0.006	0.02	3.14	0.78	3.24	2.19	26									
0.04	150	0.006	0.02	3.13	0.74	3.22	2.17	27.6									
0.05	150	0.006	0.02	3.03	0.59	3.11	2.11	29									
0.06	150	0.006	0.02	2.84	0.28	2.90	1.98	30.2									
0.02	175	0.006	0.02	3.01	0.71	3.07	2.19	23									
0.03	175	0.006	0.02	3.04	0.75	3.11	2.22	25									
0.04	175	0.006	0.02	3.03	0.70	3.08	2.20	26.6									
0.05	175	0.006	0.02	2.93	0.55	2.97	2.12	28									

Умовні позначення для таблиць ДЗ.3, ДЗ.4: 1 – час наростання моменту прокатки ($T_{нар}$, с), 2 – сталі значення моменту прокатки на валу двигуна ($M_{дв}$, кНм), 3 – кутовий зазор моторної муфти (Δ_{12} , рад), 4 – кутовий зазор універсального шпинделя ($\Delta_{46} = \Delta_{57}$, рад), 5 – зазор у зубчатому зчепленні редуктора (Δ_{23z} , мм), 6 – зазор у зубчатому зчепленні шестеренної кліті (Δ_{45z} , мм), 7 – коефіцієнт динамічності моторної ділянки (K_d), 8 – час запізнення реакції моменту сил пружності моторної ділянки на захват штаби прокатними валками ($T_{зап}$, мс), 9 – інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці лінії приводу кліті 5 (I , мс).

Таблиця ДЗ.3 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 5 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	50	0	0.01	0.5	1	2.7	18.2	74.6	0.03	75	0	0.01	0.5	1	2.72	18.4	77
0.03	50	0	0.01	0.5	1	2.68	20	74.4	0.04	75	0	0.01	0.5	1	2.67	20	77.2
0.04	50	0	0.01	0.5	1	2.63	21.6	74.8	0.05	75	0	0.01	0.5	1	2.54	21	78
0.05	50	0	0.01	0.5	1	2.52	22.8	75.8	0.06	75	0	0.01	0.5	1	2.32	22	77.2
0.06	50	0	0.01	0.5	1	2.35	24	76.2	0.02	100	0	0.01	0.5	1	2.67	16	75.6
0.02	75	0	0.01	0.5	1	2.59	16.8	73.6	0.03	100	0	0.01	0.5	1	2.66	17.6	75.8
0.03	75	0	0.01	0.5	1	2.58	18.4	73.8	0.04	100	0	0.01	0.5	1	2.59	18.8	76
0.04	75	0	0.01	0.5	1	2.52	20	74	0.05	100	0	0.01	0.5	1	2.47	20	76.6
0.05	75	0	0.01	0.5	1	2.4	21	74.8	0.06	100	0	0.01	0.5	1	2.25	20.8	76.4
0.06	75	0	0.01	0.5	1	2.22	22	75.4	0.02	125	0	0.01	0.5	1	2.63	15.6	74.8
0.02	100	0	0.01	0.5	1	2.54	16	73	0.03	125	0	0.01	0.5	1	2.62	17	74.8
0.03	100	0	0.01	0.5	1	2.52	17.6	73.2	0.04	125	0	0.01	0.5	1	2.55	18.2	75.4
0.04	100	0	0.01	0.5	1	2.46	18.8	73.6	0.05	125	0	0.01	0.5	1	2.43	19.2	75.8
0.05	100	0	0.01	0.5	1	2.34	20	74.2	0.06	125	0	0.01	0.5	1	2.21	20.2	76
0.06	100	0	0.01	0.5	1	2.16	20.8	75	0.02	150	0	0.01	0.5	1	2.6	15	74.2
0.02	125	0	0.01	0.5	1	2.52	15.6	72.6	0.03	150	0	0.01	0.5	1	2.58	16.6	74.4
0.03	125	0	0.01	0.5	1	2.5	17	72.6	0.04	150	0	0.01	0.5	1	2.52	17.6	74.8
0.04	125	0	0.01	0.5	1	2.44	18.2	73.2	0.05	150	0	0.01	0.5	1	2.39	18.6	75.2
0.05	125	0	0.01	0.5	1	2.32	19.2	73.6	0.06	150	0	0.01	0.5	1	2.19	19.6	75.6
0.06	125	0	0.01	0.5	1	2.13	20.2	74.6	0.02	175	0	0.01	0.5	1	2.57	14.8	74.2
0.02	150	0	0.01	0.5	1	2.51	15	72.6	0.03	175	0	0.01	0.5	1	2.55	16.2	74.2
0.03	150	0	0.01	0.5	1	2.49	16.6	72.6	0.04	175	0	0.01	0.5	1	2.49	17.2	74.6
0.04	150	0	0.01	0.5	1	2.43	17.6	73	0.05	175	0	0.01	0.5	1	2.36	18.2	75.2
0.05	150	0	0.01	0.5	1	2.3	18.6	73.4	0.06	175	0	0.01	0.5	1	2.16	19	75.4
0.06	150	0	0.01	0.5	1	2.11	19.6	74.4	0.02	50	0	0.01	0.5	1	2.93	18.2	82
0.02	175	0	0.01	0.5	1	2.49	14.8	72.8	0.03	50	0	0.01	0.5	1	2.92	20	82
0.03	175	0	0.01	0.5	1	2.47	16.2	72.6	0.04	50	0	0.01	0.5	1	2.87	21.6	81.6
0.04	175	0	0.01	0.5	1	2.4	17.2	73	0.05	50	0	0.01	0.5	1	2.74	22.8	81.4
0.05	175	0	0.01	0.5	1	2.28	18.2	73.8	0.06	50	0	0.01	0.5	1	2.51	24	79.4
0.06	175	0	0.01	0.5	1	2.09	19	74.4	0.02	75	0	0.01	0.5	1	2.81	16.8	80
0.02	50	0	0.01	0.5	1	2.87	18.2	79.2	0.03	75	0	0.01	0.5	1	2.79	18.4	80
0.03	50	0	0.01	0.5	1	2.86	20	79.2	0.04	75	0	0.01	0.5	1	2.73	20	79.8
0.04	50	0	0.01	0.5	1	2.81	21.6	79.4	0.05	75	0	0.01	0.5	1	2.6	21	79.6
0.05	50	0	0.01	0.5	1	2.69	22.8	79.4	0.06	75	0	0.01	0.5	1	2.34	22	77.8
0.06	50	0	0.01	0.5	1	2.49	24	78.6	0.02	100	0	0.01	0.5	1	2.76	16	78
0.02	75	0	0.01	0.5	1	2.74	16.8	76.8	0.03	100	0	0.01	0.5	1	2.74	17.6	78

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.04	100	0	0.01	0.5	1	2.67	18.8	78.6	0.03	50	0.01	0.01	0.5	1	2.92	20	83.4
0.05	100	0	0.01	0.5	1	2.53	20	78	0.04	50	0.01	0.01	0.5	1	2.87	21.6	82.8
0.06	100	0	0.01	0.5	1	2.27	20.8	77	0.05	50	0.01	0.01	0.5	1	2.74	22.8	81.4
0.02	125	0	0.01	0.5	1	2.72	15.6	76.8	0.06	50	0.01	0.01	0.5	1	2.51	24	79.4
0.03	125	0	0.01	0.5	1	2.7	17	76.8	0.02	75	0.01	0.01	0.5	1	2.84	16.8	82.2
0.04	125	0	0.01	0.5	1	2.64	18.2	77.2	0.03	75	0.01	0.01	0.5	1	2.82	18.4	82
0.05	125	0	0.01	0.5	1	2.49	19.2	77.6	0.04	75	0.01	0.01	0.5	1	2.75	20	81.2
0.06	125	0	0.01	0.5	1	2.24	20.2	76.8	0.05	75	0.01	0.01	0.5	1	2.6	21	80
0.02	150	0	0.01	0.5	1	2.67	15	76	0.06	75	0.01	0.01	0.5	1	2.34	22	77.8
0.03	150	0	0.01	0.5	1	2.66	16.6	76.2	0.02	100	0.01	0.01	0.5	1	2.81	16	81.4
0.04	150	0	0.01	0.5	1	2.6	17.6	76.2	0.03	100	0.01	0.01	0.5	1	2.79	17.6	81.4
0.05	150	0	0.01	0.5	1	2.46	18.6	77	0.04	100	0.01	0.01	0.5	1	2.71	18.8	80.6
0.06	150	0	0.01	0.5	1	2.22	19.6	76.4	0.05	100	0.01	0.01	0.5	1	2.55	20	79
0.02	175	0	0.01	0.5	1	2.63	14.8	75.6	0.06	100	0.01	0.01	0.5	1	2.27	20.8	77
0.03	175	0	0.01	0.5	1	2.61	16.2	75.8	0.02	125	0.01	0.01	0.5	1	2.79	15.6	80
0.04	175	0	0.01	0.5	1	2.55	17.2	76.2	0.03	125	0.01	0.01	0.5	1	2.77	17	80
0.05	175	0	0.01	0.5	1	2.42	18.2	76.8	0.04	125	0.01	0.01	0.5	1	2.7	18.2	80
0.06	175	0	0.01	0.5	1	2.18	19	76.2	0.05	125	0.01	0.01	0.5	1	2.53	19.2	78.6
0.02	50	0.01	0.01	0.5	1	2.93	18.2	83.6	0.06	125	0.01	0.01	0.5	1	2.24	20.2	76.8
0.03	50	0.01	0.01	0.5	1	2.92	20	83.4	0.02	150	0.01	0.01	0.5	1	2.75	15	79
0.04	50	0.01	0.01	0.5	1	2.87	21.6	82.8	0.03	150	0.01	0.01	0.5	1	2.74	16.6	79.2
0.05	50	0.01	0.01	0.5	1	2.74	22.8	81.4	0.04	150	0.01	0.01	0.5	1	2.67	17.6	79
0.06	50	0.01	0.01	0.5	1	2.51	24	79.4	0.05	150	0.01	0.01	0.5	1	2.5	18.6	78.2
0.02	75	0.01	0.01	0.5	1	2.84	16.8	81.6	0.06	150	0.01	0.01	0.5	1	2.22	19.6	76.4
0.03	75	0.01	0.01	0.5	1	2.82	18.4	81.6	0.02	175	0.01	0.01	0.5	1	2.71	14.8	78.2
0.04	75	0.01	0.01	0.5	1	2.75	20	81.2	0.03	175	0.01	0.01	0.5	1	2.69	16.2	78.4
0.05	75	0.01	0.01	0.5	1	2.6	21	80	0.04	175	0.01	0.01	0.5	1	2.62	17.2	78.6
0.06	75	0.01	0.01	0.5	1	2.34	22	77.8	0.05	175	0.01	0.01	0.5	1	2.47	18.2	78
0.02	100	0.01	0.01	0.5	1	2.79	16	80	0.06	175	0.01	0.01	0.5	1	2.18	19	76.2
0.03	100	0.01	0.01	0.5	1	2.77	17.6	80	0.02	50	0.01	0.01	0.5	1	2.93	18.2	83.6
0.04	100	0.01	0.01	0.5	1	2.7	18.8	79.8	0.03	50	0.01	0.01	0.5	1	2.92	20	83.4
0.05	100	0.01	0.01	0.5	1	2.55	20	79	0.04	50	0.01	0.01	0.5	1	2.87	21.6	82.8
0.06	100	0.01	0.01	0.5	1	2.27	20.8	77	0.05	50	0.01	0.01	0.5	1	2.74	22.8	81.4
0.02	125	0.01	0.01	0.5	1	2.77	15.6	78.4	0.06	50	0.01	0.01	0.5	1	2.51	24	79.4
0.03	125	0.01	0.01	0.5	1	2.75	17	78.4	0.02	75	0.01	0.01	0.5	1	2.84	16.8	82.2
0.04	125	0.01	0.01	0.5	1	2.68	18.2	79	0.03	75	0.01	0.01	0.5	1	2.82	18.4	82
0.05	125	0.01	0.01	0.5	1	2.53	19.2	78.6	0.04	75	0.01	0.01	0.5	1	2.75	20	81.2
0.06	125	0.01	0.01	0.5	1	2.24	20.2	76.8	0.05	75	0.01	0.01	0.5	1	2.6	21	80
0.02	150	0.01	0.01	0.5	1	2.73	15	77.4	0.06	75	0.01	0.01	0.5	1	2.34	22	77.8
0.03	150	0.01	0.01	0.5	1	2.71	16.6	77.4	0.02	100	0.01	0.01	0.5	1	2.81	16	81.6
0.04	150	0.01	0.01	0.5	1	2.64	17.6	78	0.03	100	0.01	0.01	0.5	1	2.79	17.6	81.4
0.05	150	0.01	0.01	0.5	1	2.5	18.6	78	0.04	100	0.01	0.01	0.5	1	2.71	18.8	80.6
0.06	150	0.01	0.01	0.5	1	2.22	19.6	76.4	0.05	100	0.01	0.01	0.5	1	2.55	20	79
0.02	175	0.01	0.01	0.5	1	2.68	14.8	77	0.06	100	0.01	0.01	0.5	1	2.27	20.8	77
0.03	175	0.01	0.01	0.5	1	2.66	16.2	77	0.02	125	0.01	0.01	0.5	1	2.8	15.6	81.2
0.04	175	0.01	0.01	0.5	1	2.59	17.2	77.4	0.03	125	0.01	0.01	0.5	1	2.78	17	81
0.05	175	0.01	0.01	0.5	1	2.46	18.2	77.6	0.04	125	0.01	0.01	0.5	1	2.7	18.2	80.2
0.06	175	0.01	0.01	0.5	1	2.18	19	76.2	0.05	125	0.01	0.01	0.5	1	2.53	19.2	78.6
0.02	50	0.01	0.01	0.5	1	2.93	18.2	83.6	0.06	125	0.01	0.01	0.5	1	2.24	20.2	76.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	150	0.01	0.01	0.5	1	2.77	15	80	0.06	75	0	0.01	0.2	0.5	2.34	22	77.8
0.03	150	0.01	0.01	0.5	1	2.75	16.6	80.2	0.02	100	0	0.01	0.2	0.5	2.75	16	77.2
0.04	150	0.01	0.01	0.5	1	2.68	17.6	79.6	0.03	100	0	0.01	0.2	0.5	2.73	17.6	77.4
0.05	150	0.01	0.01	0.5	1	2.5	18.6	78.2	0.04	100	0	0.01	0.2	0.5	2.67	18.8	78
0.06	150	0.01	0.01	0.5	1	2.22	19.6	76.4	0.05	100	0	0.01	0.2	0.5	2.53	20	78
0.02	175	0.01	0.01	0.5	1	2.73	14.8	79.4	0.06	100	0	0.01	0.2	0.5	2.27	20.8	77
0.03	175	0.01	0.01	0.5	1	2.71	16.2	79.2	0.02	125	0	0.01	0.2	0.5	2.71	15.6	76
0.04	175	0.01	0.01	0.5	1	2.64	17.2	79.4	0.03	125	0	0.01	0.2	0.5	2.69	17	76
0.05	175	0.01	0.01	0.5	1	2.47	18.2	78	0.04	125	0	0.01	0.2	0.5	2.63	18.2	76.6
0.06	175	0.01	0.01	0.5	1	2.18	19	76.2	0.05	125	0	0.01	0.2	0.5	2.5	19.2	77.4
0.02	50	0	0.01	0	0.5	2.94	18.2	81.2	0.06	125	0	0.01	0.2	0.5	2.24	20.2	76.8
0.03	50	0	0.01	0	0.5	2.93	20	81.4	0.02	150	0	0.01	0.2	0.5	2.67	15	75.2
0.04	50	0	0.01	0	0.5	2.87	21.6	81.6	0.03	150	0	0.01	0.2	0.5	2.65	16.6	75.4
0.05	50	0	0.01	0	0.5	2.74	22.8	81.4	0.04	150	0	0.01	0.2	0.5	2.59	17.6	75.8
0.06	50	0	0.01	0	0.5	2.51	24	79.4	0.05	150	0	0.01	0.2	0.5	2.46	18.6	76.6
0.02	75	0	0.01	0	0.5	2.81	16.8	78.6	0.06	150	0	0.01	0.2	0.5	2.22	19.6	76.4
0.03	75	0	0.01	0	0.5	2.79	18.4	78.6	0.02	175	0	0.01	0.2	0.5	2.62	14.8	75.2
0.04	75	0	0.01	0	0.5	2.73	20	79	0.03	175	0	0.01	0.2	0.5	2.6	16.2	75.2
0.05	75	0	0.01	0	0.5	2.6	21	79.6	0.04	175	0	0.01	0.2	0.5	2.54	17.2	75.6
0.06	75	0	0.01	0	0.5	2.34	22	77.8	0.05	175	0	0.01	0.2	0.5	2.42	18.2	76.4
0.02	100	0	0.01	0	0.5	2.74	16	76.8	0.06	175	0	0.01	0.2	0.5	2.18	19	76.2
0.03	100	0	0.01	0	0.5	2.73	17.6	77	0.02	50	0	0.01	0.4	0.5	2.93	18.2	82
0.04	100	0	0.01	0	0.5	2.66	18.8	77.4	0.03	50	0	0.01	0.4	0.5	2.92	20	82
0.05	100	0	0.01	0	0.5	2.53	20	78	0.04	50	0	0.01	0.4	0.5	2.87	21.6	81.6
0.06	100	0	0.01	0	0.5	2.27	20.8	77	0.05	50	0	0.01	0.4	0.5	2.74	22.8	81.4
0.02	125	0	0.01	0	0.5	2.71	15.6	75.4	0.06	50	0	0.01	0.4	0.5	2.51	24	79.4
0.03	125	0	0.01	0	0.5	2.69	17	75.6	0.02	75	0	0.01	0.4	0.5	2.81	16.8	79.8
0.04	125	0	0.01	0	0.5	2.62	18.2	76.2	0.03	75	0	0.01	0.4	0.5	2.79	18.4	79.8
0.05	125	0	0.01	0	0.5	2.49	19.2	77.2	0.04	75	0	0.01	0.4	0.5	2.73	20	79.8
0.06	125	0	0.01	0	0.5	2.24	20.2	76.8	0.05	75	0	0.01	0.4	0.5	2.6	21	79.6
0.02	150	0	0.01	0	0.5	2.66	15	74.8	0.06	75	0	0.01	0.4	0.5	2.34	22	77.8
0.03	150	0	0.01	0	0.5	2.65	16.6	75	0.02	100	0	0.01	0.4	0.5	2.75	16	77.8
0.04	150	0	0.01	0	0.5	2.58	17.6	75.6	0.03	100	0	0.01	0.4	0.5	2.74	17.6	77.8
0.05	150	0	0.01	0	0.5	2.45	18.6	76.4	0.04	100	0	0.01	0.4	0.5	2.67	18.8	78.4
0.06	150	0	0.01	0	0.5	2.22	19.6	76.4	0.05	100	0	0.01	0.4	0.5	2.53	20	78
0.02	175	0	0.01	0	0.5	2.62	14.8	74.8	0.06	100	0	0.01	0.4	0.5	2.27	20.8	77
0.03	175	0	0.01	0	0.5	2.6	16.2	74.8	0.02	125	0	0.01	0.4	0.5	2.72	15.6	76.4
0.04	175	0	0.01	0	0.5	2.54	17.2	75.4	0.03	125	0	0.01	0.4	0.5	2.7	17	76.8
0.05	175	0	0.01	0	0.5	2.41	18.2	76.2	0.04	125	0	0.01	0.4	0.5	2.64	18.2	77
0.06	175	0	0.01	0	0.5	2.18	19	76.2	0.05	125	0	0.01	0.4	0.5	2.49	19.2	77.6
0.02	50	0	0.01	0.2	0.5	2.93	18.2	82	0.06	125	0	0.01	0.4	0.5	2.24	20.2	76.8
0.03	50	0	0.01	0.2	0.5	2.92	20	82	0.02	150	0	0.01	0.4	0.5	2.67	15	75.8
0.04	50	0	0.01	0.2	0.5	2.87	21.6	81.6	0.03	150	0	0.01	0.4	0.5	2.65	16.6	76
0.05	50	0	0.01	0.2	0.5	2.74	22.8	81.4	0.04	150	0	0.01	0.4	0.5	2.59	17.6	76.2
0.06	50	0	0.01	0.2	0.5	2.51	24	79.4	0.05	150	0	0.01	0.4	0.5	2.46	18.6	77
0.02	75	0	0.01	0.2	0.5	2.81	16.8	79.2	0.06	150	0	0.01	0.4	0.5	2.22	19.6	76.4
0.03	75	0	0.01	0.2	0.5	2.79	18.4	79.2	0.02	175	0	0.01	0.4	0.5	2.63	14.8	75.6
0.04	75	0	0.01	0.2	0.5	2.73	20	79.6	0.03	175	0	0.01	0.4	0.5	2.61	16.2	75.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.05	175	0	0.01	0.4	0.5	2.42	18.2	76.6	0.04	125	0	0.01	0.8	0.5	2.64	18.2	77.8
0.06	175	0	0.01	0.4	0.5	2.18	19	76.2	0.05	125	0	0.01	0.8	0.5	2.49	19.2	77.6
0.02	50	0	0.01	0.6	0.5	2.93	18.2	82	0.06	125	0	0.01	0.8	0.5	2.24	20.2	76.8
0.03	50	0	0.01	0.6	0.5	2.92	20	82	0.02	150	0	0.01	0.8	0.5	2.68	15	76.4
0.04	50	0	0.01	0.6	0.5	2.87	21.6	81.6	0.03	150	0	0.01	0.8	0.5	2.67	16.6	76.2
0.05	50	0	0.01	0.6	0.5	2.74	22.8	81.4	0.04	150	0	0.01	0.8	0.5	2.6	17.6	76.8
0.06	50	0	0.01	0.6	0.5	2.51	24	79.4	0.05	150	0	0.01	0.8	0.5	2.46	18.6	77
0.02	75	0	0.01	0.6	0.5	2.8	16.8	80.2	0.06	150	0	0.01	0.8	0.5	2.22	19.6	76.4
0.03	75	0	0.01	0.6	0.5	2.79	18.4	80	0.02	175	0	0.01	0.8	0.5	2.64	14.8	76.2
0.04	75	0	0.01	0.6	0.5	2.73	20	79.8	0.03	175	0	0.01	0.8	0.5	2.62	16.2	76.2
0.05	75	0	0.01	0.6	0.5	2.6	21	79.6	0.04	175	0	0.01	0.8	0.5	2.56	17.2	76.4
0.06	75	0	0.01	0.6	0.5	2.34	22	77.8	0.05	175	0	0.01	0.8	0.5	2.42	18.2	76.8
0.02	100	0	0.01	0.6	0.5	2.76	16	78.2	0.06	175	0	0.01	0.8	0.5	2.18	19	76.2
0.03	100	0	0.01	0.6	0.5	2.75	17.6	78.2	0.02	50	0	0.01	1	0.5	2.93	18.2	82
0.04	100	0	0.01	0.6	0.5	2.67	18.8	78.8	0.03	50	0	0.01	1	0.5	2.92	20	82
0.05	100	0	0.01	0.6	0.5	2.53	20	78	0.04	50	0	0.01	1	0.5	2.87	21.6	81.6
0.06	100	0	0.01	0.6	0.5	2.27	20.8	77	0.05	50	0	0.01	1	0.5	2.74	22.8	81.4
0.02	125	0	0.01	0.6	0.5	2.72	15.6	76.8	0.06	50	0	0.01	1	0.5	2.51	24	79.4
0.03	125	0	0.01	0.6	0.5	2.71	17	77	0.02	75	0	0.01	1	0.5	2.8	16.8	80.2
0.04	125	0	0.01	0.6	0.5	2.64	18.2	77.2	0.03	75	0	0.01	1	0.5	2.78	18.4	80
0.05	125	0	0.01	0.6	0.5	2.49	19.2	77.6	0.04	75	0	0.01	1	0.5	2.73	20	79.8
0.06	125	0	0.01	0.6	0.5	2.24	20.2	76.8	0.05	75	0	0.01	1	0.5	2.6	21	79.6
0.02	150	0	0.01	0.6	0.5	2.67	15	76.4	0.06	75	0	0.01	1	0.5	2.34	22	77.8
0.03	150	0	0.01	0.6	0.5	2.66	16.6	76.2	0.02	100	0	0.01	1	0.5	2.75	16	79.2
0.04	150	0	0.01	0.6	0.5	2.6	17.6	76.4	0.03	100	0	0.01	1	0.5	2.73	17.6	79.4
0.05	150	0	0.01	0.6	0.5	2.46	18.6	77	0.04	100	0	0.01	1	0.5	2.67	18.8	78.8
0.06	150	0	0.01	0.6	0.5	2.22	19.6	76.4	0.05	100	0	0.01	1	0.5	2.53	20	78
0.02	175	0	0.01	0.6	0.5	2.63	14.8	76	0.06	100	0	0.01	1	0.5	2.27	20.8	77
0.03	175	0	0.01	0.6	0.5	2.61	16.2	75.8	0.02	125	0	0.01	1	0.5	2.73	15.6	77.2
0.04	175	0	0.01	0.6	0.5	2.55	17.2	76	0.03	125	0	0.01	1	0.5	2.71	17	77.6
0.05	175	0	0.01	0.6	0.5	2.42	18.2	76.8	0.04	125	0	0.01	1	0.5	2.64	18.2	78.2
0.06	175	0	0.01	0.6	0.5	2.18	19	76.2	0.05	125	0	0.01	1	0.5	2.49	19.2	77.6
0.02	50	0	0.01	0.8	0.5	2.93	18.2	82	0.06	125	0	0.01	1	0.5	2.24	20.2	76.8
0.03	50	0	0.01	0.8	0.5	2.92	20	82	0.02	150	0	0.01	1	0.5	2.69	15	76.6
0.04	50	0	0.01	0.8	0.5	2.87	21.6	81.6	0.03	150	0	0.01	1	0.5	2.67	16.6	76.6
0.05	50	0	0.01	0.8	0.5	2.74	22.8	81.4	0.04	150	0	0.01	1	0.5	2.6	17.6	77
0.06	50	0	0.01	0.8	0.5	2.51	24	79.4	0.05	150	0	0.01	1	0.5	2.46	18.6	77
0.02	75	0	0.01	0.8	0.5	2.8	16.8	80.2	0.06	150	0	0.01	1	0.5	2.22	19.6	76.4
0.03	75	0	0.01	0.8	0.5	2.78	18.4	80	0.02	175	0	0.01	1	0.5	2.64	14.8	76.4
0.04	75	0	0.01	0.8	0.5	2.73	20	79.8	0.03	175	0	0.01	1	0.5	2.62	16.2	76.4
0.05	75	0	0.01	0.8	0.5	2.6	21	79.6	0.04	175	0	0.01	1	0.5	2.56	17.2	76.6
0.06	75	0	0.01	0.8	0.5	2.34	22	77.8	0.05	175	0	0.01	1	0.5	2.42	18.2	76.8
0.02	100	0	0.01	0.8	0.5	2.76	16	78.8	0.06	175	0	0.01	1	0.5	2.18	19	76.2
0.03	100	0	0.01	0.8	0.5	2.74	17.6	78.8									
0.04	100	0	0.01	0.8	0.5	2.67	18.8	78.8									
0.05	100	0	0.01	0.8	0.5	2.53	20	78									
0.06	100	0	0.01	0.8	0.5	2.27	20.8	77									
0.02	125	0	0.01	0.8	0.5	2.73	15.6	77.2									
0.03	125	0	0.01	0.8	0.5	2.71	17	77.2									

Таблиця ДЗ.4 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 6 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	50	0	0	0.2	0.5	2.422	11.8	71.6	0.04	125	0.006	0	0.2	0.5	2.742	23.4	78
0.03	50	0	0	0.2	0.5	2.452	12.6	71.8	0.05	125	0.006	0	0.2	0.5	2.542	24.6	77.2
0.04	50	0	0	0.2	0.5	2.433	13.2	72.2	0.06	125	0.006	0	0.2	0.5	2.175	25.4	76
0.05	50	0	0	0.2	0.5	2.344	13.8	73	0.02	150	0.006	0	0.2	0.5	2.715	20	76.6
0.06	50	0	0	0.2	0.5	2.141	14.4	74.2	0.03	150	0.006	0	0.2	0.5	2.744	21.4	76.6
0.02	75	0	0	0.2	0.5	2.381	11.8	70.8	0.04	150	0.006	0	0.2	0.5	2.708	22.6	77.2
0.03	75	0	0	0.2	0.5	2.406	12.6	70.8	0.05	150	0.006	0	0.2	0.5	2.536	23.6	77.2
0.04	75	0	0	0.2	0.5	2.386	13.2	71.2	0.06	150	0.006	0	0.2	0.5	2.175	24.6	75.8
0.05	75	0	0	0.2	0.5	2.302	13.8	72.2	0.02	175	0.006	0	0.2	0.5	2.674	19.4	75.8
0.06	75	0	0	0.2	0.5	2.127	14.4	73.6	0.03	175	0.006	0	0.2	0.5	2.702	20.8	75.8
0.02	100	0	0	0.2	0.5	2.359	11.8	70.4	0.04	175	0.006	0	0.2	0.5	2.672	22	76.6
0.03	100	0	0	0.2	0.5	2.389	12.6	70.6	0.05	175	0.006	0	0.2	0.5	2.53	23	77
0.04	100	0	0	0.2	0.5	2.367	13.4	71	0.06	175	0.006	0	0.2	0.5	2.176	23.8	75.8
0.05	100	0	0	0.2	0.5	2.276	13.8	72.2	0.02	50	0.01	0	0.2	0.5	3.015	28.2	81.8
0.06	100	0	0	0.2	0.5	2.103	14.4	73.4	0.03	50	0.01	0	0.2	0.5	3.045	30	82
0.02	125	0	0	0.2	0.5	2.349	11.8	70.2	0.04	50	0.01	0	0.2	0.5	2.99	31.6	81.6
0.03	125	0	0	0.2	0.5	2.376	12.6	70.2	0.05	50	0.01	0	0.2	0.5	2.795	33.2	80.4
0.04	125	0	0	0.2	0.5	2.355	13.4	70.8	0.06	50	0.01	0	0.2	0.5	2.469	34.4	78
0.05	125	0	0	0.2	0.5	2.264	13.8	71.8	0.02	75	0.01	0	0.2	0.5	2.932	25.6	80.2
0.06	125	0	0	0.2	0.5	2.091	14.4	73.2	0.03	75	0.01	0	0.2	0.5	2.959	27.4	80.6
0.02	150	0	0	0.2	0.5	2.342	11.8	70	0.04	75	0.01	0	0.2	0.5	2.895	29	80.4
0.03	150	0	0	0.2	0.5	2.368	12.6	70.2	0.05	75	0.01	0	0.2	0.5	2.679	30.4	79
0.04	150	0	0	0.2	0.5	2.347	13.4	70.6	0.06	75	0.01	0	0.2	0.5	2.298	31.4	77
0.05	150	0	0	0.2	0.5	2.253	13.8	71.6	0.02	100	0.01	0	0.2	0.5	2.876	24.2	79.4
0.06	150	0	0	0.2	0.5	2.082	14.4	73.2	0.03	100	0.01	0	0.2	0.5	2.904	25.8	79.8
0.02	175	0	0	0.2	0.5	2.334	11.8	69.8	0.04	100	0.01	0	0.2	0.5	2.836	27.2	79.4
0.03	175	0	0	0.2	0.5	2.363	12.6	70.2	0.05	100	0.01	0	0.2	0.5	2.617	28.6	78.2
0.04	175	0	0	0.2	0.5	2.342	13.4	70.4	0.06	100	0.01	0	0.2	0.5	2.216	29.6	76.6
0.05	175	0	0	0.2	0.5	2.248	13.8	71.4	0.02	125	0.01	0	0.2	0.5	2.84	23	79
0.06	175	0	0	0.2	0.5	2.077	14.4	73	0.03	125	0.01	0	0.2	0.5	2.869	24.6	79.4
0.02	50	0.006	0	0.2	0.5	2.883	25	79.8	0.04	125	0.01	0	0.2	0.5	2.801	26	79
0.03	50	0.006	0	0.2	0.5	2.909	26.8	80.4	0.05	125	0.01	0	0.2	0.5	2.583	27.2	78
0.04	50	0.006	0	0.2	0.5	2.846	28.4	80	0.06	125	0.01	0	0.2	0.5	2.193	28.2	76.4
0.05	50	0.006	0	0.2	0.5	2.631	29.6	78.6	0.02	150	0.01	0	0.2	0.5	2.816	22.2	78.8
0.06	50	0.006	0	0.2	0.5	2.254	30.8	77	0.03	150	0.01	0	0.2	0.5	2.845	23.8	79
0.02	75	0.006	0	0.2	0.5	2.834	23	79	0.04	150	0.01	0	0.2	0.5	2.779	25.2	78.8
0.03	75	0.006	0	0.2	0.5	2.862	24.6	79.4	0.05	150	0.01	0	0.2	0.5	2.564	26.2	77.8
0.04	75	0.006	0	0.2	0.5	2.795	26	79	0.06	150	0.01	0	0.2	0.5	2.182	27.2	76.4
0.05	75	0.006	0	0.2	0.5	2.58	27.2	77.8	0.02	175	0.01	0	0.2	0.5	2.798	21.4	78.4
0.06	75	0.006	0	0.2	0.5	2.191	28.2	76.4	0.03	175	0.01	0	0.2	0.5	2.826	23	78.8
0.02	100	0.006	0	0.2	0.5	2.802	21.6	78.4	0.04	175	0.01	0	0.2	0.5	2.764	24.4	78.6
0.03	100	0.006	0	0.2	0.5	2.832	23.2	78.8	0.05	175	0.01	0	0.2	0.5	2.552	25.4	77.4
0.04	100	0.006	0	0.2	0.5	2.767	24.6	78.6	0.06	175	0.01	0	0.2	0.5	2.177	26.4	76.2
0.05	100	0.006	0	0.2	0.5	2.554	25.6	77.4	0.02	50	0	0.01	0.2	0.5	2.906	19.8	70.4
0.06	100	0.006	0	0.2	0.5	2.178	26.6	76.2	0.03	50	0	0.01	0.2	0.5	2.951	21.8	70.4
0.02	125	0.006	0	0.2	0.5	2.758	20.6	77.4	0.04	50	0	0.01	0.2	0.5	2.942	23.4	70.8
0.03	125	0.006	0	0.2	0.5	2.784	22.2	77.6	0.05	50	0	0.01	0.2	0.5	2.862	24.8	71.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.06	50	0	0.01	0.2	0.5	2.667	26	72.6	0.05	150	0.002	0.01	0.2	0.5	2.58	23.4	73.2
0.02	75	0	0.01	0.2	0.5	2.74	18.2	69.8	0.06	150	0.002	0.01	0.2	0.5	2.379	24.4	74.8
0.03	75	0	0.01	0.2	0.5	2.778	19.8	70	0.02	175	0.002	0.01	0.2	0.5	2.631	18.8	71.2
0.04	75	0	0.01	0.2	0.5	2.754	21.4	70.2	0.03	175	0.002	0.01	0.2	0.5	2.657	20.4	71.2
0.05	75	0	0.01	0.2	0.5	2.658	22.6	71	0.04	175	0.002	0.01	0.2	0.5	2.63	21.6	71.8
0.06	75	0	0.01	0.2	0.5	2.459	23.8	72.2	0.05	175	0.002	0.01	0.2	0.5	2.523	22.8	73
0.02	100	0	0.01	0.2	0.5	2.64	17.2	69.6	0.06	175	0.002	0.01	0.2	0.5	2.327	23.6	74.8
0.03	100	0	0.01	0.2	0.5	2.67	18.8	69.8	0.02	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.47	27.4	80.4
0.04	100	0	0.01	0.2	0.5	2.646	20.2	70.2	0.03	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.524	29.4	80.2
0.05	100	0	0.01	0.2	0.5	2.538	21.4	70.8	0.04	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.519	31.4	80.6
0.06	100	0	0.01	0.2	0.5	2.34	22.4	72.4	0.05	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.419	33	81.6
0.02	125	0	0.01	0.2	0.5	2.574	16.4	69.4	0.06	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.184	34.4	82.8
0.03	125	0	0.01	0.2	0.5	2.602	18	69.4	0.02	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.217	24.8	77.2
0.04	125	0	0.01	0.2	0.5	2.577	19.4	70	0.03	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.252	26.6	77
0.05	125	0	0.01	0.2	0.5	2.468	20.4	71	0.04	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.232	28.4	77.6
0.06	125	0	0.01	0.2	0.5	2.269	21.4	72.6	0.05	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.134	29.8	78.8
0.02	150	0	0.01	0.2	0.5	2.529	16	69.4	0.06	75	0.004	0.01	0.2	0.5	2.901	31	80
0.03	150	0	0.01	0.2	0.5	2.56	17.6	69.6	0.02	100	0.004	0.01	0.2	0.5	3.037	23	75.4
0.04	150	0	0.01	0.2	0.5	2.53	18.8	70	0.03	100	0.004	0.01	0.2	0.5	3.069	25	75.4
0.05	150	0	0.01	0.2	0.5	2.419	19.8	71	0.04	100	0.004	0.01	0.2	0.5	3.049	26.4	76
0.06	150	0	0.01	0.2	0.5	2.225	20.8	72.6	0.05	100	0.004	0.01	0.2	0.5	2.939	27.8	77.2
0.02	175	0	0.01	0.2	0.5	2.498	15.6	69.4	0.06	100	0.004	0.01	0.2	0.5	2.705	29	78.4
0.03	175	0	0.01	0.2	0.5	2.523	17	69.6	0.02	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.912	21.8	74.2
0.04	175	0	0.01	0.2	0.5	2.494	18.2	70	0.03	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.946	23.6	74.4
0.05	175	0	0.01	0.2	0.5	2.387	19.2	71	0.04	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.924	25.2	74.8
0.06	175	0	0.01	0.2	0.5	2.193	20.2	72.6	0.05	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.81	26.4	76
0.02	50	0.002	0.01	0.2	0.5	3.294	25.2	75.6	0.06	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.572	27.6	77.4
0.03	50	0.002	0.01	0.2	0.5	3.325	27.2	75.4	0.02	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.823	21	73.4
0.04	50	0.002	0.01	0.2	0.5	3.315	29	75.6	0.03	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.853	22.8	73.6
0.05	50	0.002	0.01	0.2	0.5	3.226	30.4	76.6	0.04	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.829	24.2	74.2
0.06	50	0.002	0.01	0.2	0.5	3.034	31.8	78.4	0.05	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.714	25.4	75.4
0.02	75	0.002	0.01	0.2	0.5	3.032	22.6	73.6	0.06	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.484	26.4	76.8
0.03	75	0.002	0.01	0.2	0.5	3.063	24.6	73.6	0.02	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.752	20.2	72.8
0.04	75	0.002	0.01	0.2	0.5	3.049	26.2	73.8	0.03	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.781	22	73.2
0.05	75	0.002	0.01	0.2	0.5	2.944	27.6	74.8	0.04	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.754	23.4	73.6
0.06	75	0.002	0.01	0.2	0.5	2.731	28.8	76.8	0.05	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.648	24.4	75
0.02	100	0.002	0.01	0.2	0.5	2.866	21.2	72.4	0.06	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.421	25.6	76.4
0.03	100	0.002	0.01	0.2	0.5	2.897	23	72.6	0.02	50	0.006	0.01	0.2	0.5	3.501	29.2	84.8
0.04	100	0.002	0.01	0.2	0.5	2.877	24.4	73	0.03	50	0.006	0.01	0.2	0.5	3.557	31.2	84.6
0.05	100	0.002	0.01	0.2	0.5	2.77	25.8	74	0.04	50	0.006	0.01	0.2	0.5	3.554	33	85
0.06	100	0.002	0.01	0.2	0.5	2.57	26.8	75.8	0.05	50	0.006	0.01	0.2	0.5	3.454	34.8	85.4
0.02	125	0.002	0.01	0.2	0.5	2.761	20.2	71.8	0.06	50	0.006	0.01	0.2	0.5	3.241	36.2	85
0.03	125	0.002	0.01	0.2	0.5	2.789	21.8	71.8	0.02	75	0.006	0.01	0.2	0.5	3.334	26.2	80.6
0.04	125	0.002	0.01	0.2	0.5	2.763	23.2	72.6	0.03	75	0.006	0.01	0.2	0.5	3.378	28.2	80.4
0.05	125	0.002	0.01	0.2	0.5	2.658	24.4	73.4	0.04	75	0.006	0.01	0.2	0.5	3.362	30	81
0.06	125	0.002	0.01	0.2	0.5	2.459	25.6	75.2	0.05	75	0.006	0.01	0.2	0.5	3.231	31.4	82.4
0.02	150	0.002	0.01	0.2	0.5	2.685	19.4	71.4	0.06	75	0.006	0.01	0.2	0.5	2.959	32.8	81.4
0.03	150	0.002	0.01	0.2	0.5	2.715	21	71.6	0.02	100	0.006	0.01	0.2	0.5	3.164	24.4	78.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.04	100	0.006	0.01	0.2	0.5	3.178	28	78.8	0.03	50	0.01	0.01	0.2	0.5	3.512	33.8	89.8
0.05	100	0.006	0.01	0.2	0.5	3.062	29.4	80	0.04	50	0.01	0.01	0.2	0.5	3.522	35.8	89.8
0.06	100	0.006	0.01	0.2	0.5	2.754	30.6	79.4	0.05	50	0.01	0.01	0.2	0.5	3.48	37.6	88.8
0.02	125	0.006	0.01	0.2	0.5	3.041	23.2	76.4	0.06	50	0.01	0.01	0.2	0.5	3.332	39.2	86.8
0.03	125	0.006	0.01	0.2	0.5	3.068	25	76.6	0.02	75	0.01	0.01	0.2	0.5	3.392	28.6	85.8
0.04	125	0.006	0.01	0.2	0.5	3.035	26.6	77.2	0.03	75	0.01	0.01	0.2	0.5	3.434	30.6	85.8
0.05	125	0.006	0.01	0.2	0.5	2.922	27.8	78.6	0.04	75	0.01	0.01	0.2	0.5	3.419	32.4	86.2
0.06	125	0.006	0.01	0.2	0.5	2.617	29	78.2	0.05	75	0.01	0.01	0.2	0.5	3.314	34	85.2
0.02	150	0.006	0.01	0.2	0.5	2.937	22.2	75.6	0.06	75	0.01	0.01	0.2	0.5	3.053	35.4	82.6
0.03	150	0.006	0.01	0.2	0.5	2.971	24	75.4	0.02	100	0.01	0.01	0.2	0.5	3.284	26.6	82.8
0.04	150	0.006	0.01	0.2	0.5	2.942	25.4	76.2	0.03	100	0.01	0.01	0.2	0.5	3.324	28.6	83
0.05	150	0.006	0.01	0.2	0.5	2.83	26.8	77.6	0.04	100	0.01	0.01	0.2	0.5	3.296	30.2	83.2
0.06	150	0.006	0.01	0.2	0.5	2.524	27.8	77.6	0.05	100	0.01	0.01	0.2	0.5	3.155	31.8	82.8
0.02	175	0.006	0.01	0.2	0.5	2.858	21.4	74.6	0.06	100	0.01	0.01	0.2	0.5	2.828	33	80.4
0.03	175	0.006	0.01	0.2	0.5	2.887	23.2	74.8	0.02	125	0.01	0.01	0.2	0.5	3.181	25.2	80.8
0.04	175	0.006	0.01	0.2	0.5	2.863	24.6	75.4	0.03	125	0.01	0.01	0.2	0.5	3.219	27	81
0.05	175	0.006	0.01	0.2	0.5	2.751	25.8	76.8	0.04	125	0.01	0.01	0.2	0.5	3.186	28.6	81.4
0.06	175	0.006	0.01	0.2	0.5	2.46	26.8	77.2	0.05	125	0.01	0.01	0.2	0.5	3.034	30	81.4
0.02	50	0.008	0.01	0.2	0.5	3.485	30.6	88	0.06	125	0.01	0.01	0.2	0.5	2.671	31.4	79
0.03	50	0.008	0.01	0.2	0.5	3.536	32.6	88	0.02	150	0.01	0.01	0.2	0.5	3.092	24	79.4
0.04	50	0.008	0.01	0.2	0.5	3.539	34.6	88.2	0.03	150	0.01	0.01	0.2	0.5	3.126	26	79.2
0.05	50	0.008	0.01	0.2	0.5	3.46	36.2	88	0.04	150	0.01	0.01	0.2	0.5	3.095	27.6	80
0.06	50	0.008	0.01	0.2	0.5	3.29	37.8	85.8	0.05	150	0.01	0.01	0.2	0.5	2.941	28.8	80.4
0.02	75	0.008	0.01	0.2	0.5	3.374	27.4	83.6	0.06	150	0.01	0.01	0.2	0.5	2.564	30	78.2
0.03	75	0.008	0.01	0.2	0.5	3.42	29.4	83.6	0.02	175	0.01	0.01	0.2	0.5	3.018	23.2	78.2
0.04	75	0.008	0.01	0.2	0.5	3.399	31.2	84	0.03	175	0.01	0.01	0.2	0.5	3.049	25	78
0.05	75	0.008	0.01	0.2	0.5	3.281	32.8	84.4	0.04	175	0.01	0.01	0.2	0.5	3.015	26.6	78.8
0.06	75	0.008	0.01	0.2	0.5	3.007	34.2	82.2	0.05	175	0.01	0.01	0.2	0.5	2.866	27.8	79.6
0.02	100	0.008	0.01	0.2	0.5	3.247	25.6	80.8	0.06	175	0.01	0.01	0.2	0.5	2.487	29	77.6
0.03	100	0.008	0.01	0.2	0.5	3.286	27.6	80.8	0.02	50	0	0.02	0.2	0.5	3.305	23.6	69.4
0.04	100	0.008	0.01	0.2	0.5	3.26	29.2	81.4	0.03	50	0	0.02	0.2	0.5	3.358	25.6	69.4
0.05	100	0.008	0.01	0.2	0.5	3.118	30.6	81.8	0.04	50	0	0.02	0.2	0.5	3.379	27.6	69.4
0.06	100	0.008	0.01	0.2	0.5	2.79	31.8	79.8	0.05	50	0	0.02	0.2	0.5	3.332	29.2	69.8
0.02	125	0.008	0.01	0.2	0.5	3.128	24.2	78.8	0.06	50	0	0.02	0.2	0.5	3.183	30.8	70.4
0.03	125	0.008	0.01	0.2	0.5	3.161	26.2	78.8	0.02	75	0	0.02	0.2	0.5	3.019	21.2	69.2
0.04	125	0.008	0.01	0.2	0.5	3.13	27.6	79.6	0.03	75	0	0.02	0.2	0.5	3.062	23.2	69.2
0.05	125	0.008	0.01	0.2	0.5	2.99	29	80.2	0.04	75	0	0.02	0.2	0.5	3.069	25	69.2
0.06	125	0.008	0.01	0.2	0.5	2.642	30.2	78.4	0.05	75	0	0.02	0.2	0.5	2.992	26.4	69.8
0.02	150	0.008	0.01	0.2	0.5	3.028	23.2	77.4	0.06	75	0	0.02	0.2	0.5	2.819	27.8	70.6
0.03	150	0.008	0.01	0.2	0.5	3.058	25	77.4	0.02	100	0	0.02	0.2	0.5	2.859	19.8	69.2
0.04	150	0.008	0.01	0.2	0.5	3.032	26.6	78.2	0.03	100	0	0.02	0.2	0.5	2.902	21.8	69.2
0.05	150	0.008	0.01	0.2	0.5	2.89	27.8	79.2	0.04	100	0	0.02	0.2	0.5	2.896	23.4	69.4
0.06	150	0.008	0.01	0.2	0.5	2.542	29	78	0.05	100	0	0.02	0.2	0.5	2.807	24.8	70
0.02	175	0.008	0.01	0.2	0.5	2.949	22.4	76.4	0.06	100	0	0.02	0.2	0.5	2.622	26	71
0.03	175	0.008	0.01	0.2	0.5	2.978	24.2	76.4	0.02	125	0	0.02	0.2	0.5	2.759	18.8	69
0.04	175	0.008	0.01	0.2	0.5	2.945	25.6	77.2	0.03	125	0	0.02	0.2	0.5	2.799	20.6	69.2
0.05	175	0.008	0.01	0.2	0.5	2.819	27	78.4	0.04	125	0	0.02	0.2	0.5	2.787	22.2	69.4
0.06	175	0.008	0.01	0.2	0.5	2.472	28	77.4	0.05	125	0	0.02	0.2	0.5	2.69	23.6	70.2
0.02	50	0.01	0.01	0.2	0.5	3.485	31.8	89	0.06	125	0	0.02	0.2	0.5	2.499	24.6	71.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.02	150	0	0.02	0.2	0.5	2.69	18.2	69	0.06	75	0.01	0.02	0.2	0.5	3.584	38.2	86.6
0.03	150	0	0.02	0.2	0.5	2.725	19.8	69.2	0.02	100	0.01	0.02	0.2	0.5	3.595	28.6	81
0.04	150	0	0.02	0.2	0.5	2.71	21.4	69.4	0.03	100	0.01	0.02	0.2	0.5	3.646	30.6	80.8
0.05	150	0	0.02	0.2	0.5	2.609	22.6	70.2	0.04	100	0.01	0.02	0.2	0.5	3.642	32.6	81.2
0.06	150	0	0.02	0.2	0.5	2.415	23.8	71.4	0.05	100	0.01	0.02	0.2	0.5	3.551	34.2	82.6
0.02	175	0	0.02	0.2	0.5	2.639	17.6	69	0.06	100	0.01	0.02	0.2	0.5	3.326	35.6	84
0.03	175	0	0.02	0.2	0.5	2.674	19.4	69	0.02	125	0.01	0.02	0.2	0.5	3.42	27	79.4
0.04	175	0	0.02	0.2	0.5	2.654	20.8	69.4	0.03	125	0.01	0.02	0.2	0.5	3.469	29	79.2
0.05	175	0	0.02	0.2	0.5	2.549	22	70.2	0.04	125	0.01	0.02	0.2	0.5	3.458	30.8	79.8
0.06	175	0	0.02	0.2	0.5	2.356	23	71.6	0.05	125	0.01	0.02	0.2	0.5	3.358	32.2	80.8
0.02	50	0.006	0.02	0.2	0.5	4.092	32.4	81.2	0.06	125	0.01	0.02	0.2	0.5	3.126	33.6	82.2
0.03	50	0.006	0.02	0.2	0.5	4.148	34.4	81	0.02	150	0.01	0.02	0.2	0.5	3.284	25.6	78
0.04	50	0.006	0.02	0.2	0.5	4.185	36.6	81	0.03	150	0.01	0.02	0.2	0.5	3.327	27.6	78
0.05	50	0.006	0.02	0.2	0.5	4.137	38.4	81.6	0.04	150	0.01	0.02	0.2	0.5	3.313	29.4	78.4
0.06	50	0.006	0.02	0.2	0.5	3.978	40	83	0.05	150	0.01	0.02	0.2	0.5	3.209	30.8	79.8
0.02	75	0.006	0.02	0.2	0.5	3.688	28.8	78.2	0.06	150	0.01	0.02	0.2	0.5	2.973	32.2	81
0.03	75	0.006	0.02	0.2	0.5	3.739	30.8	78	0.02	175	0.01	0.02	0.2	0.5	3.177	24.8	77
0.04	75	0.006	0.02	0.2	0.5	3.754	32.8	78.4	0.03	175	0.01	0.02	0.2	0.5	3.214	26.6	77
0.05	75	0.006	0.02	0.2	0.5	3.673	34.4	79.2	0.04	175	0.01	0.02	0.2	0.5	3.198	28.4	77.6
0.06	75	0.006	0.02	0.2	0.5	3.491	36	81	0.05	175	0.01	0.02	0.2	0.5	3.091	29.8	78.8
0.02	100	0.006	0.02	0.2	0.5	3.424	26.6	76.6	0.06	175	0.01	0.02	0.2	0.5	2.853	31	80.2
0.03	100	0.006	0.02	0.2	0.5	3.469	28.6	76.4	0.02	50	0.004	0.01	0	0.5	3.439	27.4	79
0.04	100	0.006	0.02	0.2	0.5	3.466	30.4	76.8	0.03	50	0.004	0.01	0	0.5	3.488	29.4	78.8
0.05	100	0.006	0.02	0.2	0.5	3.383	32	77.8	0.04	50	0.004	0.01	0	0.5	3.486	31.4	79.2
0.06	100	0.006	0.02	0.2	0.5	3.196	33.4	79.4	0.05	50	0.004	0.01	0	0.5	3.388	33	80.2
0.02	125	0.006	0.02	0.2	0.5	3.24	25	75.4	0.06	50	0.004	0.01	0	0.5	3.176	34.4	82.2
0.03	125	0.006	0.02	0.2	0.5	3.278	27.2	75.2	0.02	75	0.004	0.01	0	0.5	3.179	24.8	76.2
0.04	125	0.006	0.02	0.2	0.5	3.271	28.8	75.8	0.03	75	0.004	0.01	0	0.5	3.217	26.6	76
0.05	125	0.006	0.02	0.2	0.5	3.182	30.2	76.8	0.04	75	0.004	0.01	0	0.5	3.199	28.4	76.6
0.06	125	0.006	0.02	0.2	0.5	2.984	31.6	78.6	0.05	75	0.004	0.01	0	0.5	3.095	29.8	77.8
0.02	150	0.006	0.02	0.2	0.5	3.106	24	74.6	0.06	75	0.004	0.01	0	0.5	2.884	31	79.6
0.03	150	0.006	0.02	0.2	0.5	3.142	26	74.8	0.02	100	0.004	0.01	0	0.5	3.001	23	74.6
0.04	150	0.006	0.02	0.2	0.5	3.131	27.6	75	0.03	100	0.004	0.01	0	0.5	3.035	25	74.6
0.05	150	0.006	0.02	0.2	0.5	3.034	29	76	0.04	100	0.004	0.01	0	0.5	3.011	26.4	75.2
0.06	150	0.006	0.02	0.2	0.5	2.837	30.2	78	0.05	100	0.004	0.01	0	0.5	2.904	27.8	76.4
0.02	175	0.006	0.02	0.2	0.5	3.007	23	74	0.06	100	0.004	0.01	0	0.5	2.691	29	78.2
0.03	175	0.006	0.02	0.2	0.5	3.04	25	74	0.02	125	0.004	0.01	0	0.5	2.88	21.8	73.6
0.04	175	0.006	0.02	0.2	0.5	3.025	26.6	74.6	0.03	125	0.004	0.01	0	0.5	2.909	23.6	73.6
0.05	175	0.006	0.02	0.2	0.5	2.926	28	75.6	0.04	125	0.004	0.01	0	0.5	2.884	25.2	74.2
0.06	175	0.006	0.02	0.2	0.5	2.723	29.2	77.4	0.05	125	0.004	0.01	0	0.5	2.776	26.4	75.4
0.02	50	0.01	0.02	0.2	0.5	4.012	34.8	88.8	0.06	125	0.004	0.01	0	0.5	2.562	27.6	77.2
0.03	50	0.01	0.02	0.2	0.5	4.087	36.8	88.6	0.02	150	0.004	0.01	0	0.5	2.79	21	72.8
0.04	50	0.01	0.02	0.2	0.5	4.132	39	88.2	0.03	150	0.004	0.01	0	0.5	2.819	22.8	73
0.05	50	0.01	0.02	0.2	0.5	4.076	40.8	89.2	0.04	150	0.004	0.01	0	0.5	2.792	24.2	73.6
0.06	50	0.01	0.02	0.2	0.5	3.885	42.6	90.8	0.05	150	0.004	0.01	0	0.5	2.684	25.4	74.8
0.02	75	0.01	0.02	0.2	0.5	3.804	30.8	84	0.06	150	0.004	0.01	0	0.5	2.472	26.4	76.6
0.03	75	0.01	0.02	0.2	0.5	3.866	33	83.6	0.02	175	0.004	0.01	0	0.5	2.723	20.2	72.4
0.04	75	0.01	0.02	0.2	0.5	3.879	35	84	0.03	175	0.004	0.01	0	0.5	2.75	22	72.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.05	175	0.004	0.01	0	0.5	2.616	24.4	74.4	0.04	125	0.004	0.01	0.4	0.5	2.949	25.2	75.6
0.06	175	0.004	0.01	0	0.5	2.408	25.6	76.2	0.05	125	0.004	0.01	0.4	0.5	2.846	26.4	76.8
0.02	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.47	27.4	80.4	0.06	125	0.004	0.01	0.4	0.5	2.572	27.6	77.4
0.03	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.524	29.4	80.2	0.02	150	0.004	0.01	0.4	0.5	2.846	21	74
0.04	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.519	31.4	80.6	0.03	150	0.004	0.01	0.4	0.5	2.875	22.8	74.2
0.05	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.419	33	81.6	0.04	150	0.004	0.01	0.4	0.5	2.852	24.2	74.8
0.06	50	0.004	0.01	0.2	0.5	3.184	34.4	82.8	0.05	150	0.004	0.01	0.4	0.5	2.745	25.4	76
0.02	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.217	24.8	77.2	0.06	150	0.004	0.01	0.4	0.5	2.484	26.4	76.8
0.03	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.252	26.6	77	0.02	175	0.004	0.01	0.4	0.5	2.773	20.2	73.4
0.04	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.232	28.4	77.6	0.03	175	0.004	0.01	0.4	0.5	2.8	22	73.6
0.05	75	0.004	0.01	0.2	0.5	3.134	29.8	78.8	0.04	175	0.004	0.01	0.4	0.5	2.776	23.4	74.2
0.06	75	0.004	0.01	0.2	0.5	2.901	31	80	0.05	175	0.004	0.01	0.4	0.5	2.672	24.4	75.4
0.02	100	0.004	0.01	0.2	0.5	3.037	23	75.4	0.06	175	0.004	0.01	0.4	0.5	2.421	25.6	76.4
0.03	100	0.004	0.01	0.2	0.5	3.069	25	75.4	0.02	50	0.004	0.01	0.6	0.5	3.451	27.4	83.2
0.04	100	0.004	0.01	0.2	0.5	3.049	26.4	76	0.03	50	0.004	0.01	0.6	0.5	3.526	29.4	82.8
0.05	100	0.004	0.01	0.2	0.5	2.939	27.8	77.2	0.04	50	0.004	0.01	0.6	0.5	3.523	31.4	83.2
0.06	100	0.004	0.01	0.2	0.5	2.705	29	78.4	0.05	50	0.004	0.01	0.6	0.5	3.407	33	84.4
0.02	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.912	21.8	74.2	0.06	50	0.004	0.01	0.6	0.5	3.197	34.4	83.8
0.03	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.946	23.6	74.4	0.02	75	0.004	0.01	0.6	0.5	3.278	24.8	79.2
0.04	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.924	25.2	74.8	0.03	75	0.004	0.01	0.6	0.5	3.314	26.6	79
0.05	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.81	26.4	76	0.04	75	0.004	0.01	0.6	0.5	3.305	28.4	79.6
0.06	125	0.004	0.01	0.2	0.5	2.572	27.6	77.4	0.05	75	0.004	0.01	0.6	0.5	3.174	29.8	80.6
0.02	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.823	21	73.4	0.06	75	0.004	0.01	0.6	0.5	2.906	31	80.2
0.03	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.853	22.8	73.6	0.02	100	0.004	0.01	0.6	0.5	3.094	23	77
0.04	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.829	24.2	74.2	0.03	100	0.004	0.01	0.6	0.5	3.13	25	77
0.05	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.714	25.4	75.4	0.04	100	0.004	0.01	0.6	0.5	3.107	26.4	77.6
0.06	150	0.004	0.01	0.2	0.5	2.484	26.4	76.8	0.05	100	0.004	0.01	0.6	0.5	3	27.8	78.6
0.02	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.752	20.2	72.8	0.06	100	0.004	0.01	0.6	0.5	2.705	29	78.4
0.03	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.781	22	73.2	0.02	125	0.004	0.01	0.6	0.5	2.963	21.8	75.6
0.04	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.754	23.4	73.6	0.03	125	0.004	0.01	0.6	0.5	2.993	23.6	75.6
0.05	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.648	24.4	75	0.04	125	0.004	0.01	0.6	0.5	2.969	25.2	76.2
0.06	175	0.004	0.01	0.2	0.5	2.421	25.6	76.4	0.05	125	0.004	0.01	0.6	0.5	2.868	26.4	77.4
0.02	50	0.004	0.01	0.4	0.5	3.477	27.4	81.8	0.06	125	0.004	0.01	0.6	0.5	2.572	27.6	77.4
0.03	50	0.004	0.01	0.4	0.5	3.539	29.4	81.6	0.02	150	0.004	0.01	0.6	0.5	2.864	21	74.6
0.04	50	0.004	0.01	0.4	0.5	3.522	31.4	82	0.03	150	0.004	0.01	0.6	0.5	2.893	22.8	74.8
0.05	50	0.004	0.01	0.4	0.5	3.424	33	83.2	0.04	150	0.004	0.01	0.6	0.5	2.867	24.2	75.2
0.06	50	0.004	0.01	0.4	0.5	3.197	34.4	83.8	0.05	150	0.004	0.01	0.6	0.5	2.766	25.4	76.4
0.02	75	0.004	0.01	0.4	0.5	3.257	24.8	78.2	0.06	150	0.004	0.01	0.6	0.5	2.484	26.4	76.8
0.03	75	0.004	0.01	0.4	0.5	3.297	26.6	78	0.02	175	0.004	0.01	0.6	0.5	2.788	20.2	74
0.04	75	0.004	0.01	0.4	0.5	3.278	28.4	78.6	0.03	175	0.004	0.01	0.6	0.5	2.818	22	74.2
0.05	75	0.004	0.01	0.4	0.5	3.168	29.8	79.8	0.04	175	0.004	0.01	0.6	0.5	2.795	23.4	74.8
0.06	75	0.004	0.01	0.4	0.5	2.906	31	80.2	0.05	175	0.004	0.01	0.6	0.5	2.688	24.4	76
0.02	100	0.004	0.01	0.4	0.5	3.073	23	76.2	0.06	175	0.004	0.01	0.6	0.5	2.421	25.6	76.4
0.03	100	0.004	0.01	0.4	0.5	3.11	25	76.2	0.02	50	0.004	0.01	0.8	0.5	3.444	27.4	84.2
0.04	100	0.004	0.01	0.4	0.5	3.089	26.4	76.8	0.03	50	0.004	0.01	0.8	0.5	3.511	29.4	84
0.05	100	0.004	0.01	0.4	0.5	2.977	27.8	78	0.04	50	0.004	0.01	0.8	0.5	3.547	31.4	84.4
0.06	100	0.004	0.01	0.4	0.5	2.705	29	78.4	0.05	50	0.004	0.01	0.8	0.5	3.467	33	84.8
0.02	125	0.004	0.01	0.4	0.5	2.945	21.8	74.8	0.06	50	0.004	0.01	0.8	0.5	3.197	34.4	83.8
0.03	125	0.004	0.01	0.4	0.5	2.972	23.6	75	0.02	75	0.004	0.01	0.8	0.5	3.292	24.8	80.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.03	75	0.004	0.01	0.8	0.5	3.322	26.6	80	0.02	75	0.004	0.01	1	0.5	3.29	24.8	81
0.04	75	0.004	0.01	0.8	0.5	3.309	28.4	80.4	0.03	75	0.004	0.01	1	0.5	3.33	26.6	80.8
0.05	75	0.004	0.01	0.8	0.5	3.206	29.8	81.2	0.04	75	0.004	0.01	1	0.5	3.312	28.4	81.4
0.06	75	0.004	0.01	0.8	0.5	2.906	31	80.2	0.05	75	0.004	0.01	1	0.5	3.191	29.8	81.4
0.02	100	0.004	0.01	0.8	0.5	3.108	23	77.8	0.06	75	0.004	0.01	1	0.5	2.906	31	80.2
0.03	100	0.004	0.01	0.8	0.5	3.141	25	77.6	0.02	100	0.004	0.01	1	0.5	3.121	23	78.6
0.04	100	0.004	0.01	0.8	0.5	3.122	26.4	78.4	0.03	100	0.004	0.01	1	0.5	3.159	25	78.4
0.05	100	0.004	0.01	0.8	0.5	3.012	27.8	79.2	0.04	100	0.004	0.01	1	0.5	3.132	26.4	79
0.06	100	0.004	0.01	0.8	0.5	2.705	29	78.4	0.05	100	0.004	0.01	1	0.5	3.02	27.8	79.8
0.02	125	0.004	0.01	0.8	0.5	2.977	21.8	76.2	0.06	100	0.004	0.01	1	0.5	2.705	29	78.4
0.03	125	0.004	0.01	0.8	0.5	3.011	23.6	76.4	0.02	125	0.004	0.01	1	0.5	2.995	21.8	76.8
0.04	125	0.004	0.01	0.8	0.5	2.988	25.2	76.8	0.03	125	0.004	0.01	1	0.5	3.023	23.6	77
0.05	125	0.004	0.01	0.8	0.5	2.882	26.4	77.8	0.04	125	0.004	0.01	1	0.5	3.003	25.2	77.4
0.06	125	0.004	0.01	0.8	0.5	2.572	27.6	77.4	0.05	125	0.004	0.01	1	0.5	2.889	26.4	78.2
0.02	150	0.004	0.01	0.8	0.5	2.878	21	75.2	0.06	125	0.004	0.01	1	0.5	2.572	27.6	77.4
0.03	150	0.004	0.01	0.8	0.5	2.91	22.8	75.4	0.02	150	0.004	0.01	1	0.5	2.895	21	75.6
0.04	150	0.004	0.01	0.8	0.5	2.888	24.2	75.8	0.03	150	0.004	0.01	1	0.5	2.926	22.8	75.8
0.05	150	0.004	0.01	0.8	0.5	2.778	25.4	77	0.04	150	0.004	0.01	1	0.5	2.903	24.2	76.4
0.06	150	0.004	0.01	0.8	0.5	2.484	26.4	76.8	0.05	150	0.004	0.01	1	0.5	2.795	25.4	77.4
0.02	175	0.004	0.01	0.8	0.5	2.802	20.2	74.4	0.06	150	0.004	0.01	1	0.5	2.484	26.4	76.8
0.03	175	0.004	0.01	0.8	0.5	2.833	22	74.6	0.02	175	0.004	0.01	1	0.5	2.819	20.2	75
0.04	175	0.004	0.01	0.8	0.5	2.809	23.4	75.2	0.03	175	0.004	0.01	1	0.5	2.845	22	75.2
0.05	175	0.004	0.01	0.8	0.5	2.704	24.4	76.4	0.04	175	0.004	0.01	1	0.5	2.825	23.4	75.6
0.06	175	0.004	0.01	0.8	0.5	2.421	25.6	76.4	0.05	175	0.004	0.01	1	0.5	2.719	24.4	76.8
0.02	50	0.004	0.01	1	0.5	3.445	27.4	84.8	0.06	175	0.004	0.01	1	0.5	2.421	25.6	76.4
0.03	50	0.004	0.01	1	0.5	3.517	29.4	85									
0.04	50	0.004	0.01	1	0.5	3.496	31.4	85.4									
0.05	50	0.004	0.01	1	0.5	3.422	33	84.8									
0.06	50	0.004	0.01	1	0.5	3.197	34.4	83.8									

Умовні позначення для таблиць ДЗ.5, ДЗ.6: 1 – час наростання моменту прокатки (Тнар, с), 2 – стале значення моменту прокатки на валу двигуна (Мдв, кНм), 3 – радіальний зазор підшипникової опори шестерні редуктора (d2, мм), 4 – радіальний зазор підшипникової опори колеса редуктора (d3, мм), 5 – розмах переміщення осі шестерні редуктора у вертикальній площині (Рпв, мм), 6 – розмах переміщення осі шестерні редуктора у горизонтальній площині (Рпг, мм), 7 – розмах переміщення осі колеса редуктора у вертикальній площині (Рпв, мм), 8 – розмах переміщення осі колеса редуктора у горизонтальній площині (Рпг, мм).

Таблиця ДЗ.5 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 5 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
0.02	50	0	0	0.054	0.02	0.038	0.014	0.04	100	1	0	0.089	0.189	0.067	0.025
0.03	50	0	0	0.053	0.019	0.038	0.014	0.05	100	1	0	0.081	0.186	0.061	0.022
0.04	50	0	0	0.051	0.018	0.036	0.013	0.06	100	1	0	0.07	0.181	0.053	0.019
0.05	50	0	0	0.047	0.017	0.034	0.012	0.02	150	1	0	0.326	0.361	0.118	0.037
0.06	50	0	0	0.043	0.015	0.03	0.011	0.03	150	1	0	0.137	0.213	0.1	0.037

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
0.02	100	0	0	0.104	0.038	0.07	0.026	0.04	150	1	0	0.13	0.21	0.097	0.035
0.03	100	0	0	0.098	0.036	0.071	0.026	0.05	150	1	0	0.118	0.206	0.087	0.032
0.04	100	0	0	0.093	0.034	0.067	0.024	0.06	150	1	0	0.102	0.199	0.074	0.027
0.05	100	0	0	0.086	0.031	0.06	0.022	0.02	50	1	1	0.046	0.156	0.066	0.259
0.06	100	0	0	0.076	0.028	0.052	0.019	0.03	50	1	1	0.045	0.155	0.064	0.253
0.02	150	0	0	0.176	0.054	0.116	0.037	0.04	50	1	1	0.043	0.154	0.059	0.243
0.03	150	0	0	0.152	0.054	0.1	0.037	0.05	50	1	1	0.039	0.152	0.054	0.225
0.04	150	0	0	0.135	0.049	0.097	0.035	0.06	50	1	1	0.036	0.149	0.047	0.196
0.05	150	0	0	0.124	0.045	0.087	0.032	0.02	100	1	1	0.085	0.188	0.438	0.636
0.06	150	0	0	0.111	0.04	0.074	0.027	0.03	100	1	1	0.081	0.187	0.411	0.614
0.02	50	0	1	0.048	0.018	0.062	0.248	0.04	100	1	1	0.073	0.185	0.359	0.584
0.03	50	0	1	0.048	0.017	0.06	0.243	0.05	100	1	1	0.065	0.181	0.292	0.538
0.04	50	0	1	0.046	0.017	0.057	0.233	0.06	100	1	1	0.055	0.177	0.214	0.467
0.05	50	0	1	0.043	0.016	0.052	0.216	0.02	150	1	1	0.802	0.509	1.33	1.081
0.06	50	0	1	0.039	0.014	0.045	0.189	0.03	150	1	1	0.591	0.514	1.342	1.099
0.02	100	0	1	0.091	0.033	0.427	0.628	0.04	150	1	1	0.196	0.218	1.332	1.043
0.03	100	0	1	0.089	0.032	0.399	0.605	0.05	150	1	1	0.124	0.207	1.404	0.967
0.04	100	0	1	0.085	0.031	0.35	0.577	0.06	150	1	1	0.099	0.197	0.722	0.699
0.05	100	0	1	0.077	0.028	0.286	0.532	0.02	50	0.5	0.5	0.045	0.091	0.069	0.179
0.06	100	0	1	0.069	0.025	0.211	0.461	0.03	50	0.5	0.5	0.044	0.09	0.066	0.174
0.02	150	0	1	0.202	0.057	1.387	1.068	0.04	50	0.5	0.5	0.043	0.089	0.061	0.163
0.03	150	0	1	0.205	0.058	1.345	1.081	0.05	50	0.5	0.5	0.04	0.088	0.053	0.146
0.04	150	0	1	0.169	0.057	1.326	1.024	0.06	50	0.5	0.5	0.036	0.086	0.043	0.12
0.05	150	0	1	0.128	0.047	1.403	0.939	0.02	100	0.5	0.5	0.12	0.114	0.429	0.439
0.06	150	0	1	0.104	0.038	0.714	0.689	0.03	100	0.5	0.5	0.088	0.113	0.399	0.427
0.02	50	1	0	0.056	0.16	0.039	0.014	0.04	100	0.5	0.5	0.088	0.113	0.351	0.401
0.03	50	1	0	0.054	0.16	0.038	0.014	0.05	100	0.5	0.5	0.075	0.108	0.281	0.363
0.04	50	1	0	0.052	0.158	0.037	0.014	0.06	100	0.5	0.5	0.065	0.104	0.197	0.301
0.05	50	1	0	0.048	0.156	0.035	0.013	0.02	150	0.5	0.5	0.442	0.261	0.738	0.585
0.06	50	1	0	0.042	0.153	0.031	0.011	0.03	150	0.5	0.5	0.16	0.141	0.727	0.581
0.02	100	1	0	0.097	0.193	0.071	0.026	0.04	150	0.5	0.5	0.154	0.138	0.708	0.583
0.03	100	1	0	0.094	0.192	0.072	0.026	0.05	150	0.5	0.5	0.138	0.133	0.666	0.546
0.02	50	0	0	0.099	0.026	0.067	0.021	0.02	50	1	1	0.947	0.528	0.053	0.14
0.03	50	0	0	0.1	0.026	0.067	0.021	0.03	50	1	1	0.947	0.526	0.052	0.14
0.04	50	0	0	0.094	0.025	0.061	0.021	0.04	50	1	1	0.947	0.527	0.048	0.138
0.05	50	0	0	0.085	0.025	0.053	0.02	0.05	50	1	1	0.948	0.519	0.043	0.133
0.06	50	0	0	0.061	0.022	0.044	0.016	0.06	50	1	1	0.951	0.517	0.037	0.123
0.02	100	0	0	0.166	0.046	0.113	0.033	0.02	100	1	1	1.112	0.546	0.127	0.2
0.03	100	0	0	0.162	0.045	0.109	0.032	0.03	100	1	1	1.106	0.544	0.126	0.2
0.04	100	0	0	0.153	0.044	0.1	0.033	0.04	100	1	1	1.072	0.545	0.111	0.198
0.05	100	0	0	0.128	0.042	0.084	0.03	0.05	100	1	1	1.054	0.535	0.078	0.188
0.06	100	0	0	0.099	0.036	0.071	0.026	0.06	100	1	1	1.049	0.539	0.077	0.177
0.02	150	0	0	0.225	0.064	0.158	0.046	0.02	150	1	1	1.204	0.548	0.175	0.211
0.03	150	0	0	0.221	0.063	0.154	0.045	0.03	150	1	1	1.197	0.55	0.169	0.212
0.04	150	0	0	0.212	0.062	0.144	0.043	0.04	150	1	1	1.181	0.55	0.156	0.215
0.05	150	0	0	0.18	0.058	0.118	0.041	0.05	150	1	1	1.123	0.548	0.114	0.216
0.06	150	0	0	0.136	0.05	0.095	0.035	0.06	150	1	1	1.102	0.546	0.094	0.202
0.02	50	0	1	0.103	0.027	0.068	0.154	0.02	50	0.5	0.5	0.535	0.279	0.048	0.089
0.03	50	0	1	0.103	0.027	0.068	0.154	0.03	50	0.5	0.5	0.535	0.279	0.049	0.088

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
0.04	50	0	1	0.099	0.027	0.063	0.153	0.04	50	0.5	0.5	0.536	0.279	0.051	0.087
0.05	50	0	1	0.09	0.026	0.054	0.15	0.05	50	0.5	0.5	0.53	0.275	0.051	0.084
0.06	50	0	1	0.064	0.023	0.042	0.142	0.06	50	0.5	0.5	0.524	0.273	0.04	0.078
0.02	100	0	1	0.169	0.047	0.106	0.184	0.02	100	0.5	0.5	0.626	0.281	0.117	0.121
0.03	100	0	1	0.164	0.046	0.102	0.184	0.03	100	0.5	0.5	0.624	0.28	0.117	0.121
0.04	100	0	1	0.155	0.045	0.094	0.184	0.04	100	0.5	0.5	0.614	0.276	0.107	0.118
0.05	100	0	1	0.133	0.043	0.076	0.185	0.05	100	0.5	0.5	0.597	0.273	0.081	0.113
0.06	100	0	1	0.101	0.037	0.056	0.169	0.06	100	0.5	0.5	0.581	0.277	0.065	0.102
0.02	150	0	1	0.229	0.064	0.143	0.2	0.02	150	0.5	0.5	0.713	0.283	0.155	0.144
0.03	150	0	1	0.224	0.064	0.139	0.199	0.03	150	0.5	0.5	0.709	0.282	0.152	0.143
0.04	150	0	1	0.214	0.062	0.126	0.2	0.04	150	0.5	0.5	0.684	0.279	0.141	0.138
0.05	150	0	1	0.18	0.058	0.095	0.208	0.05	150	0.5	0.5	0.644	0.278	0.116	0.129
0.06	150	0	1	0.136	0.05	0.075	0.189	0.06	150	0.5	0.5	0.621	0.275	0.089	0.113
0.02	50	1	0	0.947	0.518	0.049	0.018	0.02	150	1	0	1.183	0.55	0.175	0.05
0.03	50	1	0	0.947	0.518	0.049	0.018	0.03	150	1	0	1.182	0.552	0.171	0.05
0.04	50	1	0	0.947	0.518	0.045	0.017	0.04	150	1	0	1.16	0.549	0.155	0.05
0.05	50	1	0	0.95	0.517	0.041	0.015	0.05	150	1	0	1.122	0.548	0.125	0.044
0.06	50	1	0	0.951	0.516	0.039	0.014	0.06	150	1	0	1.099	0.544	0.096	0.035
0.02	100	1	0	1.102	0.544	0.127	0.039	0.05	100	1	0	1.055	0.533	0.086	0.031
0.03	100	1	0	1.092	0.543	0.123	0.038	0.06	100	1	0	1.045	0.533	0.072	0.026
0.04	100	1	0	1.068	0.543	0.109	0.037								

Умовні позначення для таблиць ДЗ.7, ДЗ.8: 1 – час наростання моменту прокатки (Тнар, с), 2 – стале значення моменту прокатки на валу двигуна (Мдв, кНм), 3 – радіальний зазор підшипникової опори нижнього валка шестеренної кліті (d4, мм), 4 – радіальний зазор підшипникової опори верхнього валка шестеренної кліті (d5, мм), 5 – розмах переміщення осі нижнього валка шестеренної кліті у вертикальній площині (Рпв, мм), 6 – розмах переміщення осі нижнього валка шестеренної кліті у горизонтальній площині (Рпг, мм), 7 – розмах переміщення осі верхнього валка шестеренної кліті у вертикальній площині (Рпв, мм), 8 – розмах переміщення осі верхнього валка шестеренної кліті у горизонтальній площині (Рпг, мм).

Таблиця ДЗ.7 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 5 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
0.02	50	0	0	0.035	0.097	0.058	0.16	0.02	50	0	1.5	0.033	0.091	1.027	0.88
0.03	50	0	0	0.035	0.095	0.057	0.157	0.03	50	0	1.5	0.033	0.09	1.025	0.877
0.04	50	0	0	0.034	0.093	0.056	0.153	0.04	50	0	1.5	0.032	0.088	1.023	0.871
0.05	50	0	0	0.033	0.089	0.054	0.147	0.05	50	0	1.5	0.031	0.085	1.019	0.863
0.06	50	0	0	0.031	0.085	0.051	0.139	0.06	50	0	1.5	0.029	0.08	1.013	0.855
0.02	100	0	0	0.067	0.185	0.111	0.304	0.02	100	0	1.5	0.066	0.182	1.101	1.009
0.03	100	0	0	0.066	0.182	0.109	0.3	0.03	100	0	1.5	0.065	0.179	1.099	1.005
0.04	100	0	0	0.065	0.178	0.106	0.293	0.04	100	0	1.5	0.064	0.175	1.096	0.998
0.05	100	0	0	0.062	0.17	0.102	0.281	0.05	100	0	1.5	0.061	0.167	1.091	0.986
0.06	100	0	0	0.058	0.16	0.096	0.263	0.06	100	0	1.5	0.057	0.157	1.083	0.969
0.02	150	0	0	0.099	0.273	0.164	0.45	0.02	150	0	1.5	0.099	0.271	1.16	1.155
0.03	150	0	0	0.098	0.269	0.162	0.444	0.03	150	0	1.5	0.097	0.267	1.157	1.149
0.04	150	0	0	0.095	0.262	0.157	0.432	0.04	150	0	1.5	0.095	0.26	1.152	1.136

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
0.05	150	0	0	0.091	0.25	0.15	0.413	0.05	150	0	1.5	0.09	0.248	1.144	1.117
0.06	150	0	0	0.085	0.235	0.141	0.387	0.06	150	0	1.5	0.084	0.232	1.134	1.091
0.02	50	1.5	0	0.44	0.78	0.056	0.155	0.02	50	1.5	1.5	0.285	0.772	1.022	0.872
0.03	50	1.5	0	0.439	0.779	0.055	0.151	0.03	50	1.5	1.5	0.44	0.77	1.021	0.869
0.04	50	1.5	0	0.437	0.776	0.054	0.147	0.04	50	1.5	1.5	0.438	0.767	1.018	0.864
0.05	50	1.5	0	0.436	0.772	0.052	0.142	0.05	50	1.5	1.5	0.437	0.762	1.013	0.856
0.06	50	1.5	0	0.434	0.766	0.049	0.134	0.06	50	1.5	1.5	0.434	0.755	1.007	0.849
0.02	100	1.5	0	0.446	0.88	0.109	0.3	0.02	100	1.5	1.5	0.449	0.877	1.099	1.005
0.03	100	1.5	0	0.445	0.878	0.108	0.296	0.03	100	1.5	1.5	0.448	0.875	1.098	1.002
0.04	100	1.5	0	0.444	0.873	0.105	0.288	0.04	100	1.5	1.5	0.447	0.87	1.094	0.994
0.05	100	1.5	0	0.442	0.865	0.1	0.276	0.05	100	1.5	1.5	0.445	0.862	1.089	0.982
0.06	100	1.5	0	0.441	0.854	0.094	0.259	0.06	100	1.5	1.5	0.444	0.85	1.081	0.964
0.02	150	1.5	0	0.447	0.971	0.162	0.446	0.02	150	1.5	1.5	0.45	0.969	1.158	1.151
0.03	150	1.5	0	0.445	0.967	0.16	0.439	0.03	150	1.5	1.5	0.449	0.965	1.155	1.144
0.04	150	1.5	0	0.444	0.959	0.155	0.427	0.04	150	1.5	1.5	0.447	0.957	1.15	1.132
0.05	150	1.5	0	0.442	0.948	0.148	0.408	0.05	150	1.5	1.5	0.445	0.945	1.142	1.112
0.06	150	1.5	0	0.439	0.931	0.139	0.381	0.06	150	1.5	1.5	0.442	0.928	1.132	1.085

Таблиця ДЗ.8 – Результати математичного моделювання динамічних процесів у лінії приводу кліті 6 стану 1680.

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
0.02	50	0	0	0.026	0.071	0.042	0.117	0.02	50	0	1.5	0.024	0.066	0.982	0.859
0.03	50	0	0	0.025	0.07	0.042	0.115	0.03	50	0	1.5	0.023	0.064	0.981	0.857
0.04	50	0	0	0.025	0.068	0.041	0.112	0.04	50	0	1.5	0.023	0.063	0.979	0.852
0.05	50	0	0	0.024	0.066	0.04	0.109	0.05	50	0	1.5	0.022	0.062	0.975	0.843
0.06	50	0	0	0.023	0.063	0.038	0.104	0.06	50	0	1.5	0.021	0.059	0.969	0.837
0.02	100	0	0	0.046	0.127	0.076	0.21	0.02	100	0	1.5	0.046	0.126	1.06	0.929
0.03	100	0	0	0.047	0.128	0.077	0.211	0.03	100	0	1.5	0.046	0.126	1.06	0.925
0.04	100	0	0	0.046	0.127	0.076	0.21	0.04	100	0	1.5	0.046	0.126	1.059	0.919
0.05	100	0	0	0.045	0.124	0.074	0.204	0.05	100	0	1.5	0.044	0.121	1.055	0.913
0.06	100	0	0	0.042	0.117	0.07	0.192	0.06	100	0	1.5	0.041	0.114	1.048	0.902
0.02	150	0	0	0.068	0.188	0.113	0.31	0.02	150	0	1.5	0.068	0.188	1.105	1.019
0.03	150	0	0	0.069	0.189	0.113	0.311	0.03	150	0	1.5	0.068	0.188	1.105	1.02
0.04	150	0	0	0.068	0.187	0.112	0.308	0.04	150	0	1.5	0.067	0.185	1.103	1.015
0.05	150	0	0	0.065	0.18	0.108	0.296	0.05	150	0	1.5	0.064	0.177	1.098	1.002
0.06	150	0	0	0.061	0.168	0.101	0.278	0.06	150	0	1.5	0.06	0.165	1.089	0.983
0.02	50	1.5	0	0.425	0.737	0.042	0.114	0.02	50	1.5	1.5	0.422	0.728	0.977	0.855
0.03	50	1.5	0	0.425	0.737	0.041	0.113	0.03	50	1.5	1.5	0.421	0.727	0.976	0.853
0.04	50	1.5	0	0.424	0.737	0.04	0.109	0.04	50	1.5	1.5	0.42	0.725	0.974	0.848
0.05	50	1.5	0	0.421	0.734	0.038	0.104	0.05	50	1.5	1.5	0.419	0.721	0.968	0.841
0.06	50	1.5	0	0.418	0.728	0.036	0.1	0.06	50	1.5	1.5	0.416	0.715	0.963	0.833
0.02	100	1.5	0	0.445	0.819	0.076	0.209	0.02	100	1.5	1.5	0.45	0.818	1.058	0.925
0.03	100	1.5	0	0.444	0.82	0.075	0.207	0.03	100	1.5	1.5	0.449	0.818	1.059	0.921
0.04	100	1.5	0	0.444	0.819	0.075	0.206	0.04	100	1.5	1.5	0.448	0.817	1.057	0.917
0.05	100	1.5	0	0.443	0.815	0.073	0.2	0.05	100	1.5	1.5	0.447	0.811	1.053	0.91
0.06	100	1.5	0	0.441	0.807	0.069	0.189	0.06	100	1.5	1.5	0.445	0.802	1.046	0.899
0.02	150	1.5	0	0.449	0.884	0.111	0.306	0.02	150	1.5	1.5	0.454	0.884	1.103	1.016
0.03	150	1.5	0	0.448	0.885	0.112	0.308	0.03	150	1.5	1.5	0.452	0.884	1.104	1.017
0.04	150	1.5	0	0.446	0.883	0.111	0.304	0.04	150	1.5	1.5	0.45	0.882	1.102	1.012

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАКЛЮЧЕНИЕ

об опытно-промышленном опробовании диагностической системы на широкополосном стане 1680 горячей прокатки ОАО «Запорожсталь».

Институтом черной металлургии НАН Украины (г. Днепропетровск) при содействии НПО «Доникс» (г. Донецк) разработана переносная опытно-промышленная система диагностики технического состояния оборудования главных линий клетей прокатных станов (рук. работы с.н.с. Веренев В.В.). Система состоит из вибродатчиков, установленных на корпусном оборудовании вдоль главной линии привода (прокатная клеть, шестеренная клеть, редуктор, опоры двигателя), измеряемых модулей, линий передачи сигналов, аналогово-цифрового преобразователя, персонального компьютера с дополнительно разработанным специальным программным обеспечением для регистрации, архивирования, обработки и анализа информации.

Отличительная особенность системы состоит в том, что в качестве нового диагностического признака используется время запаздывания реакции участков линии на ударное приложение нагрузки к валкам прокатной клетки. Это время однозначно связано с износом сочленений, следовательно, с угловыми зазорами и определяется по началу реакции вибродатчиков при захвате полосы валками. На основании периодических измерений вибрации и в зависимости от количества установленных датчиков по времени запаздывания определяется изменение технического состояния участков и узлов линии. Разработаны методы диагностирования и правила распознавания технического состояния узлов главной линии.

На непрерывном широкополосном стане горячей прокатки 1680 меткомбината «Запорожсталь» с использованием разработанной системы выполнены диагностические исследования оборудования нескольких клетей. На основании статистической обработки данных периодических измерений подтверждена правильность заложенных в систему принципов и работоспособность разработанных методов определения и правил распознавания технического состояния оборудования главных линий прокатных клетей.

Диагностическая система применяется на стане 1680 при выполнении НИР. С ее помощью определяется прежде всего износ и угловой зазор в шпиндельном сочленении, которые приводят к существенному увеличению ударных нагрузок при захвате полосы валками. Оценка достоверности измерений осуществляется прямыми измерениями размеров бронзовых вкладышей шарниров универсальных шпинделей в различные периоды – перед ремонтом (новые вкладыши) и после определенного срока эксплуатации (изношенные вкладыши).

Учитывая сложившуюся экономическую ситуацию Институтом черной металлургии с участием комбината «Запорожсталь» разработан также более простой вариант диагностической системы. Отличие состоит в том, что используется сигнал со штатного датчика давления, установленного в системе гидроуравновешивания верхних прокатных валков, и с измерителя частоты

вращения якоря главного привода. Время запаздывания реакции датчика частоты вращения якоря (падение оборотов) определяется относительно начала реакции датчика давления при захвате полосы валками. По значению этого времени при периодических измерениях устанавливают изменение общего технического состояния линии привода.

Для использования в предлагаемой системе сигнала датчика частоты вращения двигателя разработан преобразователь частоты в напряжение. Это позволило выделить составляющую сигнала динамического падения (просадки) частоты вращения, длящегося весьма ограниченное время (до 0,005 с).

Измерения, выполненные с применением системы, и установленное увеличение времени запаздывания реакции частоты вращения двигателя в соответствии с износом шпиндельного сочленения показали работоспособность данного варианта системы и целесообразность ее применения в клетях стана 1680 в диагностических целях.

Первый заместитель председателя
правления – технический директор
ОАО "Запорожсталь"
к.т.н., Лауреат Государственной
премии



Путноки А.Ю.

ДОДАТОК 5

Затверджую:
 директор
 ТОВ "МЕТАЛТЕХНОМАШ"
 Приходько І.Ю.



АКТ

використання способу визначення технічного стану лінії приводу робочих валків прокатного стану, який розроблений в дисертаційній роботі наукового співробітника Інституту чорної металургії ім. З.І.Некрасова Коренной В.В.

Ми, комісія у складі: директор ТОВ "МЕТАЛТЕХНОМАШ" Приходько І.Ю., старший науковий співробітник ТОВ "МЕТАЛТЕХНОМАШ" Крот П.В та науковий співробітник ІЧМ НАНУ Коренной В.В. склали цей АКТ у тому, що:

- у 2007 році на Артемівському заводі по обробці цвітних металів (АЗОЦМ, м.Бахмут) при виконанні науково-технічного аудиту технології виробництва плаского прокату в цеху №3 АЗОЦМ, науково-технічної експертизи станів холодної прокатки «Кварто-400/1000x1200 SCODA», «Кварто-250/750x900 (№11)», «Кварто-150/500x450», «Кварто-375/1000x1000 (Тандем-1000)» АЗОЦМ та визначення раціональних напрямків модернізації вищевказаних прокатних станів АЗОЦМ на базі розробленого способу визначення технічного стану були виміряні кутові зазори у зубчатих муфтах вищевказаних прокатних станів АЗОЦМ;

- у 2013 році на ТОВ «Модуль-Україна» (м.Кам'янець-Подільський) при виконанні науково-технічного аудиту технології виробництва плаского прокату та науково-технічної експертизи реверсивного стану холодної прокатки «РСХП-1500», на базі розробленого способу визначення технічного стану були виміряні кутові зазори у зубчатих муфтах стану «РСХП-1500».

Вимірювання виконувались без часткового демонтажу обладнання, що було неодмінною умовою виконання подібних робіт раніше. Під час технологічних пауз по обидві сторони від зубчатих муфт на валах встановлювались датчики кутового положення, сигнали з яких реєстрував переносний комп'ютер. Здійснювалось обертання лінії приводу без навантаження у протилежні сторони, різниця фаз вказувала на величину кутового зазору у з'єднанні. По завершенню робіт датчики знімалились і не заважали звичайному технологічному процесу.

Попередній досвід подібних робіт показав економічну доцільність розробленого способу визначення технічного стану, що дозволяє в короткий термін без застосування демонтажу обладнання швидко визначити кутові зазори у зубчатих муфтах та універсальних шпинделях. Розроблений спосіб має широкі перспективи впровадження в металургійній промисловості.

від ТОВ "МЕТАЛТЕХНОМАШ"

від ІЧМ НАН України

Приходько І.Ю.

Коренной В.В.

Крот П.В.