

Донбаська державна машинобудівна академія
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ДОНЧЕНКО ЄВГЕНІЙ ІВАНОВИЧ

УДК 621.914.1

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФРЕЗЕРУВАННЯ НА ОСНОВІ
РОЗРОБКИ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ
ДІАГНОСТИКИ ФРЕЗ**

05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти
(шифр і назва спеціальності)
05 «Технічні науки»
(галузь знань)

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

_____ Є.І.Донченко

Науковий керівник:
кандидат технічних наук, доцент,
Сердюк Олександр Олександрович.

Ідентичність всіх примірників дисертації

ЗАСВІДЧУЮ:

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 12.105.02,
кандидат технічних наук, доцент _____ С.Л. Міранцов

Краматорськ 2021

АНОТАЦІЯ

Донченко Є.І. Підвищення ефективності фрезерування на основі розробки та дослідження автоматизованої системи діагностики фрез. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти. - Донбаська державна машинобудівна академія, Краматорськ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної проблеми підвищення ефективності попереднього торцевого фрезерування з використанням малозубих фрез з допомогою створення та дослідження автоматизованої системи діагностики, що дало змогу підвищити надійність торцевих фрез, продуктивність фрезерування та зменшити потребу в інструментальному матеріалі.

Підвищення надійності фрез у попередньому торцевому фрезеруванні є важливими завданнями подальшого розвитку промислового комплексу України. Практика досліджень на машинобудівних підприємствах показала, що за браком системи діагностики фрезерування, попередня обробка ведеться до повного руйнування ріжучих пластин, що призводить до значних економічних втрат.

У машинобудуванні, попереднє фрезерування належить до важких умов експлуатації різального інструменту. Воно зазвичай виконується по складній поверхні, з можливими вкрапленнями важкооброблюваних матеріалів. Тому на практиці майже неможливо точно прогнозувати стійкість інструменту під час попереднього фрезерування. Значним чинником, що впливає на час безвідмовної роботи є динаміка процесу фрезерування.

Аналіз сучасних тенденцій у дослідженні динаміки процесу фрезерування, дав змогу виявити найбільш впливові чинники, які потрібно враховувати під час побудови діагностичної моделі процесу торцевого фрезерування. Визначено, що

для малозубого фрезерування обов'язково потрібно враховувати явище «різання по сліду».

Сучасні дослідники виявили, що завдяки «різанню по сліду» амплітуда коливань у верстатній системі має яскраво виражену залежність від частоти обертання фрези, проте на практиці такі залежності можуть бути отримані лише з урахуванням усіх значущих параметрів процесу фрезерування, у тому числі щодо реального розміщення оброблюваної деталі на верстаті та її форми, що унеможлиблює розроблення табличних рекомендацій для виробників.

Оскільки амплітуда вібрацій під час фрезерування має вирішальне значення на стійкість різальних пластин, розглянуто методи та засоби контролю рівня вібрацій у процесі торцевого фрезерування. Для розширення можливостей підвищення працездатності інструменту проведено аналіз можливих конструкцій систем вібростабілізації.

Аналіз стану питання підвищення надійності збірного інструмента дав змогу виявити основні тенденції підвищення ефективності торцевого фрезерування та дав можливість остаточно сформулювати завдання досліджень.

Аналіз засобів вимірювання динамічних характеристик процесу торцевого фрезерування дав змогу виявити структуру комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування, як сукупність вібраційних сигналів, представлених у тривимірній системі координат, у прив'язці до кута обертання фрези.

Створено прототип вимірюваної частини комплексної системи оцінювання якості процесу торцевого фрезерування, який включає три канали п'єзоелектричних датчиків віброприскорення та датчик куту обертання шпинделю фрезерного верстата.

Для покращення якості системи вимірювання динамічних характеристик процесу фрезерування використовуються оптичні датчики, що мають смугу пропускання, яка сягає від нуля герц до десятків кілогерц, та лінійну передаточну характеристику в смузі робочих частот.

Частотні діаграми, отримані в результаті експерименту з оптичними датчиками, показали, що зв'язок частоти гармонік із величиною подачі і глибиною фрезерування практично відсутній. Спостерігається лише пропорційний ріст амплітуд гармонік, пов'язаний зі збільшенням сил різання.

Експериментальним шляхом виявлена залежність частотних діаграм від частоти обертання фрези, що демонструє наявність складників коливань, зумовлених динамікою несучої системи, завдяки чому стало можливим експериментально визначити динамічні параметри несучої системи верстата.

Аналіз експериментальних даних за умовою зміни кількості зубів, унаслідок руйнування, показав значний вплив явища руйнування на характер розподілу амплітуд гармонік, що є важливим критерієм для оцінювання стану зубів фрези в процесі різання.

Уперше розроблено математичну модель системи розпізнавання образів, яка дає змогу діагностувати стан різального інструменту під час попереднього торцевого фрезерування на базі експериментальних даних, яка використовує нормалізовану матрицю параметрів обробки та визначення їхньої достовірності. Розроблені методики обчислення невизначеного параметра системи діагностики методом усереднення (у нормалізованій матриці параметрів) і на основі лінійної моделі.

Розроблена математична модель торцевої фрези, що враховує виявлення стану і просторового положення окремих зубів, для неї розроблена оригінальна програма, що дає можливість знаходити товщину зрізаного шару, з урахуванням просторового положення поточного і траєкторії руху попереднього зуба фрези.

Під час проектування математичної моделі торцевої фрези використані сучасні уявлення про динаміку процесу різання, зокрема, нелінійний характер тертя ріжучої пластини й запізнювання зміни сили різання від змін технологічних параметрів, що його спричиняють. Для уточнення розрахунку сил різання було використано алгоритм Розенберга А.Ю.

Розроблено математичну модель столу верстата, що базується на двомасовій системі привода подачі і враховує нелінійний характеру тертя в

напрямних, завдяки чому з'являється можливість враховувати виникнення автоколивань у приводі подачі, у тому числі й від нелінійного характеру тертя.

Розроблено математичну модель привода головного руху, що відрізняється спрощеним представленням електричної частини двигуна, зумовленої браком потреби в моделюванні роботи двигуна під час вмикання верстату. Двомасова модель механічної системи привода головного руху дає змогу враховувати можливість виникнення інтенсивних крутильних коливань, характерних для роботи малозубого інструмента.

Під час складання математичної моделі несучої системи для столу та повзуна була використані відокремлені одномасові системи, з резонансними частотами, визначеними за результатами експериментальних досліджень, що є розумним компромісом між складністю потрібної математичної моделі й реальним впливом несучої системи верстата на сукупне положення елементів динамічної систем.

Перевірка результатів моделювання, та порівняння їх з експериментальними даними, довела адекватність розробленої моделі.

Доведена доцільність проведення попереднього моделювання під час розроблення технологічного процесу, маючи на увазі недопущення роботи в зоні великих коливань та в разі виходу з ладу окремих пластин фрези для процесі малозубого фрезерування.

Аналіз статистичних даних із побудови систем діагностики процесу фрезерування дав змогу виявити сучасну тенденцію до створення структури таких систем – здебільшого використовується розподілений принцип побудови, за яким первинна обробка вимірної інформації виконується безпосередньо на датчиках. Завдяки такому принципі побудови, датчики являють собою інтелектуальні пристрої, базовані на мікроконтролерах.

Для первинної обробки вібраційних сигналів процесу фрезерування розроблені датчики, які використовують обчислювальні можливості мікроконтролерів, що розташовані в них, а саме: FIR фільтрацію сигналу та його перетворення в частотні смуги. Для підвищення інформативності системи

діагностики фрезерування виконується оцінювання та вибір значущих частотних смуг за критерієм співвідношення амплітуд. Набір смуг має прив'язку до номеру зуба (кута повороту фрези).

Для створення системи діагностики процесу торцевого фрезерування розроблені п'єзоелектричні та оптичні датчики вібрацій, об'єднані в мережу з допомогою інтерфейсу RS485.

Програмування мікроконтролерів системи діагностики торцевого фрезерування виконувалось із допомогою спеціально розробленого середовища проектування систем реального часу, що базується на використанні методу графів і дає змогу підвищити надійність програмного забезпечення мікроконтролерів, полегшити аналіз програмного коду та пошук помилок.

Для виявлення руйнування пластин фрези розроблено монітор системи діагностики процесу торцевого фрезерування, який забезпечує взаємодію з мережею датчиків вібрацій та обертання шпинделю, оброблює отриману інформацію згідно до структури комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування.

Для виклику негайних дій оператора верстата під час відмови ріжучих пластин фрези виконується візуалізація стану пластин із допомогою червоного сигналу кольорових індикаторів.

Для аналізу діагностичної інформації в процесі фрезерування апробована нейронна мережа, побудована з використанням системних засобів фірми STMicroelectronics. Результати показали, що система діагностики руйнування зубів фрези, має рівень ідентифікації 93% для тестових сигналів. Для робочих сигналів рівень ідентифікації склав 85%.

Аналіз статистичних даних із роботи торцевих фрез у попередньому фрезеруванні в умовах ПАТ Дружківській машзавод показав, що в 93% випадків обробки фреза знімається лише після відмови всіх пластин, що призводить до нерационального використання інструментального матеріалу.

Розглядаючи торцеву фрезу як систему, надійність (імовірність безвідмовної роботи) якої є похідною від надійності її окремих зубів, та

використовуючи методи теорії надійності, розроблені математичні моделі для прогнозування надійності збірного інструмента в разі послідовного руйнування кожного зубу для торцевої фрези з обмеженою кількістю пластин. Розширені межі використання математичних моделей прогнозування надійності збірного інструмента для торцевої фрези з довільною кількістю пластин.

Математичні моделі визначення надійності торцевої фрези були застосовані для прогнозування раціонального рівня надійності інструмента та надання рекомендацій із її регламентованої заміни. Розроблена методика визначення стратегії заміни інструменту для забезпечення заданого рівня його надійності. Визначена стратегія регламентованої заміни фрези для забезпечення раціонального рівня надійності, наприклад, для фрези $Z=4$, заміна виконується після відмови двох зубів.

Рекомендовані заходи з підвищення надійності торцевих фрез у попередньому фрезеруванні.

Наукова новизна отриманих результатів:

- Розроблена комплексна система оцінок якості процесу торцевого фрезерування як сукупність вібраційних сигналів, представлених у тривимірній системі координат у прив'язці до кута повернення фрези.

- Вперше розроблено математичну модель системи розпізнавання образів, яка дає змогу прогнозувати стан різального інструменту під час попереднього торцевого фрезерування на базі експериментальних даних.

- Вдосконалено математичну модель процесу фрезерування для визначення зв'язку між ампліудно-частотними характеристиками вібрацій у торцевому фрезеруванні та станом різальних пластин, що дало змогу уточнити вплив руйнування різальної пластини на рівень амплітуд вібрацій під час попереднього фрезерування.

- Вперше розроблені математичні моделі, які дають змогу визначати ймовірність безвідмовної роботи торцевої фрези з довільною кількістю пластин із метою прогнозування рівня надійності фрези в разі відмови кожного її зуба, а також визначення стратегії її заміни.

Практичне значення отриманих результатів:

- На базі комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування розроблена інженерна методика діагностики процесу попереднього торцевого фрезерування, яка дає змогу в режимі реального часу оцінити стан різального інструменту в процесі обробки за критерієм відмови інструмента.

- Розроблена система діагностики попереднього торцевого фрезерування, що дає можливість визначати відмову інструмента, на основі моделювання амплітудно-частотних параметрів вібрацій.

- Розроблено і впроваджено програмно-апаратний комплекс діагностики різального інструменту для вертикально-фрезерних верстатів ВМ127М на Дружківському машинобудівному заводі. У результаті впровадження програмно-апаратного комплексу досягнуте підвищення продуктивності до 15 відсотків та скорочення витрати твердосплавного матеріалу до 20 відсотків. Річний економічний ефект від впровадження результатів роботи становить 38670 грн.

- Розроблено і впроваджено на ТОВ «Промислово-торгівельна компанія Інтріс трейд» програмно-апаратний комплекс діагностики малозубих фрез «Мрія-Міні», що відрізняється модульною конструкцією й можливістю адаптації до застосування на різних типах фрезерних верстатів. Заплановано річний економічний ефект від впровадження результатів роботи 67943 грн.

- Розроблено і впроваджено на науково-виробничому колективному підприємстві «Інтріс» оптичний датчик для вимірювання вібрацій із робочим діапазоном вимірювальних частот до 500Гц та чутливістю 1мкм. Заплановано річний економічний ефект від впровадження датчика 15000 грн.

- Розроблена методика визначення періоду регламентованої заміни фрези для забезпечення раціонального рівня її надійності.

- Використання в навчальному процесі Донбаської машинобудівної академії.

Ключові слова: торцеве фрезерування, механічна вібрація, діагностика фрезерування, руйнування інструменту, система діагностики.

ANNOTATION

Donchenko E.I. Improving the efficiency of milling based on the development and research of an automated system for diagnosing cutters. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences (doctor of philosophy) on a specialty 05.03.01 - processes of mechanical processing, machines and tools. - Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk, 2021.

The dissertation is devoted to solving the current scientific and technical problem of improving the efficiency of pre-end milling using low-toothed cutters by creating and researching an automated diagnostic system, which increased the reliability of end mills, milling productivity and productivity materials.

Improving the reliability of cutters in the preliminary end milling are important tasks for the further development of the industrial complex of Ukraine. The practice of research at machine-building enterprises has shown that in the absence of a system of diagnostic milling, pre-treatment leads to the complete destruction of the cutting inserts, which leads to significant economic losses.

In mechanical engineering, pre-milling refers to the harsh operating conditions of the cutting tool. It is usually performed on a complex surface, with possible inclusions of difficult-to-process materials. Therefore, in practice it is almost impossible to accurately predict the stability of the tool during pre-milling. A significant factor influencing the time of trouble-free operation is the dynamics of the milling process.

The analysis of modern tendencies in research of dynamics of process of milling, has allowed to reveal the most influential factors which need to be considered at construction of diagnostic model of process of face milling. It is determined that for small-toothed milling it is necessary to take into account the phenomenon of work "on the trail".

Modern researchers have found that due to the "trace" amplitude of oscillations in the machine system has a pronounced dependence on the speed of the cutter, but in practice such dependences can be obtained only taking into account all significant parameters of the milling process, including the actual location of the workpiece on the machine and its form, which makes it impossible to develop tabular recommendations for manufacturers.

Since the amplitude of vibrations during milling is crucial for the stability of cutting inserts, methods and means of controlling the level of vibration in the process of face milling are considered. The analysis of possible designs of vibrostabilization systems for the purpose of expansion of possibilities of increase of working capacity of the tool is carried out.

The analysis of the state of the issue of increasing the reliability of the prefabricated tool allowed to identify the main trends in improving the efficiency of end milling and allowed to finally formulate research objectives.

Analysis of the system for measuring the dynamic characteristics of the end milling process revealed the structure of a comprehensive system for evaluating the quality of the end milling process as a set of vibration signals represented in a three-dimensional coordinate system, linked to the angle of rotation of the cutter.

A prototype of a comprehensive system for assessing the quality of the end milling process, which includes three channels of piezoelectric vibration acceleration sensors and a sensor of the angle of rotation of the spindle of the milling machine.

To improve the quality of the system for measuring the dynamic characteristics of the milling process, optical sensors are used, which have a bandwidth that reaches from zero hertz to tens of kilohertz, and a linear transmission characteristic in the operating frequency band.

The frequency diagrams obtained as a result of the experiment with optical sensors showed that the relationship between the frequency of the harmonics with the feed rate and the depth of milling is almost absent. There is only a proportional increase in the amplitudes of the harmonics associated with an increase in cutting forces.

The dependence of frequency diagrams on the cutter speed is experimentally revealed, which demonstrates the presence of component oscillations due to the dynamics of the bearing system, thanks to which it became possible to experimentally determine the dynamic parameters of the bearing system of the machine.

Analysis of experimental data when the number of teeth changes as a result of fracture showed a significant effect of the phenomenon of fracture on the nature of the distribution of harmonic amplitudes, which is an important criterion in assessing the condition of the cutter teeth during cutting.

For the first time, a mathematical model of the image recognition system was developed, which allows to predict the state of the cutting tool during pre-milling on the basis of experimental data, which uses a normalized matrix of processing parameters and determine their reliability. Methods for calculating the indeterminate parameter of the diagnostic system by the method of averaging (in the normalized matrix of parameters) and on the basis of a linear model have been developed. A mathematical model of the end mill has been developed, which takes into account the detection of the condition and spatial position of individual teeth.

When designing a mathematical model of the end mill, modern ideas about the dynamics of the cutting process are used, in particular, the nonlinear nature of the friction of the cutting plate and the delay in changing the cutting force from changes in technological parameters that cause it. To clarify the calculation of cutting forces, the algorithm of Rosenberg A.Yu.

A mathematical model of the machine table has been developed, which is based on a two-mass feed drive system and takes into account the nonlinear nature of friction in the guides.

The mathematical model of the drive of the main movement differing in the simplified representation of an electric part of the engine caused by absence of need for modeling of work of the engine at inclusion of the machine is developed. The two-mass model of the mechanical system of the main motion drive allows to take into account

the possibility of intense torsional oscillations characteristic of the operation of the small-toothed tool.

Separate single-mass systems with resonant frequencies determined by experimental studies were used in compiling the mathematical model of the support system for the table and slider, which is a reasonable compromise between the complexity of the required mathematical model and the real influence of the machine tool system on the total position of dynamic systems.

Checking the simulation results and comparing them with experimental data proved the adequacy of the developed model.

The expediency of preliminary modeling in the development of the technological process is proved, bearing in mind the prevention of work in the zone of large oscillations in case of destruction of individual cutter plates during low-toothed milling.

The analysis of statistical data on the construction of diagnostic systems for the milling process revealed a current trend towards the structure of such systems - mostly used distributed principle of construction, in which the primary processing of measurement information is performed directly on the sensors. With this principle of construction, sensors are intelligent devices based on microcontrollers.

For the primary processing of vibration signals of the milling process, sensors have been developed that use the computing capabilities of the microcontrollers located in them, namely: FIR signal filtering and its conversion into frequency bands.

To increase the informativeness of the milling diagnostic system, the evaluation and selection of significant frequency bands by the criterion of the amplitude ratio is performed.

To create a system for diagnostics of the end milling process, piezoelectric and optical vibration sensors have been developed, networked using the RS485 interface.

Programming of microcontrollers of the system of diagnostics of face milling was carried out by means of the specially developed environment of designing of systems of real time based on method of graphs, and allows to increase reliability of the

microcontroller software, to facilitate the analysis of the program code and error finding.

In order to identify fracture plate mills developed monitor system diagnostic process of face milling, which provides interaction with a network of sensors vibration and rotation of the spindle handles the information in accordance with the structure of the integrated system estimates the quality of the mechanical milling

for immediate actions of the operator of the machine failure cutting blades cutter runs visualization of the state of the plates using a red signal of color indicators.

To analyze the diagnostic information about the milling process, a neural network constructed using system tools from STMicroelectronics was tested. The results showed that the system of diagnostics of destruction of teeth of a mill, has an identification level of 93% for test signals. For operating signals, the identification level was 85%.

The analysis of statistical data on the operation of end mills during pre-milling in the conditions of PJSC Druzhkivska Machine-Building Plant showed that in 93% of cases the milling machine is removed only when all plates fail, which leads to irrational use of tool material.

Considering the end mill as a system whose reliability (probability of failure-free operation) is derived from the reliability of its individual teeth, and using the methods of reliability theory, mathematical models are obtained to predict the reliability of the prefabricated tool with successive destruction of each tooth

The limits of using mathematical models for predicting the reliability of a prefabricated tool for an end mill with an arbitrary number of plates have been expanded.

Mathematical models for determining the reliability of the end mill were used to predict the rational level of reliability of the tool and provide recommendations for its regulated replacement. The technique of definition of strategy of replacement of the tool for maintenance of the set level of its reliability is developed. The strategy of regulated replacement of a mill for maintenance of a rational level of reliability is defined, for example at a mill $Z = 4$, replacement is carried out at failure of two teeth.

Recommended measures to increase the reliability of end mills during pre-milling.

The scientific novelty of the dissertation is to develop the concept of the system of diagnostics of the milling process, a comprehensive system of quality assessments of the end milling process as a set of vibration signals presented in a three-dimensional coordinate system in relation to the angle of rotation of the cutter. Also, for the first time, a mathematical model of the image recognition system was developed, which makes it possible to predict the condition of the end mill teeth on the basis of experimental data. For the first time, mathematical models of the probability of failure-free operation of the cutter have been determined, which make it possible to predict the level of its reliability in the event of failure of each tooth and to determine the strategy of replacement of the cutter.

Scientific novelty of the obtained results.

- A comprehensive system for evaluating the quality of the end milling process as a set of vibration signals presented in a three-dimensional coordinate system in relation to the angle of rotation of the cutter.

- For the first time, a mathematical model of the image recognition system was developed, which allows to predict the state of the cutting tool during the preliminary end milling on the basis of experimental data.

- Improved mathematical model of the milling process to determine the relationship between the amplitude-frequency characteristics of vibrations in end milling and the state of the cutting inserts, which allowed to clarify the effect of cutting plate failure on the level of vibration amplitudes during pre-milling

- Mathematical models trouble-free operation of the end mill with an arbitrary number of plates in order to predict the level of reliability of the cutter in case of failure of each of its teeth, as well as to determine the strategy of its replacement.

Practical value of the received results:

- On the basis of complex system of estimations of quality of process of face milling the engineering technique of diagnostics of process of preliminary face milling

which allows to estimate in real time a condition of the cutting tool in the course of processing by tool failure criterion is developed.

- Developed a diagnostic system that allows you to determine the failure of the tool, based on modeling the amplitude-frequency parameters of vibration.

- Developed and implemented software and hardware diagnostics of cutting tools for vertical milling machines BM127M at Druzhkivka Machine-Building Plant. As a result of the introduction of the software and hardware complex, an increase in productivity of up to 15% and a reduction in the consumption of carbide material up to 20% was achieved. The annual economic effect from the implementation of the results of work is UAH 38,670.

- - Splitting and supplying on TOV "Promislovo-trading company Intris Trade" software and hardware complex for diagnostics of small-toothed cutters "Mriya-Mini" It is planned to have an efficient economic effect on the basis of the results of the robotics 67943 UAH.

On the scientific-virobny collective enterprise "Intris", an optical sensor has been broken up and installed for changing the vibrations with a working range of variable frequencies up to 500 Hz and sensitive 1 micron. The planned economic effect of the sensor is 15000 UAH.

- The technique of definition of the period of regulated replacement of a mill for maintenance of a rational level of its reliability is developed.

- Use in the educational process of the Donbass Machine-Building Academy.

Keywords: face milling, mechanical vibration, milling diagnostics, tool failure, diagnostic system

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у виданнях, включених до міжнародних науко-метричних баз

1. Galyna Klymenko, Yana Vasylichenko, **Yevheniy Donchenko**. Quality management of cutting tools on heavy machines. No. 94 (2021): Cutting and Tools in Technological Systems, Published: 2021-06-15. P135-141. ISSN 2078-7405 DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2021.94.15> (Здобувачем виконано збір статистичних матеріалів і розрахунки показників якості.)

Публікації, що входять до переліку фахових видань

2. Кутепов Н.Л., Сердюк А.А., **Донченко Е.И.**, Зателепина С.Г. Анализ спектрального распределения амплитуд вибраций в зоне резания и разработка системы вибростабилизации. Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. В 2х томах. Т1. / Под редакцией Г.Л.Хает. - Краматорск: ДГМА, 1997 - 262с. с106-109. ISBN 5-7763-8563-6. (Здобувачем виконано аналіз методів математичної обробки результатів експериментів)

3. Сердюк А.А., Коткин Г.Г., **Донченко Е.И.** Алгоритмы распознавания образов в диагностике процесса резания. Системный анализ: оптимизация и принятие решений в механообработке. / Г. Г. Коткин, В. С. Гузенко, А. С. Еськов и др. Под общей редакцией В. С. Гузенко. – Краматорск: ДГМА, 1998 - 224с. С179-209. ISBN 5-7763-8566-0. (Здобувачем розроблено математичну модель, основу на пошуку невизначеної інформації, досліджено спосіб пошуку невизначеної інформації методом усереднення, досліджено розпізнавання і пошук невизначеної інформації на основі лінійної моделі)

4. **Донченко Е.И.**, Сердюк А.А., Гузенко В.С. Моделирование динамики процесса резания торцевыми фрезами. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, вип. №11, 2001 - 168с. С60-67. ISBN 966-7851-04-4 (Здобувачем розроблено математичну модель та її реалізацію в середовищі Matlab, проведено моделювання)

5. **Донченко Е.И.**, Сердюк А.А., Гузенко В.С. Позняк Г.Г. Разработка методики проведения экспериментального исследования динамики торцевого фрезерования. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, вип. №18, 2005 - 248с. с31-38. ISBN 966-379-048-2 *(Здобувачем розроблено методику проведення експерименту, виконано аналіз експериментальних даних)*

6. Мироненко Е.В., **Донченко Е.И.**, Марчук Е.В. Переносной измерительный комплекс для исследования вибраций технологических систем механической обработки. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ - Київ, вип. №20, 2006. - 236 с. С63-68. ISBN 978-966-379-146-3 *(Здобувачем виконано розробку та практичну реалізацію вимірювального комплексу)*

7. **Донченко Е.И.**, Донченко А.И. Практическое использование способа повышения эффективности анализа нестационарных последовательностей в вибрационном сигнале при торцевом фрезеровании. / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №30, 2012. – 388 с. С298-301. ISSN 2222-9000 *(Здобувачем виконано розробку та реалізацію інформаційно – вимірювального комплексу Мрія)*

8. **Донченко Е.И.**, Шишкин А.В., Пантелеев А.Е. Исследование системы контроля количества малоразмерных неметаллических объектов / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №32, 2013. – 424 с. С305-311. ISSN 2222-9000 *(Здобувачем виконано розробку та реалізацію безконтактного датчика інформаційно – вимірювального комплексу)*

9. Сорокин Т.И., **Донченко Е.И.** Моделирование процесса фрезерования с расчётом сил резания по методу Розенберга. Науковий Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. Краматорськ : ДДМА, 2016. – № 2 (20Е), 250с. С81-89. ISSN 2219-7869 *(Здобувачем розроблено та реалізовано елементи моделі процесу фрезерування)*

10. Федотова Е.П., **Донченко Е.И.**, Лебедь В.Т. Импульсный метод подавления вибрации при точении деталей «по следу». Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 1 (45). – 250 с. С158-163. ISSN 1993-8322 (Здобувачем уточнено умови використання явища «різання по сліду» в математичних моделях, реалізованих у середовищі Matlab)

Публікації апробаційного характеру

11. **Донченко Е.И.** Способ снижения вибраций при торцевом фрезеровании и устройство для его осуществления. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали третьої міжнародної науково-технічної конференції 31 травня - 3 червня 2005 року / Під загальною редакцією Ковальова В.Д. - Краматорськ: ДДМА 2005. - 116 с. С27. ISBN 966-379-001-6

12. **Донченко Е.И.** Рекомендации по проектированию измерительного канала для исследований динамики торцевого фрезерования. Проблеми та перспективи розвитку. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали четвертої Міжнародної науково-технічної конференції 5-8 червня 2006 року / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2006. — 108 с. С31. ISBN 966-379-076-8

13. **Донченко Е.И.** Ультразвуковое фрезерование. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали шостої Міжнародної науково-технічної конференції 2-5 червня 2008 року / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 144 с, С35. ISBN 978-966-379-251-4

14. **Донченко Е.И.**, Решетняк С.Р. Система контроля и управления доступом к станочному оборудованию. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції 30 травня — 1 червня 2017 року / Під заг.ред. В. Д. Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2017. — 108 с., С28. ISBN 978-966-379-796-0 (Здобувачем запропоновані новітні засоби побудови програмного забезпечення технологічного обладнання)

15. **Донченко Е.И.** Автоматное программирование при разработке встраиваемых систем. Информатика, управління та штучний інтелект. Тези шостої міжнародної науково-технічної конференції. – Харків: НТУ "ХПІ", 2019. – 140 с., українською, російською, англійською мовами. С31. ISSN 2524-0293

16. **Донченко Е.И.** Новый подход к разработке систем управления оборудованием на базе микроконтроллеров. Важке машинобудування. проблеми та перспективи розвитку. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції 21 – 24 грудня 2020 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2020. – С.26 ISBN 978-966-379-959-9

17. Субботин О.В., **Донченко Е.И.** Управление индикацией на информационно-указательном табло. Сучасні проблеми і досягнення в галузі радіотехніки, телекомунікацій та інформаційних технологій : тези доповідей VIII Міжнародної науково-практичної конференції (21–23 вересня 2016 р., м. Запоріжжя). – Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. – 344с., С.188-189. ISBN 978-617-529-152-8 *(Здобувачем виконано розробка схем та друкованих плат систем індикації)*

18. Oleg Subotin, **Evgeniy Donchenko**. Optoelectronic display system data based on matrix display. Embedded System and Trend in Teaching Engineering. Published: Faculty of Education of the Constantine the Philosopher University in Nitra Drazovska cesta 4, 949 74 Nitra, Slovakia 2016. P.120-125. ISBN 978-80-558-1040-9 *(Здобувачем виконано проектування та практична реалізація засобів людино-машинного інтерфейсу для промислових застосувань)*

Патенти

19. Патент України на корисну модель № 25084, МПК (2006) G01L 1/00. Спосіб діагностування динамічної крутильної жорсткості / Мироненко Євгеній Васильович, Сердюк Олександр Олександрович, Бабін Олег Фавієвич, Марчук Євген Вячеславович, **Донченко Євгеній Іванович** – № u200702984. – Заявл. 21.03.2007. Опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11, 2007 р. *(Частка всіх співавторів однакова. Здобувачем запропоновано структуру та реалізовано інформаційно – вимірювальний комплекс)*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	22
1 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ ТОРЦЕВИМИ ФРЕЗАМИ	28
1.1 Аналіз динаміки процесу фрезерування.....	28
1.2 Аналіз пасивних методів контролю рівня вібрацій під час обробки на фрезерних верстатах	41
1.3 Аналіз методів контролю рівня вібрацій під час обробки на фрезерних верстатах	50
1.4 Стан питання підвищення надійності збірного інструмента.....	58
1.5 Висновки до розділу.....	63
2 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .65	
2.1 Дослідження методів вимірювання вібраційних характеристик процесу попереднього торцевого фрезерування.....	65
2.2 Методика дослідження динаміки фрезерного верстата та побудова комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування.....	70
2.3 Експериментальні дослідження вібрацій з допомогою світловолоконного датчика мікропереміщень.....	74
2.4 Розроблення математичної моделі системи розпізнавання образів, що діагностує процес фрезерування на основі наявних експериментальних даних.....	82
2.5 Висновки до розділу.....	95
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ ЯК ДЖЕРЕЛА ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ВЕРСТАТНІЙ СИСТЕМІ	97
3.1 Розроблення моделі процесу фрезерування торцевими фрезами з урахуванням впливу „різання по сліду”	97
3.2 Розроблення математичної моделі силового складника процесу фрезерування торцевими фрезами	111
3.3 Побудова моделі стола.....	125
3.4 Побудова математичної моделі привода головного руху й несучої системи фрезерного верстата.....	129
3.5 Дослідження динаміки процесу фрезерування за допомогою імітаційного моделювання	135

	21
3.6 Висновки до розділу.....	137
4 ПРАКТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	139
4.1 Обґрунтування автоматизованої системи діагностики стану фрези як елемента комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування	139
4.2 Розроблення датчика вібрацій на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3.....	143
4.3 Розроблення оптичного датчика вібрацій на базі мікроконтролера	145
4.4 Програмний засіб підвищення надійності системи діагностики.....	148
4.5 Розроблення монітора системи діагностики.....	158
4.6 Практична реалізація системи діагностики руйнування інструмента з використанням нейронної мережі	163
4.7 Висновки до розділу.....	168
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ І НАДІЙНОСТІ ЗБІРНИХ ФРЕЗ.....	170
5.1 Вибір інструментального матеріалу фрези	170
5.2 Визначення надійності торцевих фрез з обмеженою кількістю зубів	173
5.3 Розроблення математичної моделі визначення надійності торцевих фрез для довільного числа зубів	175
5.4 Рекомендації визначення надійності для регламентованої заміні торцевих фрез.....	180
5.5 Висновки до розділу.....	182
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	184
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	187
ДОДАТОК А - РОЗРАХУНОК ПЕРЕРІЗУ ШАРУ, ЩО ЗРІЗАЄТЬСЯ.....	204
ДОДАТОК Б - ОБЧИСЛЕННЯ СИЛ РІЗАННЯ	211
ДОДАТОК В - ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ.....	213
ДОДАТОК Г - АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ ВАТ «Дружківській машзавод»	215
ДОДАТОК Д - АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ «Промислово-торгівельна компанія Інтріс Трейд» та «Науково-виробниче колективне підприємство Інтріс».....	217
ДОДАТОК Е - СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	219

ВСТУП

Актуальність теми.

Практика показала, що промисловість України потребує поглиблення наукових досліджень, спрямованих на створення систем контролю рівня вібрацій та стану інструменту у технологічній системі при торцевому фрезеруванні, придатних не тільки для новітнього обладнання, але й модернізації вже наявного.

Можливість інтенсифікації режимів різання при фрезеруванні обмежується в більшості випадків втратою динамічної стабільності технологічної системи й загальним зниженням надійності різального інструменту. Це пов'язано з виникненням автоколивань великої амплітуди, що обмежують продуктивність, різко знижують стійкість інструмента, термін служби обладнання, точність і якість оброблених поверхонь, а також призводять до аварійних ситуацій внаслідок руйнації елементів технологічної системи

Для підвищення ефективності торцевого фрезерування необхідно розробити комплексну систему оцінок якості процесу торцевого фрезерування, програмно-апаратний модуль оцінки рівня вібрацій і діагностики руйнування різального інструменту шляхом моделювання поведінки динамічної системи верстата. Тому тема дисертації актуальна і являє собою важливу науково-технічну задачу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана в рамках держбюджетних тем Донбаської державної машинобудівної академії Д-04-99 «Дослідження й розробка методів ідентифікації параметрів технічного стану об'єктів автоматизації» (№ державної реєстрації 0199U001563), Д-01-02 «Дослідження й розробка засобів адаптивного керування об'єктами машинобудування й металургії» (№ 0103U004445) і Д-03-05 «Удосконалення методів і засобів керування в наукомістких технологічних системах машинобудування» (№ 0105U007247); Д-06-07 «Розробка інтегрального комплексу оптимального управління адаптивною технологічною системою важких верстатів»

(№0107U001306); Дк-08-04 «Удосконалювання технологічного середовища для автоматизованого виробництва продукції важкого машинобудування» (№0105U002445); Д-06-2007 «Розробка інтегрального комплексу оптимального управління адаптивною технологічною системою важких верстатів» (№0107U001306); Д-05-2009 «Розробка інформаційних технологій для систем адаптивного управління процесом механічної обробки деталей на важких верстатах» (№0109U002669); Дк-06-2011 «Підвищення ефективності автоматизації технологічних процесів металургії та машинобудування» (№0111U007640); Дк-03-2016 «Удосконалення енергозберігаючих методів та засобів автоматизації технологічних систем машинобудування та металургії» (№0116U005582); Дк-07-2019 «Підвищення ефективності виробничих процесів машинобудування та металургії шляхом впровадження автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій» (№0119U103179).

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є підвищення ефективності процесу фрезерування шляхом розробки автоматизованої системи діагностування стану інструменту і підвищення надійності збірних фрез при попередньому фрезеруванні.

Основні задачі дослідження:

1. Провести аналіз впливу умов фрезерування на стан різального інструменту та його надійності.
2. Розробити комплексну систему оцінок якості процесу торцевого фрезерування.
3. Розробити математичну модель для визначення зв'язку між параметрами вібрацій при торцевому фрезеруванні та станом різальних пластин.
4. Розробити автоматизовану систему діагностики стану різального інструменту та прогнозування його стану шляхом контролю вібрацій технологічної системи.
5. Розробити математичні моделі прогнозування надійності збірного інструмента та рекомендації з підвищення ефективності торцевого фрезерування.

Об'єкт дослідження – процес попереднього фрезерування торцевими фрезами.

Предмет дослідження – математичний опис і алгоритми діагностики стану інструмента при торцевому фрезеруванні.

Методи дослідження.

Теоретичні та експериментальні дослідження, розробка практичних рекомендацій проводилися на основі використання положень теорії різання металів, опору матеріалів, теорії пружності, теорії коливань, математичного моделювання, засобів математичного і комп'ютерного моделювання на ЕОМ.

Експериментальні дослідження проводилися з використанням сучасної вимірювальної апаратури як в лабораторних умовах, так і на виробництві. Обробка результатів експериментів виконувалась з використанням теорії імовірності і математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Розроблена комплексна система оцінок якості процесу торцевого фрезерування як сукупність вібраційних сигналів, представлених у тривимірній системі координат у прив'язкою до кута повертання фрези.

2. Вперше розроблено математичну модель системи розпізнання образів, яка дає змогу прогнозувати стан різального інструменту при попередньому торцевому фрезеруванні на базі експериментальних даних.

3. Вдосконалено математичну модель процесу фрезерування для визначення зв'язку між амплітудно-частотними характеристиками вібрацій при торцевому фрезеруванні та станом різальних пластин, що дозволило уточнити вплив руйнування різальної пластини на рівень амплітуд вібрацій при попередньому фрезеруванні.

4. Вперше розроблені математичні моделі, які дають змогу визначати імовірність безвідмовної роботи торцевої фрези з довільною кількістю пластин з метою прогнозування рівня надійності фрези при відмові кожного її зуба, а також визначення стратегії її заміни.

Практичне значення одержаних результатів:

1. На базі комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування розроблена інженерна методика діагностики процесу попереднього торцевого фрезерування, яка дозволяє в режимі реального часу оцінити стан різального інструменту в процесі обробки за критерієм відмови інструмента.

2. Розроблена система діагностики попереднього торцевого фрезерування, що дозволяє визначати відмову інструмента, на основі моделювання амплітудно-частотних параметрів вібрацій.

3. Розроблений і впроваджений програмно-апаратний комплекс діагностики різального інструменту для вертикально-фрезерних верстатів ВМ127М на Дружківському машинобудівному заводі. У результаті впровадження програмно-апаратного комплексу досягнуте підвищення продуктивності до 15 відсотків та скорочення витрати твёрдосплавного матеріалу до 20 відсотків. Фактичний економічний ефект від впровадження результатів роботи становить 38 670 грн (на період).

4. Розроблений і впроваджений на ТОВ «Промислово-торгівельна компанія Інтріс трейд» програмно-апаратний комплекс діагностики малозубих фрез «Мрія-Міні», що відрізняється модульною конструкцією й можливістю адаптації до застосування на різних типах фрезерних верстатів. Очікується річний економічний ефект від впровадження результатів роботи у розмірі 67943 грн.

5. На науково-виробничому колективному підприємстві «Інтріс» розроблено і впроваджено оптичний датчик для вимірювання вібрацій з робочим діапазоном вимірювальних частот до 500Гц та чутливістю 1мкм. Очікується річний економічний ефект від впровадження датчика у розмірі 15000 грн.

6. Розроблена методика визначення періоду регламентованої заміни фрези для забезпечення раціонального рівня її надійності.

Особистий внесок здобувача.

Постановку задач дослідження та вибір наукових підходів для їх вирішення було виконано спільно з науковим керівником. Підготовку, проведення та обробку результатів теоретичних і експериментальних досліджень, формулювання загальних висновків, розробку системи діагностики процесу фрезерування виконано автором особисто.

У наукових працях, які виконано у співавторстві, дисертантові належить наступне: [1] – виконано збір статистичних матеріалів і розрахунки показників якості; [2] – виконано аналіз методів математичної обробки результатів експериментів; [3] – розроблено математичну модель, основу на пошуку невизначеної інформації, досліджено спосіб пошуку невизначеної інформації методом усереднення, досліджено розпізнавання і пошук невизначеної інформації на основі лінійної моделі; [4] – розроблено математичну модель та її реалізацію у середовищі Matlab, проведено моделювання; [5] – розроблено методику проведення експерименту, виконано аналіз експериментальних даних; [6] – виконано розробку та практичну реалізацію вимірювального комплексу; [7] – виконано розробку та реалізацію інформаційно – вимірювального комплексу Мрія; [8] – виконано розробка та реалізація безконтактного датчика інформаційно – вимірювального комплексу; [9] – розроблено та реалізовано елементи моделі процесу фрезерування; [10] – уточнено умови використання явища «різання по сліду» у математичних моделях, реалізованих у середовищі Matlab; [14] – запропоновані новітні засоби побудови програмного забезпечення технологічного обладнання; [17] виконано розробку схем та друкованих плат систем індикації; [18] – виконано проектування та практична реалізація засобів людино-машинного інтерфейсу для промислових застосувань; [19] – запропоновано структуру та реалізовано інформаційно – вимірювальний комплекс.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення та результати роботи отримали позитивну оцінку на: Третій міжнародній науково-технічній конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (3 червня 2005 року, м. Краматорськ); Четвертій міжнародній науково-технічній конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (5–8 червня 2006 року, м. Краматорськ); Шостій міжнародній науково-технічній конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (2–5 червня 2008 року, м. Краматорськ). XV міжнародній науково-технічній конференції “Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку” (30 травня 2017 року, м. Краматорськ); Шостій міжнародній науково-технічній конференції «Інформатика, управління та штучний інтелект» , (27–29 листопада 2019 р, м. Харків); Міжнародній науково-технічній конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (21–24 грудня 2020 року, м. Краматорськ); Міжнародній науково-практичній конференції (21–23 вересня 2016 р., м. Запоріжжя); Міжнародній конференції Faculty of Education of the Constantine the Philosopher University in Nitra Drazovska cesta. (2016 р. Nitra, Slovakia).

Публікації.

Основний зміст дисертації відображено у 19 наукових публікаціях, з них: 9 статей у наукових фахових виданнях України, 1 стаття у періодичному виданні, включеного до міжнародної наукометричної бази, 8 – у матеріалах конференцій та 1 патент на корисну модель.

Структура і обсяг дисертації.

Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаної літератури та додатків. Загальний обсяг роботи становить: 222 сторінки тексту, 101 рисунок, 8 таблиць, список використаних джерел із 158 найменувань на 17 сторінках, 6 додатків на 19 сторінках.

1 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ ТОРЦЕВИМИ ФРЕЗАМИ

1.1 Аналіз динаміки процесу фрезерування

Поміж операцій фрезерування значне місце займає торцеве фрезерування [144]. Торцеві фрези різняться за кроком зубів, який являє собою відстань між сусідніми зубами і для кожного діаметра фрези залежить від кількості зубів z . Як правило, кожен типорозмір фрези виконується в трьох варіантах за кроком зубів. Крок зубів торцевої фрези може бути великим, нормальним і дрібним. Так, для торцевої фрези діаметром 80 мм із великим кроком використовують 4 зуба, з нормальним - 6, із дрібним - 8. Найбільш часто використовують торцеві фрези з нормальним кроком [54].

Фрези з великим кроком призначені для обробки на нежорстких верстатах, а також тяжких умовах різання; для фрезерування з великими вильотами інструмента й невеликій потужності привода головного руху. Такі фрези працюють в умовах невеликих подач стола, знімаючи метал малим числом зубів.

Фрези із дрібним кроком i , відповідно, з більшою кількістю пластин застосовують на потужних верстатах для роботи з високими подачами стола. Такі фрези мають переваги й під час обробки вузьких поверхонь, оскільки забезпечують достатню кількість одночасно працюючих пластин на невеликій ділянці обробки й, відповідно, стабільне протікання процесу різання [7].

Однак, найбільший вплив на роботу технологічної системи фрезерного верстата виявляють динамічні процеси.

Значний вплив динамічних процесів на технологічну систему мають вібрації. Встановлено, що високий рівень вібрацій під час торцевого фрезерування знижує стійкість інструмента учетверо [80].

Особливо гостро проблема збільшення рівня вібрацій пов'язана з різким зростанням швидкостей різання, а також через необхідність обробляти сучасні

конструкційні матеріали. Зазначені причини призвели до появи нових напрямів у наукових дослідженнях, зокрема, дослідженню найбільш складного й небезпечного виду вібрацій верстатів - самозбудних автоколивань [142, 153, 3].

Автоколивання, що виникають у процесі торцевого фрезерування, широко вивчалися сучасною наукою [142, 153, 55, 80, 152, 56, 71, 84, 101, 157 і ін.]. Проміж факторів, що впливають на виникнення автоколивань, більшість учених виділяють такі: запізнювання сили різання щодо зміни товщини шару, що зрізається, [151], вплив запізнювання пластичних деформацій у системі різання [81]; негативна залежність величини сили різання від швидкості на певному діапазоні останньої [114]; періодичні імпульсні збудження технологічної системи під час врізання й виходу зубів із оброблюваної деталі; циклічна зміна сили різання за величиною та напрямком при кутовій зміні положення зуба [155] тощо.

Дослідження в сфері динаміки різання пов'язані з іменами вчених: Вейца В.Л. [52], [61], Городецького Ю.І. [56], Гришандіна В.Ф. [58], Добриніна С.А. [62], Дроздів Н.А. [69], Жаркова І.Г. [71], Зарса В.В. [78], Ільницького І.І. [79], Кабалдіна Ю.Г. [81], Каширина А.І. [83], Кедрова С.С. [84], Кудінова В.А. [101], [100], Кучми Л.К. [104], Мурашкіна Л.С. [114], Подураєва В.Н. [119], [120], [121], Рижкова Д.І. [136], Свініна В.М. [142], Соколовського А.П. [143], Ташлицького Н.І. [151], Ельясберга М.Е. [157] і багатьох інших.

Значний внесок у вивчення динаміки процесу різання внесли закордонні дослідники: Altintas Y., Armarego E. J. A., Arnold R.N., Bernardi F., Budak S., Cook N.H., Devor R.E., Doi S., Elbestawi M.A., Endres W.J., Fu H.J., Grabec I., Gurney J.P., Gyghax P.E., Hahn R.S., Hanna N.H., Ismail F., Jayaram S., Jemielniak k., Kalmar-Nagy T., Kaneko T., Kapoor S.G., Kato S., Kegg R.L., Kline W.A., Koenigsberger F., Kono K., Lee P., Marui E., Merrit H.E., Minis I., Moon F., Moriwaki T., Nayfeh A.H., Nigm M.M., Opitz H., Ota H., Pandit S.M., Polacek M., Radulescu R.C., Sadek M.M., Sato H., Shamoto E., Slavicek J., Smith S., Sridhar R., Stepan G., Sutherland J.W.,

Plusty J., Tobias S.A., Vanherck P., Widota A., Wiercigroch M., Wu D.W., Yanushevsky T., Zaton W. і інші [6,10,21,33,5,17,16,20].

Різними аспектами підвищення ефективності роботи верстатів і інструментів займалися вітчизняні вчені: Струтинський В.Б., Залога В.О., Грабченко А.І., Антонюк В.О., Луців І.В, Мельнічук П.П., Ковальов В.Д., Клименко Г.П., Клименко С.А., Кузнецов Ю.М., Петраков Ю.В., Мироненко Є.В., Гузенко В.С., Васильченко Я.В., Майборода В.С., Воронцов Б.С., Клочко О.О., Равська Н.С., Родін П.Р., Хаєт Г.Л. [49,50,59,76, 77,90,91,88,89,93,111,112,126,47,129,139,154,107,127,128,150,18,19]

Наразі, вчені схиляються до поділу автоколивань на первинні, які спричинені зазначеними вище факторами і вторинними - спричинені впливом сліду на поверхні оброблюваної деталі для різання на наступних проходах [142, 153, 120].

Механізм і причини виникнення вторинних автоколивань вивчають у різних школах [142, 153, 55, 80, 71, 114], але через складність процесів, що відбуваються, спостерігається значна диспропорція між обсягом накопичених знань із первинних і з набагато менш досліджених вторинних автоколиваннях.

Незважаючи на те, що явище «різання по сліду» було визначено ще в 1937р. в працях Дроздова Н.А. [69], вивченням цього явища займалося порівняно невелика кількість дослідників. Пізніше, у 40-50 роках минулого століття, дослідження Соколовського А.П. [143], Ільницького І.І. [79], Кучми Л.К. [104] і іншими відомими вченими також підтвердили головне значення вторинного збудження у виникненні автоколивань.

Так, згідно з експериментальними дослідженнями Ільницького І.І. [79], встановлено, що «різання по сліду» забезпечує до 85% енергії збудження коливань. У дослідженнях Ільницького І.І. була виявлена особливість вторинних автоколивань - для їх існування потрібна можливість відносних зсувів заготовки й інструмента, нормальних до поверхні різання [79], що цілком відповідає умовам торцевого фрезерування.

Однак, найбільшу вагу в розкритті природи автоколивань здобуло введено Кудіновим В.А. [101] поняття замкненої динамічної системи верстата.

Динамічна система верстата, як система робочої машини, представлена на рисунку 1.1а. Вона містить у собі [13]: пружну систему ВУС (верстат, пристосування, інструмент, заготовка) і робочі процеси в її рухомих з'єднаннях (процеси у двигунах ПД, процес тертя ПТ, процес різання ПР, аеро- і гідродинамічні процеси й т.п.).

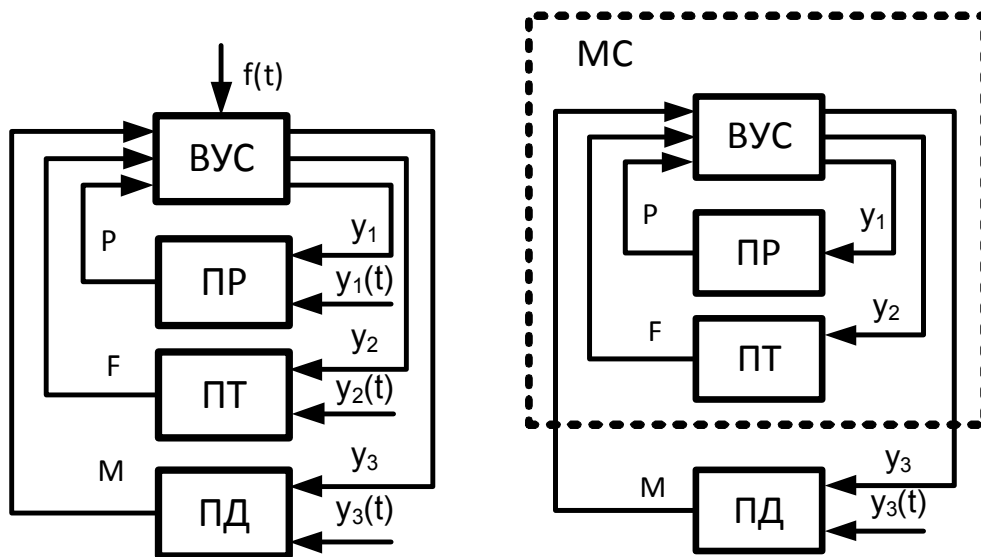


Рисунок 1.1 - Схема замкненої динамічної системи верстата,

а) типова,

б) еквівалентна

P - сила різання, F - сила тертя, M - сила, створювана двигуном, y_1 , y_2 , y_3 - деформація пружної системи в рухливих з'єднаннях, $f(t)$ - зовнішній вплив на пружну систему, $v(t)$ - зовнішній вплив

Структурно динамічна система є замкненою, багатоконтурною. Силкові впливи, спричинені робочими процесами, деформують пружну систему, змінюючи взаємне положення елементів у відповідних рухливих з'єднаннях, у результаті чого змінюються умови протікання робочого процесу, його силовий вплив. Ланцюг впливів замикається, утворюючи контур зв'язку. Водночас кожний силовий вплив має динамічні особливості, що обумовлені специфікою відповідних робочих процесів.

Для рішення низки практичних завдань використовують уявлення про еквівалентні динамічні системи верстата. На рисунку 1.1,б показана еквівалентна структура динамічної системи верстата, широко використовувана під час проектування й дослідження приводів верстатів [142]. Водночас виділяють елемент системи, умовно названий «процеси у двигуні» (ПД). Іншу частину системи поєднують в елемент «механічна система» (МС), яка містить у собі пружну систему, а також процеси різання й тертя. Зв'язки між елементами ПД і МС визначаються характеристикою робочого процесу двигуна. Наприклад, у рухливому з'єднанні ротора і статора асинхронного електродвигуна протікає електродинамічний робочий процес, їх вплив теж треба прийняти до уваги.

Кудінов В.А. в роботі [101] довів, що на нестійкість динамічної системи впливає як власна нестійкість кожного з її елементів, так і нестійкість їхньої взаємодії. Кудінов В.А. запропонував розглядати динамічну систему верстата, що полягає із двох основних елементів - еквівалентної пружної системи (ЕУС) і процесу різання (рис. 1.2).

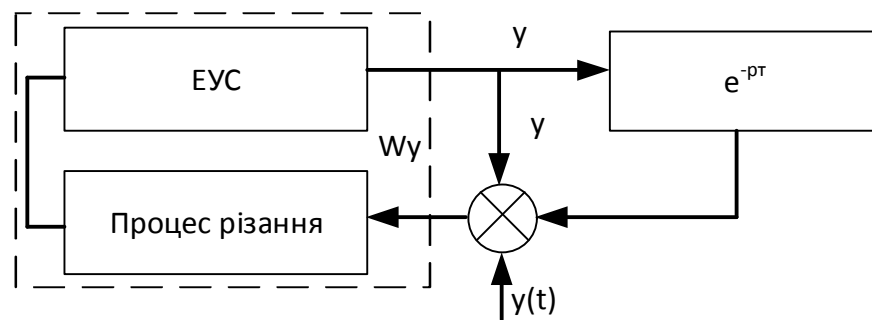


Рисунок 1.2 - Схема еквівалентної динамічної системи з «різанням по сліду» [13]

Еквівалентна пружна система замикається на два зворотні зв'язки: первинний, обумовлений взаємним положенням інструмента й заготовки і вторинним, що представляє вплив "різання по сліду" через додатковий елемент запізнювання з характеристикою $e^{-p\tau}$, де p — частота автоколивань, τ — час запізнювання, обумовлений поворотом фрези на один зуб.

Аналізуючи вплив "різання по сліду" на стійкість динамічної системи,

Кудінов В.А. виявив такі особливості вторинних автоколивань [1], [101]:

1. Обробка слідами вібрацій знижує граничне значення ширини шару, що зрізується (граничну стружку) не менш, чим удвічі. Верхня межа цього зменшення не обмежена.

2. Динамічна система, будучи стійкої за браком запізнювання (обробці «по чистому»), залежно від величини запізнювання, може ставати нестійкою або залишатися стійкої. Зі збільшенням часу запізнювання зони стійкої й нестійкої роботи верстата чергуються.

3. Нестійка динамічна система під час різання «по чистому» внаслідок впливу слідів, може набути стійкість.

Отримані результати вказують на можливість знаходження шляхів впливу на регенеративний механізм із метою керування рівнем вторинних автоколивань [142]. Однак, крім більшості дослідників, що визнають велике значення «різання по сліду» в збудженні автоколивань, є вчені, що піддають критиці цю думку. Так, Ельясберг М.Е. [157] і Мурашкин Л.С. [114], вважають, що значимість регенеративного ефекту перебільшена, а "слід" на поверхні оброблюваної деталі зрізується без збудження коливань у динамічній системі. Імовірно дослідники ґрунтувалися на дослідах, аналогічних [146], які довели, що завдяки впливу на механічну автоколивальну систему зовнішньої незалежної періодичної сили із частотою, близької до її власної, відбувається захват автоколивань змушеними коливаннями.

Проте, проведене Жарковим І.Г. комплексне дослідження автоколивань для різних видів токарної обробки [71] доводить помилковість цього заперечення. Експериментально і завдяки моделюванню Жарковим І.Г. було доведене збільшення в кілька разів амплітуди автоколивань саме внаслідок «різання по сліду».

На теперішній час, вплив «різання по сліду» на динаміку процесу вже не зазнає сумніву. Так, Городецький Ю.І. [56] у своїх дослідженнях розглянув м'який і жорсткий режими збудження автоколивань для торцевого фрезерування.

Їм було виявлено, що м'яке збудження автоколивань спричиняється, в основному, «різанням по сліду», тоді як жорстке є наслідком нелінійної залежності сили різання від товщини шару, що зрізається. Водночас, рівномірне торцеве фрезерування характеризується м'яким режимом збудження автоколивань, а нерівномірне — жорстким.

Відмінність між режимами збудження полягає тільки в часі виникнення автоколивань. Якщо вважати час збудження автоколивань до стану, що встановився, то для жорсткого режиму воно не перевищує одного повороту фрези. У цьому випадку «різання по сліду» не відіграє важливої ролі, а лише сприяє підтриманню автоколивань.

Підтвердження існування регенеративних автоколивань було отримано й закордонними вченими. Так, Tlustý J. з учнями [32] виконували дослідження з допомогою метода імітаційного моделювання, що ґрунтується на чисельному інтегруванні диференціальних рівнянь технологічної системи. На їхню думку, регенеративний ефект навіть здатен на часткове придушення змусених коливань.

Однак, експериментальне дослідження, проведене Radulescu R.C. [25] для дослідження впливу вібрацій технологічної системи за умовами нерівномірного торцевого фрезерування, показало, що слабкі автоколивання захоплюються вимушеними коливаннями, навіть якщо умови їхнього збудження далекі від резонансних.

Так само, підвищення вібраційних навантажень на твердосплавний різальний інструмент, призводить до зниження періоду стійкості фрези [80]. Отже, для фрезерування домінуючим чинником системи є підсистема інструмента [152]. Водночас вібрації, породжувані станом пластин торцевої фрези, погіршують шорсткість обробленої поверхні й спричиняють зношування й руйнування їхніх ріжучих кромek [53], що, так само, потребує зміни режиму різання.

Отже, вплив різних чинників на поведінку динамічної системи дотепер є

предметом наукових суперечок. Однак, зазначені вище особливості процесів різання, знайшли практичне підтвердження в експериментальних дослідженнях, і можуть стати основою для уявлення про динамічну систему. Наприклад, з урахуванням наявності регенеративного ефекту, більш повний варіант структури технологічної системи фрезерного верстата можна представити, як показано на рисунку 1.4.

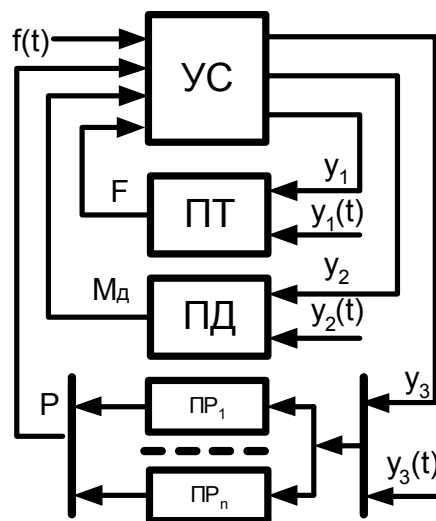


Рисунок 1.3 - Схема уточненої замкненої динамічної системи фрезерного верстата, ПР₁...ПР_n – процеси різання окремих зубів фрези, включаючи регенеративний ефект

Практичне застосування уточненої замкненої динамічної системи фрезерного верстата потребує визначення математичних моделей її окремих ланок. Водночас потрібно намагатися зменшувати порядок диференціальних рівнянь, котрі описують ланки моделі, проте в усіх випадках витримуючи потрібну адекватність моделі [149]

У роботі Луціва І.В. запропоновано одномасове уявлення для шпинделю токарного верстата [108], водночас у динамічній системі шпинделя введено інерційні і пружно-демпфуючі зв'язки, як показано на рисунку 1.4.

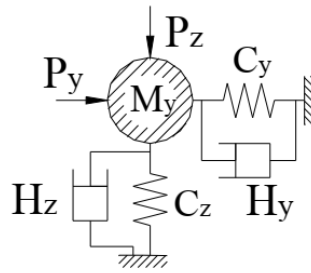


Рисунок 1.4 – Модель шпинделю токарного верстата [108]

Таке ж уявлення підтримують і закордонні автори, що вивчають динаміку фрезерування [35]. На рисунку 1.5 показана динамічна модель процесу вільного фрезерування, для якої так само характерні інерційні і пружно-демпфуючі зв'язки, що формують одномасову модель.

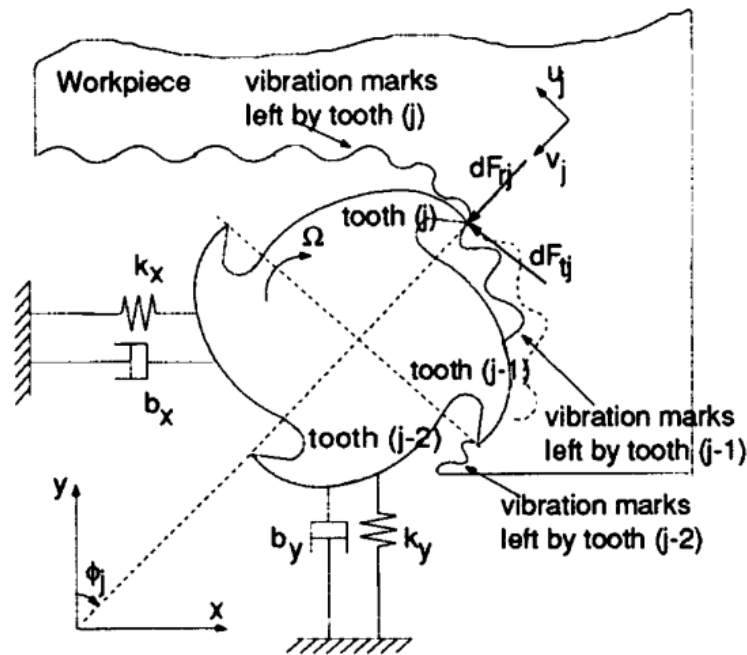


Рисунок 1.5 – Динамічна модель вільного фрезерування [35]

Експериментальні дослідження, проведені Y. Altıntaş та E. Budak у роботі [35] підтвердили наявність регенеративного ефекту в окремих зубах фрези. Так, ними була отримана діаграма стабільності вільного фрезерування, показана на рисунку 1.6.

Діаграма показує, що в залежності від швидкості різання (швидкості обертання, з незмінним діаметром фрези) існують зони стабільного фрезерування

та зони швидкості, для яких рівень коливань призводить до руйнувань у верстатній системі.

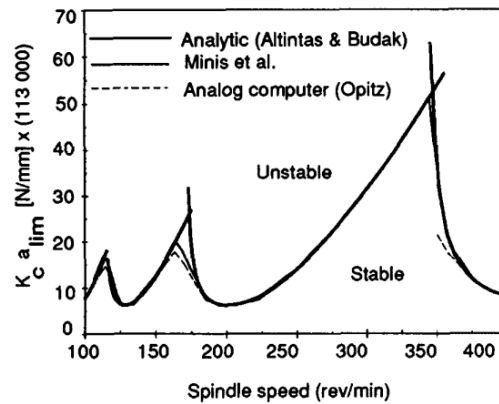


Рисунок 1.6 - Діаграма стабільності вільного фрезерування [35]

На жаль, отримана діаграма не має безпосереднього практичного застосування, в зв'язку з тим, що вона отримана для конкретних параметрів технологічної системи верстата. Розташування ділянок зміщується, навіть завдяки зміні положення фрези, або місця закріплення деталі [35].

Також до одномасової моделі схиляється і Степчин Я.А. в дослідженні моделі обробної системи торцевого фрезерування з обмеженими автоколиваннями [145], її варіант для випадку одного зуба показано на рисунку 1.7.

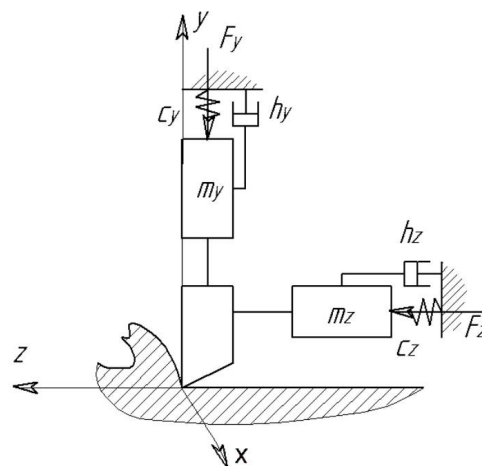


Рисунок 1.7 - Модель обробної системи торцевого фрезерування з обмеженими автоколиваннями [145]

Запропоновані одномасові моделі мають суттєвий недолік: вони використовують припущення, що оброблювана деталь розташована в абсолютно жорсткому закріпленні (це витікає із розрахункових схем моделей). Натомість, на практиці приведена до деталі жорсткість стола верстата має впливове значення [149].

У роботі [36] показана модель обробної системи торцевого фрезерування з урахуванням динамічної системи столу, у якій частково виправлено вказаний вище недолік.

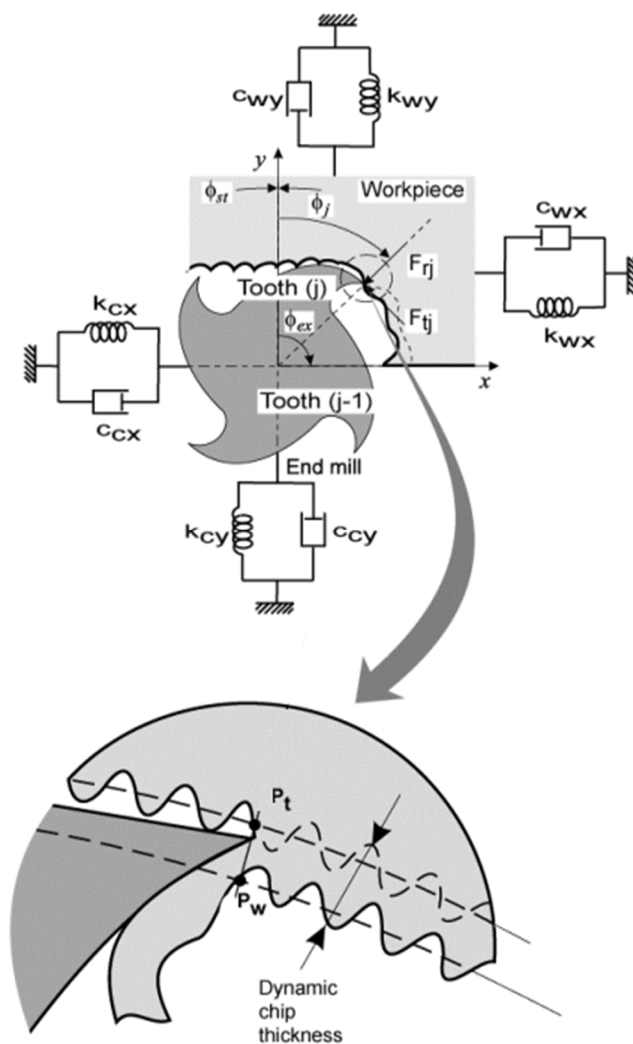


Рисунок 1.8 - Модель обробної системи торцевого фрезерування з урахуванням динамічної системи столу [36]

Модель повністю враховує явище «різання по сліду», проте динамічну систему столу уявляє лише як одномасову систему.

Деякі автори, зокрема [45], навпаки, занадто ускладнюють уявлення динамічної системи фрезерного верстату. На рисунку 1.9 показана динамічна модель типового вертикально-фрезерного верстату 6Р13.

Визначення параметрів моделі автор [45] виконував експериментальним шляхом. Проте виявити значення окремих параметрів не вдалося, хоча підхід з використанням вимірювання амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) системи шпиндель - верстат по осям X, Y та Z має великі перспективи. Так, отриманих у [45] АЧХ достатньо для визначення параметрів двомасової динамічної системи верстата.

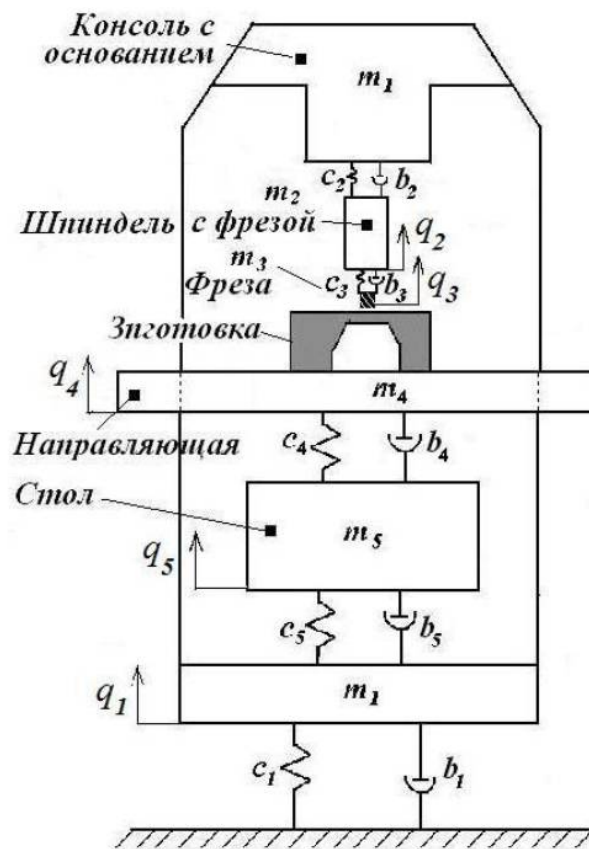


Рисунок 1.9 - Динамічна модель типового вертикально-фрезерного верстату 6Р13 [45]

Рішення завдання визначення параметрів динамічної системи верстату було знайдено дослідниками [98] саме на основі двомасової моделі (рисунок 1.10).

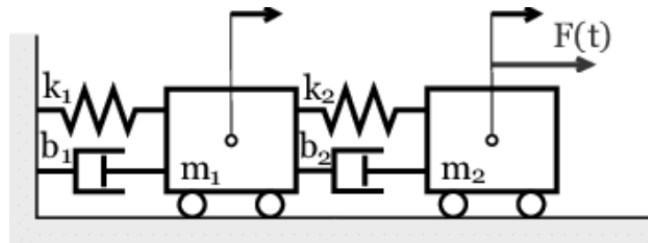


Рисунок 1.10 – Двохмасове уявлення динамічної системи фрезерного верстата [98]

З використанням запропонованого методу виявляються власні частоти коливань ланок верстату – фрезерної бабки та столу. Вихідними даними назначається тільки сигнал відгуку системи, величина збудження вважається невідомою. Коефіцієнти відносного демпфірування визначаються за допомогою збудження коливань на власних частотах.

Сукупний алгоритм, такий [98]:

- 1) здобути свідчення відгуку (віброприскорення, віброшвидкості або віброзміщення) в різних точках системи або на різних режимах роботи системи;
- 2) побудувати матрицю взаємної спектральної щільності сигналів (ВСМ);
- 3) виконати аналіз методом сингулярного розкладання матриці ВСМ;
- 4) визначити власні частоти системи;
- 5) для кожного значення власної частоти коливань визначити аналітичну криву (відповідає передавальній функції системи з одним ступенем свободи);
- 6) з аналітичної кривої обчислити коефіцієнт відносного демпфірування.

З вищесказаного робимо висновок, що першочерговим завданням аналізу динаміки процесу торцевого фрезерування є аналіз поведінки ріжучих пластин у просторі обробки. Знаючи параметри їхніх станів, а так само просторове положення, можливо, значною мірою, визначати стан динамічної системи

фрезерного верстата, у тому числі з допомогою вимірювання власних частот коливань.

1.2 Аналіз пасивних методів контролю рівня вібрацій під час обробки на фрезерних верстатах

Потрібність стабілізації рівня вібрацій і підвищення стійкості фрези передбачає розроблення комплексу заходів щодо боротьби із коливаннями.

Ще Merrit Н.Е. [24], аналізуючи стабільність технологічної системи, запропонував використовувати деталізовану схему замкненої динамічної системи, запропонованої Кудіновим В.А.

Надалі структура була доповнена ще одним негативним зворотним зв'язком, створюваним динамічним складником сили різання, у роботі [23]. Дороблена структура показана на рис.1.11.

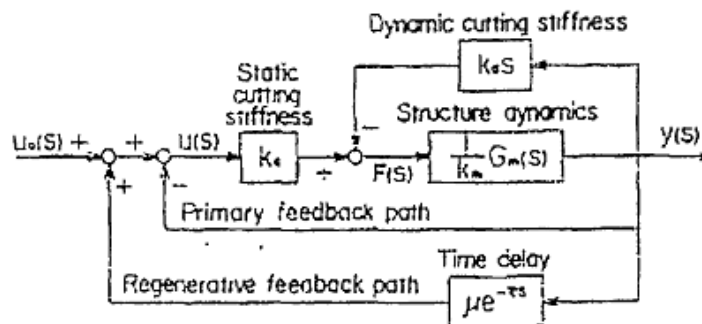


Рисунок 1.11 - Блок-схема контуру регенеративних автоколивань [23]

Рішення характеристичного рівняння контуру автоколивань Merrit Н.Е. було проведено графічним методом. Були знайдені також мінімальне значення співвідношення спрямованих статичних жорсткостей сили різання й динамічної системи k_c/k_m , що визначає асимптотичну границю безумовної стабільності технологічної системи, а також для кожного заданого значення k_c/k_m знайдено два значення частоти автоколивань f і безрозмірного зсуву фаз коливань

технологічної системи щодо сліду v , які відповідають правим і лівим ділянкам пелюсткової границі зон нестійкості й потрібні для побудови діаграми стабільності. Частоти обертання шпинделя N , відповідні до знайдених значень f і v , були обчислені згідно з формули [24]:

$$N = \frac{1}{T} = \frac{f}{v+n}, \quad (1.1)$$

де $n=0, 1, 2, 3$ - номери зон нестійкості, рівні цілому числу хвиль автоколивань на окружності заготовки.

Форма діаграми стабільності в координатах $N - k_c/k_m$ (рис.1.12.) виявилася зручної й здобула широке розповсюдження.

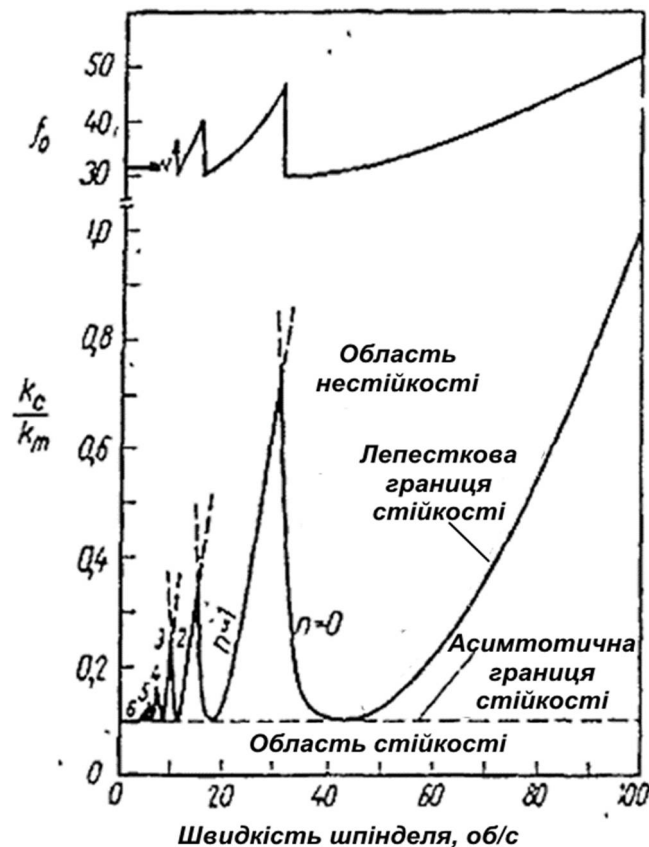


Рисунок 1.12 - Діаграма стійкості для системи з одним ступенем свободи [24]

Діаграма Мерріфа дає наочний спосіб визначення границь стійкості під час обробки. Вони дають змогу встановити величини фазового зрушення, що

визначають максимальну й мінімальну стійкість технологічної системи. За більшими швидкостями різання, що лежать направо від нульової зони нестійкості, регенеративний ефект поступово слабшає, що позитивно позначається на стабільності різання. Однак, такі привабливі умови обробки з'являються тільки за умов надшвидкісного різання, що досить обмежено застосовується в торцевому фрезеруванні й майже ніколи — у попередньому.

Отож, крім частоти обертання шпинделя, на стійкість обробки впливає співвідношення спрямованих статичних жорсткостей сили різання й динамічної системи.

Тому одним з основних практичних методів боротьби з вібраціями є збільшення жорсткості всіх елементів технологічної системи [71, 157]. Суть цього методу полягає в зміні компонування СІД і зміцненні елементів конструкції верстата, підвищенню якості стиків. Проте поліпшення динамічних показників верстатів зазвичай досягають ще на стадії проектування [56, 57, 138]. Експериментальні дослідження [71, 68] показали, що за умов відповідної переорієнтації головних осей жорсткості продуктивність, що обмежена стійкістю інструмента, може зрости в кілька разів. Однак, такий метод підвищення динамічної якості пов'язаний з істотними матеріальними витратами й вимагає внесення змін у конструкцію верстата.

Дослідженнями [113] встановлено, що стабільність процесу торцевого фрезерування може оцінюватися за динамічними характеристиками піддатливості несучої системи, що були виміряні в напрямку збільшення приведеної товщини зрізу від дії еквівалентної сили різання. Автори доводять, що домінуючий вплив на частотах втрати стійкості 24-28 Гц виявляє стик станина-платформа, на частотах 41-43 Гц — стики „станина-підставка” й „станина-платформа” із внеском, відповідно, 52-55% і 31-46%. Збільшення жорсткості опор дає можливість збільшувати граничну глибину різання на частотах, обумовлених стиками „станина-підставки” й жорсткістю станини на крутіння, але зменшує граничну глибину різання на частотах, де домінує привод

подачі. Водночас збільшення жорсткості привода подачі не завжди призводить до підвищення вібростійкості верстата загалом.

Подальше зниження рівня вібрацій можливо через внесення конструктивних змін у фрезу. Однак, можливості такого методу, як правило, обмежені. Так, жорсткість конструкції збільшують, в основному, шляхом посилення корпусу й удосконалювання способу кріплення ріжучих пластин. Підвищення здатності, що демпфірує, фрези досягають через застосування конструкційних матеріалів із більшим внутрішнім тертям, вбудовуючи спеціальні демпфери у вигляді вузлів тертя й різних з'єднань, пластмасових втулок, напрямних тощо [142, 71, 106].

Існують рішення, спрямовані не на збільшення міцності кріплення ріжучих пластин, а навпаки допускають її зниження. Такий підхід до запобігання «регенеративного ефекту» реалізований у торцевій фрезі [43], у якій кожний зуб має свою, відмінну від інших зубів, жорсткість (рисунок 1.13).

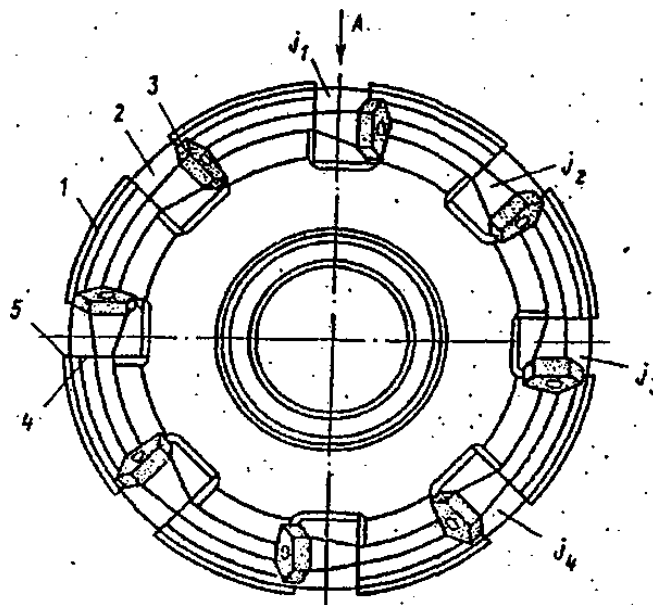


Рисунок 1.13 - Торцева фреза зі змінною міцністю зубів [43]

Різальний інструмент включає корпус 1 й державку 2 з ріжучими елементами 3. Кожна державка встановлена своєю опорною поверхнею на бічну

поверхню 5 відповідного паза корпусу. Суміжні державки фрези мають різну жорсткість у напрямку сил різання завдяки виконанню самих державок із різною жорсткістю в напрямку, перпендикулярному їхнім опорним поверхням.

Жорсткість технологічної системи безупинно змінюється внаслідок різної жорсткості зубів, які беруть участь у різанні в один момент, що спричиняє постійну зміну частоти власних коливань. Тому на обробленій поверхні з'являються вібраційні хвилі, за суттю - перешкоди для механізму збудження регенеративного ефекту.

Однак, крім складності реалізації такої фрези, утворена полірезонансна система зовсім не гарантує успішного зниження вібрацій, усуваючи їх тільки на резонансній частоті, але створюючи умови для появи інших точок резонансу.

Розсіювання енергії автоколивань виконують так само спеціальні демпфери, закріплені на різних вузлах верстата й навіть безпосередньо на деталі. [7, 94]. Вітчизняною й закордонною промисловістю випускається широкий спектр віброгасників, що ґрунтуються на ефекті демпфірування. Широке розповсюдження дістали віброгасники, розроблені в ЕНІМСі В.В.Камінської, принцип їх дії полягає в зсуві частот коливань верстата на опорах у зарезонансну зону. Однак, остаточного розв'язку питання вібростабілізації в широкому спектрі режимів обробки пасивні віброгасники не можуть досягти, навіть у теорії.

Для збільшення динамічної жорсткості й розширення зони стійкості дослідники [30] пропонують динамічні гасителі коливань типу «абсолютні демпфери». З їхньою допомогою, динамічна міцність верстата може бути збільшена, навіть за умови порівняно невеликої допоміжної маси. До їхніх недоліків слід віднести потрібність у досить точному початковому настроюванні й наступних регулярних налаштуваннях. Основним недоліком динамічних гасителів коливань є обмеження їхньої ефективності за умови зміни частоти коливань сили, що збуджує, або частотних властивостей системи, що демпфується.

У роботі [26] на прикладі горизонтального консольно-фрезерного верстата розглянута робота демпфера, що дає можливість регулювати жорсткість його пружних елементів у діапазоні 10:1 і змінювати настроювання під час зміни власної частоти пружної системи верстата, що спричинені переміщенням хобота. Водночас, система не враховує частоту вимушених коливань, що знижує її ефективність.

Частково цей недолік усунутий у динамічному віброгаснику [7], що автоматично настроюється, який дає змогу підвищити демпфірування в пружній системі верстата і збільшити запас стійкості інструменту під час різання в кілька разів. Однак система автоматичного настроювання вимагає тривалого періоду налагодження й нестабільна за умови зміни режиму фрезерування.

Отже, різні види демпферів, хоча й вирішують деякі задачі вібростабілізації, але все-таки не в повному обсязі, вимагають внесення конструктивних змін у верстат, складні в настроюванні й обслуговуванні.

Наступний напрям зниження рівня автоколиваний полягає в зменшенні силових складників процесу різання. Зазвичай реалізується завдяки оптимальній геометрії ріжучих лез, а також через зміну профільної схеми різання на змінну, тобто шляхом зрізання вузьких і товстих стружок замість широких і тонких. Як приклад, можна навести фрези із хвильовим профілем і східчасті торцеві фрези.

Також відомі конструкції торцевих фрез із нерівномірним окружним кроком зубів [156]. Основний недолік фрези полягає в здатності гасити автоколивання тільки за умови певної швидкості різання. Навіть для невеликої зміни швидкості різання, конструкції стають неефективні. Ненабагато більш широкий діапазон швидкості різання має фреза з різнонаклонними зубами.

Деяке зниження вібрацій було досягнуто введенням змінної жорсткості в перетині, перпендикулярному вісі фрези, завдяки зміні частоти автоколиваний технологічної системи, як указують автори [39] в основному через ослаблення регенеративного ефекту фрезерування.

У результаті зниження динамічного навантаження, крім зниження рівня вібрацій, було досягнуте підвищення періоду стійкості фрези за допомогою гасіння енергії ударів зубів під час врізання на основі введення в конструкцію пружного елемента — торсіону між корпусом фрези й оправкою [42].

Торцева фреза, показана на рисунку 1.14, містить корпус 1 із закріпленими в ньому ріжучими елементами 2 і циліндричним хвостовиком 3, установленим у центральному отворі оправки 4 з посадковим конусом.

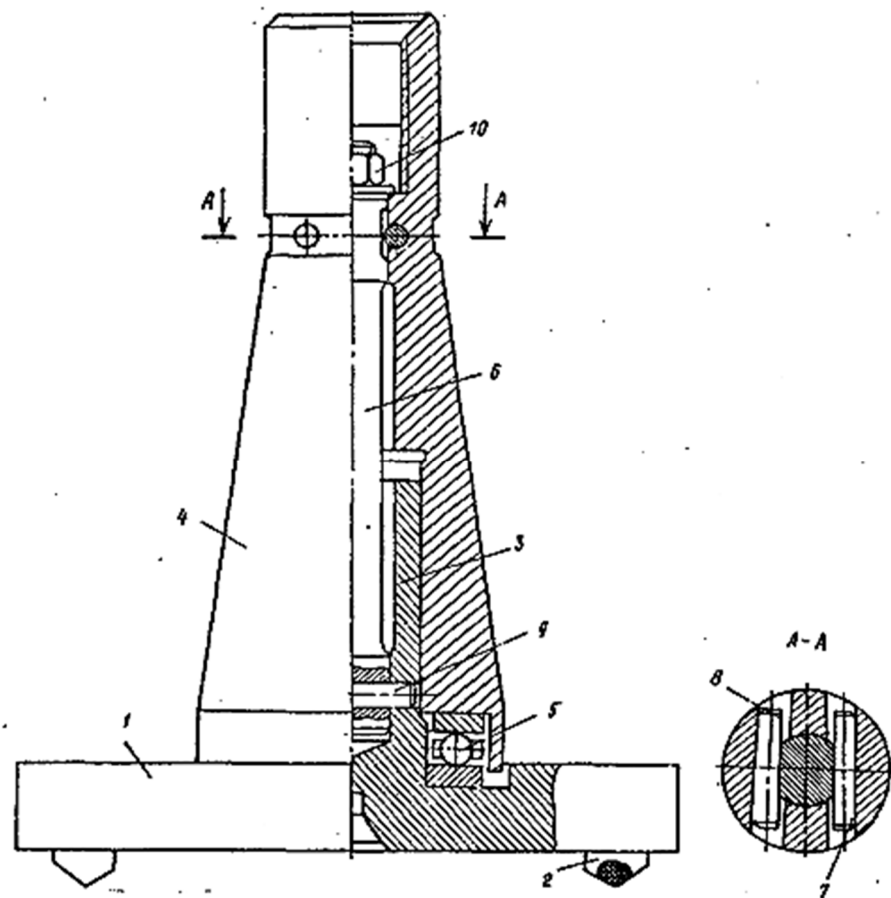


Рисунок 1.14 - Торцева фреза із пружним елементом — торсіоном [42]

Між торцями оправки й корпусом торцевої фрези встановлений упорний підшипник 5. Для передачі крутного моменту оправка пов'язана з корпусом фрези пружним стрижнем 6, закріпленим одним своїм кінцем у циліндричному хвостовику корпусу торцевої фрези, а іншим - в оправці. Пружний стрижень в оправці кріпиться двома штифтами 7, що мають похилі вздовж вісі фаски 8, а в

корпусі торцевої фрези - штифтом 9. Для регулювання упорного підшипника пружний стрижень має різьбовий кінець із гайкою 10.

Торцева фреза працює в такий спосіб. Крутний момент, що виникає під час різання, сприймається пружним стрижнем 6, що має функцію торсіону, динамічні навантаження, що виникають під час врізання, зм'якшуються їм, що дає можливість підвищити стійкість ріжучих елементів.

Маючи набір пружних стрижнів різної жорсткості, можна використовувати фрезу в широкому діапазоні режимів різання.

Великим недоліком запропонованої системи є потрібність у внесенні конструктивних змін до фрези в разі будь-якої зміни режиму обробки. Це практично повністю змушує відмовитися від багаторежимної обробки, що в низці випадків є технологічно нераціональним.

У спробах розв'язати проблему вібростабілізації та підвищення надійності були запропоновані конструкції інструмента із вбудованим двигуном.

Так, для зрівноваження сил різання ротор фрези [41] розташовується ексцентрично щодо її корпусу, як показано на рисунку 1.15.

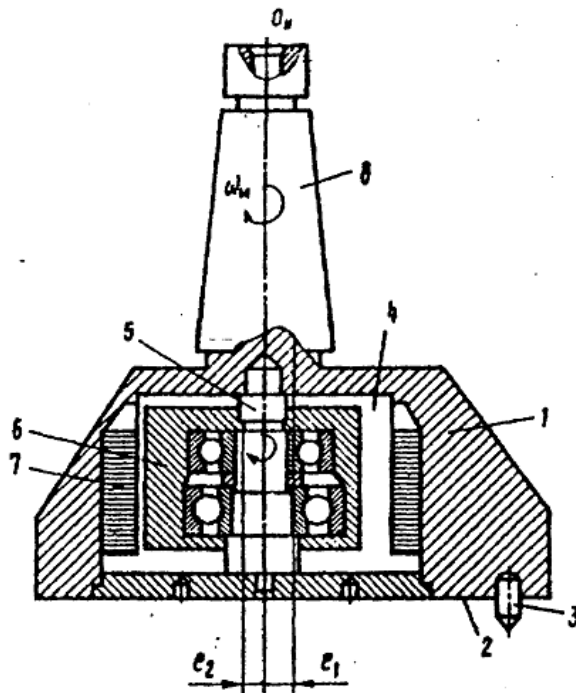


Рисунок - 1.15 - Торцева фреза з ексцентрично розташованим ротором [41]

Торцева фреза містить корпус 1, виконаний ексцентрично з ексцентриситетом e_1 . На торці 2 корпусу 1 у радіальній площині, що має найбільший виліт щодо вісі обертання фрези, розташовано один ріжучий зуб 3. У середині корпусу 1 виконана порожнина 4, у якій соосно з віссю обертання фрези встановлена вісь 5. На цій вісі встановлений ексцентричний (з ексцентриситетом e_1) маховик 6, що примусово приводиться в обертання з використанням принципу асинхронного двигуна, магнітним полем, створюваним котушками 7. У шпинделі верстата торцева фреза кріпиться з допомогою хвостовика 8.

Торцевій фрезі надають швидке обертання навколо своєї вісі з кутовою швидкістю ω_i й переміщують уздовж оброблюваної поверхні деталі. Водночас маховик 6 примусово, під дією індивідуального привода, обертають у ту ж сторону, що й інструмент зі швидкістю $\omega_m = 2\omega_i$, удвічі більшої швидкості обертання корпусу 1. Фази обертання корпусу 1 і маховика 6 погоджують між собою так, що радіальні площини корпусу й маховика, що мають найбільший виліт щодо вісі обертання фрези, збігаються за умови перетинання ними вектору швидкості поздовжнього переміщення фрези.

У процесі різання зубом фрези відцентрові сили від неврівноважених мас корпусу й маховика складаються й гасять радіальний складник сили різання. Під час руху зуба в неробочій зоні зусилля від неврівноважених мас корпусу й маховика прагнуть зрівноважити один-одного.

Очевидно, що величезна складність конструкції, невирішене питання подачі живлення всередину обертового корпусу, робить таку конструкцію малозастосовною.

Напроти, у реальному виробництві зниження рівня вібрацій під час фрезерування досягають зазвичай вибором відповідної схеми обробки. Водночас враховують вид оброблюваного матеріалу, ширину фрезерування й інші параметри. Здебільшого, попутне фрезерування більш стійке від вібрацій, чим

зустрічне. На жаль, найчастіше, навіть раціональний підбір схеми обробки не дає змоги досягти потрібної вібростійкості й на практиці прибігають до зниження параметрів режиму різання, через що неминуче втрачається продуктивність фрезерування.

Отже, основним недоліком розглянутих вище методів підвищення стійкості інструмента завдяки вібростабілізації є неможливість збереження ефективності в умовах невизначеності зовнішніх чинників процесу різання. Очевидно, що подальше зниження рівня вібрацій, а тому, й підвищення надійності та продуктивності фрезерування, можливо тільки через застосування автоматизованих пристроїв контролю, що враховують змінювані умови процесу різання.

1.3 Аналіз методів контролю рівня вібрацій під час обробки на фрезерних верстатах

Для активного контролю процесу виникнення вторинних автоколиваний потрібно виконати низку умов [142]. По-перше, процес розвитку автоколиваний мусить бути несталим, а його тривалість мусить бути більшої, ніж час проходу двох сусідніх зубів. По-друге, наступний зуб мусить зустрічати хвилю «сліду», створеного попереднім зубом, з певним фазовим кутом ϕ .

Перша умова накладає обмеження на відстань між зубами й швидкість різання. Для другої умови відомі такі шляхи реалізації:

1. Використання фрез зі змінними по колу геометричними параметрами зубів або зі змінною міцністю, приклади яких наведені в попередньому розділі;
2. Обробка з оптимальною частотою обертання шпинделя або з періодично змінюваною швидкістю різання.

Відповідно до відомої «пелюсткової» діаграми стабільності технологічної системи [24], (наведеної на рис. 1.12) визначаються зони підвищеної вібростійкості обробки. Однак, для швидкостей різання, відповідних до обробки чорних металів сучасними твердосплавними інструментами, ці зони мають

невелику довжину. Тому більш-менш успішне влучення в ці зони можливо тільки на верстатах із плавним регулюванням частоти обертання шпинделя.

Крім цього, точне настроювання технологічної системи на безвібраційне різання підбором потрібної частоти обертання шпинделя ускладнюється тим, що всередині зон стабільності частота автоколивань змінюється [24], що й утрудняє настроювання.

Використання змінної швидкості різання для гасіння регенеративних автоколивань — порівняно нова концепція. Перші публікації на цю тему для фрезерування з'явилися з початку 90-х років [140, 12, 29]. Експериментально й теоретично було показано, що завдяки методу змінної швидкості різання можна в кілька раз знизити амплітуду автоколивань і підвищити межу стійкості технологічної системи. У порівнянні з іншими методами, він більш універсальний і ефективний, тому що варіюванням частоти і глибини модуляції швидкості різання можна добитися позитивного результату в значно більш великій області технологічних параметрів [140].

Повномасштабні дослідження процесів вібраційного різання почалися з 50-х років минулого століття.

Вібраційне різання здобуло два основні шляхи розвитку, які відрізняються частотою примусових коливань, що вводяться в зону обробки.

Перший шлях розвитку має на меті дроблення зливальної стружки для різних видів механічної обробки з використанням низькочастотних вібрацій (до 200 Гц).

Другий напрямок пов'язано з використанням вібрацій ультразвукової частоти (понад 16000 Гц) для токарної й абразивної обробок. Високочастотні вібрації якісно змінюють механізм стружкоутворення, що супроводжується зменшенням розмірів зони стружкоутворення, коефіцієнта усадки стружки й зусиль різання, усуненням умов для утворення наросту; зниженням шорсткості й наклепу обробленої поверхні, активізацією дії технологічних мастильно-охолодних середовищ.

Крім того, було встановлено, що ультразвукове вібраційне різання, у зв'язку з вищенаведеними чинниками, сприяє підвищенню динамічної стійкості технологічної системи [102, 109].

Особливо добре різні аспекти вібраційного різання освітлені в монографіях Подураєва В.Н. [121], Маркова А.І. [109], Кумабэ Д. [102] і інших відомих авторів.

До пристроїв, що створюють у технологічній системі змінну швидкість різання, пред'являються такі вимоги [140]:

- потрібно забезпечити оптимальні параметри модуляції швидкості різання (її характеру, частоти і глибини Δv) найкращі умови, що формують, для гасіння регенеративних автоколивань;

- мінімальний рівень додаткових динамічних навантажень, породжуваних у приводі головного руху фрезерного верстата;

- компактність, можливість вбудовування в технологічну систему без значної модернізації верстата.

Для одержання змінної швидкості різання зазвичай використовуються такі пристрої:

- імпульсні варіатори, що одночасно мають значення безступінчастих коробок швидкостей [99];

- інерційно-імпульсні механізми, вбудовані в кінематичний ланцюг головного руху верстата [48];

- електродвигуни постійного струму, напруга живлення яких, за синусоїдальним законом, змінювалося спеціально зробленими регуляторами [15];

- періодичне дискретне перемикання частоти обертання шпинделя [158];

- вібратори різних типів і серводвигуни.

Імпульсні варіатори й інерційно-імпульсні механізми вимагають розбірки й переналагодження для зміни параметрів модуляції кутової швидкості вихідної ланки, що підвищує підготовчо-заклучний час операції.

Принцип роботи інерційно-імпульсного вібропривіда токарного верстата [48] полягає в періодичному переключенні частоти обертання шпинделя, що збиває фазу регенеративних автоколивань технологічної системи щодо сліду на поверхні різання й тому вони різко гасяться [140]. Однак, через здатність до самоорганізації, технологічна система відразу після переключення коробки швидкостей починає підбудовувати фазу поточних коливань під слід, що через невеликий проміжок часу спричиняє їхній черговий ріст (рис. 1.16 [158]).

Коли амплітуда автоколивань досягає заданого гранично - дозволеного рівня, виконується чергове переключення коробки швидкостей. У наступному циклі, переключення повторюється знову. Великим недоліком способу є часте перемикання коробки швидкостей, що спричиняє її прискорене зношування.

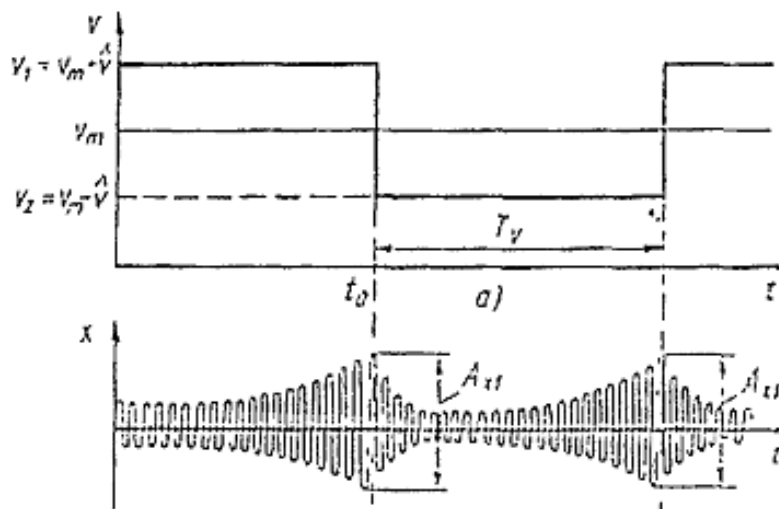


Рисунок 1.16 – Графіки перехідних процесів у технологічній системі за умови зміни швидкості різання [158]

Для модуляції частоти обертання фрези були запропоновані так само й механічні вібратори різних типів (кулачкові, ексцентрикові, кулькові, шарнірно-важільні, зубчасто-важільні та інші). Досить прості з конструкції та в експлуатації, вони мають високий ККД, надійні в роботі, досить дешеві й не вимагають додаткового джерела енергії.

У Гомельському політехнічному інституті під керівництвом доц. Соколова Н.В. розроблені конструкції приводів шпинделя для вібраційного різання до фрезерних верстатів [40]. Приводи надають фрезі додаткові крутильні коливання, регульовані за частотою й амплітудою (рис. 1.17).

Основою конструкції пристроїв (рис. 1.17) є плаваючі муфти, у яких підсумується головний рух верстата й додаткові коливання, що створюються механізмами регулювання частоти й амплітуди, які працюють від окремого електродвигуна. На жаль, значні габарити, порівнянні з розмірами верстата і складності конструкцій механізмів, низька надійність їхньої роботи не дають можливості рекомендувати пристрій до повсюдного застосування.

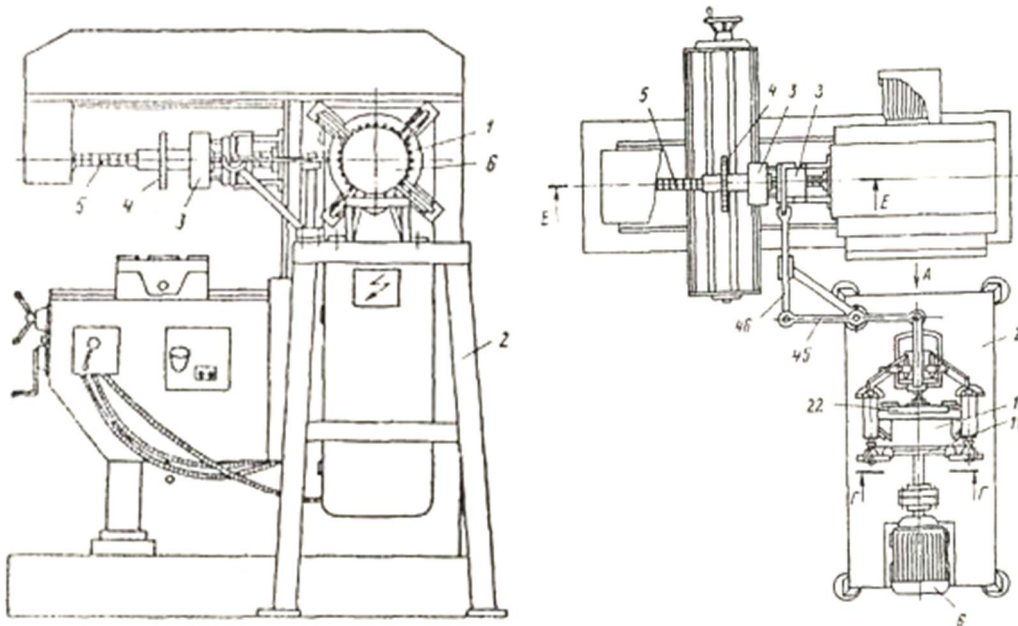


Рисунок 1.17 – Загальний вигляд фрезерного верстата із приводом шпинделя вібраційного різання [40]

Ще одним методом підвищення вібростійкості й точності обробки є застосування системи швидкодіючої стабілізації відносного положення оброблюваної деталі й різального інструменту. Системи забезпечують створення коливань інструмента із частотою, рівній частоті вібрацій, але в протифазі віброзміщенню інструмента й заготовки.

Однак ефективність систем стабілізації обмежується шириною їхньої смуги пропускання. Обмеження смуги пропускання системи керування, може бути переборене введенням додаткових швидкодіючих контурів зворотному зв'язку згідно до положення виконавчого органу. Так у роботі Дайял Р. [60] пропонується спосіб побудови адаптивних систем керування з регулюванням фази й коефіцієнта підсилення в керуючому ланцюзі зворотного зв'язку. Передача руху здійснюється з допомогою набору п'єзокерамічних пластин, а контроль положення – оптичним датчиком. Експериментальні дослідження системи [60] довели, що вона суттєво збільшує вібростійкість динамічної системи верстата для тієї форми коливань, на яку настроєна. Однак, розроблений авторами варіант побудови системи, орієнтований на застосування у верстатах токарної групи. До його недоліків треба віднести високу вартість, складність налаштування й експлуатації.

Інша конструкція, що використовує схожий принцип, запропонована в роботі А.А.Нікольського [38]. У ній застосовані двоканальні електроприводи з узагальненим енергетичним каналом за умови погодження параметрів привода з параметрами п'єзоелектричного (ПП) і магнітострикційного каналів (ПК). Такі схеми в комбінації з додатковою параметричною корекцією мають задовільні динамічні властивості і зберігають переваги, пов'язані з браком кінематичних передач у точному каналі. Однак запропонована система має високу вартість, складна в налаштуванні, а п'єзокераміка точного каналу чутлива до ударних навантажень. Крім того, застосування системи вимагає повного перероблення механіки привода й, найголовніше, для компенсації коливань низької частоти, але великої амплітуди, властивих торцевому фрезеруванню, діапазону мікропереміщень може бути недостатньо. Так само утруднення із застосуванням способу виникають у зв'язку зі зміною маси оброблюваної деталі, яка найчастіше може бути порівняна з масою самого столу.

Рішення спробували знайти в збільшенні потужності. Аналогічна конструкція, що використовує потужний п'єзопривід, наведена в [65]. Пристрій дає можливість

забезпечити точне переміщення виконавчих органів у діапазоні до 0.2 мм і має смугу пропускання в режимі стеження до 1 кГц. Незважаючи на підвищену складність, пристрій дає змогу застосувати нову технологію металообробки з можливістю керування формою і хвилястістю оброблюваної поверхні.

Однак, потужність застосованого п'єзоприводу вже стає порівнянна з потужністю різання, використовувані п'єзоелементи коштовні, водночас піддаються ударному руйнуванню. Невисокий ККД п'єзоперетворювача вимагає вирішення питання відводу тепла, величезні розміри утруднюють застосування в складі наявних конструкцій.

Підвищення продуктивності й точності обробки на верстатах фрезерно-розточувальної групи, може бути вирішене через створення адаптивних електроприводів подачі зі стабілізацією технологічних параметрів.

Так, у роботі [97] пропонується пристрій для адаптивного керування фрезерним верстатом, на якому в процесі обробки автоматично змінюється швидкість подачі, стабілізуючи потужність різання. Це досягається одночасним керуванням приводами горизонтальної і вертикальної подачі з інформаційним сигналом від датчика потужності.

Така система керування не враховує регенеративний характер виникнення коливань. Відповідно, потрібний контроль рівня коливань із її допомогою отримати неможливо. Однак, застосований підхід, у частині керування приводами подачі, є досить перспективним у зв'язку з простотою реалізації.

Керування потужністю різання ставили в основу й інші автори. Так у роботі [46] запропоновані й експериментально досліджені варіанти побудови адаптивного електропривода для стабілізації моменту різання на модернізованому вертикально-фрезерному верстаті мод. 6Б75ВФ2, завдяки застосуванню якого, досягнуто підвищення продуктивності верстата на 10–12 %. Для підвищення якості обробки в електропривод подачі був введений пристрій, що ідентифікує передаточну функцію процесу різання.

Пристрій ідентифікації передаточної функції процесу різання поліпшує сукупну якість динамічної системи привода подачі за керуванням, що призводить лише до незначного зниження рівня вібрацій.

У роботі Остаф'єва Є.Ф. [117] доведено, що усунення регенеративного ефекту забезпечується модуляцією швидкості обертання заготовки з великою амплітудою й інфранизькою частотою. Під час накладення таких коливань замкнена система якби розмикається та ймовірність втрати стійкості значно зменшується, завдяки тому, що виключається можливість співпадіння, як частоти, так і фази гармоніки відносних коливань між інструментом і заготовкою, що спричинені похибками форми заготовки на попередньому оберті, з гармоніками форми на поточному оберті. Такий спосіб керування є універсальним і застосовується для будь-яких динамічних збурень, при чому, виключається потрібність у попередніх динамічних випробуваннях із метою виявлення небезпечних частот.

Реалізація запропонованого способу для токарних верстатів з ЧПК здійснюється синхронною модуляцією швидкості головного руху і швидкості подачі в окремих координатах із допомогою регульованих приводів постійного струму для збереження контурної швидкості подачі. Система складається з одного керованого модулятора частоти обертання шпинделя верстата і двох модуляторів приводів поздовжньої й радіальної подачі. Для періодичної зміни швидкості був обраний трикутний закон.

На жаль, на фрезерних верстатах, де привод головного руху в основному нерегульований, цей спосіб не застосовується, хоча сама ідея керування за трикутним, а не синусоїдальним законом заслуговує на увагу.

У цей час постійно удосконалюються й поліпшуються характеристики електропривода подачі, що вимагає розроблення нових принципів і методів керування, які дають змогу більш повно використовувати можливості його незмінної частини. Так, у роботі [72] запропонована структура електропривода, має властивості прогнозу бажаного руху й поліноміальний закон керування.

Декларується, що система забезпечує, як завгодно, малу погрішність заданої траєкторії руху, що досягається через зниження швидкодії.

Ідея прогнозування траєкторії руху інструмента досить перспективна, тому що дає можливість, у теорії, використовувати для придушення регенеративного ефекту методи хаотичної динаміки, зокрема, незначний вплив у точці біфуркації дає змогу суттєво змінити поведінку динамічної системи.

На жаль, знаходження точок біфуркації для процесу фрезерування в цей час перебуває тільки на початковому етапі досліджень, тому для прогнозування траєкторії руху інструмента зараз використовуються більш традиційні методи, зокрема, моделювання технологічної системи, яке здійснюється паралельно.

У цих конструкціях був запропонований метод зменшення вібрацій, який використовує багаточастотне розкладання й корекцію впливу збурення. Він успішно застосовується для токарної обробки, однак для фрезерування коливання мають нестационарний характер, що утрудняє частотний аналіз вібрації.

Для подолання цього недоліку передбачається дослідження коливання фрезерного верстата проводити не тільки в частотному, але й у часовому просторі.

Найбільшим недоліком запропонованих активних методів контролю рівня вібрацій є потреба в істотній модифікації конструкції верстатного устаткування, яка обмежена конструктивними й експлуатаційними труднощами.

Набагато більш перспективним, з погляду реальної експлуатації, є створення системи контролю процесу фрезерування, використання якої дасть можливість підвищити надійність процесу обробки й, зокрема, надійність використовуваних на сучасному устаткуванні збірних торцевих фрез.

1.4 Стан питання підвищення надійності збірного інструмента

Із властивостей, які зумовлюють якість інструмента в процесі експлуатації, найважливішим є надійність. Значення надійності особливо велике для

автоматизованого устаткування, зокрема, для верстатів з ЧПК, ГПМ і ГПС. За умови заданих властивостей призначення (продуктивності, якості обробки й ін.) надійність включає практично всі властивості, що виявляються у сфері експлуатації. З урахуванням ДЕРЖСТАНДАРТ 27.002-83 під надійністю інструмента слідує розуміти властивість об'єкта зберігати в часі у встановлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати необхідні функції для заданих режимів і умов експлуатації. Надійність інструмента складається з комбінацій властивостей безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності і зберігаємості.

Першим етапом оцінювання надійності інструмента є аналіз його відмов (подій, що полягають у втраті працездатності). У табл. 1.1 наведені різновиди відмов інструмента зі змінними багатогранними пластинами.

Таблиця 1.1 Розповсюджені різновиди відмов збірного інструмента

Вид відмови	Що відмовив елемент і місце відмови	Різновид відмови	Що відмовив елемент і місце відмови
1. Руйнування по перетину	1.1. Пластина по отвору 1.2. Пластина у вершини по товщині (а), по товщині й ширині (б), по ширині (в) 1.3. Опора 1.4. Елемент кріплення 1.5. Корпус ножа або блоку	3. Викришування	3.1. Ріжуча частина у вершини (а), по лезу (б), по передній поверхні (в) 3.2. Непрацююча поверхня крайки пластини (ушкодження стружкою)
		4. Пластичне деформування	4.1. У вершини пластини 4.2. Опора 4.3. Прихват
2. Сколювання	2.1. Пластина по ріжучій частині уздовж задньої (а) і передньої (б) поверхонь 2.2. Пластина уздовж опорної поверхні	5. Зношування	5.1. Лезо пластини 5.2. Стружколом 5.3. Елемент кріплення й інші деталі
		6. Розкріплення	6.1. Пластина 6.2. Опора

Найбільші втрати на виробництві спричиняють руйнування ріжучих пластин та інших деталей конструкції інструмента. Якщо поверхня руйнування проходить через отвір ріжучої пластини (таблиця 1.1), відмова є неусувною (пластина мусить бути списана), то ж для корпусу ножа у випадку її руйнування по перетину (1.5). Такі руйнування особливо характерні під час обробки заготовок із конструкційних сталей із більшими перетинами зрізу.

Досить розповсюдженими різновидами відмови пластин є відколи відносно вузьких шарів твердого сплаву вздовж задньої (2.1, а), передньої (2.1, б) або опорної (2.2) поверхні. Часто, особливо під час різання заготовок із важкооброблюваних матеріалів і переривчастому різанні, трапляються контактні руйнування: викришування, як працюючих (3.1), так і непрацюючих (стружкою, що відходить, 3.2) ділянок ріжучої частини пластини.

Через більші подачі та використання твердих сплавів підвищеної міцності і пластичності має місце пластичне деформування ріжучої частини у вершини різця (4.1). Можливо також пластичне деформування опори (4.2) або ріжучої пластини у вершини різця, особливо в тих випадках, коли опорна пластина відсутня або виготовлена не із твердого сплаву [81, 112].

Зношування леза пластини (5.1) може мати різну форму й фізичну природу. Це питання добре вивчене фахівцями з теорії різання. Інтенсивне зношування може зазнати стружколом (5.2). Менш інтенсивним чином зношуються елементи кріплення (5.3) й інші деталі [59, 49].

Специфічною відмовою збірного інструмента, який часто проявляється за браком пружних елементів або заклинювання у вузлу кріплення, є саморозкріплення пластин (6.1). Якщо опорна пластина не закріплена самостійно, а сила кріплення ріжучої пластини або її складник не спрямований у бік опорної поверхні, спостерігається рухливість опорної пластини за умови закріпленої ріжучої пластини (6.2). Це може спричинити вібрації, руйнування або викришування ріжучої пластини. Потрібно зазначити, що відмови бувають залежними й незалежними. Так, руйнування пластини може бути результатом

попереднього викришування (3.1), пластичного деформування опори [139] (4.2) або прихвату (4.3), саморозкріплення (6.1 і 6.2) тощо.

Важливо визначити кількісні закономірності, що дають можливість прогнозувати структуру й число відмов інструмента. Так, виявлено, що частка поломок (непереборних відмов) щодо однорідних умов експлуатації залежить від товщини зрізу. Для подач, характерних для попередньої обробки ($S = 0,4 \dots 0,8$ мм/об), має місце 15-20 % непереборних руйнувань. Має місце залежність [154]:

$$q_H = \frac{m_H}{m} = C_m S^{m_0}, \quad (1.2)$$

де m_H — кількість руйнувань (непереборних відмов); m — загальне число відмов; C_m , m_0 — коефіцієнт і показник ступеня; під час обробки заготовок із конструкційних сталей різцями середніх розмірів, оснащеними пластинами з Т5К10, $C_m = 0,6$; $m_0 = 0,8$.

Великий вплив на структуру відмов виявляє твердість і пов'язана з нею вібростійкість технологічної системи. Дослідження відрізних різців показали, що подвійна амплітуда $2A$ и частота f коливань визначають вид відмови.

Від характеру вібрацій залежить різновид зношування й руйнування робочої частини інструмента [112]. Для низькочастотних коливань (системи верстата й деталі) підсилюється зношування інструмента в основному по передній поверхні, а руйнування у вигляді викришування і відколів різних розмірів — уздовж задньої поверхні. Для високочастотних коливань (системи інструмента) зношування підсилюється в основному по головній задній поверхні, а руйнування — уздовж передньої поверхні [76].

Амплітуда й частота коливань можуть бути обчислені залежно від параметрів технологічної системи.

Структура відмов інструмента визначається також схемою сил кріплення ріжучої пластини, конструкцією вузла кріплення вставки, ножа або блоку, способом кріплення державки різця на супорті або корпусі фрези на верстаті.

Відповідно до принципів системного підходу можна розглядати надійність не інструмента, а технологічної системи (ТС) в цілому, або навіть виробничої системи (ВС) [89]. Так, на практиці мають місце відмови ТС, що пов'язані з появою вібрацій або стружки, небезпечної для робітника.

Відмовою ВС є простій верстата через несвоєчасну подачу інструмента на робоче місце. [89] Конструктори інструмента не завжди усвідомлюють те, що ці простой можуть бути пов'язані не тільки з організаційними неполадками, але й з недосконалістю конструкції інструмента. Статистичні дані дають змогу довести, що перехід від напайного інструмента до застосування інструмента зі змінними пластинами або блоками й особливо на системи модульного інструмента в низці випадків скорочують простой завдяки полегшенню забезпечення інструментом [77].

Аналіз видів відмов інструмента і їхньої відносної кількості дає можливість намітити шляхи підвищення якості інструмента. Тому перед початком проектування нового інструмента доцільно поряд зі статистичним аналізом умов експлуатації вивчити структуру відмов інструмента.

Узагальнення великої кількості даних показує, що для економічно доцільних режимів різання частка поломок (непереборних відмов) ріжучих твердосплавних пластин для попереднього й напівчистового точіння (коли подача не обмежується вимогами точності й шорсткості поверхні) становить 0,2-0,3 для обробки заготовок з конструкційних сталей, 0,1-0,2 — заготовок з корозійно-стійких, загартованих сталей і чавунів, а для чистового точіння 0,03-0,07. Це вказує на те, що проблема забезпечення міцності пластин по перетину стосується, головним чином, інструмента, призначеного для попередньої й напівчистої обробки заготовок із конструкційних сталей.

Для поломок виду 1.1 і 1.2, *a* (див. табл. 1.1) потрібно застосовувати пластини збільшеної товщини. Ширина пластин, що переточуються, може бути зменшена, тому що великої кількості переточувань не буде потрібно. Поломки виду 1.2, *b* вказують на необхідність збільшення ширини пластини, а поломки типу 1.2, *b* свідчать про те, що збільшувати розміри пластини недоцільно. Для поломок виду 1.1-1.3 і

викришуванні різновиду 3.1 міцність та стійкість інструмента може бути підвищена через застосування віброабразивної обробки й відповідного скруглення лез.

Отже, аналіз кількості відмов інструмента дає можливість визначити доцільність тих або інших конструктивних і технологічних заходів щодо підвищення якості інструмента, а також прогнозувати їхню ефективність.

1.5 Висновки до розділу

Найважливішим чинником, що впливає на час безвідмовної роботи торцевих фрез є динаміка процесу фрезерування. Водночас динаміка малозубого торцевого фрезерування значно погіршується в умовах «різання по сліду».

Для «різання по сліду» амплітуда коливань у верстатній системі має яскраво виражену залежність від частоти обертання фрези. Проте така залежність обчислюється лише з урахуванням усіх значущих параметрів процесу фрезерування, у тому числі форми оброблюваної деталі та її реального розміщення на верстаті.

Аналіз можливих конструкцій систем вібростабілізації, виконаний із метою розширення можливостей підвищення працездатності інструменту, показав необхідність у підвищенні жорсткості верстатної системи, в тому числі завдяки зменшенню вильоту шпинделю та раціональному вибору місця закріплення деталі на столі.

Аналіз стану питання підвищення надійності збірного інструмента дав змогу виявити основні тенденції підвищення ефективності торцевого фрезерування та дав можливість сформулювати завдання досліджень:

1. Провести аналіз впливу умов фрезерування на стан різального інструменту та його надійності.
2. Розробити комплексну систему оцінок якості процесу торцевого фрезерування.

3. Розробити математичну модель для визначення зв'язку між параметрами вібрацій при торцевому фрезеруванні та станом різальних пластин.

4. Розробити автоматизовану систему діагностики стану різального інструменту та прогнозування його стану шляхом контролю вібрацій технологічної системи.

5. Розробити математичну модель прогнозування надійності збірного інструмента та рекомендації з підвищення ефективності торцевого фрезерування.

2 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Дослідження методів вимірювання вібраційних характеристик процесу попереднього торцевого фрезерування

Незважаючи на різноманіття коливальних процесів, що відбуваються в технологічній системі фрезерного верстата в процесі торцевого фрезерування, найбільшу цікавість представляють відносні коливання заготовки й інструмента, які визначають динаміку різання, якість обробленої поверхні, стійкість інструмента й інші важливі показники механічної обробки [56]. Розроблення заходів щодо підвищення цих показників, у такій спосіб, неможливо без оцінювання рівня й характеру коливальних процесів, що відбуваються в технологічній системі. Оцінювання коливальних процесів, у верстатній системі, може бути виконано як розрахунковим, так і експериментальним шляхом [74].

Пряме вимірювання відносних коливань заготовки й інструмента доволі утруднене через складність робочого руху торцевої фрези. Вважається [114], що амплітуда відносних коливань інструмента й заготовки складається із суми амплітуд абсолютних коливань. Водночас співвідношення амплітуд абсолютних коливань заготовки й інструмента можуть бути різні для кожного конкретного випадку обробки, що зумовлене різною жорсткістю оброблюваних заготовок, їхнього кріплення, а також зміною консольної жорсткості фрези під час зміни її просторового положення. У загальному випадку прийнято вважати [115], що їхні амплітуди коливань спільномірні. Тоді для виміру відносних коливань різницеvim методом потрібно встановлювати датчики абсолютних коливань, як на заготовку, так і на інструмент, що, у випадку торцевого фрезерування, спричиняє відомі труднощі.

Датчики коливань, використані в дослідженні, умовно поділено на контактні й безконтактні. Контактні датчики встановлені безпосередньо на заготовці, безконтактні датчики на спеціальних кронштейнах встановлені з невеликим зазором (кілька міліметрів) біля вібруючої поверхні.

Під час експериментальних досліджень було перевірено можливість використання контактних датчиків вібропереміщення, що входять до складу вібровимірювального комплексу ВІБ-6ЕН. (рисунок 2.1) Практика вимірювання показала недостатнє співвідношення сигнал/шум датчиків вібропереміщення ВІБ-6ЕН.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд установки для тестування датчиків вібропереміщення в складі вимірювального комплексу ВІБ-6ЕН та вимірювання сил фрезерування з допомогою тензовимірювальної станції

Надалі була перевірена можливість використання тензовимірювальної станції. Літературні джерела, наприклад [124], показують гарні результати. У лабораторії ДДМА проведено натурний експеримент із використанням наявної тензовимірювальної станції (рисунок 2.1), у яку була закріплена оброблювана деталь. Але, практичне застосування такої вимірювальної системи під час дослідження коливачь торцевого фрезерування виявилось невдалим – існуючі в наявності тензовимірювальної станції неспроможні витримувати ударні навантаження, котрі виникають у малозубому фрезеруванні.

В експериментальних дослідженнях були використані також

п'єзоелектричні акселерометри ДН-3, ДН-4 та ДН-5, які показали потрібне для вимірювання співвідношення сигнал/шум. Датчики встановлювали на корпусну деталь по трьом координатам, як показано на рисунку 2.2.



Рисунок 2.2 – Загальний вигляд установки для вимірювання амплітуди вібрацій на фрезерному верстаті ЛГ 26 з допомогою п'єзоелектричних акселерометрів ДН 3, ДН 4 та ДН 5

Додатково, на шпиндель верстату (рисунок 2.2) встановлено датчик обертання ROD 230-9000 німецької фірми Heidenhain, котрий дав можливість контролювати вібраційні процеси в прив'язці до кута повертання фрези.

Безконтактні датчики мають значні переваги під час визначення коливань поверхні, що рухається. Так, у роботах Подураєва В.Н. запропоновано [118] використовувати два оптичні датчика для реєстрації коливань торцевої фрези в горизонтальній площині й тільки для реєстрації коливань заготовки застосовані п'єзоелектричні контактні датчики.

Проте експериментальна спроба використання в якості джерела інформації такий безконтактний спосіб діагностики, як аналіз акустичного сигналу [75,110], завершилась невдало – виявилось, що корисний сигнал майже неможливо вилучити на фоні завад.

Також невдалою стала спроба вимірювання струму приводу головного руху з допомогою токових датчиків, у результаті довелось здобути тільки середній рівень струму, що відповідає вимірюванню середньої потужності різання, інформацію про динаміку процесу, у такий спосіб, виділити не вдалось.

У таблиці 2.1 наведені порівняльні оцінювання способів діагностики процесу фрезерування, сформовані на отриманих експериментальних та статистичних даних. Плюсом помічені позитивні чинники, що впливають на вибір способу, мінусом – негативні.

Таблиця 2.1 – Порівняльні оцінювання способів діагностики

Спосіб діагностики	Джерело інформації	Вартість	Інформативність	Завадозахищеність	Простота
Аналіз вібрацій в елементах верстатної системи	Датчик вібропереміщення контактний	+	+	+	+
	Датчик віброприскорення	+	-	-	+
	Датчик вібропереміщення оптичний	+	+	+	+/-
Аналіз акустичного сигналу	Мікрофон	+/-	-	--	+
Вимір споживаної потужності	Датчик струму в ланцюгу головного руху	+/-	-	-	+
Прямий вимір сил фрезерування	Деталь, закріплена в тензостанції	-	+/-	+	-

Крім вимірів відносних коливань інструмента й заготовки, цікавість представляють коливання в пружній системі верстата. Остання навантажується

пульсуючою силою різання, яка для торцевого фрезерування малозубими фрезами ще й суттєво змінює напрямок результуючого вектору, що призводить до утруднень в аналізі результатів вимірів через нелінійний характер динамічних процесів у технологічній системі.

Експериментальне дослідження коливальних процесів у технологічній системі фрезерного верстата досить трудомістке, вимагає значних витрат на придбання або конструювання вимірювального устаткування, пов'язане зі значною витратою інструмента й оброблюваного матеріалу. Тому експериментальні дослідження проводилися лише для одержання початкової інформації для розробки розрахункових методів, а також для перевірки їх адекватності реальним процесам [133, 113].

Важливим завданням експериментальних досліджень стає розроблення комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування. Таке завдання складається з практичної частини – розроблення структури та реалізації вимірювального складника комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування, а також із теоретичної - розроблення математичної моделі системи розпізнавання образів, що дає змогу прогнозувати стан різального інструменту в попередньому торцевому фрезеруванні і складається на базі отриманих експериментальних даних.

Відомо також [118], що оптичні датчики мають кращі ніж п'єзоелектричні метрологічні характеристики. Тому заповнення бази даних системи розпізнавання образів бажано виконувати саме з використанням оптичних вимірювальних систем. Тому одним з завдань експериментальних досліджень прийнято провести вимірювання з оптичним датчиком мікропереміщень.

Тоді, для спрощення проведення експериментальних досліджень прийняті такі умови: 1) використання простих деталей типу «корпусна деталь»; 2) використання малозубих фрез; 3) використання контактних датчиків на основі п'єзоелектричних акселерометрів; 4) використання оптичних безконтактних датчиків для вимірювання характеристик мікропереміщень.

2.2 Методика дослідження динаміки фрезерного верстата та побудова комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування

Під час малозубого торцевого фрезерування кожен зуб фрези має свій особистий вплив на динаміку різання, що зумовлено почерговим включенням зубів у роботу, а також різниці їхніх геометричних характеристик. Відповідно, для оцінювання стану різальних пластин фрези потрібно мати вібраційну інформацію, прив'язану до кута повороту фрези [157,123]. Тому для дослідження динамічних характеристик процесу малозубого торцевого фрезерування розроблено вібровимірювальний комплекс, який має, крім датчиків вібрації, ще й датчики обертання фрези. Структурна схема вібровимірювального комплексу представлена на рисунку 2.3.

Вібровимірювальний комплекс складається з таких елементів: персональна ЕОМ - ноутбук на базі процесора intel, яка керує процесом виміру, а спеціальне програмне забезпечення дає можливість робити візуальний контроль і створювати файли даних вимірюваних параметрів. ПЕВМ дає змогу реєструвати й створювати файл даних, обмірювальних аналого-цифровим перетворювачем (АЦП) у реальному часі.

З допомогою інтерфейсу USB до ПЕВМ підключається аналого-цифровий перетворювач (АЦП), для якого використовується модуль фірми L-card E14-440 [70], який внесений у Госреєстр засобів виміру України.

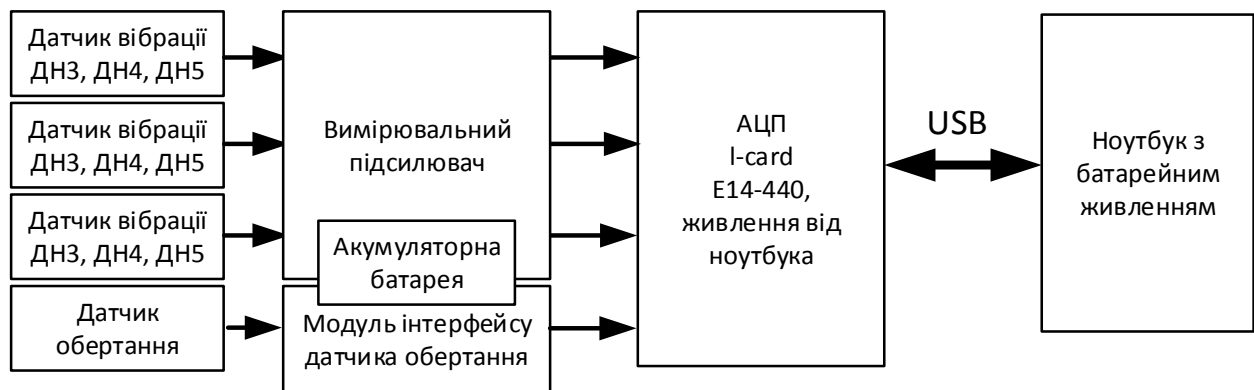


Рисунок 2.3- Структурна схема вібровимірювального комплексу

АЦП перетворює в цифровий вигляд дані, які отримані з підключених до його аналогового входу вимірювального підсилювача й модуля інтерфейсу датчика обертання.

Вимірювальний підсилювач призначено для під'єднання п'єзоелектричних датчиків ДН-3 – ДН-5.

Ці датчики мають робочий діапазон частот обмежений зверху 4000 Гц для ДН-3 і 500 Гц для ДН-5. Нижня гранична частота робочого діапазону F обумовлюється величиною вхідного опору підсилювача [125]:

$$F = \frac{K}{2\pi \cdot R_{\text{вх}} \cdot C}, \quad (2.1)$$

де $K=10$ - коефіцієнт, що враховує ослаблення вихідного сигналу перетворювача на нижній граничній частоті;

$R_{\text{вх}}$, Ом – вхідний опір підсилювача;

C , Ф – ємність віброперетворювача та підсилювача, для ДН-3 становить $0.9 \cdot 10^{-9}$ Ф, для ДН-5 10^{-9} Ф.

Тоді вхідний опір підсилювача становить:

$$R_{\text{вх}} = \frac{K}{2\pi \cdot F \cdot C}, \quad (2.2)$$

де $F=1$ Гц,

і для ДН-3 і ДН-5 складає відповідно:

$$R_{\text{вх}} = \frac{10}{2\pi \cdot 1 \cdot 10^{-9}} = 1.59 \cdot 10^9 = 1.6 \text{ ГОм.}$$

На основі розрахункових параметрів, було розроблено вимірювальний підсилювач із вхідним опором 1.5 ГОм і одиничним коефіцієнтом підсилення. Підсилювач оснащений пасивним фільтром нижніх частот (ФНЧ) другого порядку із частотою зрізу 15кГц, що є обов'язковою умовою застосування АЦП

без вбудованого ФНЧ. Для зниження перешкод і забезпечення автономності вимірювальної системи підсилювач живиться від акумуляторної батареї з напругою 12В.

До вхідних з'єднувачів вимірювального підсилювача, залежно від досліджуваних параметрів, підключені датчики ДН3, ДН4 і ДН5. Для виміру низькочастотних коливань застосовується датчик ДН5 – діапазон вимірюваних частот нижче 1000 Гц. Вимір середніх і високих частот коливань проводиться відповідно датчиками: ДН3 – лінійний діапазон вимірюваних частот до 4000 Гц і ДН4 – діапазон частот до 12500 Гц [125]. У результаті покривається весь діапазон досліджуваних частот коливань.

Нижня границя частотного діапазону визначається вхідним опором підсилювача і власною ємністю датчиків. Для наведених вище умов вона становить 2-4 Гц.

Для виміру миттєвої частоти обертання до аналогового входу АЦП Е14-440 підключається інтерфейсний модуль, до складу якого входить формувач імпульсів, пропорційних куту обертання фрези, із блоком живлення 12 В.

З метою зменшення впливу зовнішніх перешкод, ПЕВМ і вимірювальний підсилювач підключаються до батарейного джерела живлення.

Для керування ЕОМ і запису експериментальних даних використовувалося програмне забезпечення Lgraph v.2.9r2 [70] (рисунок 2.4). Запис файлу проводився в dat файл у вигляді 16-бітних двійкових слів без роздільників.

Максимальна частота дискретизації для АЦП Е14-440 становить 400кГц. Для чотирьох вимірювальних каналів частота дискретизації становить відповідно 100 кГц, що дає змогу без викривлень реєструвати максимальну лінійно вимірювану датчиками віброприскорення частоту 12.5 кГц.

Аналіз отриманих експериментальних даних виконувався з використанням дискретного перетворення Фур'є з допомогою програмного комплексу Lgraph. Попередньо для настроювання дільника АЦП проводилося оцінювання форми й

амплітуди коливань, векторне підсумовування записаних сигналів коливань у різних напрямках.

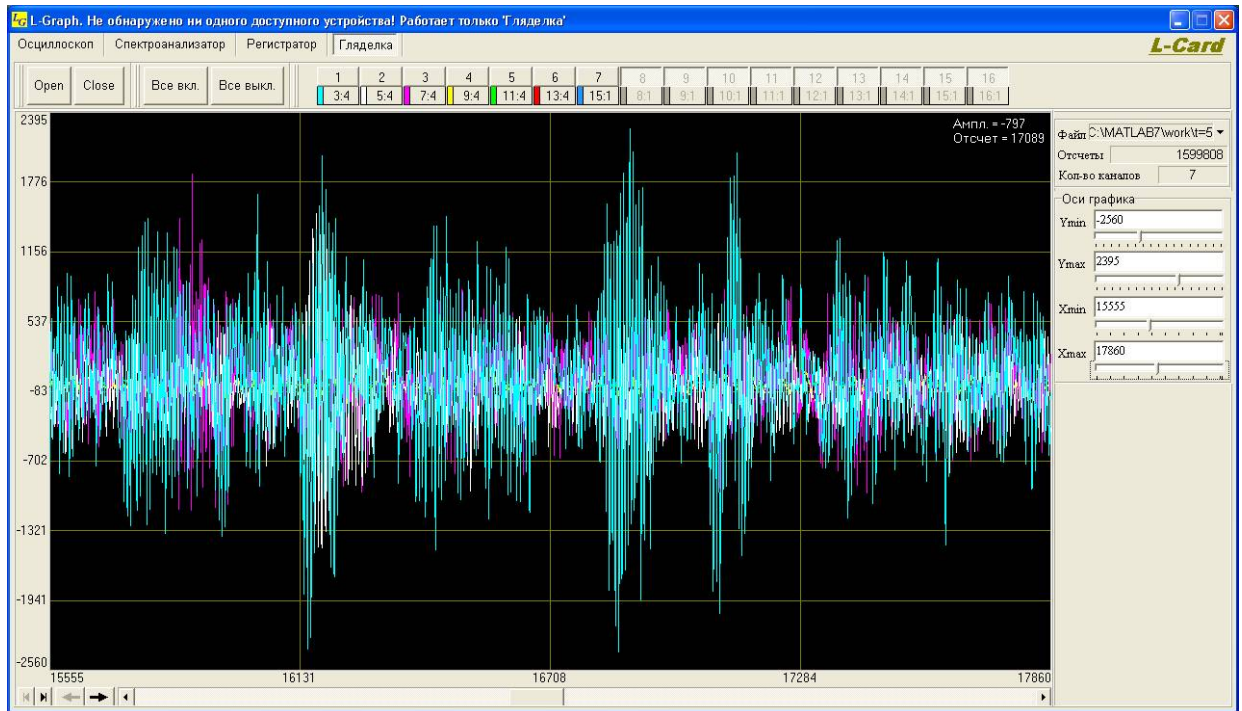


Рисунок 2.4 Графік експериментального сигналу різання, отриманий із допомогою програми Lgraph

Аналіз даних і обчислення дискретного перетворення Фур'є виконувалися з допомогою програмного пакета для математичних розрахунків Matlab.

На рисунку 2.5 наведений загальний вигляд вимірювального стенда на базі фрезерного верстата ЛГ-26 Черенцаванського верстатобудівного заводу, що був використаний для створення прототипу вимірювальної частини комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування.

Практика застосування п'єзоелектричних датчиків в експериментальних дослідженнях на фрезерних верстатах показала низку недоліків: датчики не дають змогу реєструвати низькочастотні складники коливань, а також дають значну похибку під час реєстрації вібропереміщень контрольованої поверхні, що ставить значні перешкоди в дослідницькій діяльності. Проте в практичному плані, п'єзоелектричні датчики віброприскоріння, сумісно з датчиком обертання

фрези, дали змогу створити прототип вимірювальної частини комплексної системи оцінювання якості процесу торцевого фрезерування.



Рисунок 2.5 – Загальний вигляд вимірювального стану на фрезерному верстаті ЛГ 26

2.3 Експериментальні дослідження вібрацій з допомогою світловолоконного датчика мікропереміщень

Відомо, що п'єзоелектричні датчики мають фіксовану смугу пропускання, яка залежить від типорозміру [125]. Відповідно, коли відбувається зміна параметрів обробки доводиться і змінювати встановлені датчики. Крім того, результатом вимірювання є сигнал віброприскорення, що збіднює інформаційну якість отриманої інформації, оскільки вібропереміщення та віброшвидкість

обчислюються зі значними похибками, а отримані вимірювальні дані потрібно додатково обробити для лінеаризації впливу нелінійної смуги пропускання п'єзоелектричного датчика.

Також відомо, що безконтактні методи виміру, до яких, зокрема, ставиться дослідження вібрацій з допомогою оптичних датчиків, є найбільш достовірними, тому що в цьому випадку бракує вплив датчика на досліджуваний процес, а передаточна характеристика датчика лінійна у всьому діапазоні робочих частот.

Експерименти виконано за умовами [6, 132, 116]:

1. У досліджуваному процесі фрезерування використана торцева фреза діаметром 125 мм.
2. Ріжучі пластини п'ятикутної форми із твердого сплаву T5K10.
3. Матеріал оброблюваної заготовки сталь 45.
4. Ширина оброблюваної заготовки 80 мм.

Керування приводами фрезерного верстата здійснювалося з допомогою персонального комп'ютера (ПК). Величини подачі завдавалися в програмі керування фрезерним верстатом через код подачі.

Вимірювальні засоби

Завдяки раціональним метрологічним характеристикам, (чутливість $S=17\text{мВ/мкм}$), широкій та лінійній смузі пропускання (0..5000 Гц), світловолоконний датчик мікропереміщень був обраний первинним перетворювачем, його структурну схему представлено на рисунку 2.6.

Для виміру вібрацій на оброблюваній деталі світловолоконний датчик мікропереміщень був розміщений безпосередньо на столі з допомогою багатомасової пружної системи. Схема закріплення датчика наведена на рисунку 2.7. Завдяки застосуванню штатива, була забезпечена можливість повороту й точної юстировки датчика.

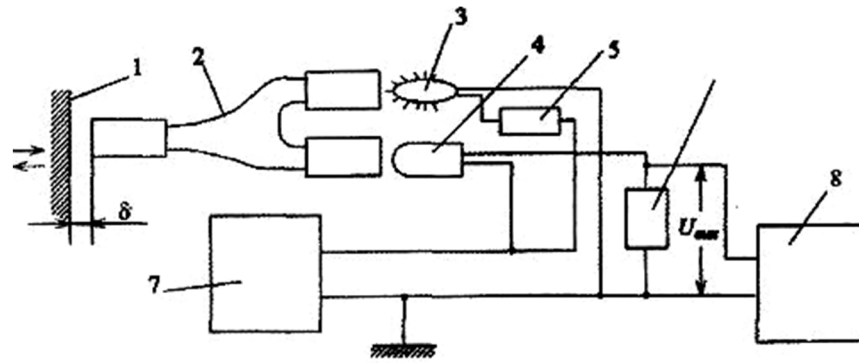


Рисунок 2.6 – Структурна схема світловолоконного датчика мікропереміщень



Рисунок 2.7 – Схема закріплення світловолоконного датчика мікропереміщень

Організація вимірювального каналу

Для реєстрації вимірювальної інформації мікропереміщень світловолоконним датчиком був використаний АЦП Е-440, параметри якого наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри АЦП Е-440

Кількість каналів	16 диференціальних або 32 із загальною "землею"
Розрядність АЦП	14 біт
Вхідний опір	не менш 1 Мом
Діапазон вхідного сигналу	10 В; 2,5 В; 0,625 В; 0,15625 В

На рисунку 2.8 показаний зовнішній вигляд і підключення АЦП Е-440 до вимірювального пристрою.

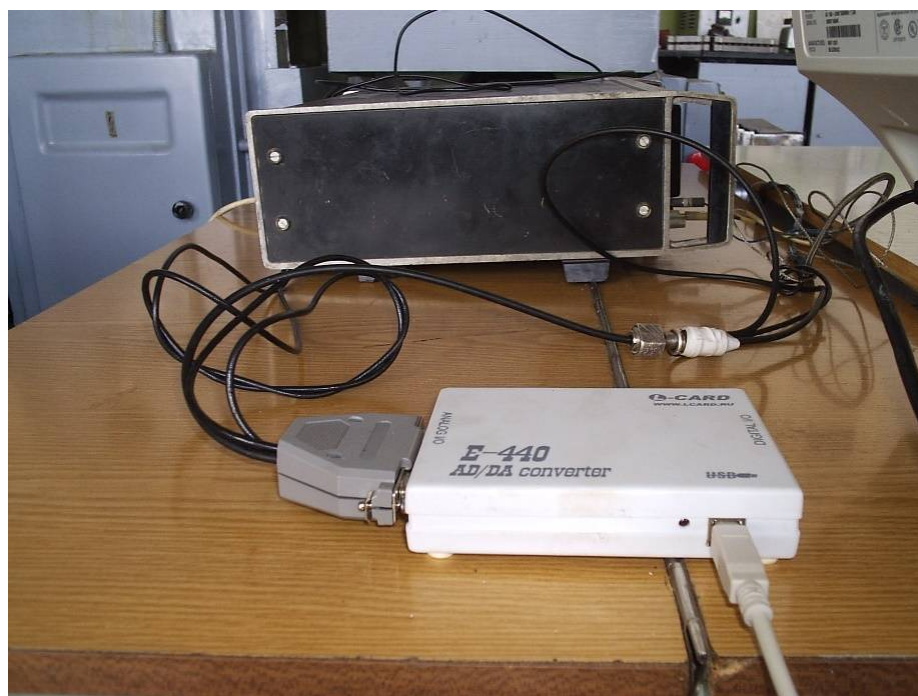


Рисунок 2.8 – Зовнішній вигляд і підключення АЦП Е-440 до установки

Програмне забезпечення

АЦП Е-440 працював під керуванням freeware програмним забезпеченням Lgraph фірми L-Card [70]. Програма дає можливість настроїти кожний із каналів АЦП на свій діапазон вимірюваної напруги, диференціальний або одноканальний

режим виміру. Крім того, у програмі задається частота проходження вимірів і кількість відліків для запису. Результат виміру записується до файлу, який надалі обробляється з допомогою програми Matlab. У Lgraph також вбудована можливість перегляду результату вимірів в осцилографічному режимі або безпосередньо з файлу.

Тарування вимірювального каналу

Світловолоконний датчик мікропереміщень має незначну залежність від поверхні, що відбиває світло, через що вимірювальний канал тарувався безпосередньо на оброблюваній деталі. Для цього між датчиком і поверхнею деталі розміщалися вимірювальні щупи й із допомогою мікрометричного гвинта штатива настроювався зазор.

В осцилографічному режимі програми Lgraph були виконано виміри вихідного коду АЦП для різних зазорів. На рисунку 2.9 наведена тарувальна характеристика вимірювального каналу.

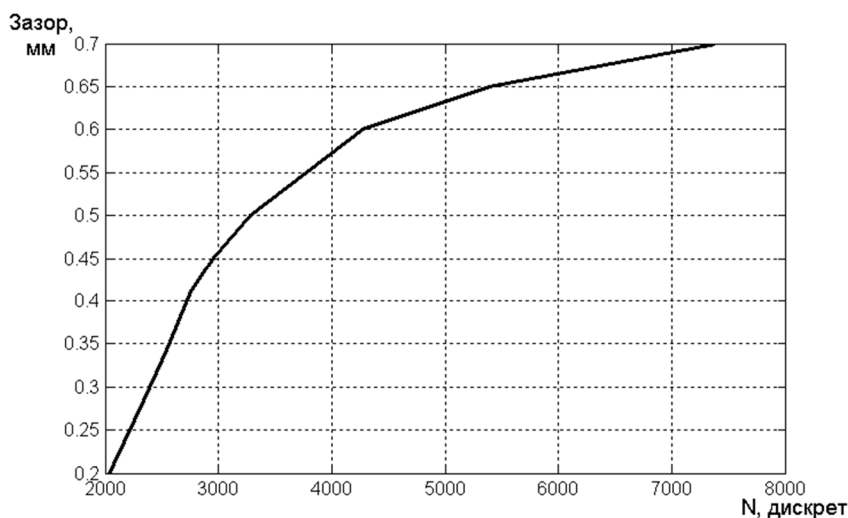


Рисунок 2.9 – Тарувальна характеристика вимірювального каналу

До недоліків оптичної вимірювальної системи треба віднести нелінійну залежність рівня сигналу від відстані до контрольованої поверхні, а також деяка залежність рівня сигналу від стану цієї поверхні. Відповідно, перед використанням вимірювальна система потребує тарування, а отримані експериментальні дані – зворотного перетворення на базі тарувальної залежності.

Обробка результатів виміру

Для обробки результатів виміру використовувався програмний пакет Matlab. Програма обробки, що представляє собою m – файл, включає етапи:

1. Завантаження двійкових даних із файлу експерименту в масив Y.
2. Лінеаризація обмірюваних даних згідно до тарувальної характеристики.
3. Вивід тимчасової діаграми.
4. Швидке перетворення Фур'є (ФТР).
5. Вивід частотної діаграми.

На рисунку 2.10 наведені приклади частотної й тимчасової діаграм, отриманих у ході експериментальних досліджень.

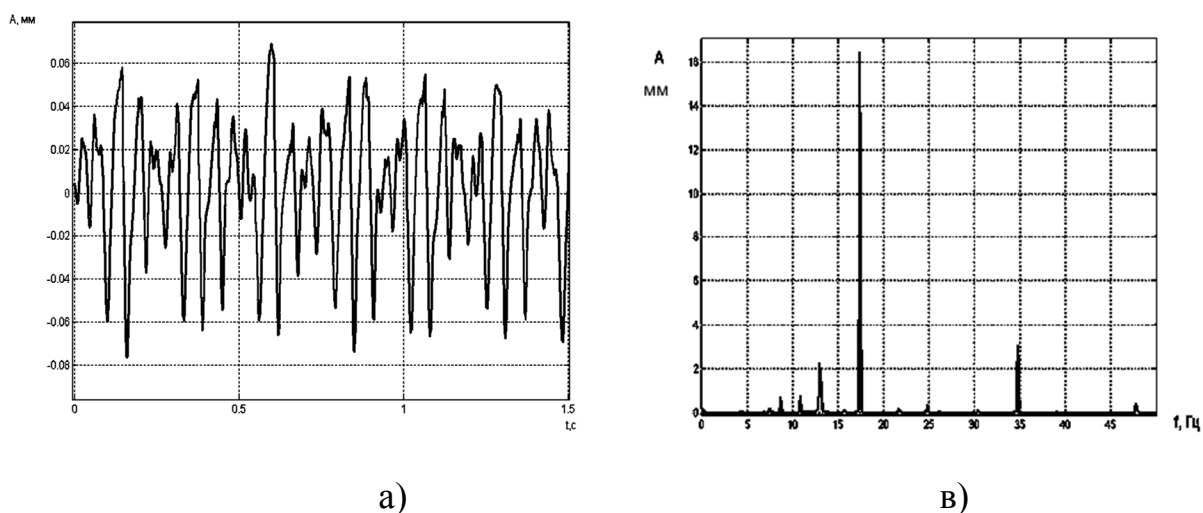


Рисунок 2.10 – Часова (а) і частотна (в) діаграма для кількості зубів фрези $Z=4$, виміру по координаті X, швидкості 70мм/хв, частоти обертання фрези $n=250$ об/хв і глибини фрезерування $t=5.8$ мм

На рисунках 2.11, 2.12, 2.13 і 2.14 представлені графіки залежності частотних діаграм від величини подачі, глибини фрезерування, частоти обертання й кількості зубів фрези, відповідно.

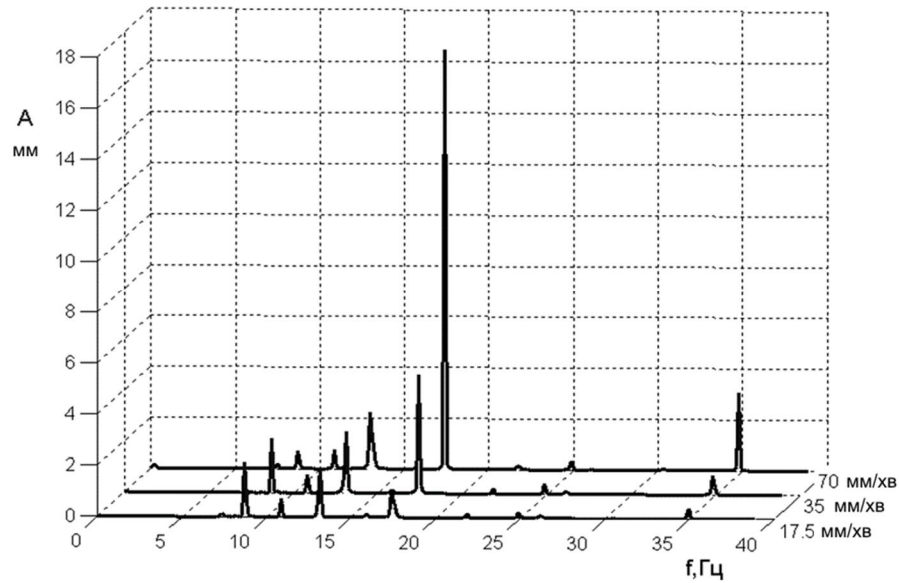


Рисунок 2.11 – Графіки залежності частотних діаграм від подачі
(Число зубів фрези $Z=4$, вимір по координаті X, 17,5; 35; 70мм/хв, для частоти обертання фрези $n=250$ об/хв і глибини фрезерування $t = 5,8$ мм.)

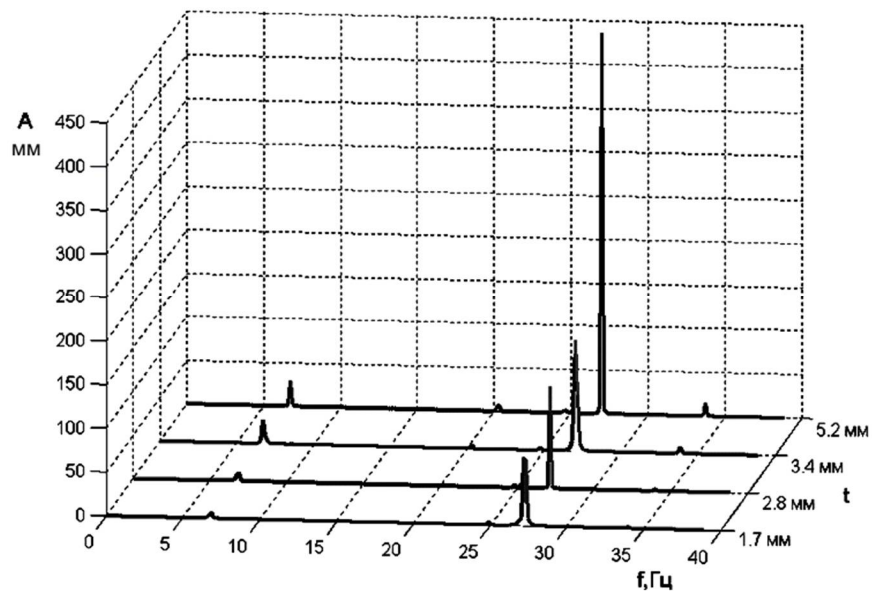


Рисунок 2.12 – Графіки залежності частотних діаграм від глибини фрезерування
($Z=4$, вимір по координаті Y, $S_{хв} = 200$ мм/хв, $n=400$ об/хв, глибина фрезерування $t=1,7; 2,8; 3,4; 5,2$ мм.)

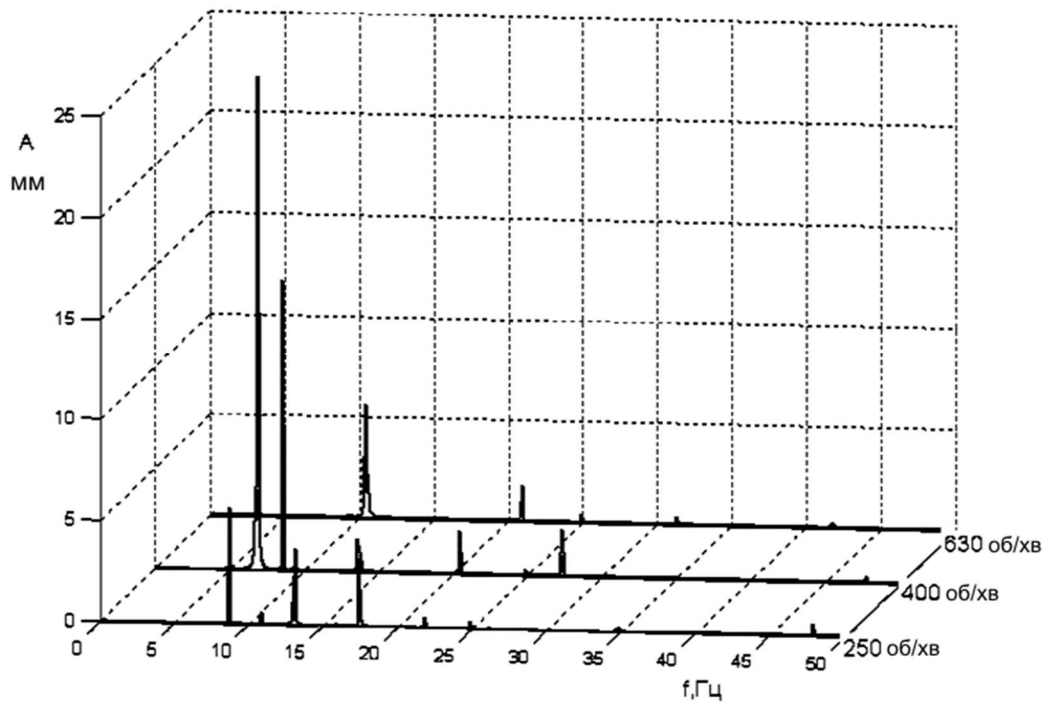


Рисунок 2.13 – Графіки залежності частотних діаграм від частоти обертання фрези ($Z=3$, вимір по координаті X, $S_{хв} = 50$ мм/хв, $n = 250$ об/хв; 400 об/хв; 630 об/хв; глибина фрезерування $t = 5,8$ мм.)

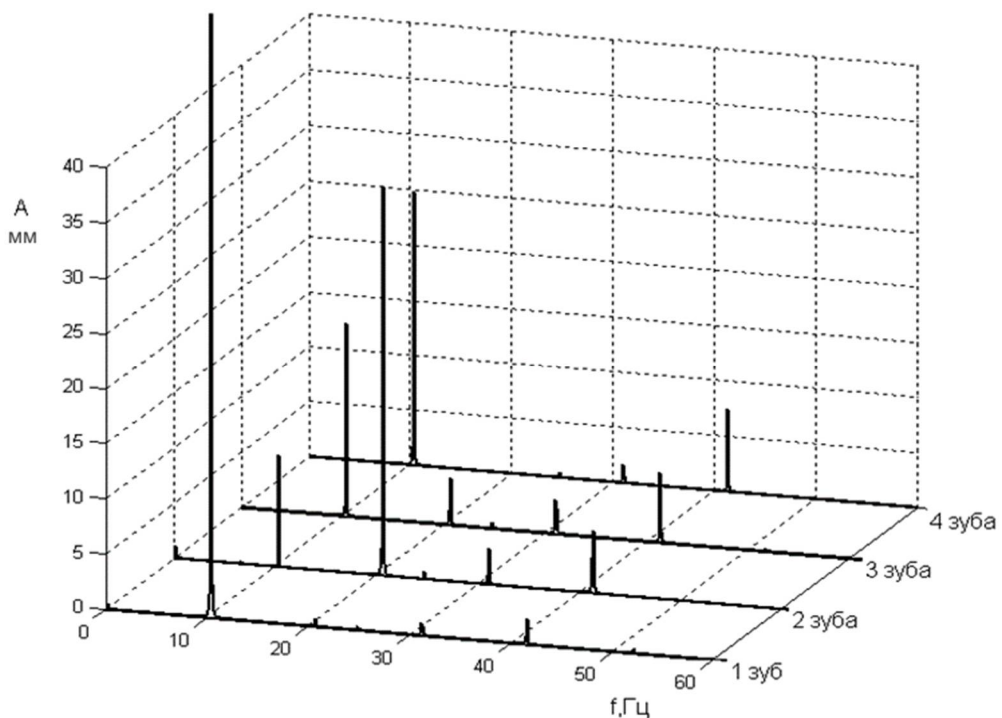


Рисунок 2.14- Графіки залежності частотних діаграм від кількості зубів фрези. ($Z = 1, 2, 3$ і 4 зуба, вимір по координаті X, $S_{хв} = 150$ мм/хв, $n = 630$ об/хв, $t=4.4$ мм для однозубої фрези й 5,8мм для двох-, трьох- і чотирьохзубої фрези).

Частотні діаграми, наведені на рисунках 2.11 – 2.12, показують, що зв'язок частоти гармонік із величиною подачі та глибиною фрезерування практично відсутній. Спостерігається лише пропорційний ріст амплітуд гармонік, пов'язаний зі збільшенням сил різання.

Графіки залежності частотних діаграм від частоти обертання, наведені на рисунку 2.13 показують наявність гармонік, зумовлених динамікою несучої системи.

Зміна кількості зубів, як показано на рисунку 2.14, значно впливає на характер розподілу амплітуд гармонік, з незмінною частотою коливань.

2.4 Розроблення математичної моделі системи розпізнавання образів, що діагностує процес фрезерування на основі наявних експериментальних даних

Для узагальнення отриманих експериментальних даних найбільш доцільно використання бази даних, яка дає змогу автоматично систематизувати знайдені залежності [73]. Була прийнято рішення використовувати для цього математичну модель розпізнавання образів на основі інтерполяції наявних даних, побудова якої дає змогу завершити створення комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування.

Розглянемо алгоритми діагностики процесу фрезерування, спираючись на припущення, що стан різального інструменту можна вважати деякою відсутньою (невизначеною) інформацією. Невизначена інформація відновлюється за результатами вимірів, наприклад, стану пластин разом з іншими ознаками під час експерименту («навчання»).

Існуючі теоретичні дослідження процесів обробки опираються на експериментальні дані. Оскільки число проведених експериментів завжди має кінцеву кількість, тому виміри не можуть охопити всі сукупності технологічних умов обробки. У результаті залишається достатнє число недосліджених зв'язків.

Для їх встановлення пропонується математична модель розпізнавання на основі інтерполяції наявних даних.

Нехай, у результаті експерименту були отримано три графіка залежності стану пластин фрези від співвідношення сил різання (рис. 2.15а)), отримані для деяких умов фрезерування.

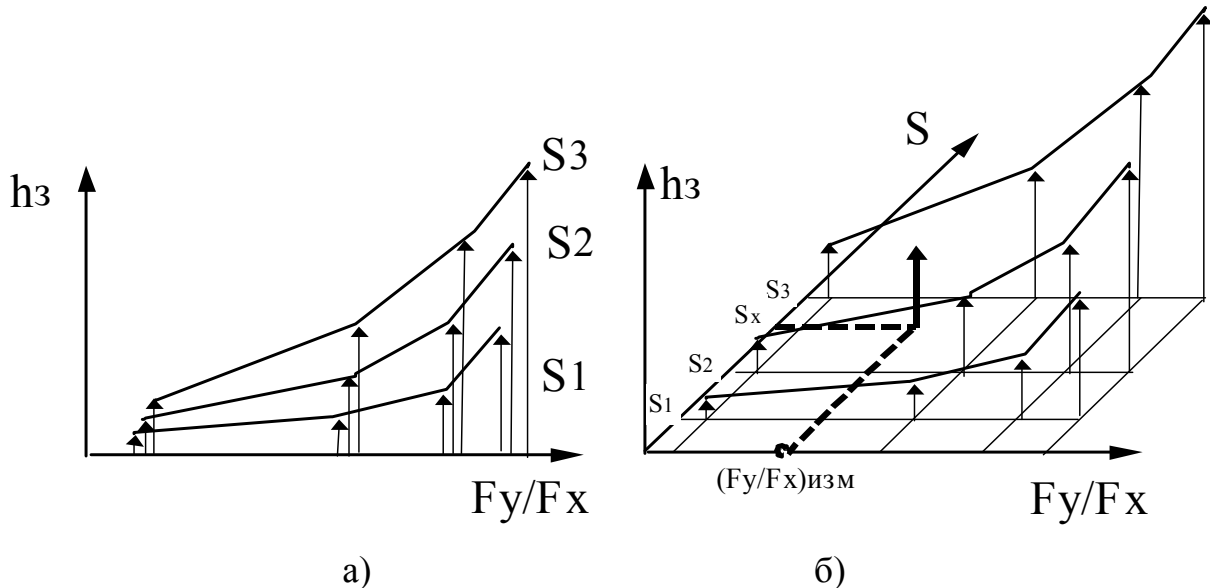


Рисунок 2.15 – До створення моделі розпізнавання стану процесу фрезерування

Ці три графіка можна вважати належними деякій поверхні (рис.2.15б), кожна точка якої відповідає значенню викришування пластини по задній поверхні h_z для різних співвідношень сил різання F_y/F_x і подачі S . Продовжуючи експеримент з іншими значеннями подачі S_x і вимірюючи співвідношення сил різання F_y і F_x , обчислюємо оцінку стану інструмента, як координати точки поверхні (пунктирні лінії на рис.2.15б).

Емпіричні залежності характеризуються значним числом параметрів (параметри різального інструменту, деталі, режими різання й т.д.), значення яких фіксовані. Достовірність діагностики інструмента забезпечується урахуванням максимальної кількості технологічної інформації. Тому найбільш раціонально враховувати ці параметри як координати деякого багатовимірного простору. Тоді поверхня (див. рис.2.15 б) буде багатовимірною поверхнею. Використовуючи

сукупність подібних поверхонь, отриманих для різних параметрів використовуваного різального інструменту й матеріалу оброблюваної деталі, можна визначити очікуване значення стану фрези для кожної наперед заданій комбінації параметрів технологічної системи. Завдання діагностики різального інструменту зводиться до інтерполяції значення стану різальних пластин із використанням наявних у розпорядженні емпіричних залежностей.

Кількість отриманих науковцями на цей час емпіричних та теоретичних залежностей величезна і продовжує збільшуватися. Провести обробку всього обсягу інформації вручну практично неможливо. Тому математична модель діагностики орієнтується на застосування обчислювальної техніки, що накладає на неї особливі вимоги:

- Вихідні дані мусять бути представлені в цифровій формі.
- Математичний апарат мусить бути орієнтований на застосування простих операцій, тому що діагностика інструмента передбачає обробку значних обсягів інформації в реальному режимі часу.

На підставі цих вимог пропонується універсальна форма уявлення параметрів технологічної системи у вигляді матриці параметрів $\{P\}$ розмірністю $k \times n$, де k - число параметрів, а n - число експериментальних даних. Кожному елементу P_{ij} матриці параметрів $\{P\}$ відповідають елементи D_{ij} матриці достовірності параметрів $\{D\}$. Приклад матриць представлено на рисунку 2.16.

Матриця параметрів $\{P\}$ задає оцінювання деякого K - мірного простору. Заповнення матриці параметрів проводиться на підставі експериментальних даних отриманих, як у результаті серії, так і на підставі одиничного експерименту. Головною умовою є максимально можлива повнота опису матриці параметрів і високий ступінь достовірності її значень. Процес одержання цих значень називається процесом навчання системи розпізнавання. При розширенні бази даних моделі (числа точок матриць $\{P\}$ і $\{D\}$) достовірність відновлення невизначеної інформації стає більш високою.

Матриця параметрів $\{P\}$

Номер параметра	Фізична сутність	Номер точки				
		1	2	n-1	n
1	Подача	$P_{1,1}$	$P_{1,2}$...	$P_{1,n-1}$	$P_{1,n}$
2	Глибина різання	$P_{2,1}$	$P_{2,2}$...	$P_{2,n-1}$	$P_{2,n}$
3	Швидкість різання	$P_{3,1}$	$P_{3,2}$...	$P_{3,n-1}$	$P_{3,n}$
.....
X	Викришування пластини	$P_{X,1}$	$P_{X,2}$...	$P_{X,n-1}$	$P_{X,N}$
.....
k-2	Передній кут пластини	$P_{k-2,1}$	$P_{k-2,2}$...	$P_{k-2,n-1}$	$P_{k-2,n}$
k-1	Задній кут пластини	$P_{k-1,1}$	$P_{k-1,2}$...	$P_{k-1,n-1}$	$P_{k-1,n}$
k	Виліт фрези	$P_{k,1}$	$P_{k,2}$...	$P_{k,n-1}$	$P_{k,n}$

Матриця достовірності параметрів $\{D\}$

Номер параметра	Фізична сутність	Номер точки				
		1	2	n-1	n
1	Подача	$D_{1,1}$	$D_{1,2}$...	$D_{1,n-1}$	$D_{1,n}$
2	Глибина різання	$D_{2,1}$	$D_{2,2}$...	$D_{2,n-1}$	$D_{2,n}$
3	Швидкість різання	$D_{3,1}$	$D_{3,2}$...	$D_{3,n-1}$	$D_{3,n}$
.....
X	Викришування пластини	$D_{X,1}$	$D_{X,2}$...	$D_{X,n-1}$	$D_{X,N}$
.....
k-2	Передній кут пластини	$D_{k-2,1}$	$D_{k-2,2}$...	$D_{k-2,n-1}$	$D_{k-2,n}$
k-1	Задній кут пластини	$D_{k-1,1}$	$D_{k-1,2}$...	$D_{k-1,n-1}$	$D_{k-1,n}$
k	Виліт фрези	$D_{k,1}$	$D_{k,2}$...	$D_{k,n-1}$	$D_{k,n}$

Рисунок 2.16 – Приклади заповнення матриць параметрів та достовірності

Розв'язок завдання розпізнавання знаходиться шляхом відновлення умовно невизначеної в матриці $\{P\}$ інформації. Для цього знаходять її математичні залежності від уже визначених у матриці параметрів P . Фізичне значення параметрів P окремого рядка матриці $\{P\}$ визначається по-різному. Є параметри, значення яких представлені в цифровій формі (наприклад, режим різання або величина викришування), а існують параметри, значення яких представити в цифровій формі важко або неможливо (наприклад, параметри верстата). У цьому випадку параметрам ставлять у відповідність деякі текстові (символьні) значення.

Параметри технологічної системи, такі, як параметри оброблюваної деталі, режими різання, параметри різального інструменту, сили різання, спектри

вібрацій, тип стружки, викришування різальних пластин і так далі, умовимося називати параметрами математичної моделі.

Їхній математичний опис проводиться через присвоєння цим параметрам деякого числового значення. Наприклад, матеріал оброблюваної деталі, може бути описаний згідно його хімічному складу (зміст певних металів являє собою значення параметра), а категоріальним величинам (наприклад, форма ріжучої пластини) ставиться у відповідність один або кілька параметрів, що умовно відповідають їм.

Для зручності використання параметри зазнають процедури нормалізації:

$$P=(P'-P'max)/(P'max-P'min), \quad (2.3)$$

де P' - вихідний параметр;

$P'max, P'min$ - екстремальні значення вихідного параметра;

$P \in [0..1]$.

Отримані залежності характеризуються тим, що частина значень параметрів не визначена, а частина значень носить досить приблизний характер. Саме для урахування цього чинника вводиться поняття достовірності параметра.

Кожний параметр характеризується ступенем достовірності, що лежить у діапазоні $[0..1]$, причому невизначені параметри мають нульову достовірність. Прийняті параметри (наприклад, режими різання, тип інструмента) мають достовірність що дорівнює одиниці, параметри, отримані в результаті вимірювання, мають достовірність, що обумовлюється погрішністю вимірювальної системи.

Обчислення невизначеного параметра методом усереднення.

Покладемо в першому наближенні, що на околицях кожної із точок простору параметрів існує лінійна залежність між усіма координатами (точка належить деякій лінійній зоні K - мірного простору). Цю залежність можна виразити через коефіцієнт пропорційності:

$$K_{xij} = P_j / P_{ij}, \quad (2.4)$$

де K_{xij} - 'старий' коефіцієнт пропорційності,
 $x \in [1..K]$ - номер рядка невідомого параметра,
 $i \in [1..K]$ - номер рядка деякого параметра,
 $j \in [1..N]$ - номер стовпця (див. рис.2.16).

Для обчислення значення деякого параметра P_{xy} , можна застосувати зворотне перетворення (див. рис.2.16).

Для обчислення загубленої або невизначеної інформації, що втримується в значенні P_{xy} можна застосувати зворотне перетворення:

$$O_{xy} = P_{iy} \cdot K_{xiy}, \quad (2.5)$$

де O_{xy} - наближення значення P_{xy} , обчислене на основі зв'язку параметрів відповідних i -ої і x -ої рядкам матриці $\{P\}$. Схематично алгоритм обчислення наближеного значення представлено на рис.2.17.

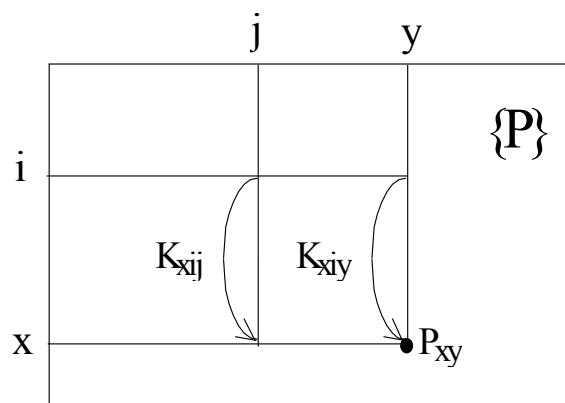


Рисунок 2.17 – Схема алгоритму обчислення найближчого значення

Тут K_{xiy} можна визначити, з огляду на лінійний взаємозв'язок параметрів i -ої і x -ої рядка за результатами інших експериментів (відповідних j -м стовпцям, рис.2.15):

$$K_{xiy} = \frac{\sum_j^N (K_{xij} \cdot M_j)}{\sum_j^N M_j}, \quad (2.6)$$

де M_j - коефіцієнт, що враховує важливість j -го експерименту (у найпростішому випадку $M_1=M_2=M_3=\dots=M_N=1$).

Остаточна формула для обчислення невідомого значення має вигляд:

$$P_{xy} = \frac{\sum_i^K (O_{xiy} \cdot L_i)}{\sum_i^K L_i} \quad (2.7)$$

де L_i - ураховує ступінь впливу i -го параметра (наприклад, сили різання) на параметр з індексом x , тобто на ступені викришування пластини x (у найпростішому випадку $L_i=0$ якщо впливу немає й $L_i=1$, якщо вплив існує).

Нехай потрібно діагностувати поломку інструмента. Тоді рядок x відповідає ступені викришування h деякої пластини фрези, i -й рядок - силі різання F , $i+1$ - температурі різання t_o (наприклад), інші рядки - іншим параметрам. Покладемо для простоти $L_i=1$, $L_{i+1}=1$, $L_j=0$ для всіх $j \neq i$, $j \neq i+1$.

Стовпці матриці $\{P\}$ відповідають приведеним вимірам спільно h , F , t_o для 10-ти вимірів у різні моменти часу, у тому числі з появою критичного викришування. На рис 2.18 представлені приклади графіків залежності між цими параметрами.

Тоді згідно до зростання значень F і t_o у процесі дослідження робочого зразка можна обчислювати невідоме під час роботи значення h (рис 2.18 б)) і зробити вчасно вивід про те, що значення, яке обчислюється - $h(t_y)=Pxy$, відповідає граничному викришуванню й вимагає зупинки встаткування.

Недоліком запропонованої методики пошуку невизначеного параметру є обмеження зони пошуку тільки між фактично існуючими даними. Проте в такому випадку очікується достатньо висока достовірність відновлюваних даних.

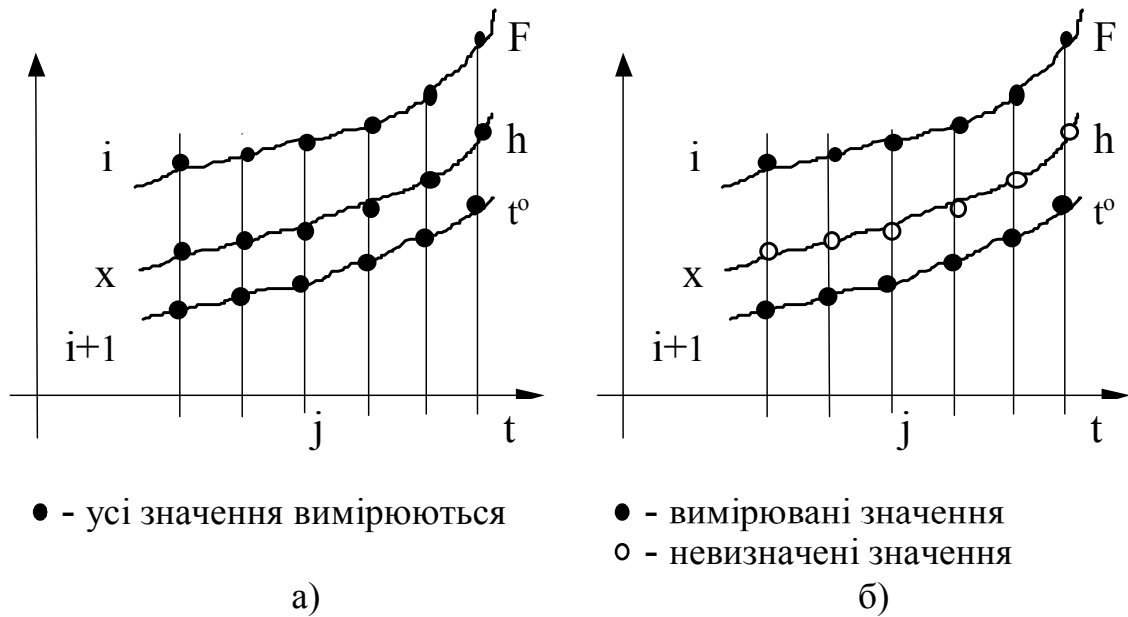


Рисунок 2.18 – Ілюстрація пошуку залежності між параметрами методом усереднення

Розпізнавання й відновлення невизначеності на основі лінійної моделі

З огляду на те, що під час виходу вимірюваних даних за межі даних існуючої моделі, метод усереднення втрачає достовірність, розроблено евристичний алгоритм розпізнавання, заснований на тому, що низка ознак під час діагностики виявляє у своїй поведінці велику подібність. Так, наприклад, перед появою граничного викришування або поломки інструмента крива викришування $h(t)$ зростає приблизно так само, як і криві сили різання $F(t)$, температури $t(t)$ і низки інших параметрів (рис 2.16).

Під час попередньої обробки одиночних деталей, особливо на важких верстатах, гостро стоїть питання діагностики різального інструменту й вибору оптимального режиму різання. У багатьох випадках, обробка таких деталей проводилася дуже нечасто й тому бракує можливості спиратися на отриманий у подібній ситуації емпіричний матеріал.

Математична модель діагностики різального інструменту для таких умов мусить не тільки інтерполювати, а найчастіше екстраполювати наявні

експериментальні дані. Це вказує на неможливість застосування моделей, що усереднюють наявні дані. Потрібна математична модель діагностики різального інструменту, що здатна функціонувати з використанням вхідних параметрів, значення яких розташовані вдалині від значень параметрів отриманих експериментально, але враховуюча загальну тенденцію їх зміни.

Така модель виходить із припущення лінійної залежності значення невідомого параметра від положення відносно прямої, що проходить через довільно взяту пару точок 1-2 (рисунок 2.19). Тому надалі цю модель ми будемо називати тут лінійної. На рисунку 2.19 наведені умовні позначки, призначені для пояснення сутності методу й умовні позначки, що здійснюють їхню прив'язку до запропонованої раніше параметричної моделі.

Координатами X, Y позначена пара вихідних параметрів, визначених, як для відомих точок 1 - 2, так і для невідомої точки 3. Параметри Z_1 і Z_2 відомо для точок 1 - 2, для точки 3 параметр Z_3 потрібно визначити. З певною долею вірогідності можна стверджувати, що параметр Z_3 дорівнює значенню параметра Z_4 у точці 4, найбільш близької до невідомої точки 3. Ця достовірність визначається як власною достовірністю точок 1 - 2, так і відстанню від них до точки 3.

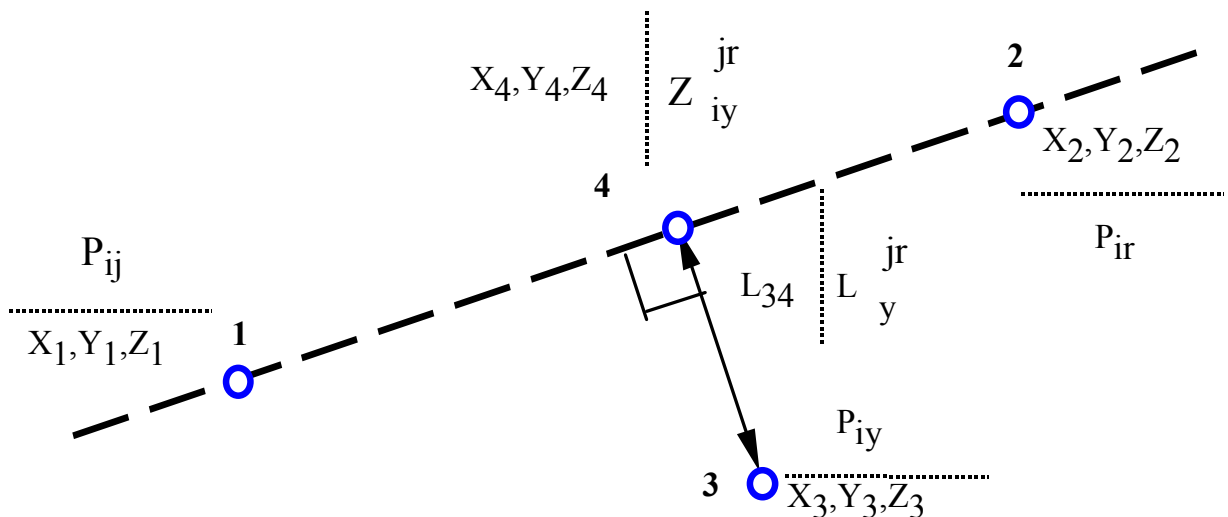


Рисунок 2.19 – Лінійна модель пошуку діагностичної інформації

У такий спосіб, визначення невідомого параметра Z_3 зводиться до

знаходження координат точки 4 і довжин відрізків (1-3) і (2-3) . Використовуючи рівняння прямої минаючої дві точки:

$$\frac{X_4 - X_1}{X_2 - X_1} = \frac{Y_4 - Y_1}{Y_2 - Y_1} = \frac{Z_4 - Z_1}{Z_2 - Z_1} \quad (2.8)$$

і умова ортогональності векторів:

$$(X_2 - X_1) \cdot (X_4 - X_1) + (Y_2 - Y_1) \cdot (Y_4 - Y_1) + (Z_2 - Z_1) \cdot (Z_4 - Z_1) = 0, \quad (2.9)$$

знаходимо параметричне уявлення для рівняння (2.8):

$$\begin{aligned} X_4 &= t((X_2 - X_1) + X_1); \\ Y_4 &= t((Y_2 - Y_1) + Y_1); \\ Z_4 &= t((Z_2 - Z_1) + Z_1), \end{aligned} \quad (2.10)$$

і підставляючи його в (2.9), здобуємо рівняння, що визначає значення коефіцієнта t :

$$t = \frac{(X_2 - X_1) \cdot (X_3 - X_1) + (Y_2 - Y_1) \cdot (Y_3 - Y_1) + (Z_2 - Z_1) \cdot (Z_3 - Z_1)}{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2} \quad (2.11)$$

Бажане значення координати точки 4 визначається з параметричного рівняння прямої:

$$\begin{aligned} X_4 &= t((X_2 - X_1) + X_1), \\ Y_4 &= t((Y_2 - Y_1) + Y_1), \\ Z_4 &= t((Z_2 - Z_1) + Z_1). \end{aligned} \quad (2.12)$$

Допускаючи:

$$Z_3 = P_4. \quad (2.13)$$

Для визначення достовірності координати Z3 розраховуємо відстань між точками 3 - 4:

$$L_{34} = \sqrt{(X_3 - X_4)^2 + (Y_3 - Y_4)^2 + (Z_3 - Z_4)^2} \quad (2.14)$$

Меншій відстані відповідає відповідно більша достовірність. Тому ступінь впливу E_{jr} кожної пари $j - r$ точок може бути розрахована тільки для всіх, що є в наявності, точок одночасно (визначається максимальне видалення, якому й буде відповідати мінімальний ступінь впливу):

$$E_{jr} = 1 - (L_{\max} - L_{jr}) / L_{\max}, \quad (2.15)$$

де L_{jr} - відстань від невизначеної точки до прямої, проведеної через точки j і r (L_{34} - буде іменуватися L_{12}).

Наявність крім зазначених точок 1 - 2 з певними параметрами ще $N-2$ подібних точок вимагає визначення невідомого параметра P_4 згідно до кожної з можливих пар точок. До того ж кількість координат значно перевищує 2 і для їх запису потрібно перейти до простору параметрів.

Коефіцієнт пропорційності для точки прямої, що проходить через дві точки $j - r$ що розташовані в найменш віддаленому від невідомої точки місці:

$$t_Y^{jr} = \frac{\sum_{j=1}^K ((P_{ir} - P_{ij}) \cdot (P_{iy} - P_{ij}))}{\sum_{i=1}^K (P_{ir} - P_{ij})^2}, \quad (2.16)$$

де $i \in [1..K]$ - номер координати точки,

$j \in [1..N]$ - номер першої точки прямої,

$r \in [j..N]$ - номер другої точки прямої,

$u \in [1..N]$ - номер невідомої точки.

Координати цієї точки через коефіцієнт пропорційності:

$$z_{iY}^{jr} = t_Y^{jr} (P_{ir} - P_{ij}) + P_{ij}. \quad (2.17)$$

Тоді в просторі параметрів відстань від точки у до прямої минаючої через точки j-r:

$$L_Y^{jr} = \sqrt{\sum_{i=1}^K \left((z_{iY}^{jr} \cdot P_{iY})^2 \right)}. \quad (2.18)$$

Звідки ступінь впливу прямої, що проходить через пару точок j-r на невідому точку у:

$$E_Y^{jr} = 1 - (L_Y^{\max} - L_Y^{jr}) / L_Y^{jr}. \quad (2.19)$$

Невідомий параметр x точки у обчислений за значеннями параметра x пари точок j і r:

$$P_{xY}^{jr} = t_{jr} \cdot (P_{xk} - P_{xj}) + P_{xj}, \quad (2.20)$$

де $x \in [1..K]$ - номер невідомої координати точки у.

Тоді значення параметра P_{xY} обчислюється як середньозважене значення для всіх можливих пари точок P_{xY}^{jr} , причому ваговим коефіцієнтом є ступінь впливу прямої, проведеної через пару точок j-r.

$$P_{xY} = \sum_{j=1}^{N-1} \left(\sum_{r=j}^N (P_{xY}^{jr} \cdot E_Y^{jr}) \right) / \sum_{j=1}^{N-1} \left(\sum_{r=j}^N (E_Y^{jr}) \right). \quad (2.21)$$

Отримані рівняння не враховують достовірність цієї або іншої координати

параметрів, заданих в умові. Крім того, не враховується такий істотний чинник як важливість координати. Дійсно, якщо для малозначної координати визначені в моделі достатньо близькі точки, то їхній вплив на результат пошуку буде доволі великим.

Аналізуючи рівняння (2.21) можна дійти висновку, що наявність або брак кожної з i координат кожної із трьох точок, що визначають значення кожного з j членів суми виливається в наявність або брак відповідного члена суми в чисельнику й знаменнику. Він буде присутній у таких випадках:

- 1) Усі K координати достовірні;
- 2) Усі K координати важливі.

Це зауваження дає змогу ввести в рівняння (2.16) вагові коефіцієнти, зумовлені добутком достовірності й важливості координати всіх трьох точок:

$$L_{jr} = D_{ik} \cdot D_{ij} \cdot D_{iy} \cdot V_i, \quad (5.22)$$

де $D \in [0..1]$ -достовірності відповідних координат, $V \in [0..1]$ -важливості відповідних координат.

Рівняння (2.16), з урахуванням (2.22), може бути записано у вигляді:

$$t_{jr} = \frac{\sum_{i=1}^K (L_{jr} \cdot (P_{ir} - P_{ij}) \cdot (P_{iy} - P_{ij}))}{\sum_{i=1}^K (L_{jr} \cdot (P_{ir} - P_{ij})^2)}, \quad (2.23)$$

Аналогічно міркуючи, модифікуємо рівняння (2.18):

$$L_Y^{jr} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^K \left(L_{jr} \left(Z_{iy}^j \cdot P_{iy} \right)^2 \right)}{\sum_{i=1}^K L_{jr}}}. \quad (2.24)$$

Відстань від прямої, що проходить через точки j -г і точки у обчислюється з урахуванням вагових коефіцієнтів, що враховують як достовірності, так і

важливості однойменних координат усіх трьох точок.

Значення важливості V_{ij} визначається згідно до ступеню впливу i -ої координати, й може бути визначено декількома шляхами.

Перший шлях полягає в призначенні загального для всіх точок значень важливості параметрів рядка згідно до їхнього фізичного змісту. Другий шлях припускає автоматичне визначення важливості, а третій - комбіноване використання першого й другого способу.

Найбільш раціональним треба визнати саме його, тому що він дає можливість опертися на раніше виявлені емпіричні залежності й, водночас, виявити раніше невідомі залежності, що виникають для конкретних умов обробки. Тоді в розрахунки вводиться матриця важливості параметрів $\{VE\}$, кожний елемент якої $VE_i \in [0..1]$, де $i=1..K$, призначається відповідно до відносної важливості i -го параметра. Формула (2.22), з урахуванням матриці $\{VE\}$, може бути записана в такий спосіб:

$$L_{jr} = D_{ik} \cdot D_{ij} \cdot D_{iy} \cdot VE_i \cdot V_{ik} \cdot V_{ij}. \quad (2.25)$$

2.5 Висновки до розділу

1. Проведено аналіз засобів вимірювання динамічних характеристик процесу торцевого фрезерування, виявлена структура комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування, як сукупність вібраційних сигналів, представлених у тривимірній системі координат у прив'язці до кута повертання фрези.

2. Створена вимірювальна частина комплексної системи оцінювання якості процесу торцевого фрезерування, яка включає три канали п'єзоелектричних датчиків віброприскорення та датчик куту обертання шпинделю фрезерного верстата.

3. Для покращення якості вимірювання динамічних характеристик процесу

фрезерування використані оптичні датчики, що мають смугу пропускання, яка сягає від нуля герц до десятків кілогерц та лінійну передаточну характеристику в смузі робочих частот.

4. Частотні діаграми, отримані в результаті експерименту з оптичними датчиками, показують, що зв'язок частоти гармонік із величиною подачі і глибиною фрезерування практично відсутні. Спостерігається лише пропорційний ріст амплітуд гармонік, пов'язаний зі збільшенням сил різання.

5. Залежність частотних діаграм від частоти обертання фрези демонструє наявність складників коливань, зумовлених динамікою несучої системи, завдяки чому стало можливим експериментально визначити динамічні параметри несучої системи верстата.

6. Експериментально встановлено, що зміна кількості зубів (наприклад, внаслідок руйнування) значно впливає на характер розподілу амплітуд гармонік, що є важливим критерієм для оцінювання стану зубів фрези в процесі різання.

7. Вперше розроблено математичну модель системи розпізнавання образів, яка дає змогу прогнозувати стан різального інструменту для попереднього торцевого фрезерування на базі експериментальних даних; математична модель використовує нормалізовані матриці параметрів обробки та визначення їхньої достовірності. Створення системи розпізнавання образів дає змогу завершити побудову комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування.

8. Для математичної моделі системи розпізнавання образів розроблені методики обчислення невизначеного параметра системи діагностики методом усереднення (у нормалізованій матриці параметрів) і на основі лінійної моделі.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ ЯК ДЖЕРЕЛА ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ВЕРСТАТНІЙ СИСТЕМІ

3.1 Розроблення моделі процесу фрезерування торцевими фрезами з урахуванням впливу „різання по сліду”

Для заповнення бази даних комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування потрібно провести велику кількість експериментальних досліджень, для різних умов та режимів обробки. Такі виміри потребують зусиль великих колективів дослідників та значних матеріальних затрат. Тому альтернативою було визнано використання імітаційного моделювання.

Досвід експлуатації й експериментальні дослідження [141] показали, що під час обробки деталей на фрезерних верстатах із ділянками значної ширини, за умови нормативних режимів різання, можуть виникати автоколивання. Характерними є, як низькочастотні автоколивання (30-50 Гц), так і автоколивання більш високих частот (порядку 100 Гц), що супроводжуються інтенсивними коливаннями в ланцюгу приводу головного руху.

Форми коливань несучих систем у режимі автоколивань близькі до форм власних коливань, водночас рівень амплітуд у зоні різання досягає значень $2A=80-100$ мкм [141].

Отже, наявність інтенсивних коливань у динамічній системі фрезерного верстата є непереборним чинником, через що на передній план виходять питання залежності вібраційних процесів від параметрів технологічної системи. Особливу цікавість представляє можливість виділення впливу стану різального інструменту на параметри вібрацій.

Математичний розрахунок процесів, що відбуваються за такої умови, вимагає розв'язку значної кількості нелінійних рівнянь і водночас його точність і достовірність обмежена складністю утвореної системи. Ускладнення пов'язані, насамперед, з утрудненнями теоретичного опису сукупної динамічної системи

процесу фрезерування. Ці проблеми можна подолати, якщо їхні дослідження проводити методами чисельного моделювання, а отримані частки результати узагальнювати. У теперішній час для дослідження динаміки верстатних систем і процесів обробки математичне моделювання є одним з основних методів [147, 148].

Більшість дослідників, як правило, застосовують спрощену модель процесу обробки, яка не враховує ряд чинників, що важко визначаються. Так, дослідники [46] зводять фрезерування до системи з безперервним процесом різання, а в [95] запропоновано замінити силу різання дією на систему пружини й демпфера. Тільки деякі сучасні автори, наприклад [44], розглядають процес фрезерування, як сукупність процесів різання окремими зубами.

У випадку невеликої кількості зубів, процес фрезерування можливо представити як сукупність процесів різання окремими зубами, відповідно з огляду на вплив стану поверхні металу від проходження попереднього зуба на наступний. Особливо це актуально для зменшеної кількості зубів фрези, що застосовують у попередньому фрезеруванні.

Чисельне моделювання передбачає строге визначення параметрів обробки, верстатної системи й параметрів різального інструменту. Задаємося ними, здебільшого спираючись на дані, що були отримані на етапі експериментальних досліджень.

В дослідженні використано збірну фрезу, що оснащена твердосплавними пластинами. Застосовано одну з розповсюджених форм твердосплавних пластин – трикутну, з головним кутом у плані $\varphi=90^\circ$ і кутом нахилу головного леза $\lambda=0^\circ$. Відповідно допоміжний кут у плані $\varphi_1=30^\circ$. Для спрощення моделювання допустимо, що радіус закруглення вершини $r=0$.

Нехай положення фрези щодо оброблюваної деталі характеризується деякими координатами $\{X, Y, Z\}$ у правій прямокутній системі координат $OXYZ$, а подача проводиться в напрямку збільшення координати X . Покладемо, що фреза обертається з деякою частотою n (об/хв) за годинниковою стрілкою (рис.3.1).

Тоді, часу фрезерування відповідає кут повороту фрези, відлічуваний від

напрямку осі OX:

$$\psi = -\frac{2\pi}{60} \int_0^{\Theta} n \, d\Theta. \quad (3.1)$$

Ілюстрацію прийнятих позначення, на прикладі обробки торцевою фрезою деякої корпусної деталі, наведено на рисунку 3.1.

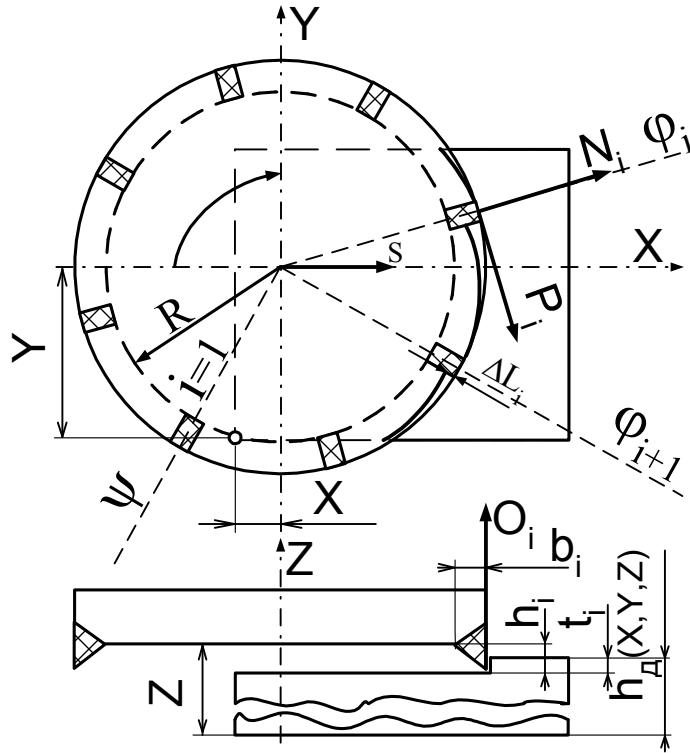


Рисунок 3.1 – Ілюстрація прийнятих позначень

Кут повороту кожного зуба фрези визначається залежністю:

$$\phi_i = \psi - (i-1) \cdot 2\pi / z, \quad (3.2)$$

де $i(1..z)$ – номер зуба, тоді матриця кутів повороту зубів:

$$\vec{\phi} = -\frac{2 \cdot \pi}{Z} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \dots \\ Z \end{bmatrix} + \psi. \quad (3.3)$$

Для опису зуба фрези використовуємо також поняття висоти h_i і ширини b_i .
Висота і-го зуба h_i визначається:

$$h_i = h_0 + \Delta h_{i\text{уст}} + \Delta h_{i\text{знос}}, \quad (3.4)$$

де h_0 – еталонна висота зубів фрези,

$\Delta h_{i\text{уст}}$ - похибка установки і-го зуба по висоті,

$\Delta h_{i\text{знос}}$ - зношування по висоті і-го зуба.

Матриця висот зубів фрези:

$$\vec{h} = h_0 + \overrightarrow{\Delta h_{\text{уст}}} + \overrightarrow{\Delta h_{\text{знос}}}, \quad (3.5)$$

де $\overrightarrow{\Delta h_{\text{уст}}} = \begin{bmatrix} \Delta h_{1\text{уст}} \\ \Delta h_{2\text{уст}} \\ \dots \\ \Delta h_{i\text{уст}} \end{bmatrix}$ - матриця погрешностей установки зубів фрези по

висоті,

$\overrightarrow{\Delta h_{\text{знос}}} = \begin{bmatrix} \Delta h_{1\text{знос}} \\ \Delta h_{2\text{знос}} \\ \dots \\ \Delta h_{i\text{знос}} \end{bmatrix}$ - матриця зношування зубів фрези по висоті.

Відповідно ширина і-го зуба h_i визначається:

$$b_i = b_0 + \Delta b_{i\text{уст}} + \Delta b_{i\text{знос}}, \quad (3.6)$$

де b_0 – еталонна ширина зубів фрези,

$\Delta b_{i\text{уст}}$ - похибка установки і-го зуба в радіальному напрямку,

$\Delta b_{i\text{знос}}$ - зношування по ширині і-го зуба.

Матриця ширин зубів фрези:

$$\vec{b} = b_0 + \vec{\Delta b}_{уст} + \vec{\Delta b}_{знос}, \quad (3.7)$$

де $\vec{\Delta b}_{уст} = \begin{bmatrix} \Delta b_{1уст} \\ \Delta b_{2уст} \\ \dots \\ \Delta b_{iуст} \end{bmatrix}$ - матриця погрешностей установки зубів фрези в

радіальному напрямку,

$\vec{\Delta b}_{знос} = \begin{bmatrix} \Delta b_{1знос} \\ \Delta b_{2знос} \\ \dots \\ \Delta b_{iзнос} \end{bmatrix}$ - матриця зношування зубів фрези по ширині.

Координати вершини і-го зуба щодо фрези в момент часу:

$$\{x_{o_i}, y_{o_i}, z_{o_i}\} = \{(R + b_i) \cdot \cos \varphi_i, (R + b_i) \cdot \sin \varphi_i, -h_i\}, \quad (3.8)$$

де R – настановний радіус зубів фрези.

Створено проміжну матрицю Rb , яка враховує ширину зуба:

$$\vec{Rb} = (R + \vec{b}), \quad (3.9)$$

тоді координати вершин зубів у матричній формі:

$$\vec{x}_o = \vec{Rb} \cdot \cos(\vec{\varphi}), \quad \vec{y}_o = \vec{Rb} \cdot \sin(\vec{\varphi}), \quad (3.10)$$

$$\vec{z}_o = -\vec{h}, \quad (3.11)$$

де “.” – операція заелементного множення матриць.

Тоді координати вершини і-го зуба щодо оброблюваної деталі в момент часу Θ :

$$\{x_i, y_i, z_i\} = \{X(\Theta) + x_{o_i}, Y(\Theta) + y_{o_i}, Z(\Theta) + z_{o_i}\}, \quad (3.12)$$

Матриці координат вершин зубів фрези:

$$\vec{x} = X(\Theta) + \vec{x}_0; \quad (3.13)$$

$$\vec{y} = Y(\Theta) + \vec{y}_0; \quad (3.14)$$

$$\vec{z} = Z(\Theta) + \vec{z}_0. \quad (3.15)$$

Зважаючи на допущення, що зуби фрези характеризуються кутом у плані $\varphi=90^\circ$, кутом нахилу ріжучої кромки $\lambda=0^\circ$ і радіусом вершини $r=0$ кожний i -й зуб зрізує трапецеїдальний перетин металу, причому геометрія зрізу визначається тільки i -м і попереднім $i-1$ зубом (рисунок 3.2).

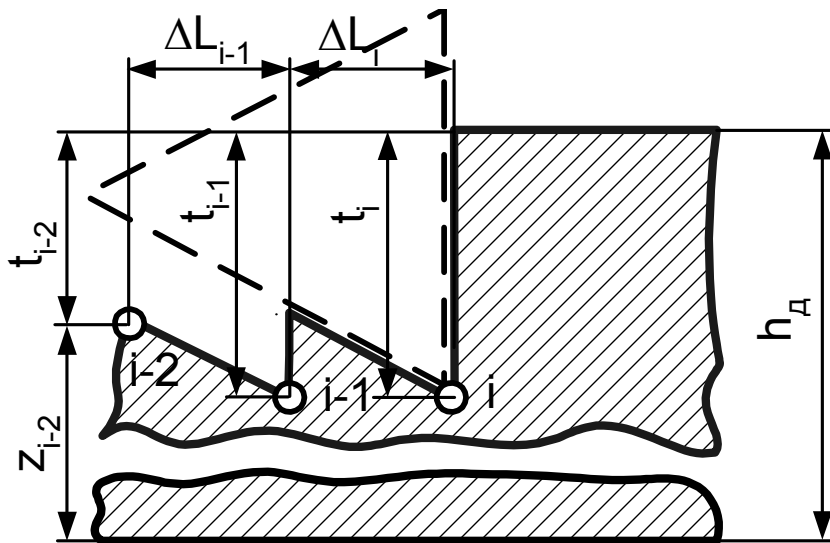


Рисунок 3.2 - Перетин XOZ оброблюваної деталі,

Тоді, глибина шару металу t_i , що знімається i -м зубом, залежить від відстані між вершиною зуба й неопрацьованою поверхнею, яка в загальному випадку є функцією від координати вершини зуба $\{x_i, y_i\}$:

$$t_i = h_D(x_i, y_i) - z_i. \quad (3.16)$$

Звідси матриця глибини шару металу, що знімається зубами фрези:

$$\vec{t} = h_D(\vec{x}, \vec{y}) - \vec{z}. \quad (3.17)$$

Для визначення ширини, що зрізається i -м зубом шару металу, потрібно знати не тільки координату вершини i -го зуба, але й координати сліду попереднього зуба.

Нехай у початковий момент часу жоден зуб фрези не перебуває в роботі, а поверхня оброблюваної деталі в площині XOY може бути описана координатами її вершин, що перебувають у парі зв'язаних масивів $MX(1)$ і $MY(1)$, як це ілюструє рисунок 3.3.

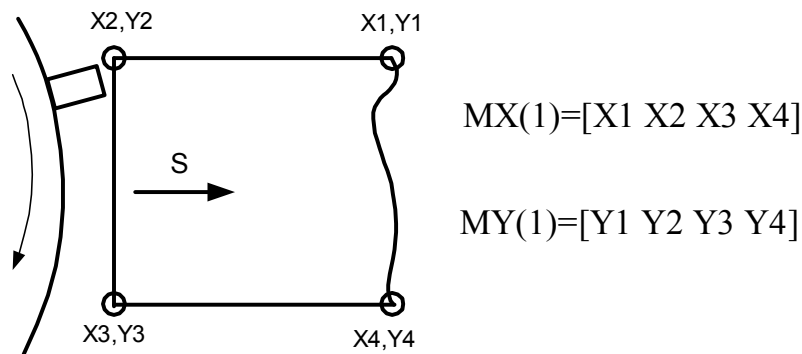


Рисунок 3.3 - Масив координат оброблюваної поверхні до врізання

Нехай координати вершини 1-го зуба - $\{x_1, y_1\}$. Після врізання його в поверхню металу утворюється новий вигляд оброблюваної поверхні, описаний двома зв'язковими масивами $MX(2)$, $MY(2)$, як це ілюструє рисунок 3.4.

Ширина шару ΔL_1 металу, що знімається 1-м зубом визначається довжиною відрізка з координатами вершини 1-го зуба $\{x_1, y_1\}$ і точки перетинання «оброблюваної поверхні до врізання» з радіусом R 1-го зуба $\{x_p, y_p\}$:

$$\Delta L_1 = \sqrt{(x_1 - x_p)^2 + (y_1 - y_p)^2}. \quad (3.18)$$

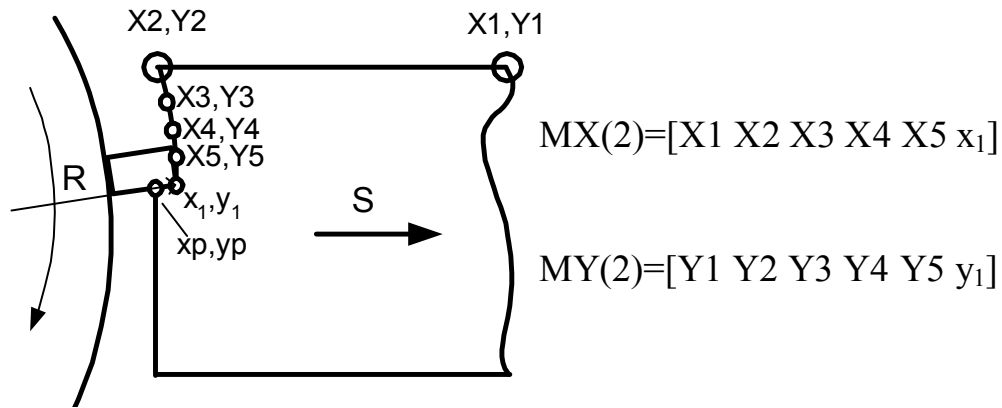


Рисунок 3.4 - Масив координат оброблюваної поверхні після врізання

Для знаходження координат точки перетинання $\{x_p, y_p\}$ знайдемо точку перетинання радіуса 1 зуба $-\{X, Y\}-\{x_1, y_1\}$ і відрізка $(\{X_2, Y_2\}-\{X_3, Y_3\})$, побудованого через пару сусідніх точок у масивах $MX(1)$, $MY(1)$.

Рівняння прямої, що проходить через радіус R 1-го зуба через дві точки:

$$(x_p - X) \cdot (y_1 - Y) - (y_p - Y) \cdot (x_1 - X) = 0. \quad (3.19)$$

Рівняння прямої, що проходить через пару сусідніх точок у масивах $MX(1)$, $MY(1)$:

$$(x_p - X_2) \cdot (Y_3 - Y_2) - (y_p - Y_2) \cdot (X_3 - X_2) = 0, \quad (3.20)$$

нехай $x_0 := X$; $y_0 := Y$;

Визначаємо рівняння вигляду $A \cdot u = B$, де

$$A = \begin{bmatrix} y_1 - y_0 & x_0 - x_1 \\ y_3 - y_2 & x_2 - x_3 \end{bmatrix}; \quad (3.21)$$

$$B = \begin{bmatrix} x_0 \cdot (y_1 - y_0) + y_0 \cdot (x_0 - x_1) \\ x_2 \cdot (y_3 - y_2) + y_2 \cdot (x_2 - x_3) \end{bmatrix}. \quad (3.22)$$

Знаходимо розв'язок рівняння:

$$L=A \setminus B; \quad xp=L(1); \quad yp=L(2); \quad (3.23)$$

Якщо знайдені координати належать відрізкам $[\{X,Y\}-\{x_1,y_1\}]$, $[\{X_2,Y_2\}-\{X_3,Y_3\}]$, то різання відбувається й координати вершини ріжучої пластини $\{x_1,y_1\}$ можуть бути використані для створення нової зв'язаної пари масивів координат точок поверхні деталі $MX(2)$, $MY(2)$.

Товщина шару металу, що зрізається наступним зубом, визначається аналогічно. Але розрахунки точки перетинання $\{xp,yp\}$ проводяться для всіх відрізків зв'язаних масивів $MX(2)$, $MY(2)$. Цей зуб, у свою чергу, створює зв'язану пару масивів $MX(3)$, $MY(3)$ тощо. Отже, потрібно $i+1$ пари зв'язаних масивів MX , MY , де i – число зубів фрези. Для уніфікації програмної реалізації масивів, за умови варіюванні кількості встановлених зубів, представимо лінійні масиви MX , MY у вигляді матриць розмірності $((i+1) \cdot N)$:

$$MX = \begin{matrix} \begin{matrix} MX(1,1) & MX(1,2) & \dots & MX(1,i+1) \\ MX(2,1) & MX(2,2) & \dots & MX(2,i+1) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ MX(N,1) & MX(N,2) & \dots & MX(N,i+1) \end{matrix} \\ , \end{matrix}$$

$$MY = \begin{matrix} \begin{matrix} MY(1,1) & MY(1,2) & \dots & MY(1,i+1) \\ MY(2,1) & MY(2,2) & \dots & MY(2,i+1) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ MY(N,1) & MY(N,2) & \dots & MY(N,i+1) \end{matrix} \\ , \end{matrix}$$

де N - число точок розбивки оброблюваної поверхні.

Тоді координати вершини $\{x_i \ y_i\}$ кожного зуба містяться в парі зв'язаних матриць $MX(\text{ROW_Wri}, \text{COL_Wri})$ і $MY(\text{ROW_Wri}, \text{COL_Wri})$, де ROW_WR , COL_WR – матриці покажчиків записи відповідно на рядки й колонки зв'язаних масивів MX , MY .

Для визначення координат $\{x_{pi}, y_{pi}\}$ точок перетинання зі слідом попереднього зуба досить послідовно проаналізувати відрізки, утворені точками сліду попереднього зуба $\{MX(RD_{i-1}, COL_{RD_{i-1}}), MY(RD_{i-1}, COL_{RD_{i-1}}) - MX(RD_i, COL_{RD_i}), MY(RD_i, COL_{RD_i})\}$, де RD , COL_{RD} – матриці покажчиків читання відповідно на рядки й колонки масивів MX , MY .

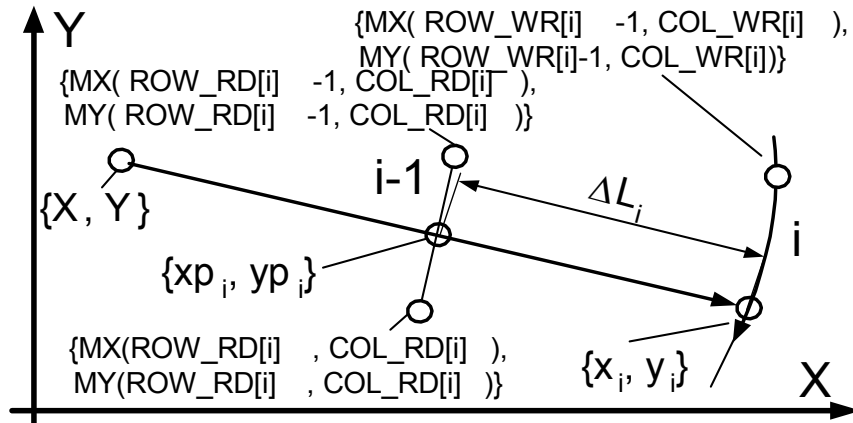


Рисунок 3.5 - Визначення ширини шару металу, що зрізується і-м зубом

Рівняння прямої, що проходить через радіус R і-го зуба через дві точки:

$$(x_{pi} - X) \cdot (y_i - Y) - (y_{pi} - Y) \cdot (x_i - X) = 0. \quad (3.24)$$

Рівняння прямої, що проходить через дві точки сліду попереднього зуба:

$$(x_{pi} - MX(RD[i]-1)) \cdot (MY(RD[i]) - MY(RD[i]-1)) - (y_{pi} - MY(RD[i]-1)) \cdot (MX(RD[i]) - MX(RD[i]-1)) = 0 \quad (3.25)$$

Приймаючи: $x0:=X$; $y0:=Y$; $x1:=xi$; $y1:=yi$;

$$x2=MX(COL_{RD}(i), ROW_{RD}(i)-1); \quad y2=MY(COL_{RD}(i), ROW_{RD}(i)-1); \\ x3=MX(COL_{RD}(i), ROW_{RD}(i)); \quad y3=MY(COL_{RD}(i), ROW_{RD}(i)); \quad (3.26)$$

Визначаємо рівняння вигляду:

$$A \cdot u = B, \quad (3.27)$$

$$\text{де } A = \begin{bmatrix} y_1 - y_0 & x_0 - x_1 \\ y_3 - y_2 & x_2 - x_3 \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} x_0 \cdot (y_1 - y_0) + y_0 \cdot (x_0 - x_1) \\ x_2 \cdot (y_3 - y_2) + y_2 \cdot (x_2 - x_3) \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

Знаходимо розв'язок рівняння:

$$L = A \setminus B; \quad xp_i = L(1); \quad yp_i = L(2); \quad (3.29)$$

Якщо отримане значення yp_i лежить поза відрізком $\{y_2 ; y_3\}$, покажчик читання рядка ROW_RD[i] змінюється у відповідну сторону й розрахунки повторюються.


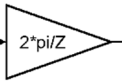
Через пружність несучої системи верстата в процесі обробки можливі моменти часу, коли миттєве значення подачі стає негативним, а зуб виходить із металу. Розрахуємо довжину радіусів до сліду від попереднього зуба:

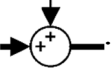
$$RP_i = \sqrt{(xp_i - X)^2 + (yp_i - Y)^2}. \quad (3.29)$$

Різання i -м зубом виконується, якщо $Rpi < Rbi$.

Здійснюємо практичну реалізацію моделі процесу фрезерування з урахуванням впливу сліду. Для цього з допомогою програми Matlab наведені вище рівняння представимо у вигляді сукупності структурних елементів.

Наприклад, рівняння, що описує залежність кута повороту кожної пластини фрези від загального кута повороту всієї фрези, представлено структурною схемою на рисунку 3.6.

У моделях Matlab блок  призначений для введення в субмодель (модель нижнього рівня) потоку даних із моделі верхнього рівня, блок  призначений для лінійного посилення вигляду $y(x) = k \cdot x$ скалярних і матричних

потоків даних. Операція підсумовування над матричними і скалярними потоками даних показана блоком вигляду .

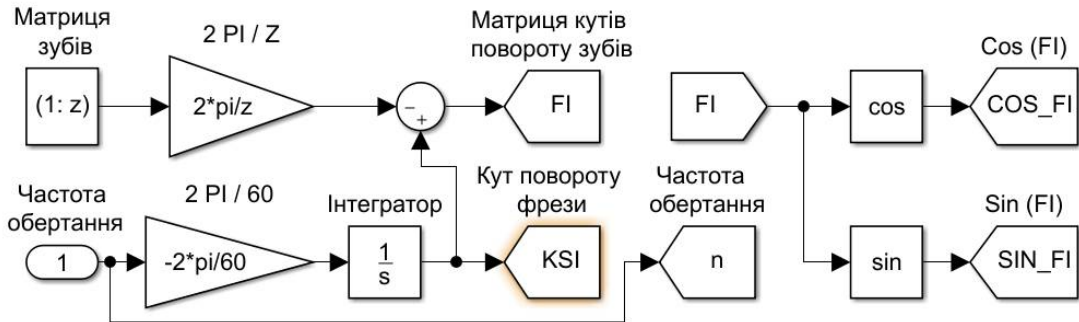





Рисунок 3.6 - Структура моделі матриці визначення кутів повороту зубів

Для створення локально доступних змінних у моделях Matlab застосовують блоки вигляду , а для доступу до них блоки . Тригонометричні перетворення над матричними або скалярними потоками даних здійснюють із допомогою блоків вигляду .

Модель визначення матриць координат зубів фрези представлено на рисунку 3.7.

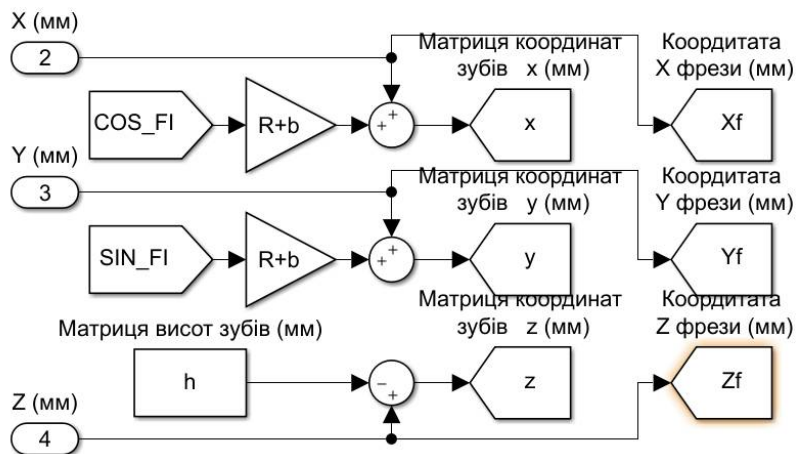


Рисунок 3.7 - Визначення матриць координат зубів

Для визначення товщин шару, що зрізується, розроблена S-функція Matlab. Фрагмент моделі, у якому використана S-функції з розрахунку ширини шару, що зрізується, представлено на рисунку 3.8.

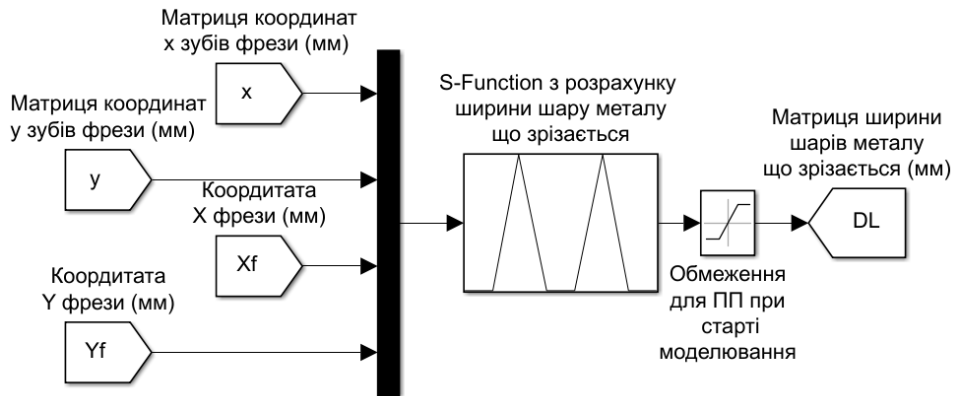


Рисунок 3.8 - Визначення матриці ширини зрізуваного шару

Модель знаходження матриці товщини шару металу, що зрізається зубами фрези, представлено на рисунку 3.9.

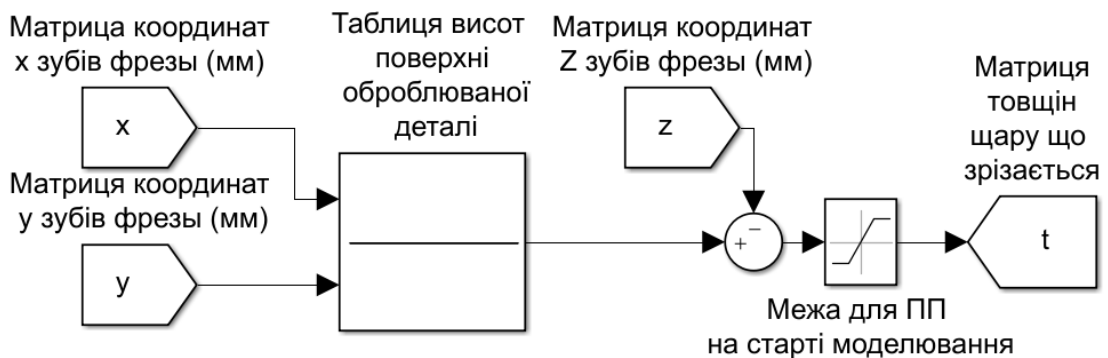


Рисунок 3.9 - Визначення матриці товщини зрізаного шару

Блок-схема S-функції Matlab для визначення ширини зрізуваного шару представлено на рисунку 3.10. Лістинг S-функції, що реалізує запропонований алгоритм у системі Matlab наведено в додатку А.

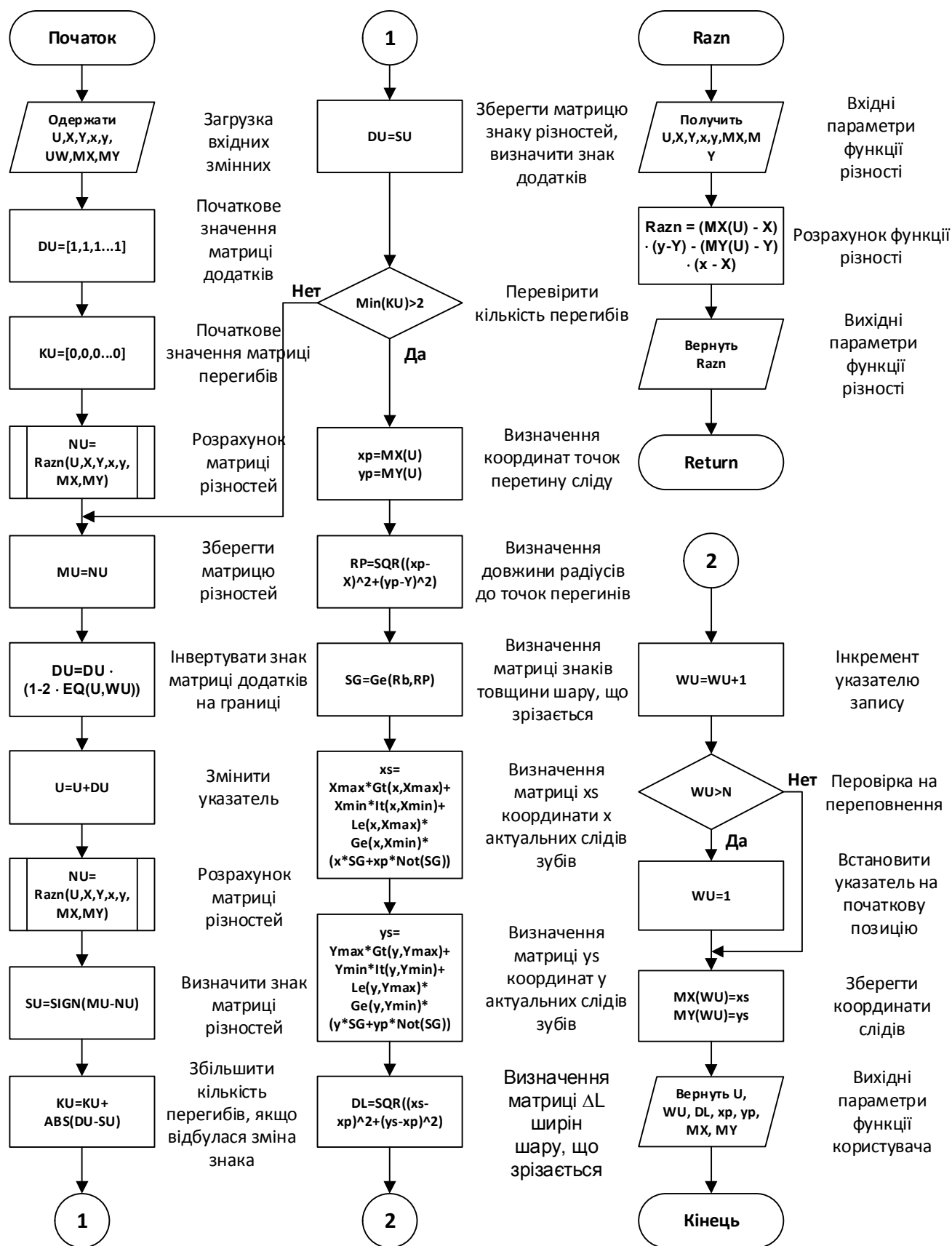


Рисунок 3.10 – Алгоритм розрахунків ширини шару, що зрізається

Структура математичної моделі, призначена для визначення швидкості різання окремих зубів фрези (матриці швидкостей) представлена на рис. 3.11.

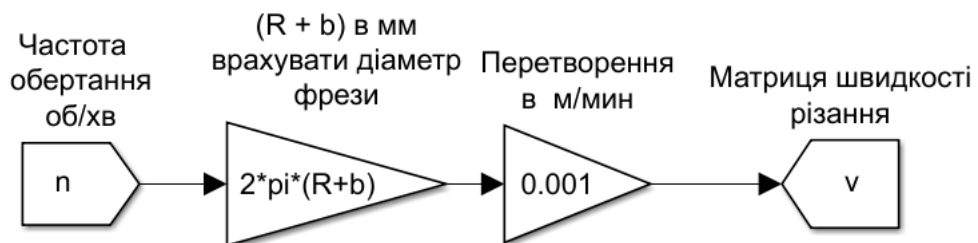


Рисунок 3.11 - Визначення матриці швидкостей різання

У такій спосіб, розроблена структура моделі, що дає змогу знаходити параметри шару, що зрізається, з урахуванням просторового положення попереднього зуба.

3.2 Розроблення математичної моделі силового складника процесу фрезерування торцевими фрезами

Як доводять сучасні дослідники процесів різання, немаловажним чинником у зростанні амплітуди коливань є процеси нелінійного тертя по передній і задній поверхні різального інструменту.[4]. Для складання силової моделі процесу різання розглянемо сили, що діють на зуб фрези в інструментальній системі координат, як показано на рисунку 3.12.

Сила F_x має нелінійний характер, зумовлений впливом тертя по задній поверхні зуба у функції швидкості v різання [4]:

$$F_x = F_x^0 \left(\frac{h}{h_0} \right) \left[c_1 \left(\frac{v}{v_0} - 1 \right)^2 + 1 \right], \quad (3.31)$$

де h - глибина шару, що зрізається;

v - швидкість різання;

F_0 , h_0 , v_0 - референтні значення сили, глибини шару, що зрізається і швидкості різання;

$c_f=0.3$ – емпіричний коефіцієнт, що залежить від матеріалу, визначений для широкого класу низьковуглецевих сталей із референтними значеннями $h_0=0.25\text{мм}$, $v_0=6.6\text{ м/с}$. [4].

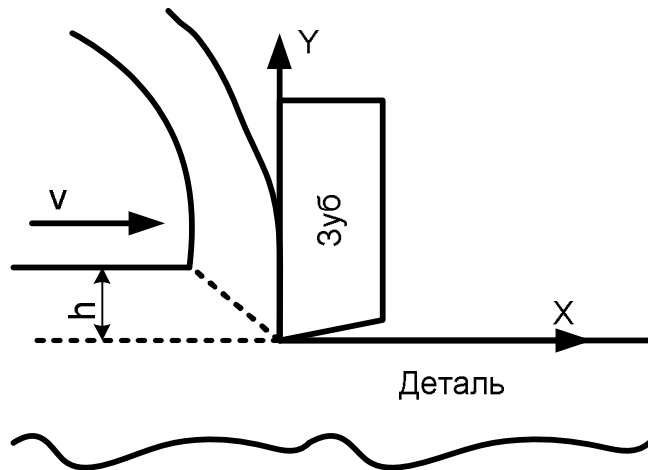


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема напруження зуба фрези

Отже, для швидкості різання меншої референтної спостерігається негативна залежність сили різання від швидкості різання, як показано на рисунку 3.13.

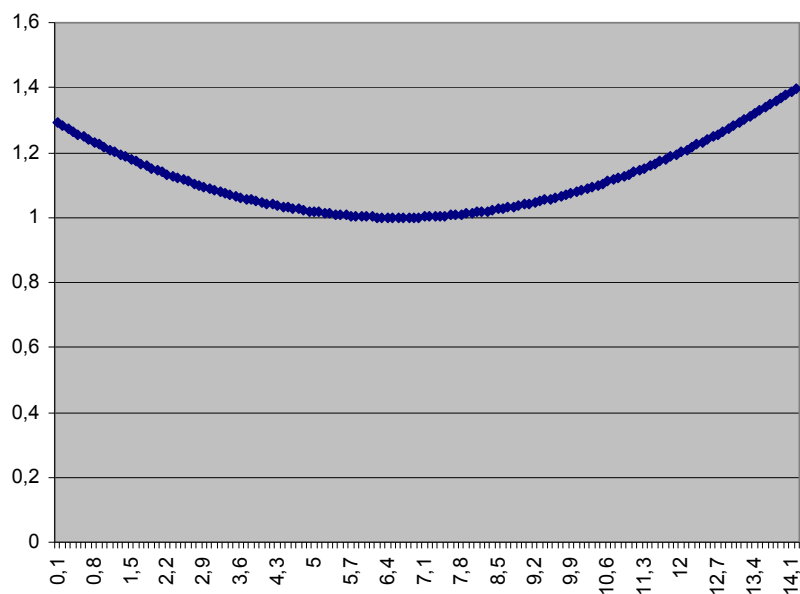


Рисунок 3.13 Залежність сили різання F_x / F_0 від нормованої швидкості різання

Складник F_y сили різання визначається згідно з формули [4]:

$$F_y = K \cdot F_x, \quad (3.32)$$

де K – коефіцієнт тертя стружки по передній поверхні різця.

$$K = K_0 \left[c_2 \left(\frac{v_f}{v_0} - 1 \right)^2 + 1 \right] \cdot \left[c_3 \left(\frac{h}{h_0} - 1 \right)^2 + 1 \right], \quad (3.33)$$

де швидкість руху стружки v_f визначається як

$$v_f = \frac{v}{R}, \quad (3.34)$$

$$R = R_0 \left[c_4 \left(\frac{v}{v_0} - 1 \right)^2 + 1 \right], \quad (3.35)$$

де $c_2=0.7$ $c_3=1.5$ $c_4=1.2$ $K_0=3.2$, $R_0=0.36$ – емпіричні коефіцієнти, що залежать від матеріалу, визначені для широкого класу низьковуглецевих сталей із референтними значеннями $h_0=0.25$ мм, $v_0=6.6$ м/с.[4].

Отримана, згідно з наведених вище формул, залежність F_y від швидкості за умови незмінної товщини шару, що зрізається, показана на рисунку 3.14.

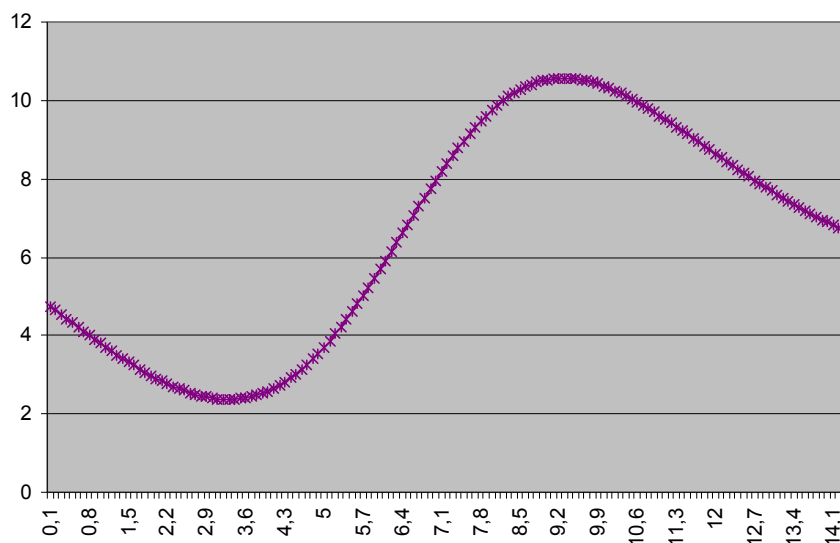


Рисунок 3.14 – Залежність сили різання F_y / F_0 від нормованої швидкості різання

Треба зауважити, що запропонований в [4] метод розрахунків швидкості руху стружки має сильну залежність від застосовуваного матеріалу. Для розрахунків швидкості руху стружки, можливо використовувати експериментально отримані дані коефіцієнтів усадки стружки для різних матеріалів [137]:

Усадка стружки під час точіння сталі 45 різними інструментальними матеріалами зі швидкістю різання 60 - хвилинної стійкості практично однакова й перебуває в межах 2,9...3,0 [137].

Тоді значення R треба прийняти як $R=3$.

Отриману, згідно з приведених вище формул, залежність F_y від швидкості за умови незмінної товщини шару, що зрізається й заданій усадці стружці $R=3$ показано на рисунку 3.16.

Відмічається, що для низьких швидкостей різання (до 3 м/с), залежності на рисунках 3.16 і 3.14 збігаються.

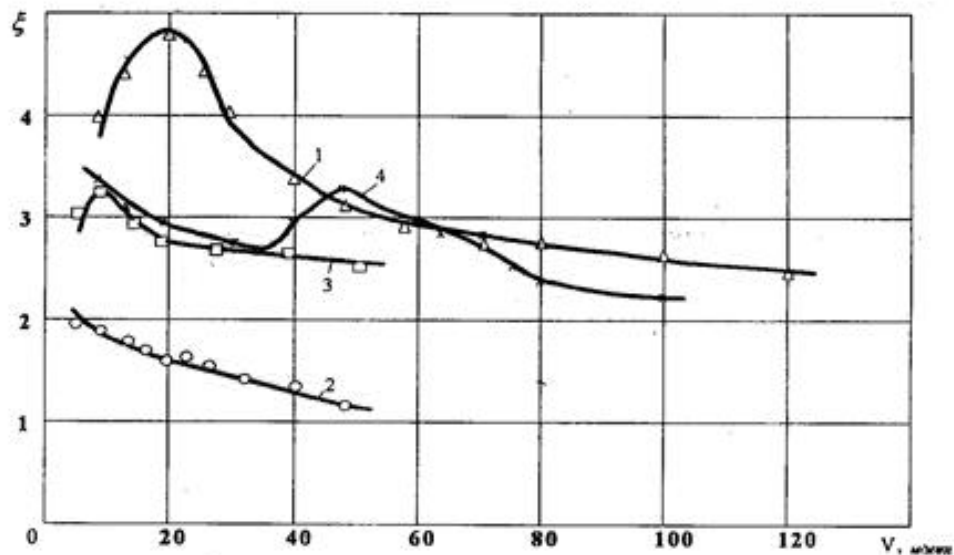


Рисунок 3.15 - Залежність усадки стружки від швидкості різання V м/хв) під час обробки матеріалів різцями зі швидкорізального сплаву В14М7 К25:

1-2X13, 2 – VT5, 3 – P18, 4 – сталь 45

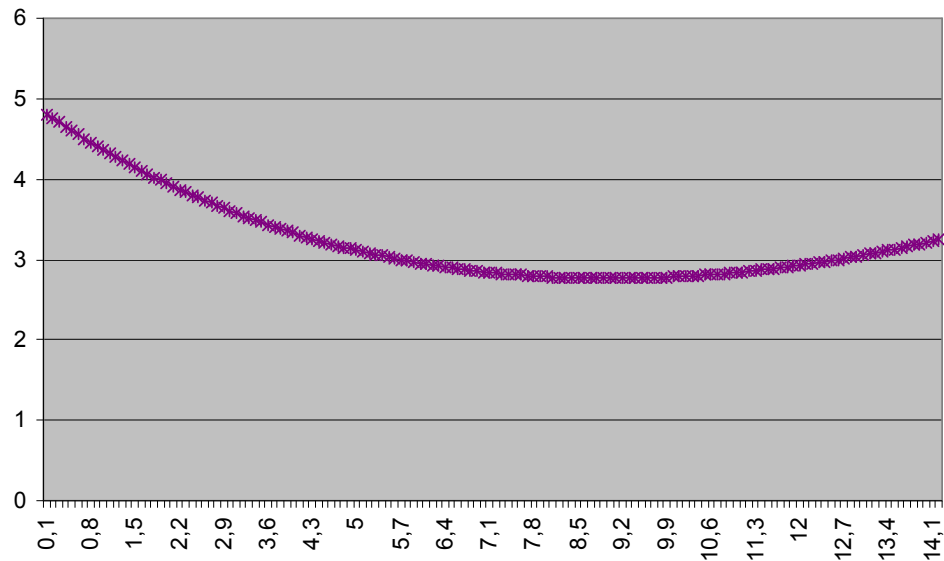


Рисунок 3.16 – Залежність сили різання F_y / F_0 від нормованої швидкості різання для $R=3$

Для визначення складників сил різання під час токарній обробці в технічній літературі використовується емпірична формула [144]:

$$P_{x,y,z} = C_p \cdot t^{x_p} \cdot s^{y_p} \cdot v^{n_p} \cdot K_p \quad (3.36)$$

де t – глибина різання, мм;

s – подача різця, мм/оберт деталі;

v – швидкість різання, м/хв;

C_p – постійна різання, x , y , n - коефіцієнти ступенів,

K_p – поправочний коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу і вплив геометричних параметрів ріжучої частини зубів на складники сили різання представлені в [144].

Представлення формули (137) у вигляді залежності від швидкості різання дає змогу відкинути незначні параметри:

$$P_{x,y,z} = P_{x,y,z}^0 \cdot v^{n_p} \quad (3.37)$$

Діаграма залежності складника сили різання F_x від швидкості різання (рисунок 3.11) для обробки твердим сплавом конструкційних сталей показана на рисунку 3.17.

У такій спосіб, зберігаючи загальну залежність, емпірична формула (3.36) дає значну похибку, коли відбувається зростання швидкості різання й може бути використана тільки для визначення референтних значень F_x^0 .

Формулу (3.36) з урахуванням модифікатора можна використовувати й для фрезерування, якщо розглядати її стосовно до окремих зубів фрези.

Водночас проекції P_x , P_y і P_z сили різання, що діють на різець під час різання, відповідають відповідно осьова O , нормальна N і окружна P складники сили різання, що діють на i -й зуб фрези. Крім того, глибина шару, що зрізається, для схеми різання є шириною для схеми фрезерування, а подача s мм на оберт – шириною шару, що ΔL зрізується зубом.

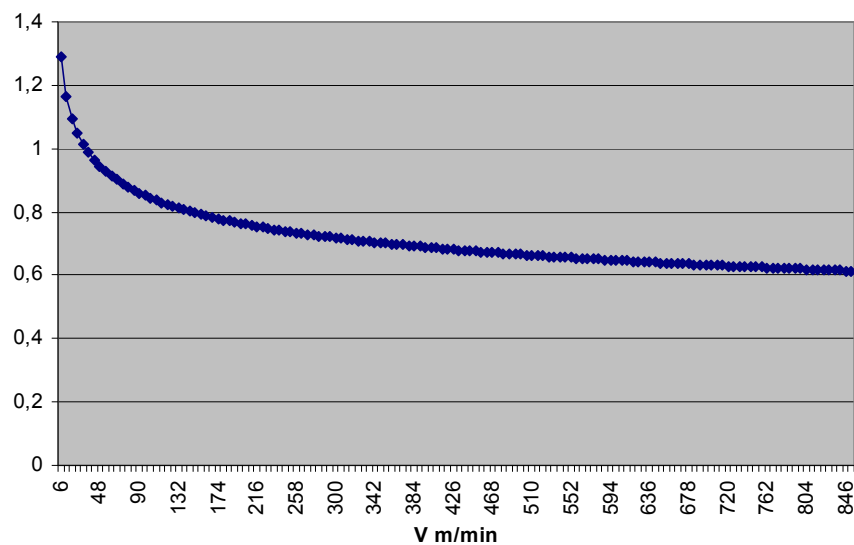


Рисунок 3.17 – Залежність сили різання F_x / F_0 від швидкості різання, що використовується для розрахунків згідно з емпіричної формулі 3.36

У такій спосіб, для фрезерування рівняння (3.36) здобуває вид:

$$\vec{O} = C_{px} \cdot \vec{\Delta L}^{x_{px}} \cdot \vec{t}^{y_{px}} \cdot \vec{v}^{n_{px}} \cdot K_p, \quad (3.38)$$

$$\vec{N} = C_{py} \cdot \vec{\Delta L}^{x_{py}} \cdot \vec{t}^{y_{py}} \cdot \vec{v}^{n_{py}} \cdot K_p,$$

$$\vec{P} = C_{pz} \cdot \vec{\Delta L}^{x_{pz}} \cdot \vec{t}^{y_{pz}} \cdot \vec{v}^{n_{pz}} \cdot K_p.$$

Де \vec{O} - матриця осьових, \vec{N} - матриця нормальних і \vec{P} -матриця окружних складників сили фрезерування, операція « \cdot » - заелементне множення матриць.

Матриця швидкості різання \vec{v} (м/хв), може бути визначена із частоти обертання фрези n (об/хв) і матриці радіусів вершин її зубів \vec{Rb} (мм):

$$\vec{v} = \frac{2\pi \cdot \vec{Rb} \cdot n}{1000}. \quad (3.39)$$

Установлене, що зміна сили різання відстає від зміни товщини шару, що зрізується, [115, 71]. Водночас динамічна характеристика процесу різання має аперіодичний характер [10]. Тоді передаточна функція процесу різання являє собою співвідношення збільшення сили різання до збільшення подачі:

$$W_{рез}(S) = \frac{\Delta F(S)}{\Delta L(S)} = \frac{1}{1 + T_p \cdot S}, \quad (3.40)$$

де S – оператор z-перетворення,

T_p – постійна часу процесу різання.

Для її визначення можна скористатися наведеними в [71] залежностями часу відставання зміни сили різання від зміни величини подачі ($\tau \approx 1-7$ мс залежно від матеріалу й умов різання). За такої умови, час відставання фактично є тривалістю перехідного процесу, а постійна часу аперіодичної ланки становить 0.3τ , відповідно, з достатнім ступенем точності, можна стверджувати $T_p = 1$ мс.

Більш точно силу різання у випадку змінної товщини шару, що зрізується, що характерно для торцевого фрезерування, можна визначити згідно зі способу

розрахунків сил різання Розенберга [135]. Ю.А. Розенберг, запропонував алгоритм [130], що ґрунтується на розрахунковому визначенні усадки стружки, а також на припущенні, що дотична напруги на передній поверхні пластини є змінною й залежить від температури різання. Так само їм визначена розрахункова схема з єдиною площиною зрушення. Ріжуча кромка інструмента аналізується, як сукупність елементарних ділянок шириною Δb . На кромку прикладена сила різання ΔP , яка розкладається на два складники: перший збігається з напрямком вектору швидкості різання (Δp_z), а другий розташовано в площині, перпендикулярно вектору швидкості різання (Δp_{xy}). Кожна із цих складників, так само, складається із сил, що діють на передній (ΔP_1 і ΔP_2) і задній (ΔF_2 і ΔN_2) поверхні інструмента. Тоді для розрахунку повних сил різання виконують підсумовування проєкцій сил на напрямки X' , Y' і Z' , як показано на рисунку 3.18.

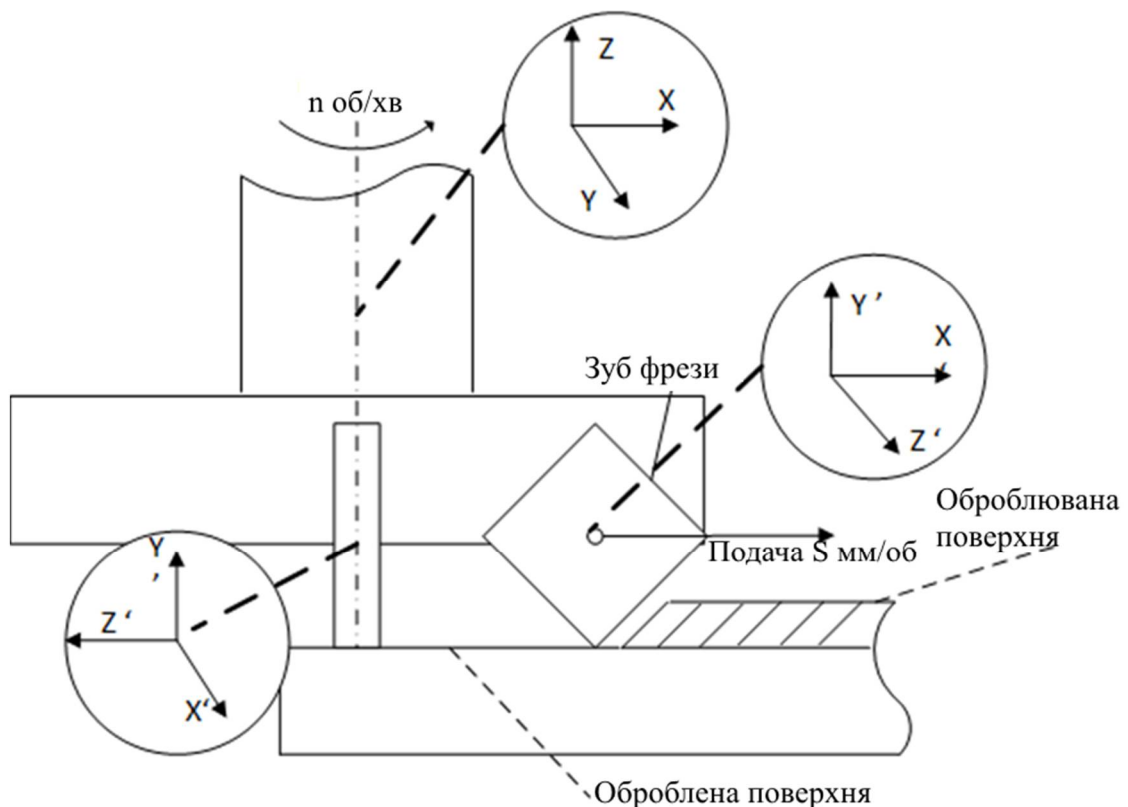


Рисунок 3.18 – Ілюстрація прийнятих позначень

Алгоритм розрахунків складників сил різання має послідовність [135]:

1) Введення вихідних даних: глибина різання t , м; подача S , м/об; швидкість різання V , м/с, геометричні параметри пластини - передній кут γ , допоміжний кут у плані φ ; допоміжний кут у плані φ_1 ; кут нахилу головної ріжучої крайки λ ; радіус округлення ріжучої крайки ρ ; радіус при вершині r .

2) Визначення положення площини стружкоутворення [135]:

$$\psi_1 = \arctg \frac{\sin(\varphi_{cp} + \varphi_{1cp})}{\frac{t}{l_B} \sin \varphi_{cp} + \cos(\varphi_{cp} + \varphi_{1cp})}; \quad (3.41)$$

$$\psi_2 = -\arctg[(\sin \lambda)(1 - tg \gamma)], \quad (3.42)$$

де φ_{cp} і $\varphi_{1порівн}$ – середні головний і допоміжний кути в плані; l_B – довжина активної частини допоміжної ріжучої крайки, мм. $\varphi_{cp} = \varphi$, $\varphi_{1порівн} = 0$.

Кут повороту кожного зуба фрези визначається залежністю.

$$\psi = \psi_1 + \psi_2. \quad (3.43)$$

3) Розрахунки величин дійсного переднього кута в площині стружкоутворення здійснюються, використовуючи методику [135]:

$$\gamma_{cmp} = \arctg \left[tg \gamma \frac{\cos \psi}{\cos \lambda} - tg \lambda \sin \psi \right]. \quad (3.44)$$

4) Визначення дотичних напружень в умовній площині зрушення τ_ϕ [5]:

$$\tau_\phi = 0.7 \cdot S_k, \quad (3.45)$$

$$S_k = P_m (1 + A), \quad (3.46)$$

де P_m – межа міцності оброблюваного матеріалу, Па;

A – відносне подовження.

5) Визначення усадки стружки KL , середніх дотичних напружень на передній поверхні інструмента q_{f1} , щодо зрушення – ε [44].

Метод теоретичного визначення усадки стружки [44] базується на рівнянні потужності процесу різання для розрахунків схеми стружкоутворення з єдиною площиною зрушення, з якого виводиться величина характеристичного параметра K_I :

$$K_I = \varepsilon + \frac{q_{F1}}{\tau_\phi} \cdot \frac{l_1}{aK_L}. \quad (3.47)$$

$$q_{F1} = [0.4 - 0.125 \cdot 10^{-3} (\theta_{cp} - 600)] S_k; \quad (3.48)$$

θ_{cp} – середня температура в зоні контакту стружки з передньою поверхнею інструмента, °C:

$$\theta_{cp} = D + Q(1 - D/2000)/(1.33 + Q/2000); \quad (3.50)$$

$$D = \frac{\tau_\phi \varepsilon}{C_v}; \quad (3.51)$$

$$Q = S_b \sqrt{\frac{0.6 \cdot V_1}{K_L k C_v}} \quad (3.52)$$

де C_v – питома об'ємна теплоємність оброблюваного матеріалу, Дж/(м³·°C);
 k – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, що обробляється; ε – відносний зсув.

б) Розрахунки питомих сил на передній і задній поверхні інструмента [135]:

$$P_1 = \tau_\phi ab(\varepsilon + 1), \quad (3.53)$$

Для визначення сили P_2 можна використовувати її зв'язок із силою P_1 :

$$P_2 = P_1 \operatorname{tg} \omega. \quad (3.54)$$

На підставі залежності (3.53) та (3.54) питому дотичну (C_{III}) і нормальну до неї (U_{III}) сили на передній поверхні можна визначити в такий спосіб:

$$C_{III} = \tau_{\phi}(\varepsilon + 1); \quad (3.55)$$

$$U_{III} = C_{III} \operatorname{tg} \omega. \quad (3.56)$$

Для визначення питомих сил на задній поверхні пропонується використовувати так звані умовні сили, які містять сили, що діють на скруглення ріжучої кромки й сили, що діють на майданчик зношування:

$$F_2 = (1.5\tau_{\phi}\varepsilon\rho k_p + \mu_1 R_{eH} h_3); \quad (3.57)$$

$$N_2 = [1.5\tau_{\phi}\rho(3.17\varepsilon + 1)\operatorname{tg}\omega k_p + R_{eH} h_3], \quad (3.58)$$

Тоді питому дотичну (C_{3II}), Н/м і нормальну до неї (U_{3II}), Н/м, сили на задній поверхні зуба можна визначити:

$$C_{3II} = 1.5\tau_{\phi}\varepsilon\rho k_p + \mu_1 R_{eH} h_3; \quad (3.59)$$

$$U_{3II} = 1.5\tau_{\phi}(3.17\varepsilon + 1)\operatorname{tg}\omega k_p + R_{eH} h_3; \quad (3.60)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя ковзання між зубом і заготовкою; R_{eH} – границя текучості матеріалу, що обробляється Па; h_3 – ширина фаски зношування по задній поверхні, м; k_p – коефіцієнт впливу товщини шару, що зрізається.

Кут дії визначається в такий спосіб:

$$\omega = 45^\circ - \phi + \Delta, \quad (3.61)$$

$$\phi = \operatorname{arctg} \left(\frac{\cos \gamma_{cmp}}{K_L - \sin \gamma_{cmp}} \right). \quad (3.62)$$

$$\Delta = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\phi - \gamma_{cmp})}{\operatorname{tg}(\phi - \gamma_{cmp}) + 2} \right) \quad (3.63)$$

7) Визначення технологічних складників сили різання [135].

Величини елементарних технологічних складників сили різання можуть бути отримані проектуванням на відповідні напрямки складників елементарної сили різання (на ділянці Δb), одна з яких збігається з напрямком вектору швидкості різання (ΔP_z), а інша розташована в площині, перпендикулярній цьому вектору (ΔP_{xy}).

$$\Delta P_z = \tau_\phi a \Delta b (\varepsilon + 1) + \Delta b C_p k_p + \Delta b \mu_1 R_{eH} h_3; \quad (3.64)$$

$$\Delta P_{xy} = \tau_\phi a \Delta b (\varepsilon + 1) \operatorname{tg} \omega + \Delta b U_p k_p + \Delta b R_{eH} h_3; \quad (3.65)$$

де $a \Delta b = \Delta f_{cp}$ – елементарна площа шару, що зрізується, ^{м2}.

$$\Delta P_x = \Delta P_{xy} \sin \varphi_{np}; \quad (3.66)$$

$$\Delta P_y = \Delta P_{xy} \cos \varphi_{np}, \quad (3.67)$$

де $\varphi_{np} = \varphi_{cp} - \psi_{1-2}$ – приведений головний у плані.

Остаточню:

$$P'_z = C_{III} S_t + C_{3II} \sum l_{xy}; \quad (3.68)$$

$$P'_y = U_{III} S_t \cos \varphi_{np} + U_{3II} \sum l_{xz}; \quad (3.69)$$

$$P'_x = U_{III} S_t \sin \varphi_{np} + U_{3II} t; \quad (3.70)$$

де $\sum l_{xy}$ і $\sum l_{xz}$ - проєкції довжин активних ділянок ріжучої кромки зуба на координатні площини, перпендикулярні відповідним сил різання. Величина $\sum l_{xy}$ (для визначення сили P_x) береться рівній глибині різання t .

$$\sum l_{xy} = \frac{t}{\sin \varphi} + S; \quad (3.71)$$

$$\sum l_{zx} = t \cdot ctg \varphi + S. \quad (3.72)$$

Сукупне значення проекції сили фрезерування, що діють на фрезу, визначаються геометричним підсумовуванням відповідних складників сили різання, що діють на кожний зуб фрези.

Окружні Р складники сил різання, крім впливу на пружну систему верстата, створюють момент опору на приводі головного руху:

$$M_c = \sum_{i=1}^z P_i \cdot \left(\frac{Rb_i}{1000} \right), \quad (3.73)$$

у матричній формі:

$$M_c = 0.001 \cdot \sum \vec{P} \cdot \vec{Rb}. \quad (3.74)$$

Проекція сумарної сили різання на вісь X:

$$P_x = \sum_{i=1}^z [N_i \cdot \cos \varphi_i - P_i \cdot \sin(\varphi_i)], \quad (3.75)$$

у матричній формі:

$$P_x = \sum [\vec{N} \cdot \cos(\vec{\varphi}) - \vec{P} \cdot \sin(\vec{\varphi})]. \quad (3.76)$$

Проекція сумарної сили різання на вісь Y:

$$P_y = \sum_{i=1}^z [P_i \cdot \cos \varphi_i + N_i \cdot \sin \varphi_i], \quad (3.77)$$

у матричній формі:

$$P_y = \sum [\vec{P} \cdot \cos(\vec{\varphi}) + \vec{N} \cdot \sin(\vec{\varphi})]. \quad (3.78)$$

Проекція сумарної сили різання на вісь Z:

$$P_z = \sum_{i=1}^z O_i, \quad (3.79)$$

у матричній формі:

$$P_z = \sum \vec{O}. \quad (3.80)$$

На рисунку 3.19 представлений фрагмент структури моделі, призначений для розрахунків матриць проекцій сил різання \vec{O} , \vec{N} , \vec{P} . Лістинг S-Функції, що здійснює їхні розрахунки, наведено в додатку Б. Розрахунки коефіцієнтів Kp сил різання виконані на основі [144].

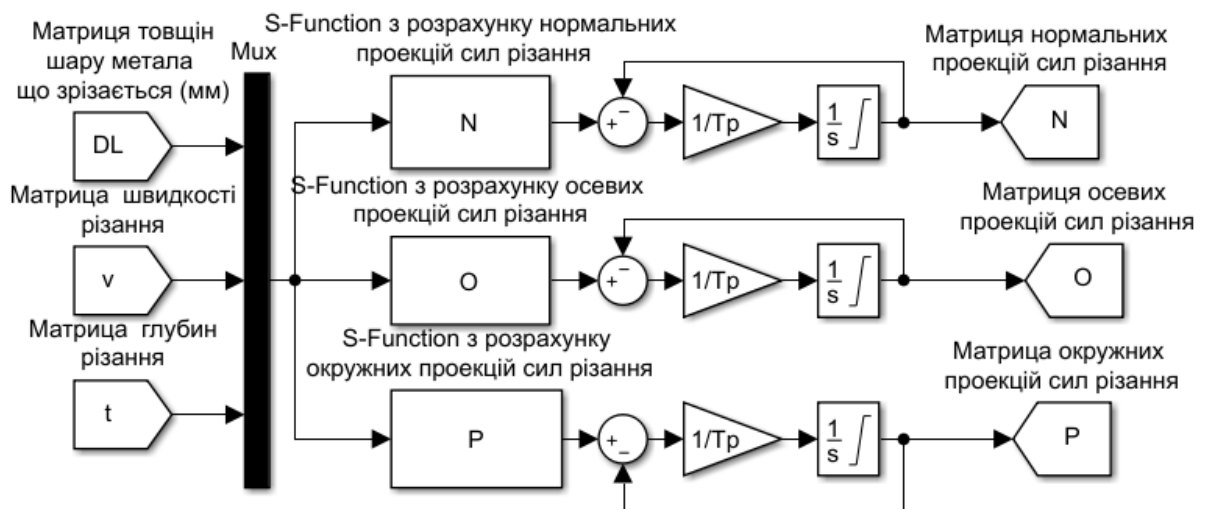


Рисунок 3.19 - Розрахунки матриць проекцій сил різання

Модель враховує також передаточну функцію процесу різання, представлена аперіодичною ланкою. Для моделювання матричної аперіодичної ланки застосований інтегратор із негативним зворотним зв'язком. Отримані матриці проекцій сил різання можна використовувати для розрахунків моменту фрезерування й проекцій сили фрезерування на вісі координат. Фрагмент моделі розрахунків проекцій сили фрезерування представлено на рисунку 3.20.

У такий спосіб, виконано створення математичної моделі силових складників процесу фрезерування. Під час складання моделі були враховані сучасні уявлення про динаміку процесу різання, зокрема, нелінійний характер тертя ріжучої пластини й запізнювання зміни сили різання від змін технологічних параметрів, що його визивають, а також розглянуто алгоритм розрахунку сил різання за методом Ю.А.Розенберга.

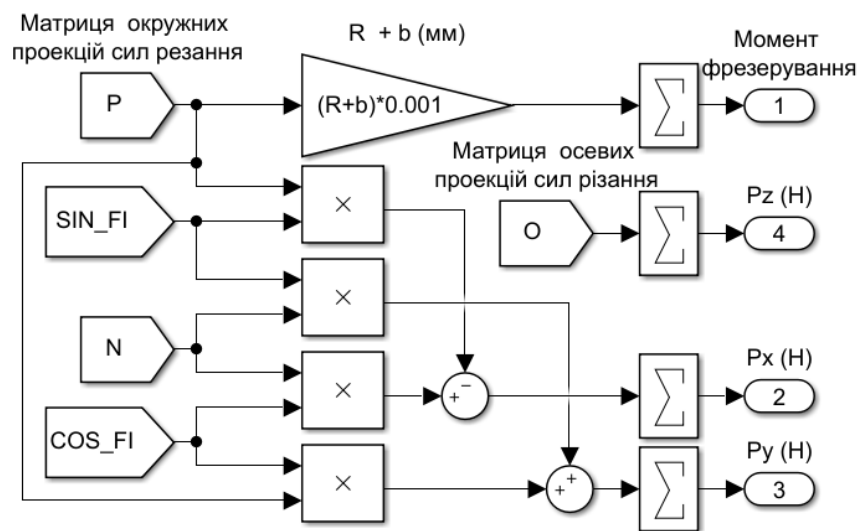


Рисунок 3.20 - Розрахунки проекції сили фрезерування

3.3 Побудова моделі стола

У роботі [95] була побудована розрахункова схема динамічної системи верстата, складена на основі отриманих форм коливань у площинах ZOX і YOZ . Експериментально встановлене, що рівень коливань вузлів верстата в площині ZOX значно вище. Це дало змогу зробити висновок про перевагу коливальних процесів саме в даній площині й із деякими допущеннями розглядати під час розрахунків, як двомасову коливальну систему (рисунок 3.21).

Маса m_1 являє собою стіл, пов'язаний зі станиною пружним зв'язком із жорсткістю c_1 та коефіцієнтом демпфірування h_1 у дисипативній функції, яка є лінійною функцією швидкості. Приведені маса m_2 і жорсткість h_2 належать до повзуна.

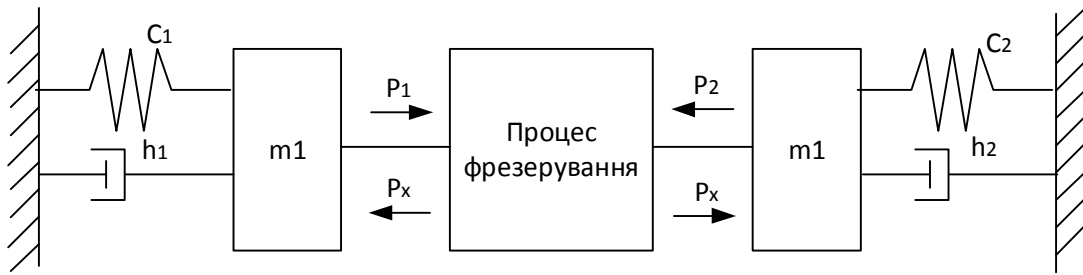


Рисунок 3.21 – Двомасова коливальна система верстата

Запропонована коливальна система описується низкою диференціальних рівнянь. Відповідно для стола й повзуна:

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = P_1 - P_x ; \quad (3.90)$$

$$P_1 = h_1 \cdot v_1 + c_1 \cdot x_1 ; \quad (3.91)$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} = -P_2 + P_x ; \quad (3.92)$$

$$P_2 = h_2 \cdot v_2 + c_2 \cdot x_2 ; \quad (3.93)$$

У роботі [105], наприклад, розглядається привод подач фрезерного верстата зі ЧПК на базі високомоментного двигуна постійного струму ПБВ112L. У роботі прийняті такі параметри двигуна: номінальна напруга $U_{жсв}=50\text{В}$; $L_{\delta}=1.102\text{мГн}$ – індуктивність роторного ланцюга двигуна; $R_{\delta}=0.144\text{Ом}$ – опір роторного ланцюга; $I_n=28\text{ А}$ – номінальне значення струму в роторному ланцюзі; $M_n=21\text{ Н}\cdot\text{м}$ – номінальне значення обертового моменту двигуна; $\omega_l = 53.36\text{ з}^{-1}$ – номінальне значення кутової швидкості обертання валу двигуна; $K\Phi=0,75$ – добуток конструктивного коефіцієнта двигуна на магнітний потік (визначається як M_{δ}/I_{δ}).

На рисунку 3.22 представлена модель електричної частини високомоментного двигуна постійного струму ПБВ112L, складена на підставі відомої системи рівнянь:

$$U_d = U_{num} - \omega_l \cdot K\Phi, \quad U_d = L_d (di/dt) + R_d I; \quad M_d = K\Phi \cdot I. \quad (3.94)$$

Одним із потрібних елементів моделі привода подачі є керований перетворювач напруги живлення електродвигуна. Як правило, застосовується широтно-імпульсний перетворювач (ШП) із частотою перетворення близько 1 кГц, який можна представити у вигляді ланки чистого запізнювання з періодом затримки $T=1\text{мс}$. Коефіцієнт передачі ланки визначається через співвідношення максимальних значень вихідної й вхідної напруги — $K_p=20$. Модель ШП представлено на рисунку 3.23.

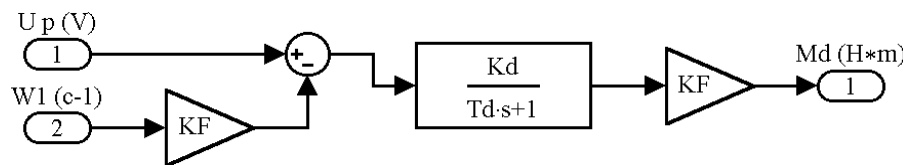


Рисунок 3.22- Структурна модель двигуна постійного струму

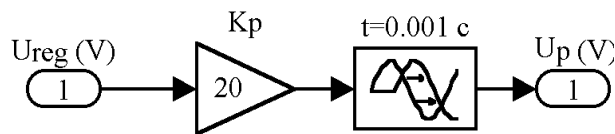


Рисунок 3.23 - Широтно-імпульсний перетворювач (ШП)

Вал двигуна постійного струму через редуктор і передачу гвинт-гайка приєднується до виконавчого органу привода подачі. Математичною моделлю механіки привода прийнята нелінійна двомасова пружна система, представлена на рисунку 3.24.

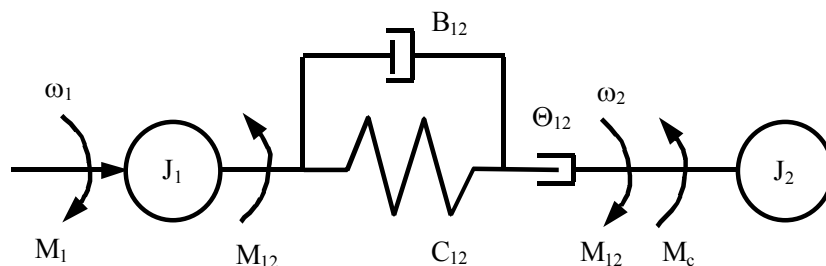


Рисунок 3.24 - Нелінійна двомасова пружна система

Такий вибір є компромісом між складністю моделі і ступенем охопту всіх значущих чинників. Дослідники, наприклад [1, 3], вказують, що подальше підвищення порядку моделі змінює адекватність моделі системи досить незначно.

Параметри нелінійної двомасової пружної системи визначимо на прикладі характеристик привода подачі фрезерного верстата [95]. Якщо передатне співвідношення редуктора $i=1$ (брак редуктора), то $J_1=J_{дв}+J_в=0.063$ кг·м² – сумарний момент інерції електродвигуна й ходового гвинта, M_1 і ω_1 – момент і швидкість валу електродвигуна. З допомогою відомих співвідношень [46] інші параметри приводяться до валу двигуна. Момент інерції $J_2=0,0038$ кг·м² визначається значенням приведеної до валу двигуна маси рухливого вузла привода подачі фрезерного верстата [95]; момент від сил тертя в напрямних $M_{тр}=7.2$ Н·м [95]. Приведене значення зазору $\Theta_{12}=0.06283$ розраховується за співвідношенням [46] з паспортного значення люфту валу двигунів приводів. Значення приведених коефіцієнтів пружності й демпфірування беремо $C_{12}=1000$ і $b=0.25$ із двомасової моделі привода подачі, використаного в роботі [95].

Нелінійна двомасова пружна система описується такими рівняннями:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_{12}, \quad J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_c \quad (3.95)$$

$$M_{12} = \begin{cases} B_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2) + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), & \text{при } [\varphi_1 - \varphi_2] > \Theta \\ 0, & \text{при } [\varphi_1 - \varphi_2] \leq \Theta \end{cases}, \quad (3.96)$$

де φ_1 і ω_1 – кут повороту і швидкість обертання ротора; φ_2 і ω_2 – приведені положення та швидкість руху.

Структура моделі двомасової системи привода подачі, яка побудована на підставі цих рівнянь у програмі Matlab, представлено на рисунку 3.25. У ланцюг зворотного зв'язку інтегратора ($1/J_2$) включено нелінійний елемент типу Sign - функція, що моделює дію сил тертя в напрямних.

Сукупна структура математичної моделі стола для привода постійного струму наведена на рисунку 3.26.

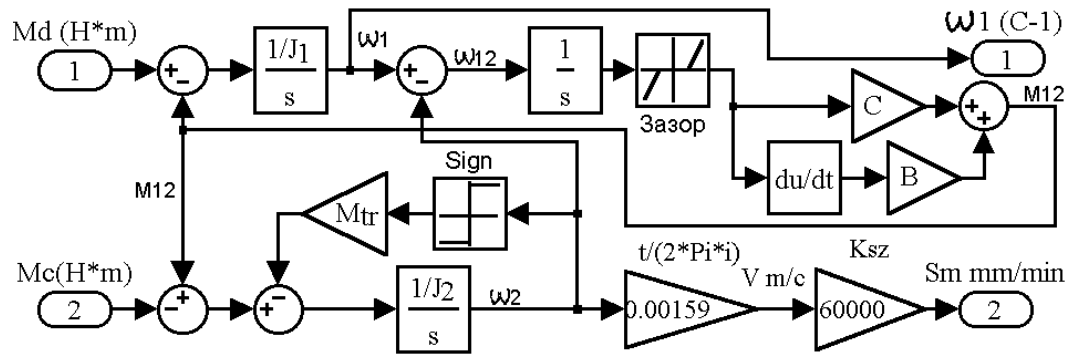


Рисунок 3.25 - Структурна схема двомасової системи привода подачі

Отже, розроблена математична модель стола, що відрізняється використанням двомасової системи привода подачі з урахуванням нелінійного характеру тертя в напрямних. Завдяки цьому математична модель дає змогу враховувати можливість виникнення автоколивань у приводі подачі й у перспективі вирішувати завдання хаотичної динаміки.

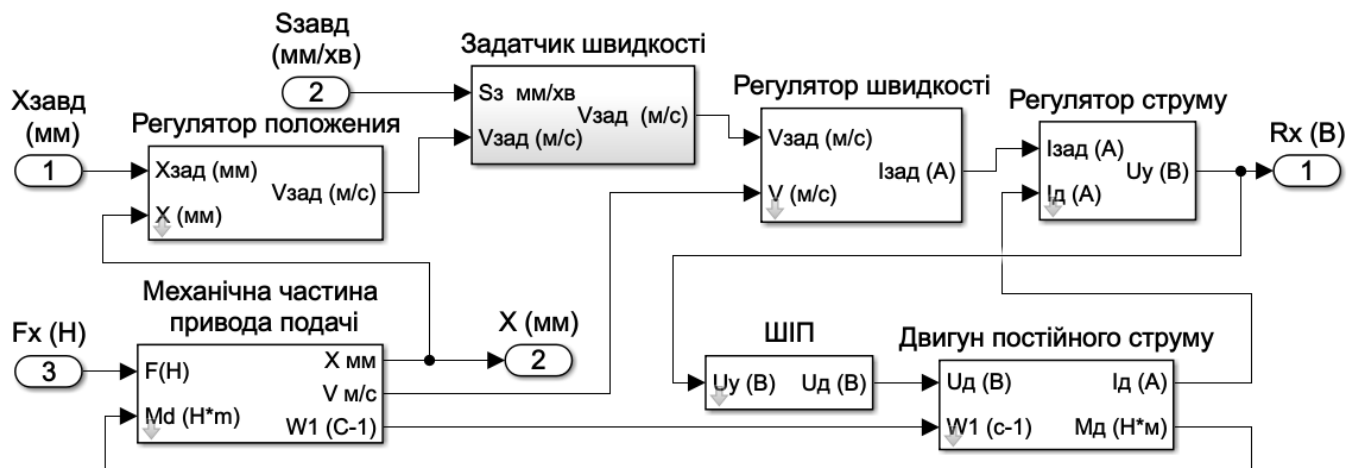


Рисунок 3.26 – Структурна схема математичної моделі стола для приводу постійного струму

3.4 Побудова математичної моделі привода головного руху й несучої системи фрезерного верстата

На фрезерних верстатах з ЧПК, як правило, застосовується асинхронний двигун і редуктор із передаточним числом, що переключується. Повна

математична модель асинхронного двигуна описується системою шостого порядку, а розрахунки всіх її коефіцієнтів утруднено. Але для дослідження діагностики процесу фрезерування досить розглянути тільки лінійну ділянку робочої характеристики двигуна, тому що пуск привода головного руху здійснюється вхолосту і не впливає на динаміку фрезерування.

Розглянемо лінеаризовану модель асинхронного двигуна з постійною амплітудою і частотою напруги живлення. Момент двигуна пропорційний різниці між синхронною ω_0 і поточною ω_1 частотами обертання. Коефіцієнт пропорційності k_d можна визначити за значенням номінального моменту для номінальної частоти обертання:

$$k_d = \frac{M_n}{\omega_0 - \omega_n}, \quad (3.97)$$

де M_n – номінальний момент двигуна; ω_n – номінальна швидкість.

Беремо асинхронний двигун 4A112M4B3 потужністю 5.5 кВт, у якому $M_n=36.4$ Н·м та $n_n=1445$ об/хв. Тоді $k_d=6.29$. Момент двигуна має також динамічний складник, обумовлений електромагнітною постійною часу T_e . Для її визначення скористаємося відомою формулою:

$$T_e = \frac{1}{\omega_0 \cdot s_k}, \quad (3.98)$$

де s_k – критичне ковзання.

Для $s_k=0.0921$ відповідно $T_e=0,07$ с. Тоді момент асинхронного двигуна:

$$M_e = \frac{(\omega_0 - \omega_1) \cdot K_d}{T_e \cdot p + 1} \quad (3.99)$$

Структурна схема моделі асинхронного двигуна наведена на рисунку 3.27.

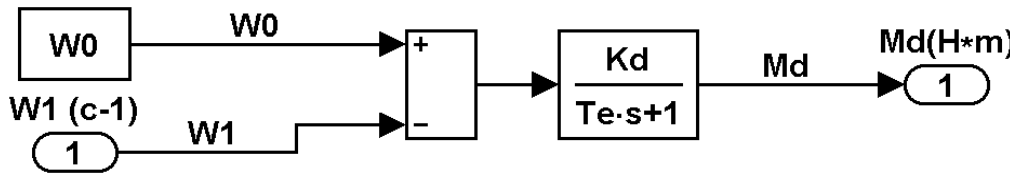


Рисунок 3.27 - Структурна схема спрощеної математичної моделі асинхронного двигуна

Приймаємо двомасову модель механічної системи привода головного руху, що описана диференціальними рівняннями другого порядку (3.100). Модель показана на рисунку 3.28, а структура математичної моделі на рисунку 3.29.

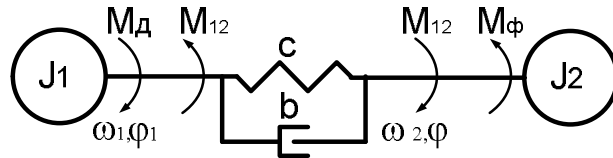


Рисунок 3.28 – Двомасова модель механічної системи привода головного руху

$$J_{д\phi} \frac{d\omega_1}{dt} = M_d - M_{12}, \tag{3.100}$$

$$J_{\phi} \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_{\phi},$$

$$M_{12} = B \cdot (\omega_1 - \omega_2) + C \cdot (\phi_1 - \phi_2),$$

де J_1 - момент інерції двигуна, $0.018 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$,

J_2 - момент інерції фрези, приведений до валу двигуна, $0.012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

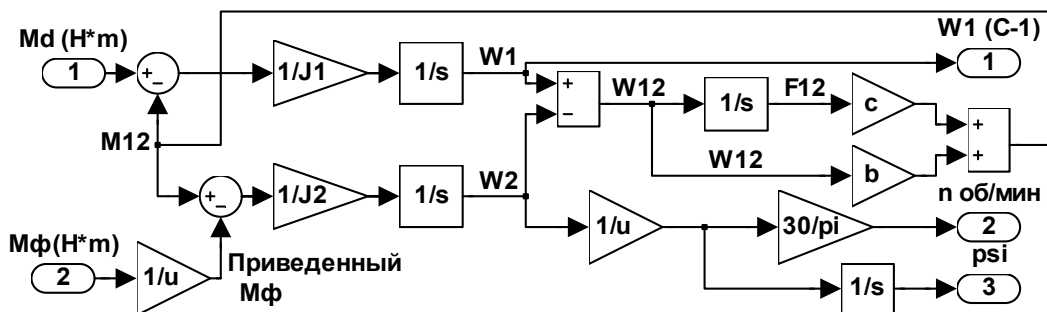


Рисунок 3.29 – Структурна схема математичної моделі механічної системи привода головного руху

Розглянемо завдання моделювання несучої системи.

Для врахування впливу динамічних характеристик несучої системи верстата на протікання процесу фрезерування найбільш раціонально враховувати рівень коливань несучих систем верстата в зоні різання. Водночас, усе різноманіття коливань несучої системи фрезерного верстата можна привести до відносних коливань фрези й оброблюваної деталі. Так, за умови амплітуді відносних коливань порядку 1мм, крутильні й поступальні коливання практично є невідірзними. На рисунку 3.30 наведена розрахункова схема несучої системи вертикально-фрезерного верстата, котра представляє собою сукупність двох одномасових моделей – для столу та фрезерної бабки відповідно.

Структура несучої системи фрезерних верстатів сильно змінюються залежно від їхньої конструкції, а параметри коливаються, навіть у верстатів однієї марки, тому їх точне визначення для теоретичної моделі неможливо. Тому в моделюванні спираємося на дані, отримані на основі практичних вимірювань для кожної ланки моделі.

Розглянемо одну ланку одномасової моделі несучої системи вертикально-фрезерного верстата. На рисунок 3.31 наведений її варіант на прикладі координати x .

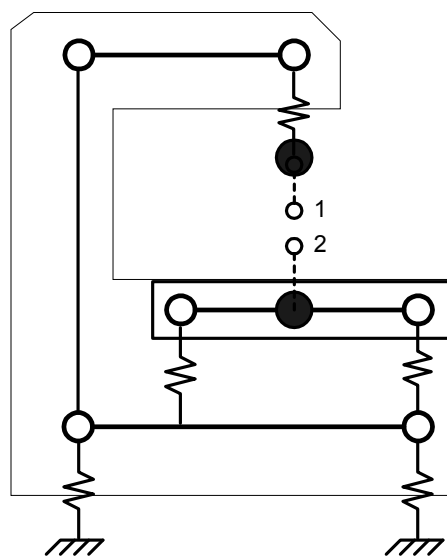


Рисунок 3.30 - Розрахункова схема несучої системи вертикально - фрезерного верстата

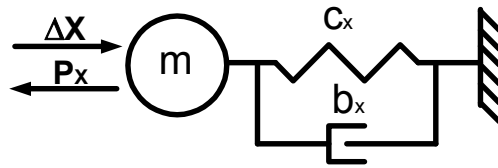


Рисунок 3.31 - Одномасова модель несучої системи фрезерного верстата в проекції на координату X

Система складається з маси m , пружної ланки з коефіцієнтом жорсткості c_x і демпфера в'язкого опору з коефіцієнтом демпфірування b_x . Вхідною координатою системи є проекція сили різання на відповідну вісь координат P_x , а вихідною координатою – відносне переміщення ΔX ланки.

Одномасова пружна система координати X описується диференціальним рівнянням:

$$T^2 \frac{d^2 \Delta X}{dt^2} + 2\xi T \frac{d\Delta X}{dt} + \Delta X = K_x \cdot P_x \quad (3.101)$$

де $T = \frac{1}{\omega_0} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_0}$ – інерційна постійна часу,

ω_0 – кругова власна частота коливань,

ξ - відносний коефіцієнт демпфірування,

K_x – піддатливість.

Передаточна функція одномасової пружної системи:

$$W_x(s) = \frac{F_x}{\Delta X} = \frac{K_x}{T^2 \cdot s^2 + 2\xi T \cdot s + 1} \quad (3.102)$$

Параметри передаточної функції визначаються згідно з відомих співвідношень:

$$K_x = \frac{1}{c_x}; \quad 2\xi T = \frac{b_x}{c_x}.$$

Параметри моделі мають бути визначені в явному вигляді. Тому скористаємося наведеними в [3] експериментальними даними. Тому що найбільший вплив на відносні коливання в зоні різання виявляє пружна система, пов'язана зі шпindelною бабкою, то значення резонансної частоти f_0 беремо рівним 35Гц, а сумарну жорсткість $c=(16..25)e5$ Н/м. Замість значення зручніше скористатися відносним коефіцієнтом демпфірування ξ , яке приймає значення 0.1-0.5. Тоді $K_x=5E-7$, $T = 0.045c$.

На рисунку 3.32 наведена структура фрагмента математичної моделі координати X несучої системи столу фрезерного верстата.

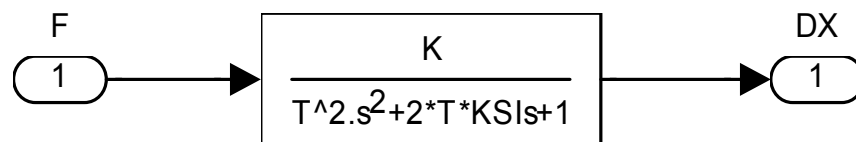


Рисунок 3.32 – Структурна схема фрагмента математичної моделі несучої системи столу фрезерного верстата

Отже, розроблена математична модель привода головного руху верстата. Модель відрізняється спрощеним уявленням електричної частини двигуна, обумовленим браком необхідності в моделюванні перехідних режимів привода головного руху під час пуску двигуна.

У такий спосіб, у процесі складання математичної моделі несучої системи була використана одномасове зосереджене представлення для столу та фрезерної бабки з резонансною частотою, отриманою за результатами експериментальних досліджень.

3.5 Дослідження динаміки процесу фрезерування за допомогою імітаційного моделювання

У теоретичній частині розділу була розроблена математична модель динамічної системи фрезерного верстата в процесі торцевого фрезерування. Загальною особливістю математичної моделі є прагнення мінімізувати порядок диференціальних рівнянь, що описують окремі її складники, до рівня, для якого модель зберігає адекватність на рівні 90-95%.

На рисунку 3.33 показана структура сукупної динамічної моделі верстатної системи і процесу різання.

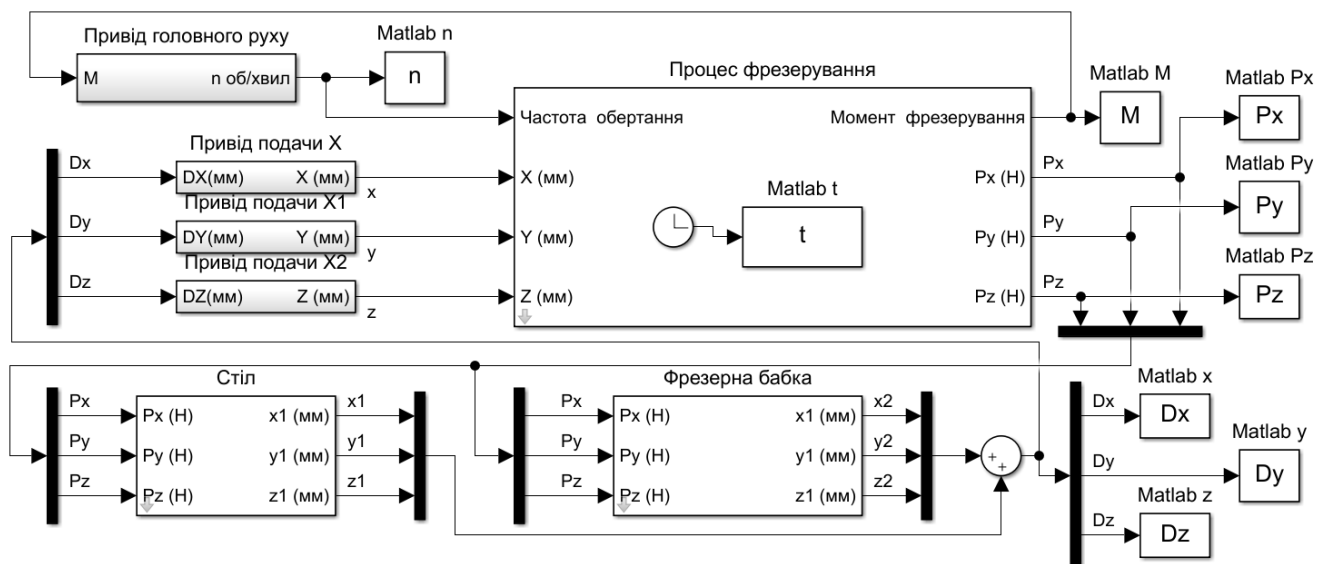


Рисунок 3.33 - Сукупна динамічна модель верстатної системи в процесі фрезерування

У процесі імітаційного моделювання, вібраційні дані у вигляді матриць змінних Dx , Dy , Dz зберігаються у просторі змінних Matlab. Додатково зберігається матриця значень часу t . З допомогою консольних команд $\text{plot}(t, Dx)$ виконується вивід графіка коливань відповідної (у даному випадку X) координати. На рисунку 3.34 показана діаграма коливань координати X , яка відповідає моделюванню торцевого фрезерування з параметрами торцевої фрези $Z=4$, подачі $S=75\text{мм/хв}$, $N=250\text{ об/хв}$ та глибини різання $t=5.8\text{мм}$.

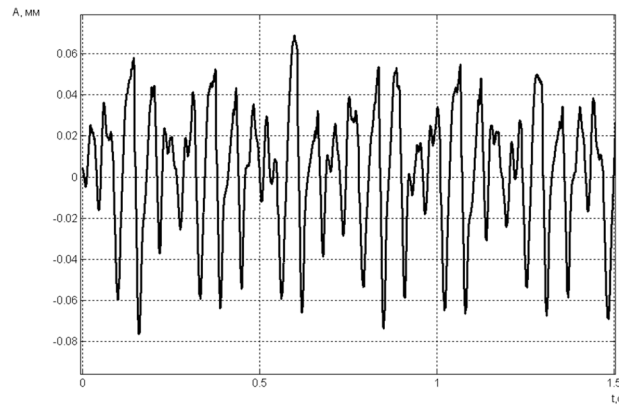


Рисунок 3.34 - Діаграма коливань координати X

Проведено імітаційне моделювання процесу торцевого фрезерування з заданими параметрами обробки, які було застосовано під час експериментальних досліджень. Перевірка отриманих даних і порівняння їх з експериментальними довела адекватність моделі.

Для перевірки впливу явища регенерації було проведено моделювання за умови змінної частоти обертання фрези та різної кількості пластин. Виявлено (рисунок 3.35), що амплітуда коливань у технологічній системі значно змінюється, навіть після відмови одного зуба.

На рисунках 3.36 зображено дослідження залежності амплітуди вібрацій від частоти, що відповідає подальшій відмові зубів фрези.

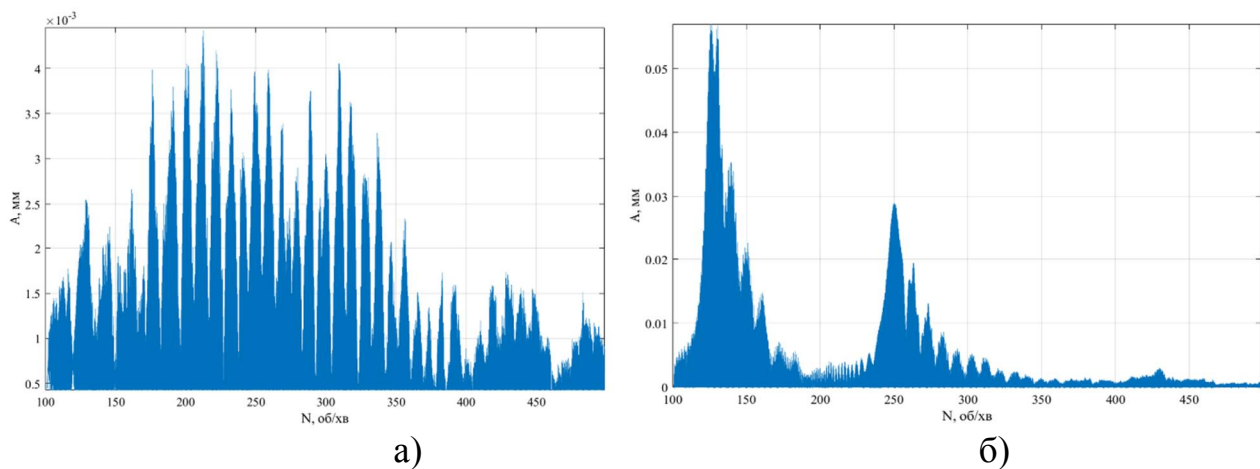


Рисунок 3.35 - Дослідження залежності амплітуди вібрацій від частоти обертання для $Z=4$ - а), після відмови одного зуба - б)

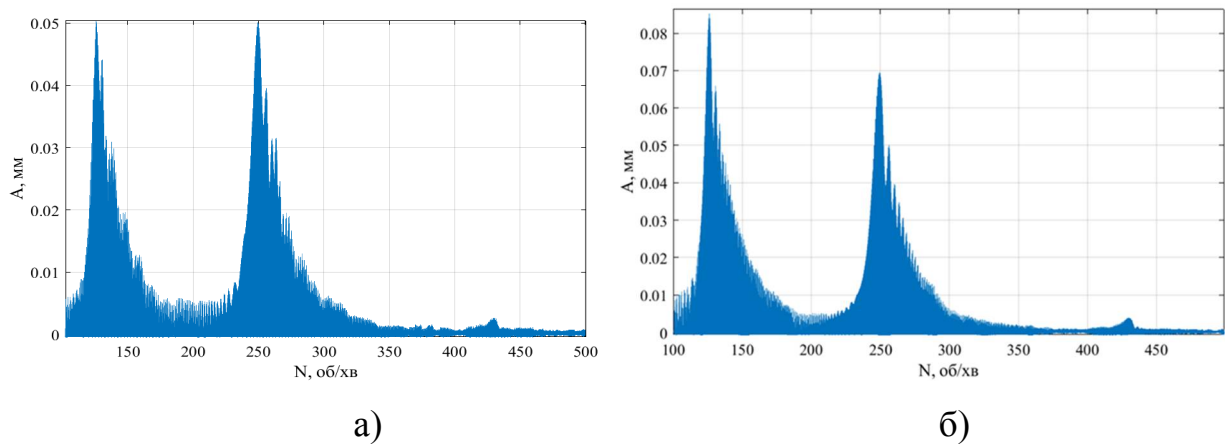


Рисунок 3.36 - Дослідження залежності амплітуди вібрацій від частоти обертання для $z = 4$ і відмові двох зубів – а) та відмові трьох зубів - б)

Аналіз залежності амплітуди вібрації від частоти під час руйнування зубів фрези дає можливість відмітити появу зон швидкостей обертання, для яких амплітуда коливань змінюється майже на порядок. Вірогідно, що суттєве збільшення амплітуди коливань, може призвести до зниження періоду стійкості твердосплавних пластин. Отож, руйнування одного зуба призводить до погіршення умов роботи інших зубів також через збільшення амплітуди коливань. Проте такого явища можна не допустити, коли заздалегідь, ще на етапі розрахунку технологічного процесу фрезерування, прогнозувати можливість виходу з ладу окремих зубів фрези. Тоді, використовуючи результати моделювання, можливо визначити бажані частоти обертання фрези, для котрих збільшення амплітуди коливань не виникає (наприклад, 200 об/хв на рис.3.36).

3.6 Висновки до розділу

1. Розроблена математична модель торцевої фрези, що враховує виявлення стану і просторового положення окремих зубів.
2. Розроблена оригінальна програма, що дала змогу знаходити товщину шару, що зрізається, з урахуванням просторового положення поточного і

траєкторії руху попереднього зуба фрези.

3. Використані сучасні уявлення про динаміку процесу різання, зокрема, нелінійний характер тертя ріжучої пластини й запізнювання зміни сили різання від змін технологічних параметрів, що його спричиняють.

4. Для уточнення розрахунку сил різання було використано алгоритм Розенберга А.Ю.

5. Розроблено математичну модель столу верстата, що базується на двомасовій системі привода подачі й враховує нелінійний характеру тертя в напрямних, завдяки чому з'являється можливість враховувати виникнення автоколивань у приводі подачі, утому числі й від нелінійного характеру тертя.

6. Розроблено математичну модель привода головного руху, що відрізняється спрощеним представленням електричної частини двигуна, за браком необхідності в моделюванні роботи двигуна під час вмикання верстату.

7. Двомасова модель механічної системи привода головного руху дала змогу враховувати можливість виникнення інтенсивних крутильних коливань, характерних для роботи малозубого інструмента.

8. Під час складання математичної моделі несучої системи для столу та повзуна були використані окремі одномасові системи, з резонансними частотами, визначеними за результатами експериментальних досліджень, що є розумним компромісом між складністю потрібної математичної моделі й реальним впливом несучої системи верстата на сукупне положення елементів динамічної систем..

9. Перевірка результатів моделювання та порівняння їх з експериментальними даними доводить адекватність розробленої моделі.

10. Доведена доцільність проведення попереднього моделювання під час розробки технологічного процесу, маючи на увазі недопущення роботи в зоні великих коливань у разі відмови окремих пластин фрези для малозубого фрезерування.

4 ПРАКТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Обґрунтування автоматизованої системи діагностики стану фрези як елемента комплексної системи оцінок якості процесу торцевого фрезерування

Як відомо, надмірне зношування інструмента вимагає додаткових зусиль для усунення проблем із шорсткістю поверхні й дефектів, виявлених під час додаткового контролю якості заготовок, використання складних SCADA систем [1] та систем відеомоніторингу [37]. Сучасна діагностика інструмента використовує різні типи датчиків, наприклад, акселерометри [3], мікрофони [14], динамометри [13]. У деяких дослідженнях використовувалися звукові сигнали, які генеруються різальним інструментом під час обробки.

Прийнято рішення використовувати в якості джерела діагностичної інформації вібраційні сигнали з датчиків, розташованих на столі фрезерного верстата, водночас аналізується інформація всіх трьох вимірювальних каналів у прив'язці до кута повороту фрези.

Амплітудно-частотні характеристики вібрацій, що виникають завдяки взаємодії фрези з деталлю під час обробки, класифікуються з використанням методу попередньої обробки для кожного вимірювального каналу та зубу фрези.

Більшість методів попередньої обробки сигналів, використовуваних для виявлення зношування інструмента, перетворюють сигнали з часового простору в частотний простір. Наприклад, коли перетворення Фур'є [8] і вейвлет-перетворення [11] використовуються для виділення ознак, можливості відображення ознак перетворень Фур'є для нестационарних і мінливих у часі сигналів обмежені, а точний опис особливостей місцевих сигналів неможливий. Хоча, вейвлетне перетворення, може точно описувати локальну інформацію, обробка в реальному часі утруднена через величезний обсяг обчислень [11], що особливо актуально в разі використання систем на мікроконтролерах.

Тому виконувати перетворення вібраційного сигналу для отримання амплітудно-частотних характеристик вібрацій столу пропонується з допомогою швидкого перетворення Фур'є. Для цього на відповідних приводах подачі фрезерного верстата потрібно встановити первинні вимірювальні перетворювачі, наприклад, акселерометри ДН-3, пов'язані з вторинним вимірювальним пристроєм на базі мікроконтролера. Також можливе встановлення оптичних датчиків.

Тоді одержання вібраційного сигналу виконується з використанням двох етапів. Перший етап передбачає фільтрацію вібраційного сигналу через фільтр кінцевої імпульсної характеристики [2], для зниження рівня шуму сигналу. На другому етапі виконується перетворення сигналу з часового простору в частотний.

Перші два етапи виконує спеціалізований вимірювальний пристрій – датчик вібрації на базі мікроконтролера.

Амплітудно-частотні дані, які отримані на перших двох етапах із допомогою датчика вібрації на базі мікроконтролера, використовуються на третьому етапі для ідентифікації нейронною мережею [34].

Перший етап включає використання FIR – фільтр із кінцевою імпульсною характеристикою. Вибір такого фільтра зумовлено наявністю в процесі фрезерування сильних нестационарних впливів (ударів), котрі у випадку застосування безкінечно інтегруючого фільтра призводять до значних похибок під час вимірювання (такий фільтр затягує вплив удару в часі). Фільтр із кінцевою імпульсною характеристикою також відомий, як цифровий фільтр FIR, має певну перевагу в тому, що всі вершини перебувають всередині одиничного кола після Z-перетворення. Це робить його більш стабільним, чим фільтр з нескінченною імпульсною характеристикою (IIR) [10]. Крім того, він не вимагає зворотного зв'язку в FIR, і, отже, його реалізація простіша, чим для IIR.

Функція введення-виводу FIR виглядає в такий спосіб[31]:

$$y(x) = \sum_{k=0}^K b_k x(n - k) \quad (4.1)$$

де $x(n)$ - вхідний сигнал, $y(n)$ - вихідний сигнал, K - порядок фільтрації, а b_k - імпульсна характеристика фільтра.

Результатом БПФ є колекція частотних смуг, що мають два параметри: амплітуду й частоту. Мінімальна кількість частотних смуг, що реєструються, прийнята рівним трьом, як це було доведено в роботі Кутепова М.Л.[103]. Максимальне число смуг визначається числом зубів фрези, які можуть одночасно прийняти участь у фрезеруванні, оскільки це, так само, породжує нові гармоніки коливань. Тоді, рекомендована для аналізу кількість вимірювальних смуг визначається формулою, у якій 3 це мінімально потрібна кількість смуг:

$$N = 3 + \frac{Z}{2}, \quad (4.2)$$

де N – кількість смуг амплітудно-частотної характеристики,
 Z – кількість зубів фрези.

Водночас, для визначення дієвих смуг (частотних смуг, значення яких суттєве для діагностики), запропоновано виконувати їхній аналіз за критерієм співвідношення амплітуд:

$$K_i = \frac{A_i}{A_{max}}, \quad (4.3)$$

де K_i – критерій використання i -ї смуги частоти коливань,
 A_i – амплітуда вібраційного сигналу на частоті i -ї смуги,
 A_{max} - амплітуда смуги з максимальним значенням.

Дослідження параметрів фрезерування на реальних режимах обробки показало, що $i = 5$ є достатнім значенням для всіх попередніх режимів обробки (з

використанням малозубих фрез). Проте достатньо інформативними, будуть навіть чотири смуги, що відповідають одномасовим системам фрезерної бабки, стола та двомасовій системі в приводі головного руху.

Тоді, варіант представлення амплітудно-частотних діаграм для 4 смуг, отриманий з кожного із приводів подач, являє собою матрицю 3*4, складену з пар значень, приклад якої наведено на рисунку 4.1.

Координата	Смуга			
X	{20,50}	{40,150}	{60,30}	{80,10}
Y	{20,70}	{40,40}	{60,15}	{80, 5}
Z	{10,30}	{20,35}	{30,7}	{80,6}

Рисунок 4.1 – Варіант представлення частотної діаграми з 4 дієвими смугами

Рисунок являє собою три рядки, в яких містяться результати амплітудно-частотного перетворення вібраційних сигналів для координат X, Y і Z. Числа в гніздах показують частоти й умовні амплітуди складників коливань на цих частотах. Кожен набір смуг має прив'язку до номеру зуба (кута повороту фрези).

Вихідним параметром нейронної мережі служить оцінка стану і прогноз стійкості різального інструменту (один або два параметри відповідно).

Для навчання нейронної мережі використовуються експериментальні дані:

- 1) Виконується одержання зображення частотної діаграми.
- 2) Виконується вимір фактичного стану зубів
- 3) Здійснюється обробка до повного руйнування всіх пластин фрези
- 4) Отримані комплексні дані використовуються для навчання.

Тому, що можлива кількість добірок експериментальних даних обмежена, використовується також навчання за даними моделювання.

4.2 Розроблення датчика вібрацій на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3

Структурно датчик вібрацій на основі мікроконтролера показано на рисунку 4.2. Датчик оснащений первинним перетворювачем ДН-3, котрий перетворює сигнал віброприскорення в пропорційний йому електричний сигнал. На вході мікроконтролеру встановлено підсилювач та фільтр нижніх частот першого порядку, потрібний для придушення високочастотних завад на вході АЦП, з частотою зрізу 1 кГц.

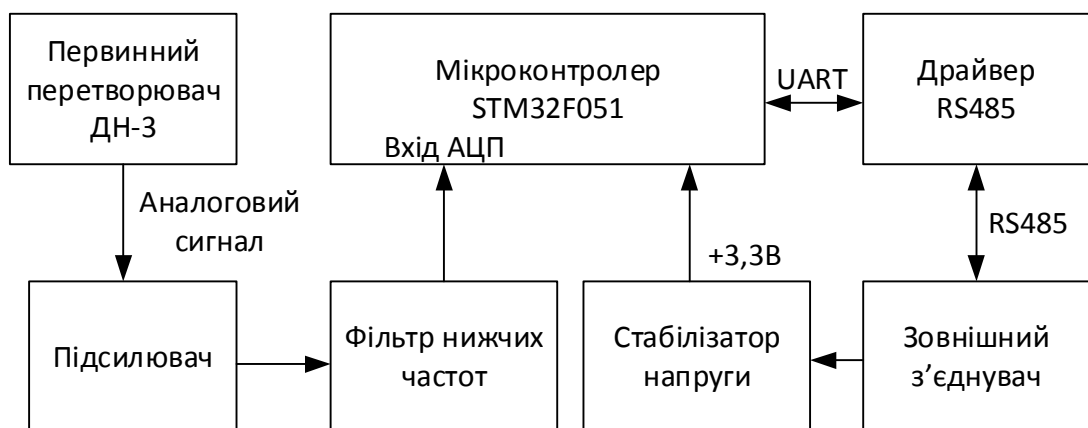


Рисунок 4.2 – Структурна схема датчика вібрацій на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3

На рисунку 4.3 наведено фрагмент функціональної схеми датчика вібрацій на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3. На схемі розміщено мікроконтролер STM32F051K8U6, котрий із допомогою вбудованого аналого-цифрового перетворювача перетворює вхідну напругу, пропорційну вібраційного сигналу, у цифровий код, виміряний у часі. Цифровий сигнал проходить FIR фільтрацію та процедуру швидкого перетворення Фур'є. Вибрані за критерієм 4.3 смуги формують пакет даних, який відправляється на верхній рівень системи діагностики за спеціальним запитанням.

Для зв'язку з верхнім рівнем використовується мережа RS485, за якою на швидкості 384000біт на секунду виконується обмін даними (запроси від монітора та відповіді від датчика, на основі мікроконтролера, до монітора). Одночасно, по проводу в кабелі мережі RS485 до датчика подається живлення +24В. Це живлення на платі датчика перетворюється спочатку в напругу +5В, для живлення підсилювача та драйверу RS485, а потім із напруги +5В перетворюється в напругу 3.3В для живлення мікроконтролера.

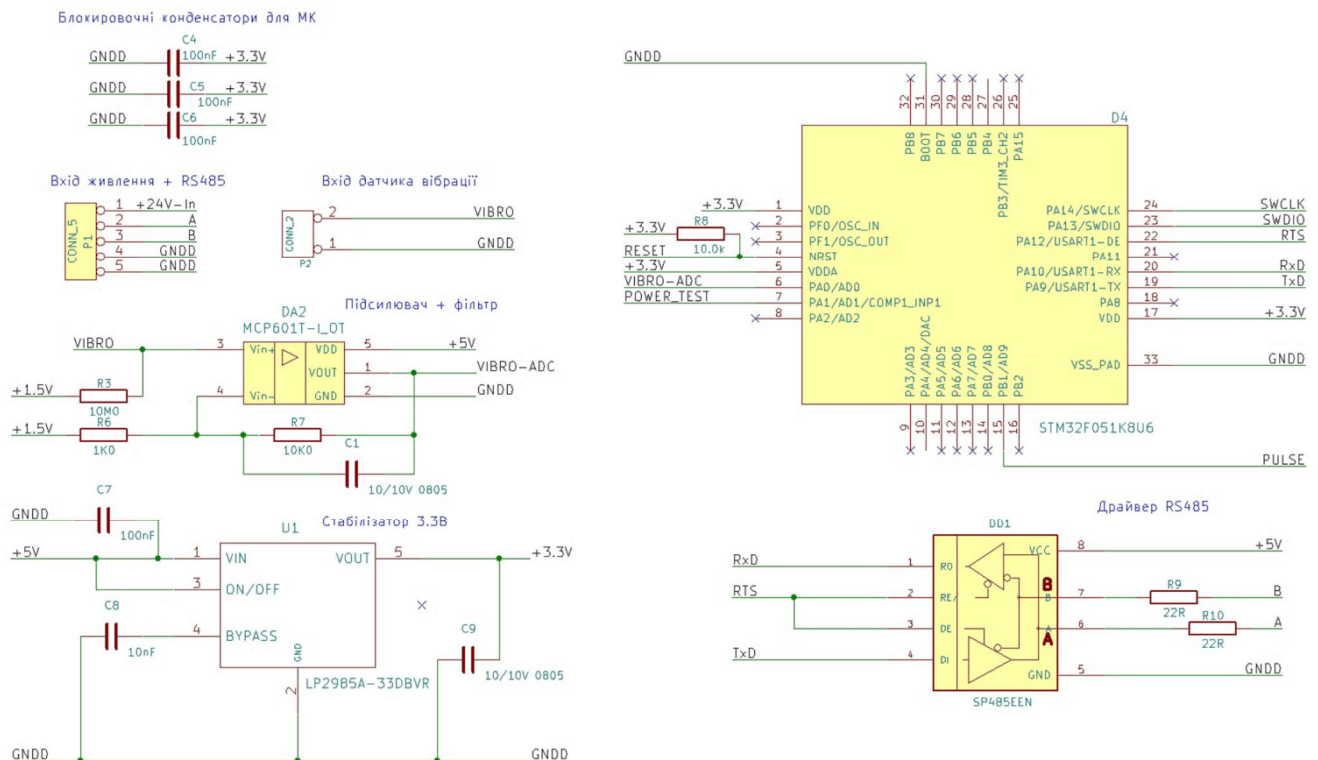


Рисунок 4.3 – Фрагмент функціональної схеми датчика вібрації на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3

На рисунку 4.4 показана друкована плата датчика вібрації на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3, що була розроблена та виготовлена по схемі 4.3.

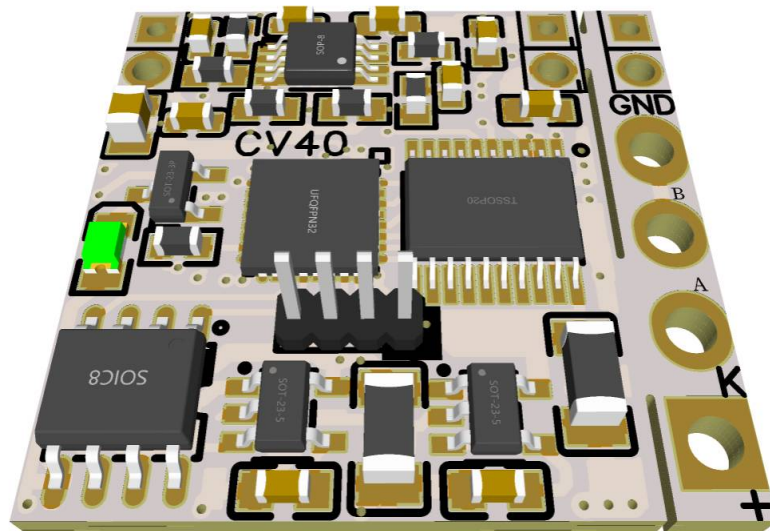


Рисунок 4.4 – Друкована плата датчика вібрацій на основі мікроконтролера та первинного перетворювача ДН-3

Недоліком системи реєстрації на базі первинного перетворювача ДН-3 є необхідність втручання в конструкцію верстата для встановлення перетворювача ДН-3, що зустрічає певні перепони організаційного характеру на етапі первинного впровадження на підприємстві.

4.3 Розроблення оптичного датчика вібрацій на базі мікроконтролера

Оптичні датчики відносяться до неінвазійних засобів вимірювання, та, відповідно, не потребують критичного втручання в конструкцію верстата. Структурно оптичний датчик вібрацій на основі мікроконтролера показано на рисунку 4.5. Датчик оснащений матрицею світлодіодів із вузьким кутом, яка випромінює інфрачервоний промінь, котрий відбивається від контрольованої поверхні та повертається на фотоелектричний приймач (матрицю фототранзисторів інфрачервоного спектру). У системі використовується імпульсне живлення світлодіодів струмом, що в десятки разів перевищує номінальний. Так, для світлодіодів TSAL6100 максимальний постійний струм

складає 70мА, у той час як імпульсний перевищує 700мА. Завдяки цьому датчик забезпечує потрібну чутливість на відстані до 30мм.

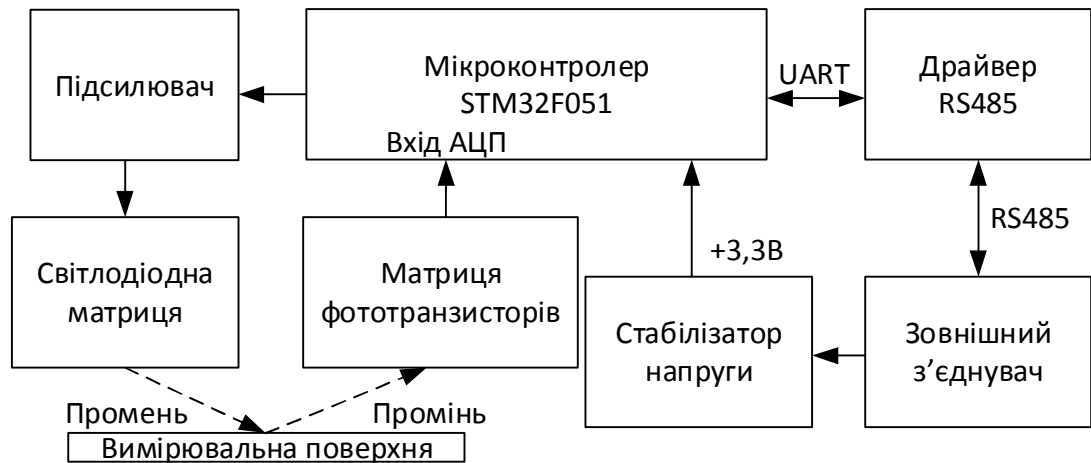


Рисунок 4.5 – Структурна схема оптичного датчика вібрацій на основі мікроконтролера

На рисунку 4.6 показано фрагмент функціональної схеми оптичного датчика вібрацій на основі мікроконтролера. На схемі розміщено мікроконтролер LPC1114FHN33/101, який із допомогою вбудованого аналого-цифрового перетворювача перетворює вхідну напругу, пропорційну освітленню фототранзисторів BPV11F, у цифровий код, вимірний у часі. Цифровий сигнал проходить FIR фільтрацію та процедуру швидкого перетворення Фур'є.

Для зв'язку з верхнім рівнем використовується мережа RS485 на швидкості 384000біт на секунду. Додатково в кабелі мережи RS485 до датчика подається живлення +24В.

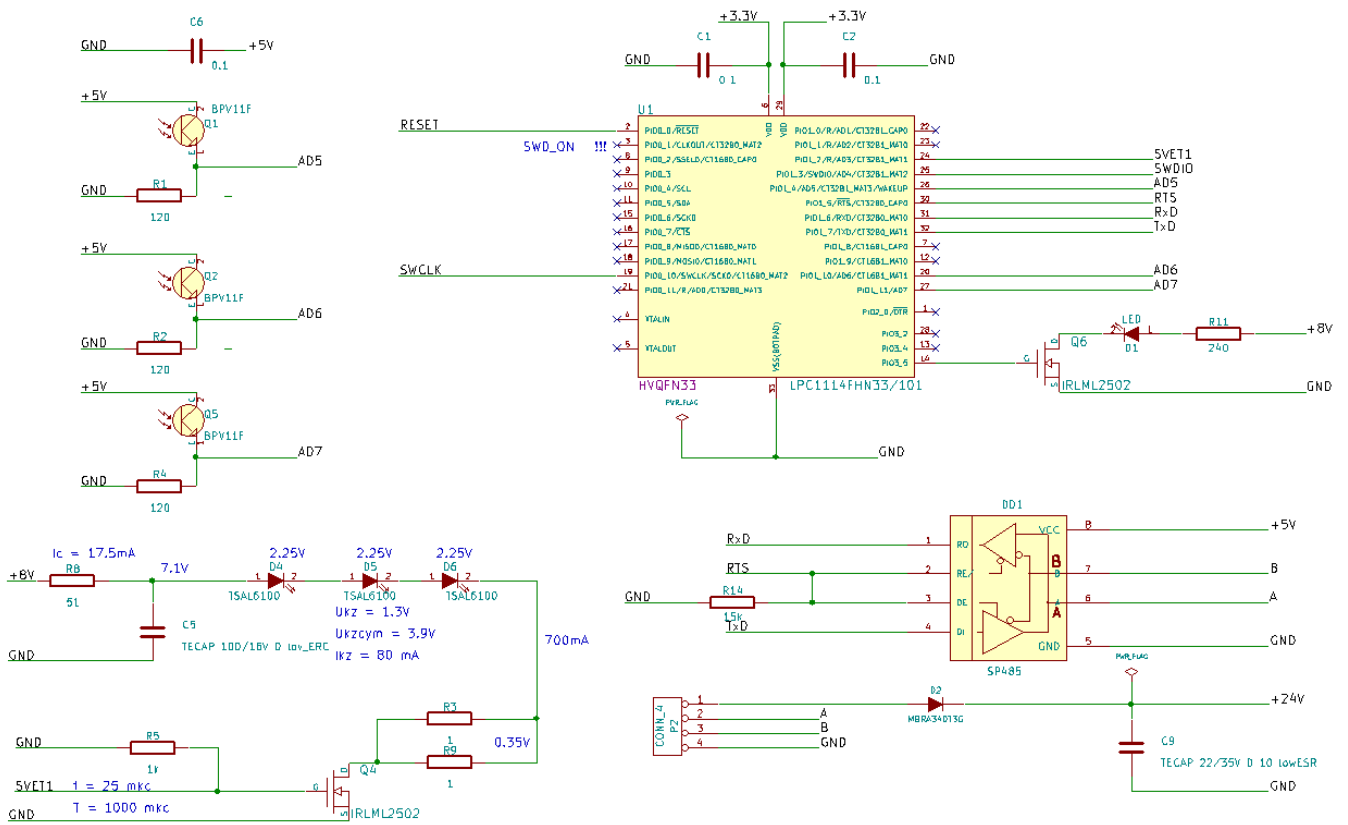


Рисунок 4.6 – Фрагмент функціональної схеми оптичного датчика вібрацій на основі мікроконтролера

На рисунку 4.7 показана друкована плата оптичного датчика вібрації на основі мікроконтролера.

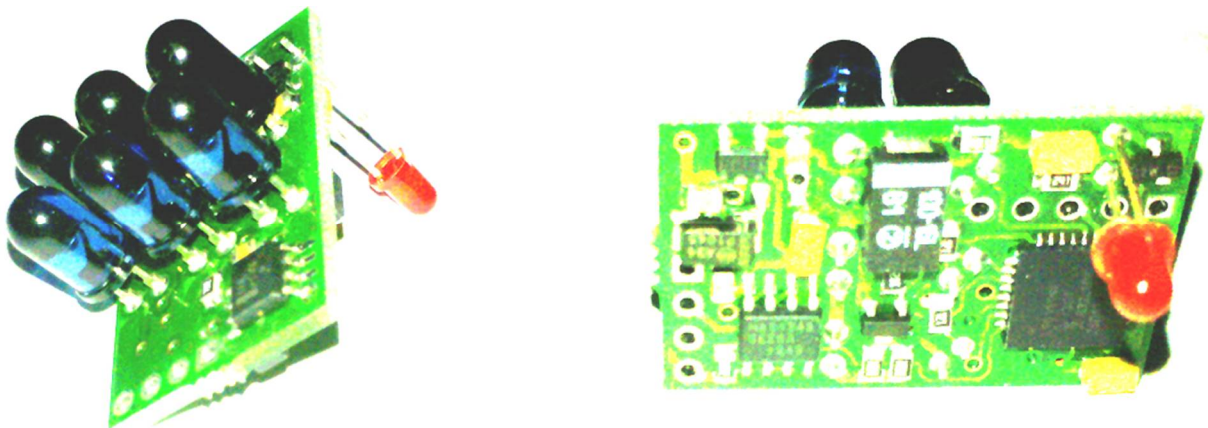


Рисунок 4.7 – Друкована плата оптичного датчика вібрацій на основі мікроконтролера

4.4 Програмний засіб підвищення надійності системи діагностики

Датчики вібрацій на основі мікроконтролерів та система діагностики верхнього рівня повинні забезпечувати надійність реєстрації. Це зумовлює використання програмної системи на базі мікроконтролера, який потребує відповідне програмне забезпечення. До того ж, у зв'язку з тим, що датчики здебільшого виконані в герметичному вигляді, зміна ненадійного програмного продукту у вбудованих мікроконтролерах - дуже кропітке завдання. Тому на перший план виходить саме забезпечення надійності програмного коду.

Програмне забезпечення мікроконтролера системи керування розробляється із застосуванням концепції автоматного програмування, у рамках якої програма керування реалізується, як система формальних автоматів, описаних методом графів [122]. Стани програми локалізуються усередині вершин, а переходи між станами перебувають на орієнтованих ребрах.

Завдяки використанню методу графів, пропонується проектувати програму керування в графічному вигляді [65],[67] з допомогою графічного середовища Microsoft Visio, як показано на рисунку 4.8. Це значно полегшує як саме розроблення, так і подальшу модернізацію програми. Немаловажним є те, що розроблена з допомогою методу графів програма значною мірою самодокументована, що зменшує зусилля розробника під час подальшого написання технічної документації на програмний код.

Досвід використання графів [2-4] дав змогу сформувати необхідну та одночасно достатню структуру вершини графа – вона включає в собі три рівня, відділених горизонтальними лініями (рисунок 4.8). Верхній рівень утримує текстову інформацію про призначення вершини – «Вершина 1», у вихідному кодї на мові Сі ця інформація поступає до коментарів. Другий рівень утримує фрагмент програмного коду Y1_IN(), який виконується під час входження у вершину. Нижній рівень Y1_OUT() утримує фрагмент коду, який виконується під час остаточного виходу із вершини.

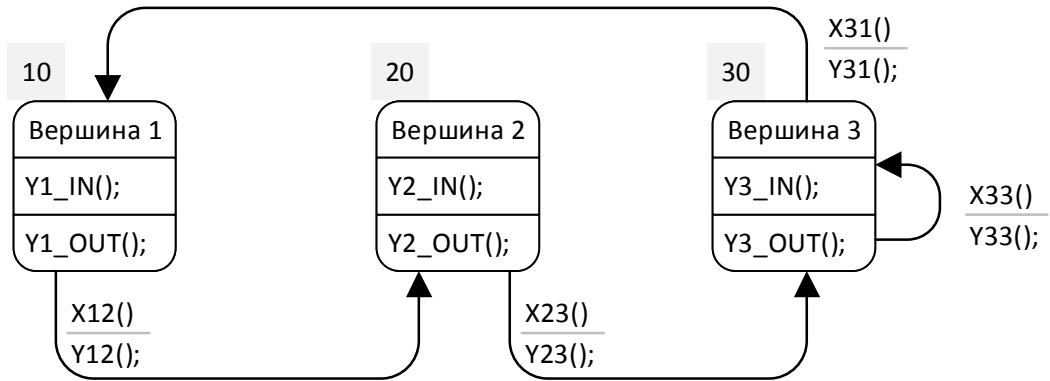


Рисунок 4.8- Приклад програми, розробленої за методом графів

До вершин приєднуються дуги. Практика використання графів показала необхідність і достатність двох рівнів структури дуги. Верхній рівень утримує умову спрацьовування дуги. Це запис, який описано з урахуванням нотації мови Сі. Фактично, у результируючому коді дуга перетвориться на програмну конструкцію:

```
if (X12) {Y12;}
```

Відповідно, нижній рівень утримує функцію (або фрагмент програмного коду на мові Сі) Y12(), котра буде виконана під час переходу зі стану (вершини) 10 до стану (вершини) 20.

Треба відмітити, що такий перехід разом змушує програму виконати функції (або фрагменти програмного коду на мові Сі) Y1_OUT() для вихідної вершини 10 та Y2_IN() для вхідної 20. Навпроти, дуга X33() виконує тільки функцію (фрагмент коду) Y33(), у зв'язку з тим, що остаточний вихід із вершини 30 не відбувається.

Під час складання програми методом графів виникає неявна складність, яка може призвести до прихованих похибок у програмному коді. Це так звані пріоритети переходів (дуг). Справа в тому, що для класичного програмування автоматів треба чітко визначати умови переходів у випадку наявності взаємної невизначеності умов переходу. Так, граф на рисунку 4.4 має можливу похибку, зумовлену тим, що неясно, який з переходів (дуг) буде виконаний під час

одночасного спрацювання умов $X31()$ та $X33()$. У багатьох практичних випадках це не має значення, але для недопущення можливої помилки треба чітко визначитись. Класичний автоматний підхід передбачає рішення, показане на рисунку 4.9.

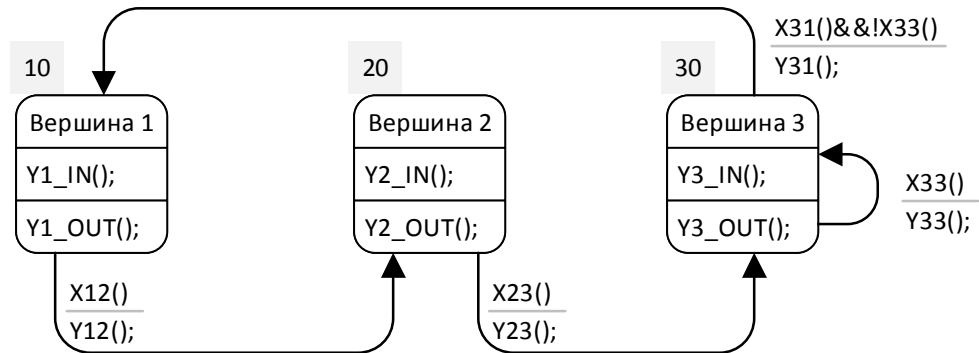


Рисунок 4.9- Приклад розв'язання проблеми неоднозначних дуг

Для такого рішення, перехід по дугі $X31()$ буде можливий тільки з відсутності спрацювання $X33()$, що й зумовлює пріоритет останньої дуги. Але під час практичного програмування такий (строгий) підхід до розв'язання проблеми пріоритетів показав себе як незручний. Крім того, він має ще гірші вади – задля модифікації умови переходу по одній із дуг графа користувач мусить обов'язково враховувати потребу змін в усіх інших вихідних дугах, зв'язаних із вершиною. Ігнорування цього правила або елементарна неухважність призведе до появи логічної помилки, яку в складному проекті знайти дуже важко, а інколи майже неможливо (з опиту досліджень).

Було запропоновано рішення, основане на графічному принципі ідентифікації пріоритетів. На рисунку 4.10 показана реалізація такого рішення.

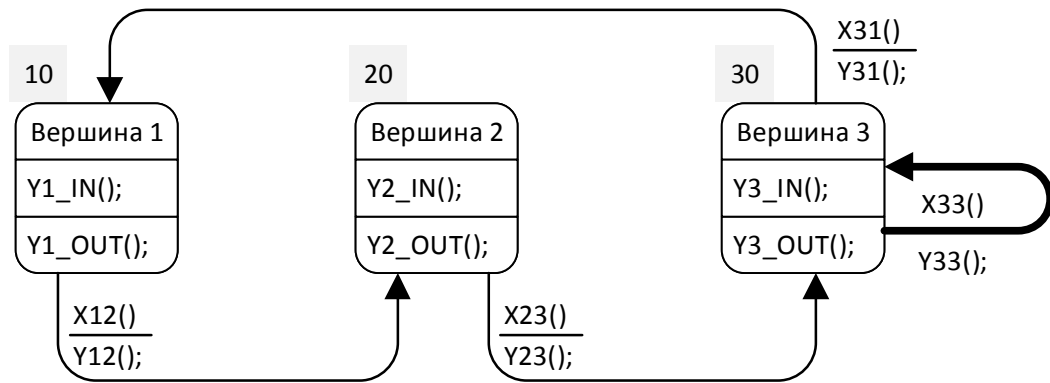


Рисунок 4.10 – Графічне визначення пріоритетів дуг

Введено три рівня пріоритету дуг – найвищій (товста лінія), нормальний (тонка лінія) та низький (пунктирна). Такий підхід значно підвищив, як зручність складання програм із допомогою графів, так і надійність самих програм – для визначення пріоритету дуги більш не треба докладати зусилля для аналізу умови переходу. Завдяки застосуванню графічних пріоритетів дуг користувач має можливість зразу уникнути логічних похибок, які в подальшому було б дуже важко знайти.

Під час трансляції із графічної форми, граф на рисунку 4.10 перетворюється в декілька функцій, написаних на мові Сі. показаний на рисунку 4.11.

У функції `aSensor()`, яка була автоматично створена під час трансляції графа із графічної форми в програмну, контролюється зміна стану (перехід між вершинами). У випадку зміни стану (`SW_aSensor.uNewState != SW_aSensor.uCurState`) виконуються функції входу `Y_IN` та виходу `Y_OUT` вершин, в іншому випадку аналізуються умови переходів `conn_aSensor()`. На рисунку 4.12 показано зміст функції `conn_aSensor()`.

```

void aSensor(void) // Основний системний автомат
{
    if (SW_aSensor.uNewState != SW_aSensor.uCurState) // if in to current state
        in_aSensor(); // IN

    SW_aSensor.uCurState = SW_aSensor.uNewState; // Set Cur state

    conn_aSensor(); // Дуги Основний системний автомат

    if (SW_aSensor.uNewState != SW_aSensor.uCurState) // if exit of current state
        out_aSensor(); // OUT
}

```

Рисунок 4.11 – Результат трансляції графа

```

void conn_aSensor(void) // Connect for Основний системний автомат
{
    switch (SW_aSensor.uCurState)
    {
        case 10: // Вершина 1
            if (X12())
            {
                SW_aSensor.uNewState = 20; // goto Вершина 2
                Y12();
            }
            break;
        case 20: // Вершина 2
            if (X23())
            {
                SW_aSensor.uNewState = 30; // goto Вершина 3
                Y23();
            }
            break;
        case 30: // Вершина 3
            if (X33())
            {
                SW_aSensor.uNewState = 30; // goto Вершина 3
                Y33();
            }
            else
            if (X31())
            {
                SW_aSensor.uNewState = 10; // goto Вершина 1
                Y31();
            }
            break;
    }
}

```

Рисунок 4.12 – Код функції conn_aSensor()

Аналогічно побудовані функції in_aSensor() та out_aSensor(), що показані на рисунку 4.13. Треба наголосити, що замість функцій Y(), які використовуються

в прикладі, може бути застосований будь-який код, написаний із дотриманням стандартів мови Сі.

```

void in_aSensor(void) // IN block for Основний системний автомат
{
    switch (SW_aSensor.uNewState) // IN Case
    {
        case 10: // Вершина 1
            Y1_IN();
            break;
        case 20: // Вершина 2
            Y2_IN();
            break;
        case 30: // Вершина 3
            Y3_IN();
            break;
    }
}

void out_aSensor(void) // OUT block for Основний системний автомат
{
    switch (SW_aSensor.uCurState) // OUT Case
    {
        case 10: // Вершина 1
            Y1_OUT();
            break;
        case 20: // Вершина 2
            Y2_OUT();
            break;
        case 30: // Вершина 3
            Y3_OUT();
            break;
    }
}

```

Рисунок 4.13 - Функції in_aSensor() та out_aSensor()

Найменування автомату aSensor визначається користувачем із допомогою спеціального блоку, показаного на рисунку 4.14, що розміщується на кожній значимій сторінці документу Microsoft Visio [13]. Якщо сторінки мають однакове ім'я автомату, то вони автоматично об'єднуються в єдиний граф.

Автомат		Автомат	
Имя:	aSensor	Имя:	aTest
Назва:	Основний системний автомат	Назва:	Допоміжний автомат

Рисунок 4.14 – Завдання параметрів автоматів

Зміна імені автомату на наступній сторінці документа Visio призводить до створення нового графа, що починає працювати окремо від попереднього.

Для конвертування програми із графічного стану в код на мові Сі на стартовій сторінці розміщено кнопку «Трансляція», а також спеціальне віконце, де з'являються діагностичні повідомлення, як показано на рисунку 4.15.

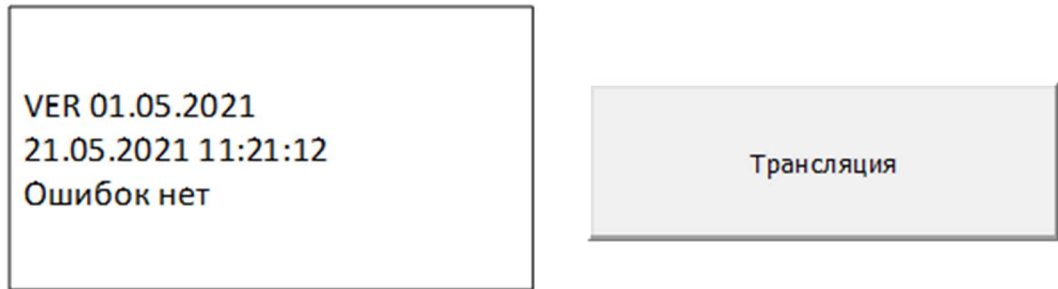


Рисунок 4.15 – Елементи керування та діагностики

У разі знаходження недоліків у графі з'являється діагностичне повідомлення. Наприклад, на рисунку 4.16 показані типові помилки та відповідні їм повідомлення.

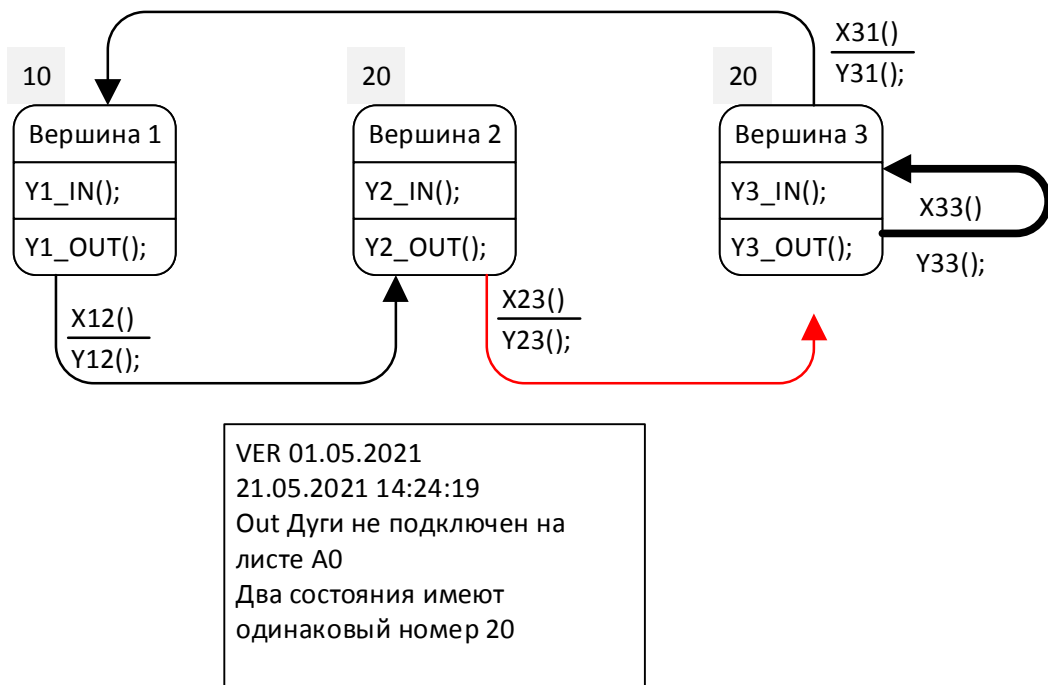


Рисунок 4.16 – Приклади помилок та діагностичних повідомлень

Для інтеграції автомата в реальний проект використовується спеціальне вікно SW_Tune, що розміщуються в будь-якому зручному місці графічного документу Visio. Після натискання кнопки «Трансляція» вікно SW_Tune заповнюється рекомендаціями з інтеграції автомата з урахуванням його актуального імені. Фактично користувачеві достатньо скопіювати програмний код та вставити у відповідне місце проекту. Отриманий код, а також інтеграційні дані застосовувались тільки в середовищі Keil uVision, можливість застосування, наприклад, в IAR потребує додаткових досліджень. Приклад інтеграційних даних наведений на рисунку 4.17.

```

Рекомендации по интеграции автомата

Включение описания переменных и функций
разместить внутри файлов C, содержащих
int main(void) и void SysTick_Handler (void)

#include <aSens.h>

Функция инициализации всех автоматов проекта
и функция запуска всех автоматов проекта,
разместить внутри функции main:

int main(void)
{ aSens_init(); //InitaSens
  while (1)
  { // Начало бесконечного цикла main
    aSens(); // Шаг выполнения проекта
  } // Конец бесконечного цикла main
}

Функция обслуживания таймеров проекта,
разместить в прерывании от Systick:

void SysTick_Handler (void)
{
  aSens_Systick(); // Обслуживание таймеров
}

```

Рисунок 4.17 – Інтеграційні дані до Keil uVision

Поміж недоліків автоматного підходу до створення програмного забезпечення можна вказати недопустимість створення в програмі керування замкнених циклів очікування подій [122]. Наприклад, пустий цикл:

```
for (int I = 0 ; I < 10000; I ++ ) {};
```

не тільки змусить мікроконтролер даремно витратити ресурси для очікування, але й заблокує можливість паралельного виконання інших програмних автоматів (графів).

Тому з використанням метода графів такі програмні структури категорично заборонені. Дозволені тільки такі програмні структури, які не зупиняють рух виконання коду в одній точці.

Для реалізації затримок були введені спеціальні макрокоманди:

WAIT(uTime)

де WAIT – спеціальна команда, яка встановлюється в клітинку умови переходу по дугам, а uTime – час затримки переходу в мілісекундах. Наприклад, на рисунку 4.18 показано затримку в одну секунду під час переходу зі стану 10 (Вершина 1) у стан 20 (Вершина 2).

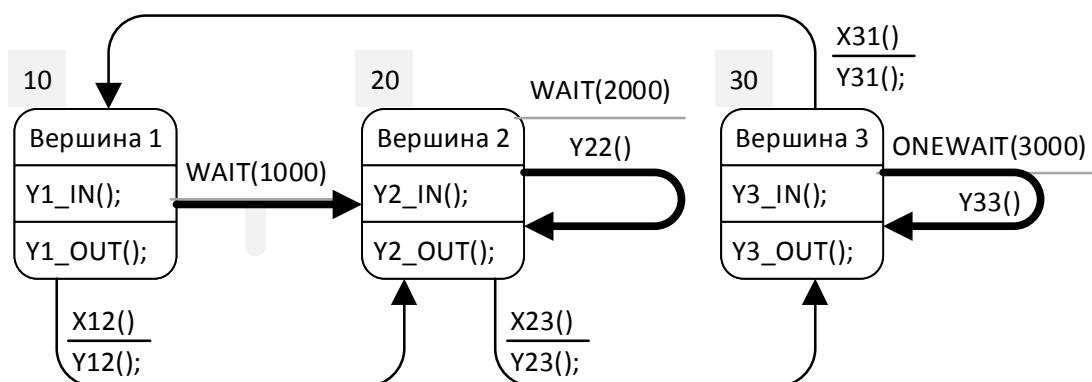


Рисунок 4.18 – Приклад реалізації програмних затримок

Окремо треба відмітити використання команд WAIT() у межах однієї вершини. Так, для Вершини 2 команда WAIT(2000) призведе до того, що через кожні дві секунди буде виконуватися функція (або фрагмент коду) Y22().

Навпроти, команда ONEWAIT(3000) у Вершині 3 призведе до однократного виконання функції Y33() через три секунди після активації Вершини 3.

Треба усвідомлювати, що команди WAIT у мові Cі не існує. Насправді, під час конвертації із графічної форми в текстову проводиться заміна тексту та підстановка відповідних змінних. На рисунку 4.19 показано фрагмент програмного коду, який відповідає дугам Вершини 1.

```
void conn_aSensor(void) // Connect for Основний системний автомат
{
    switch (SW_aSensor.uCurState)
    {
        case 10: // Вершина 1
            if (is_SW_aSensor_Wait(1))
            {
                SW_aSensor.uNewState = 20; // goto Вершина 2
                set_SW_aSensor_Wait(1,1000); // Multi Wait Set
            }
            else
            if (X12())
            {
                SW_aSensor.uNewState = 20; // goto Вершина 2
                Y12();
            }
            break;
    }
}
```

Рисунк 4.19 – Фрагмент програмного коду дуг вершини 1

Завдання часових інтервалів досягається завдяки функції aSens_Systick(), котра мусить бути інтегрована в переривання системного таймеру мікроконтролера й визивається на виконання через 1 мілісекунду, текст функції показаний на рисунку 4.20.

```
void aSens_Systick(void) // Dec SW_Wait
{
    for (int iCount = 0; iCount < 2; iCount++)
        if (uSW_aSensor_Wait_Time[iCount]) (uSW_aSensor_Wait_Time[iCount])--; // Dec SW_Wait time
    if (SW_aSensor.uTimer) SW_aSensor.uTimer -- ; // decrement TIMER
    SW_aSensor.uClock ++ ; // increment CLOCK
}
```

Рисунк 4.20 – Функція формування часових інтервалів автомата

Функція aSens_Systick() керує і спеціально вбудованими змінними TIMER. Можливі такі варіанти: TIMER0 – TIMER9. Ці змінні автоматично зменшуються на одиницю кожену мілісекунду, поки їхні значення не опуститься до нуля.

Також добавлені змінні CLOCK (можливі також змінні CLOCK0 – CLOCK9), які, навпаки, кожену мілісекунду збільшують свої значення. Ці змінні зручно використовувати, наприклад, для вимірювання часу знаходження автомату в одному чи декількох станах.

Розроблений у результаті дослідження програмний продукт дає можливість вирішувати широкий спектр завдань, зав'язаних на програмування мікроконтролерних систем верстатних комплексів[64] та на багатьох інших комплексах із підвищеною відповідальністю [66].

Саме завдяки застосуванню розробленого програмного комплексу стало можливим розробити систему діагностики, у тому числі монітор.

4.5 Розроблення монітора системи діагностики

Структурно система діагностики, показана на рисунку 4.21 являє собою монітор, встановлений на пульті оператора верстата, до якого підключені датчики вібрацій і датчик частоти обертання шпинделя.

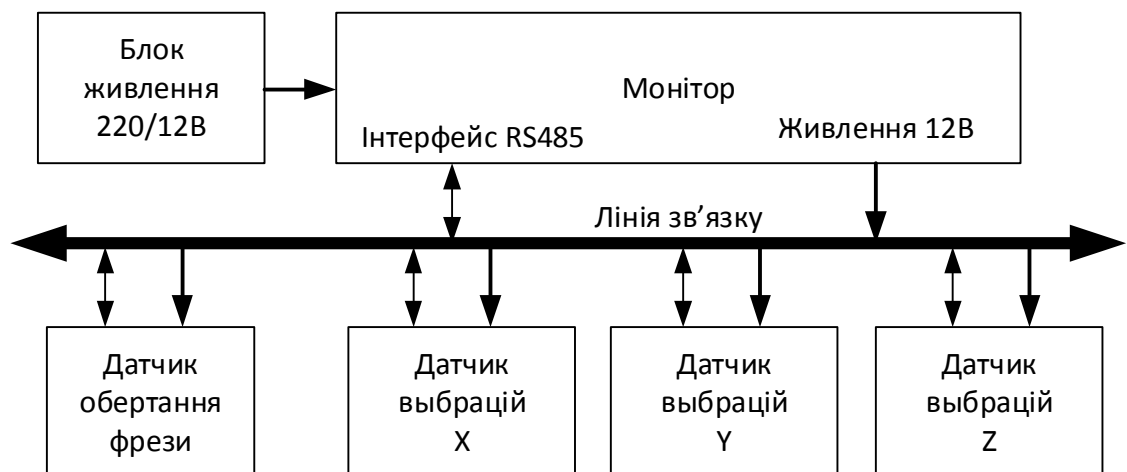


Рисунок 4.21 – Структурна схема підключення системи діагностики

Конструктивна схема розміщення обладнання зображена на рисунку 4.22. Вібрації робочого стола фіксуються з допомогою датчиків вібрацій. Інформація

в цифровій формі з датчиків через інтерфейс RS 485 надходить у монітор. На шпіндель, через наклеювання гнучкої стрічки, нанесені риси, які фіксуються інфрачервоним датчиком, ці дані також потрапляють у монітор.

Стан зубів фрези виводиться на трьохкольорову індикаторну матрицю монітора, за таких умов зелений колір відповідає робочому зубу, синій – зубові, який визиває сумнів, наприклад, діагностовано сильний знос, а червоний показує вихід із ладу.

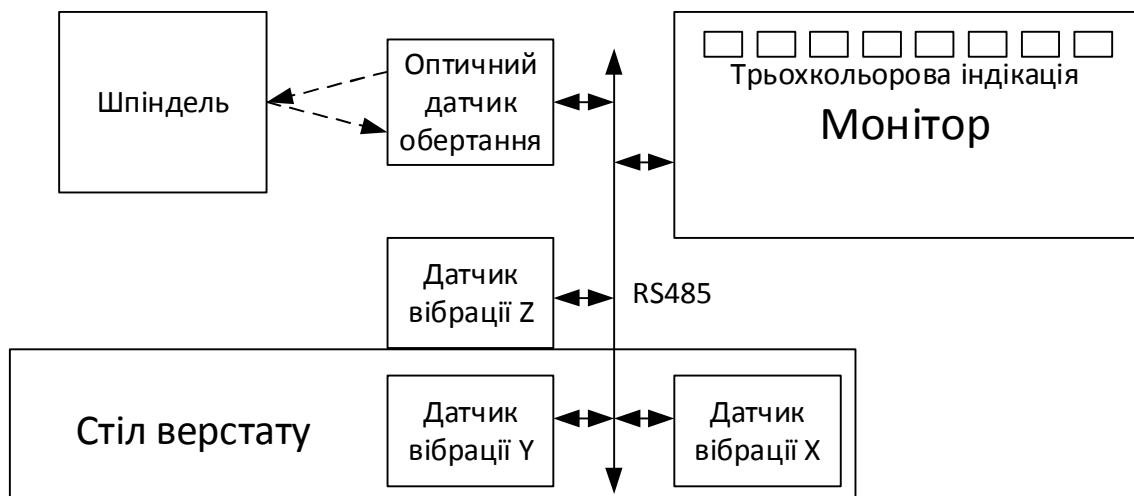


Рисунок 4.22 – Конструктивна схема системи діагностики

Монітор призначений для введення параметрів роботи, налаштування параметрів системи, збору й обробки сигналів від датчиків установлених на верстаті, представлення й добування з пам'яті накопиченої інформації про вібрації в системі верстата, подачі повідомлення про виникнення порушення під час фрезерування. Може, (за потребою) підключатися до системи ЧПУ фрезерного верстата.

Монітор містить:

- електронну частину системи;
- з'єднувач для включення живлення;
- з'єднувач для підключення датчиків, адаптера й кабельного розведення;
- кнопки для керування роботою;

- вісім 3-х кольорових світлодіодних індикаторів;
- індикатор, які свідчать про включення системи;
- звуковий сигнал.

Датчики вібрацій установлені на робочому столі верстата. Датчики перетворюють коливання робочого стола в цифровий код, фільтрують та перетворюють цифровий сигнал із часового простору до частотного.

На шпинделі ставляться мітки, ці мітки фіксуються інфрачервоним датчиком обертання. Результат контролю мітки представляються, як імпульси у часі й код, відповідний куту повороту фрези, також потрапляє в монітор.

Кабельне розведення являє собою два кабелі типу «кручена пара», що поєднуються в одному розніманні. Приєднує до датчиків, установлених на фрезерному верстаті і служить для передачі інформації про коливання в системі верстата на монітор. Як правило, складається з 5 рознімань (4 приєднують до датчиків на верстаті й 1 - резервний).

Структурна схема монітора представлено на рисунку 4.23. Монітор складається з мікроконтролера, Flash-пам'ять, стабілізатора живлення, звукової сигналізації, світлодіодної стрічки (світлодіоди 3-х кольорові), RS-485.

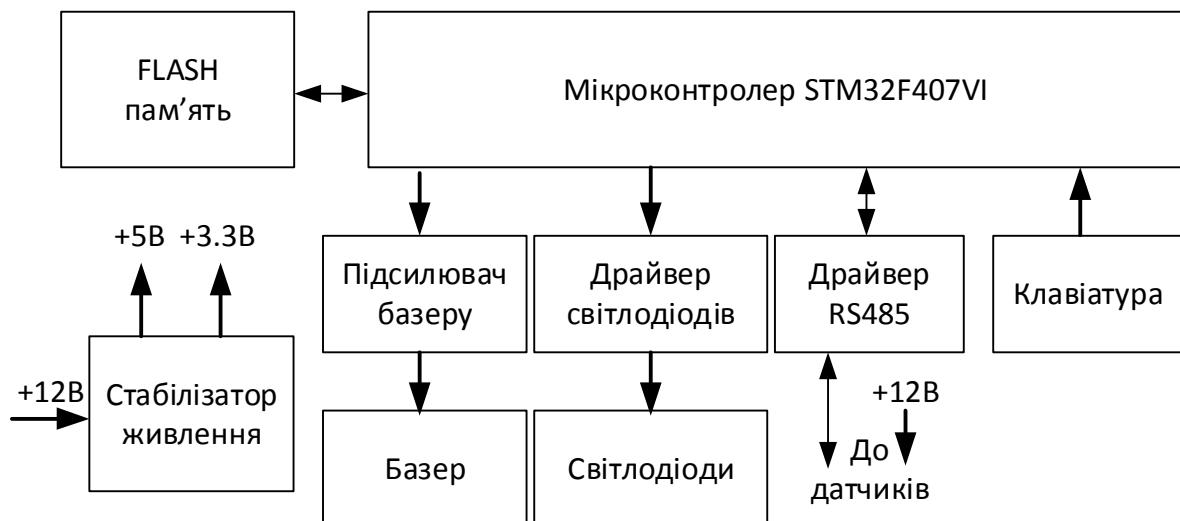
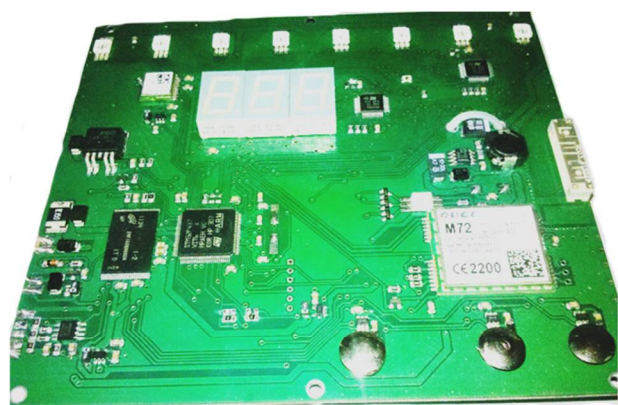


Рисунок 4.23 – Структурна схема монітора

Flash пам'ять – компактний електронний запам'ятовувальний пристрій, використовуване для зберігання бази даних системи діагностики. Для підвищення надійності вона реалізована у вигляді мікросхем пам'яті безпосередньо на друкованій платі.

Звукова сигналізація – базер, призначена для звукового оповіщення під час аварійних ситуацій (поломка фрези).

У системі використовуються 3-х кольорові світлодіоди, що значно спрощує графічне сприйняття стану фрези. Принципова схема монітору показана на рисунку 4.25, а на рисунку 4.24 показано зовнішній вигляд монітора.



Плата монітору

Загальний вигляд монітору



Рисунок 4.24 - Зовнішній вигляд монітора системи діагностики

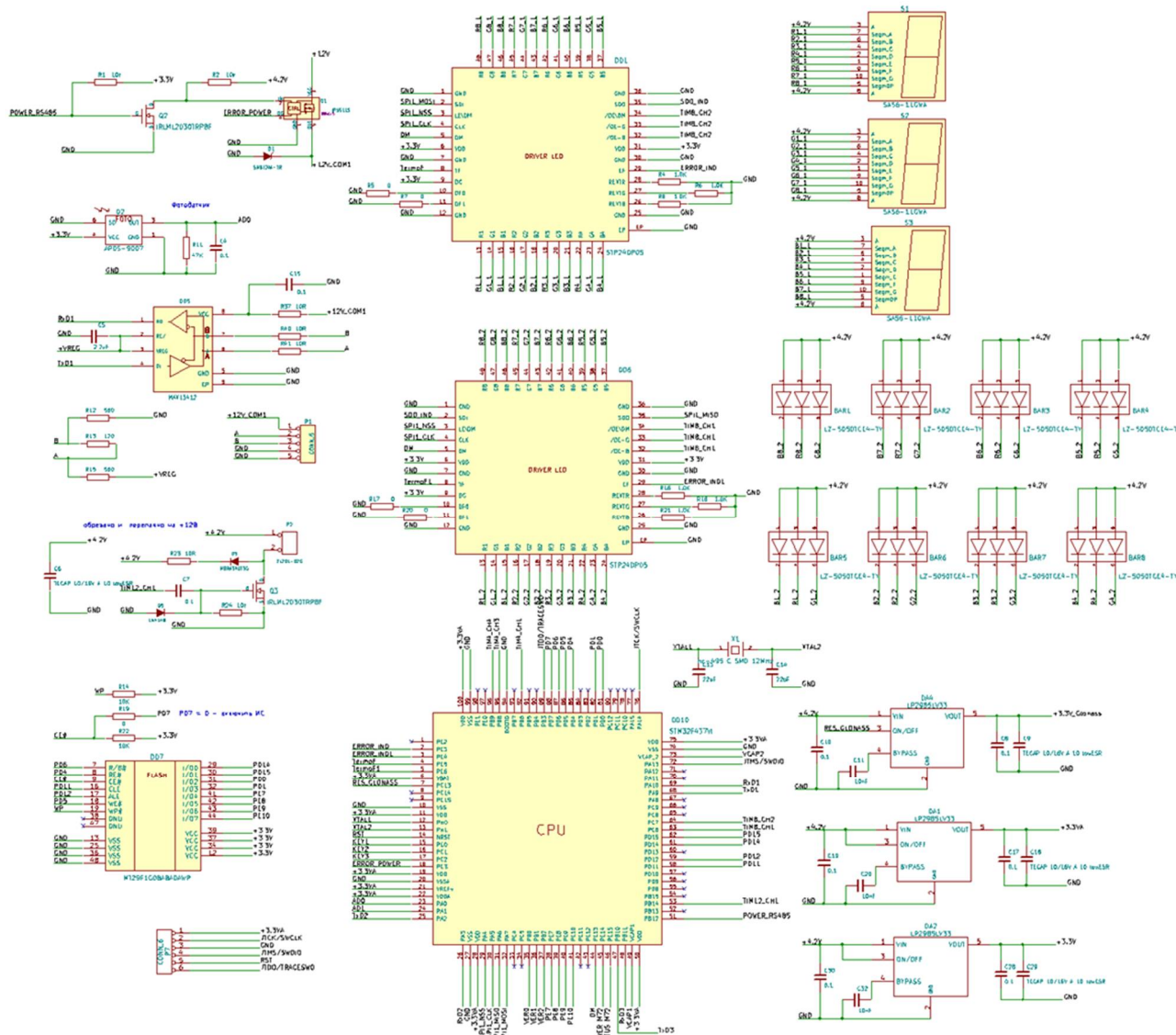


Рисунок 4.25 – Принципова схема монітору системи діагностики

4.6 Практична реалізація системи діагностики руйнування інструмента з використанням нейронної мережі

STM32Cube – це оригінальна програмна платформа компанії STMicroelectronics, що забезпечує значне збільшення продуктивності праці розроблювача завдяки зменшенню трудомісткості процесу розробки ПО, а також скорочення тимчасових і фінансових витрат. Платформа STM32Cube підтримує всю лінійку мікроконтролерів STM32. STM32Cubemx являє собою середовище візуального конфігурування мікроконтролерів STM32. Це середовище дає можливість із допомогою одного кліку створити закінчений Ide-проект для STM32, автоматично генеруючи код ініціалізації мікроконтролера й цільової платформи (виводи, система синхронізації, периферійні модулі і проміжне ПО). Водночас вибір і настроювання параметрів проводяться з допомогою різних майстрів із графічним інтерфейсом (майстер розв'язання конфліктів конфігурації виводів, помічник настроювання системи синхронізації й інші).

Пакет X-CUBE-AI розширює функціональні можливості середовища STM32Cube, додаючи в неї автоматичний генератор бібліотеки нейронної мережі. Цей генератор перетворить файли моделей попередньо навчених нейронних мереж, формовані різними фреймворками глибокого навчання (такими як, Caffe, Keras, Lasagne, Tensorflow™ Lite і Convnetjs), в оптимізовану за швидкістю виконання й обсягу пам'яті (ОЗУ й Flash) бібліотеку.

Процесорне ядро X-CUBE-AI, показане на рисунку 4.24, входить до складу пакета розширення X-CUBE-AI. Це ядро містить усі потрібні інструменти, що дають змогу із попередньо навченої нейронної мережі (D1-моделі) автоматично генерувати її оптимізовану й надійну реалізацію мовою Cі для застосування в системах, що вбудовуються, з обмеженими апаратними ресурсами. Бібліотека нейронної мережі, що згенеровано для МК STM32, прямо інтегрувалася в Ide-проект, як показано на рисунку 4.26.

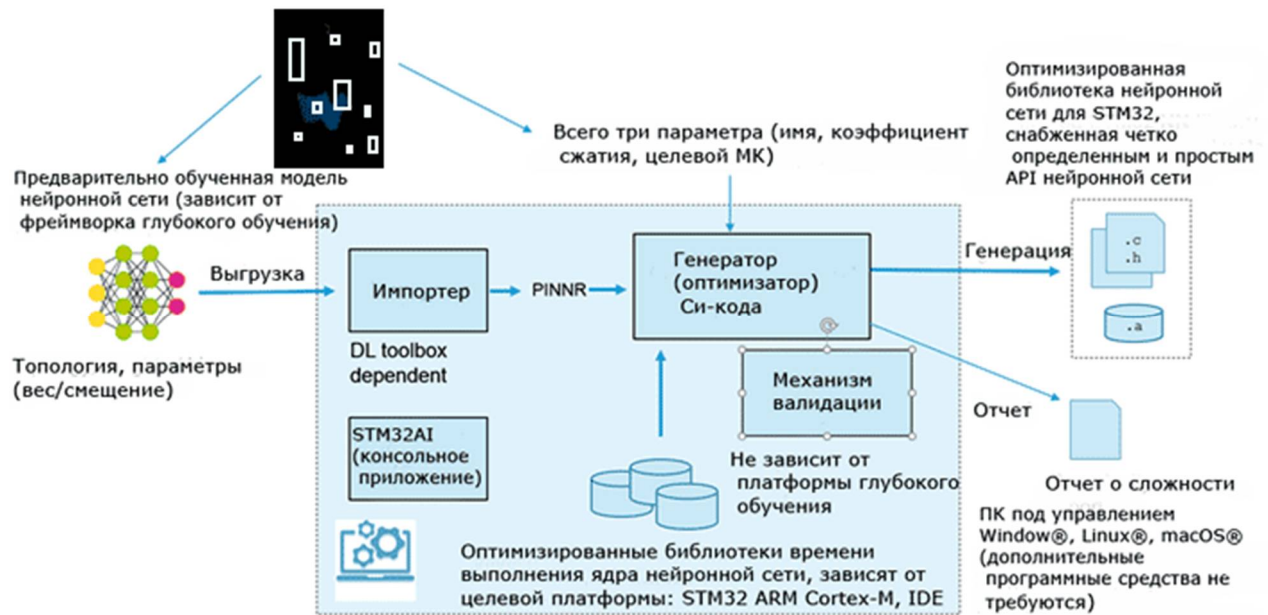


Рисунок 4.26 - Процессорне ядро X-CUBE-AI

Для реалізації навчання моделі нейронної мережі використовуємо Keras. Це нейромережева бібліотека відкритого типу, написана мовою Python. У бібліотеці зібрані реалізації основних блоків для нейронних мереж.

Для створення системи діагностики процесу фрезерування, можливо використати, як нейронну мережу зворотного поширення (BPNN) [27], так і нейронну мережу згортання (CNN) [28]. Нейронна мережа зворотного поширення (BPNN) здебільшого має кращий рейтинг ідентифікації, завдяки більшій потребі в обчислювальних ресурсах. Відповідно, для використання системи діагностики на базі мікроконтролера треба будь-яким чином зменшувати потребу в обчислювальних ресурсах.

Джерела даних для нейронної матриці були розділені на дві категорії: дані моделювання й дані сигналів у реальному часі від датчиків вібрацій. Дані моделювання використовувалися для навчання й перевірки моделі. Дані, отримані в реальному часі, використовувалися для оцінювання стану. Щоби скоротити час навчання моделі класифікації, попередньо зібрані дані були оброблені для добування зображень частотних діаграм. Частина ознак сигналу,

отриманих за допомогою добування ознак, була використана для навчання моделі, а частина, що залишився, - для перевірки моделі. Після завершення навчання моделі на вхід були подані сигнали в реальному часі, які використовувалися для тестування моделі навчання.

Нейронна мережа зворотного поширення являє собою комбінацію багатошарового перцептрона (MLP) [22] і зворотного поширення (BP) [27]. Нейронна мережа зі зворотним поширенням інформації - це навчальна, яка є найбільш репрезентативною й широко застосовуваною нейронною мережею. BPNN включає пряме поширення мережних вхідних даних і зворотне поширення помилок вихідних даних. Якщо фактичний результат не досягає очікуваного рівня, повідомлення про помилку відправляється назад із вихідного рівня на вхідний рівень. Ціль навчання може бути досягнута за допомогою послідовної зміни ваг для зменшення рівня помилок.

Базова структура нейронної мережі зворотного поширення показано на рисунку 4.27. Структура нейронної мережі включає блок обробки, рівні й мережа. Блок обробки - це найпростіший обчислювальний блок. «Шари» формуються декількома блоками обробки з однаковою функцією й містять у собі вхідний, схований і вихідний рівні, які разом утворюють нейронну мережу.

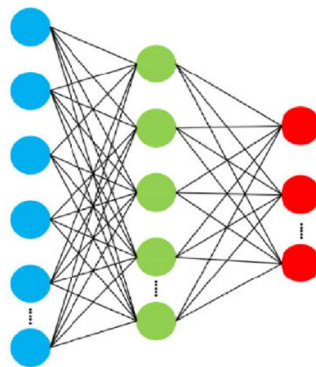


Рисунок 4.27 - Структура нейронної мережі зворотного поширення

Нейронна мережа зворотного поширення - це типова багатошарова мережна структура, утворена вхідним, схованим і вихідним шарами. Шари зв'язані з допомогою обчислення ваг і помилок, а вихідне значення попереднього

шару обробляється, як вхід для наступного шару з нелінійною функцією активації. Формула виглядає в такий спосіб:

$$S_j = f \left(\sum_{i=0}^{m-1} w_{ij} x_i + b_j \right) \quad (4.4)$$

де S_j - j -е вхідне значення блоку схованого шару; w_{ij} - вага для підключення блоків обробки в різних шарах; x_i - вхідне значення i -го блоку; b_j - значення зсуву.

Коли згенеровано помилку між прогнозованим значенням і фактичним значенням, нейрон зворотного поширення передає помилку назад схованому шару, щоби скорегувати значення ваги і зсуву моделі. Вхідне значення навчальних даних буде передано на наступний рівень на основі нового значення ваги й зсуву кожного шару, щоби виправити помилки, поки значення не виявиться в припустимому діапазоні, коли він зупиниться. Цільова функція для зменшення різниці між вихідним і цільовим значенням нейронної мережі:

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i \in \text{outputs}} (y_{(i)} - \hat{y}_{(i)})^2, \quad (4.5)$$

де $y_{(i)}$ - фактичне значення; $\hat{y}_{(i)}$ є прогнозованим значенням.

Нейронна мережа, що звертається (CNN) - це мережа із глибоким навчанням, здатна до високопродуктивної обробки зображень. Її особливість полягає в тому, що особливість кожного шару в нейронній мережі, що звертається, досягається завдяки згортки й функції активації після повноцінного спільного використання локальною зоною попереднього рівня. CNN знижує складність завдяки зменшення кількості нейронів і добування ознак, що також суттєво не може зменшити параметри навчання для зображень у межах певного виміру [28]. CNN може використовувати вихідне зображення безпосередньо в якості вхідних даних для мережі, що призводить до його широкого застосування

в області глибокого навчання. Нейронна мережа, що звертається, має шари введення, згортки, об'єднання, активації, повного з'єднання й виводу [22].

Не існує фіксованих специфікацій або основи для налаштувань внутрішніх параметрів нейронної мережі поширення, тому використовувалися постійні параметри, використовувані для навчання, кількість нейронів і обсяг навчання даних. Кількість нейронів була встановлена рівним 1000. Перший набір експериментальних сигналів був 300 сигналів даних фрезерування від торцевої фрези для навчання моделі; і 300 сигналів даних у реальному часі були також зібрані з торцевої фрези й підставлені в навчену модель для тестування. Результати підстановки зображень тестового набору з першого і другого набору сигналів у модель нейронної мережі показано в таблиці 4.1 представлених у вигляді кількості тестових вибірок і кількості правильних ідентифікацій. Показники ідентифікації склали 93% і 85% відповідно.

Таблиця 4.1 - Відповідні результати ідентифікації руйнування зубів фрези для тестових сигналів навчання та робочих сигналів

Набор тестових сигналів	Кількість тестових образів	Кількість коректних ідентифікацій	Рейтинг коректної ідентифікації, %
1 (як і для навчання)	300	280	93
2 (робочі)	300	255	85

Отже, система діагностики на базі нейронної моделі була використана під час дослідження руйнування зубів торцевих фрез на виробництві. Перший етап використовував FIR-Фільтрацію. Другий етап передбачав швидке перетворення Фур'є вібраційного сигналу з датчиків вібрації. Зображення, отримані з допомогою цих двох етапів, були використані для наступної ідентифікації з використанням нейронної моделі.

4.7 Висновки до розділу

1. Аналіз статистичних даних із побудови систем діагностики процесу фрезерування дав змогу виявити сучасну тенденцію до створення структури таких систем – здебільшого використовується розподілений принцип побудови, для якого первинна обробка вимірjuвальної інформації виконується безпосередньо на датчиках. За таким принципом побудови, датчики являють собою інтелектуальні пристрої, базовані на мікроконтролерах.

2. Для первинної обробки вібраційних сигналів процесу фрезерування розроблені датчики, які використовують обчислювальні можливості мікроконтролерів, що розташовані в них, а саме: FIR фільтрацію сигналу та його перетворення в частотні смуги.

3. Для підвищення інформативності системи діагностики фрезерування виконується оцінювання та вибір значущих частотних смуг за критерієм співвідношення амплітуд.

4. Для створення системи діагностики процесу торцевого фрезерування розроблені п'єзоелектричні та оптичні датчики вібрацій, об'єднані в мережу з допомогою інтерфейсу RS 485.

5. Програмування мікроконтролерів системи діагностики торцевого фрезерування виконувалось із допомогою спеціально розробленого середовища проектування систем реального часу, що базується на використанні методу графів і дає змогу підвищити надійність програмного забезпечення мікроконтролерів, полегшити аналіз програмного коду та пошук помилок.

6. Для виявлення руйнування пластин фрези розроблено монітор системи діагностики процесу торцевого фрезерування, який забезпечує взаємодію з мережею датчиків вібрацій та обертання шпинделю, оброблює отриману інформацію.

7. Для змушення оператора верстата до негайних дій в разі відмови ріжучих пластин фрези, виконується візуалізація стану пластин із допомогою червоного сигналу кольорових індикаторів.

8. Для аналізу діагностичної інформації о процесі фрезерування апробована нейронна мережа, побудована з використанням системних засобів фірми STMicroelectronics. Результати показали, що система діагностики руйнування зубів фрези, має рівень ідентифікації 93% для тестових сигналів. Для робочих сигналів рівень ідентифікації склав 85%

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ І НАДІЙНОСТІ ЗБІРНИХ ФРЕЗ

5.1 Вибір інструментального матеріалу фрези

Для надійності роботи інструменту особливе значення мають вибір інструментального матеріалу. В умовах ПАТ Дружківський машзавод закордонні фірми для фрез збірної конструкції застосовують твердий сплав різних марок.

Були проведені виробничі й лабораторні випробування торцевих фрез, оснащених різними твердими сплавами.

Для одержання інформації про умови обробки деталей торцевими фрезами, режимів різання, стійкості ріжучих пластин і видів їхніх відмов був здійснений збір статистичних даних в умовах ПАТ Дружківський машзавод. Обробка корпусної деталі зі сталі 9ХС здійснювалася торцевими фрезами D150мм із пластинами $Z=4$ твердого сплаву Т5К10 на верстаті моделі ВМ127М.



Рисунок 5.1 – Обробка деталі на верстаті моделі ВМ127М

Для випробувань обрана партія пластин $N=16$ штук. У таблиці 5.1 наведені умови випробувань.

Таблиця 5.1 - Умови випробувань торцевих фрез

Модель верстата	Матеріал деталі	Пластина фрези		Перетин зрізу		Швидкість різання V , м/хвил
		Розмір, мм	Матеріал	t , мм	S , мм/об	
BM127M	Сталь 9ХС	$L=17$ $d=9,525$ $s=4,76$	T5K10	5	0,15	63

Метою випробувань пластин було встановлення закон розподілу їхньої нароби на відмову (періоду стійкості), представлений у графічному вигляді на рисунку 5.2. Інструмент працює до відмови, якою може бути катастрофічне зношування, викрашування та поломка ріжучої пластини.

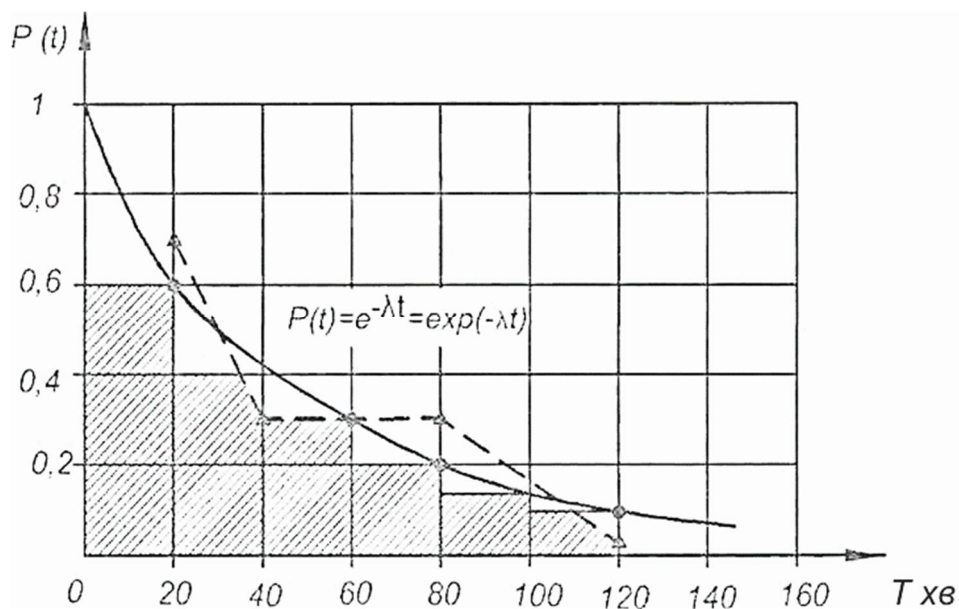


Рисунок 5.2- Графік залежності надійності від періоду стійкості T

Умови випробувань торцевих фрез показано в таблицях 5.2, 5.3.

Таблиця 5.2 - Умови випробувань зносостійкості твердосплавних торцевих фрез $z=4$

Верстат	Оброблювана деталь, НВ	Ріжучий інструмент	Ширина фрезерування В, мм	Режими різання				
				t, мм	S _z мм/зуб	S _{хв} , мм/хв	V, м/хв	n, об/хв
ВМ127М	Сталь 9ХС	Фреза торцева, z=4	80	3	0,18	970	180	228

Таблиця 5.3 - Умови випробувань зносостійкості твердосплавних торцевих фрез $z=4$ для фрезерування площини з уступом

Вид обробки	Ширина фрезерування В, мм	Режими різання			
		t, мм	S _z мм/зуб	S _{хв} , мм/хв	Швидкість, різання, м/хв
Фрезерування площини	54	3	0,18	970	180

На рисунку 5.3 показані результати порівняльних випробувань торцевих фрез із числом зубів $z = 4$ для фрезерування площини з уступом (Сталь 9ХС).

В дослідженні був проведений збір статистичних даних про роботу торцевих фрез у попередній обробці, який виконувався в умовах ПАТ Дружківський машзавод. Аналіз показав, що здебільшого в різанні беруть участь фрези з невеликою кількістю ріжучих пластин. Проте, наразі відмові однієї із пластин та навіть двох, інструмент не знімається з верстата.

Збір даних виконувався для 16 фрез. Ними здійснювалась обробка сталі 9ХС із швидкістю різання $V=70$ м/хв та глибиною різання t у діапазоні від 4 мм до 6мм з подачею $S_z=0,13...0,16$ мм/зуб.

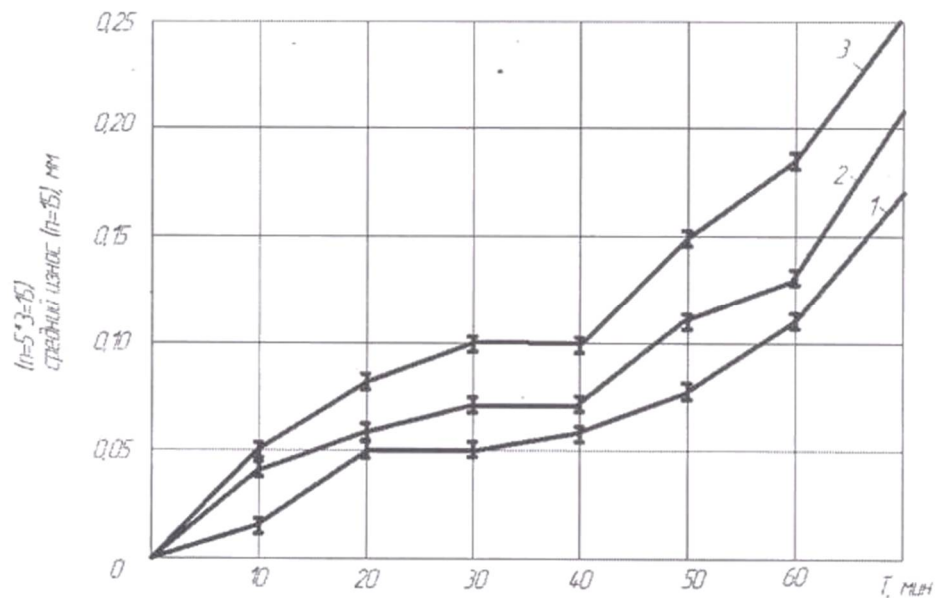


Рисунок 5.3 - Результати порівняльних випробувань торцевих фрез із числом зубів $z = 4$ для фрезеруванні площини з уступом (сталь 9ХС)

1 - пластини фірми Seco APMX 160408TR - M14T350M;

2 - пластини фірми Iskar APKT 1604PDR - 76 IC928;

3 - пластини фірми Sandvik Coromant APMT 160408 - M4240.

Було проведено дослідження надійності торцевих фрез для різного числа працездатних зубів.

Аналіз статистичних даних показав, що в 93% випадків обробки фрези знімається лише після виходу з ладу всіх пластин. Така стратегія заміни фрез приводить до підвищеної витрати пластин. Також відмітимо, що для попереднього фрезерування на верстатах підприємства критерій заміни фрези через затуплення пластин ніколи не використовувався, виробничники спиралися тільки на критерій остаточного руйнування пластин.

5.2 Визначення надійності торцевих фрез з обмеженою кількістю зубів

Статистичний аналіз результатів дослідження надійності торцевих фрез для попереднього фрезерування показав експоненціальний закон розподілу

стійкості. З погляду надійності фреза являє собою паралельну систему з пасивним резервом [86, 85]. Тоді, після відмови одного зуба, його навантаження під час різання сприймає наступний за ним зуб.

Встановлено, що завдяки підвищеному навантаженню на наступний зуб, надійність фрези знижується.

Наприклад, імовірність безвідмовної роботи торцевої фрези з двома пластинами [87]:

$$(P_1(t) + Q_1(t)) (P_2(t) + Q_2(t)) = 1, \quad (5.1)$$

де $P_1(t)$, $P_2(t)$ – імовірність безвідмовної роботи відповідно першого й другого зуба фрези; $Q_1(t)$, $Q_2(t)$ – імовірність відмови кожного зуба [2]:

$$P_1(t)P_2(t) + P_2(t)Q_1(t) + Q_2(t)P_1(t) + Q_1(t)Q_2(t) = 1, \quad (5.2)$$

де $P_1(t)P_2(t)$ – імовірність безвідмовної роботи обох зубів протягом часу t [2];

$P_2(t)Q_1(t)$ – імовірність безвідмовної роботи другого зуба після відмови першого зуба [2];

$Q_1(t)Q_2(t)$ – імовірність відмови двох зубів за час t [87].

Доведено, що сума трьох перших членів у (5.2) складає ймовірність безвідмовної роботи фрези, беручи до уваги, що фреза знаходиться в експлуатації поки залишається працездатною, навіть одна пластина.

Відомо, що ймовірність відмови $Q(t)$ та ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ співвідносяться як [87]:

$$Q(t) = 1 - P(t). \quad (5.3)$$

Тоді, підставивши (5.3) в (5.2) та виконавши перетворення, здобудемо рівняння надійності для двозубої фрези:

$$P_{\text{фр2}} = P_1(t) + P_2(t) - P_1(t)P_2(t) \quad (5.4)$$

Беручи до уваги експонентний закон розподілу стійкості фрези:

$$P = e^{-\lambda t}, \quad (5.5)$$

де λ – інтенсивність відмови пластин фрези.

Рівняння (5.4) запишемо у вигляді:

$$P_{\text{фр2}} = e^{-\lambda_1 t} + e^{-\lambda_2 t} - e^{-(\lambda_1 + \lambda_2)t} \quad (5.6)$$

де λ_1, λ_2 – інтенсивність відмови першої та другої пластини.

Визначаємо середній період стійкості:

$$\overline{T}_{\text{фр}} = \int_0^{\infty} P(t)_{\text{фр}} dt = \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (5.7)$$

У випадку, якщо $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$ (усі пластини з однієї партії), то:

$$P_{\text{фр}} = 2e^{-\lambda_1 t} - e^{-2\lambda_2 t}; \quad \overline{T} = \frac{3}{2\lambda} \quad (5.8)$$

5.3 Розроблення математичної моделі визначення надійності торцевих фрез для довільного числа зубів

Аналіз роботи збірних торцевих фрез для обмеженого числа зубів дав змогу виконати визначення надійності для фрез із довільним числом ріжучих пластин.

Беремо до уваги, як і запропоновано [92], що після відмови одного зуба його навантаження різання набуває наступний за ним зуб. Надійність всієї фрези знижується, завдяки тому, що зменшується ймовірність безвідмовної роботи. У торцевої фрези, що має i зубів справедливо рівняння[2]:

$$(P_1(t) + Q_1(t))(P_2(t) + Q_2(t)) \dots (P_i(t) + Q_i(t)) = 1, \quad (5.9)$$

Інакше, у стислому вигляді

$$\prod_{i=1}^n (P_i + Q_i) = 1, \quad (5.10)$$

де n – кількість зубів фрези;

$P_1(t), P_2(t), \dots, P_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи відповідно першого й другого та інших зубів фрези;

$Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_i(t)$ імовірність відмови кожного зуба [87].

Розкладаючи рівняння 5.9 (або 5.10) на множини приводимо його к (5.12) скорочуючи вирази виду (5.11):

$$P_i(t)(P_j(t) + Q_j(t)) = P_i(t) \quad (5.11)$$

$$P_1(t) + P_2(t)Q_1(t) + P_3(t)Q_1(t)Q_2(t) + P_4(t)Q_1(t)Q_2(t)Q_3(t) + \dots + P_n(t)Q_1(t) \dots Q_{(n-1)}(t) + Q_1(t) \dots Q_n(t) = 1, \quad (5.12)$$

Тоді підставивши формулу 5.13:

$$Q_i(t) = 1 - P_i(t), \quad (5.13)$$

у формулу 5.12 збудемо формулу 5.14:

$$\begin{aligned}
& (P_1(t)+P_2(t)+P_3(t)\dots+P_n(t))-(P_1(t)P_2(t) + \dots + \\
& P_n(t)P_{(n-m)}(t))+P_1(t)P_2(t)P_3(t) + \dots + \\
& P_n(t)P_{(n-m)}(t)P_{(n-m-l)}(t) + \dots + \\
& (-1)^n P_1(t) P_2(t) P_3(t)\dots P_n(t) + Q_1(t)Q_2(t)Q_3(t)\dots Q_n(t) = 1,
\end{aligned} \tag{5.14}$$

Або, теж саме в стислій формі:

$$\begin{aligned}
& \sum_{p=1}^{n-1} \sum_{i \neq j \neq k \neq \dots \neq n=1}^n \prod_{i=1}^p P_{i \neq j \neq k \neq \dots \neq n} + \dots + \sum_{i \neq j \neq k \neq \dots \neq n=1}^n P_i P_j P_k \dots P_n + \dots + \\
& (-1)^i P_1(t)P_2(t)P_3(t)\dots P_n(t) + \dots + Q_1(t)Q_2(t) \dots Q_n(t) = 1,
\end{aligned} \tag{5.15}$$

де

$${}_p^n C = \frac{n!}{p!*(n-p)!} - \text{біноміальний коефіцієнт.} \tag{5.16}$$

p – кількість можливих комбінацій, $1..n$.

Виконуємо перевірку викладених вище перетворень.

Знаючи [87], що

$$P_{\text{фр}(n)} = 1 - Q(t)_1 \dots Q(t)_n, \tag{5.17}$$

скоротимо вираз (5.15):

$$P_{\text{фр}(n)} + Q_1(t) \dots Q(t)_n (t) = 1, \tag{5.18}$$

Тоді ймовірність безвідмовної роботи фрези із n зубів, може бути записана через імовірності відмови одного зуба:

$$P_{\text{фр}(n)} = 1 - \prod_{i=1}^n Q_i, \tag{5.19}$$

Тоді, підставивши:

$$Q_i(t) = 1 - P_i(t), \tag{5.20}$$

здобудемо:

$$P_{\text{фр}(n)} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P(t))_i, \quad (5.21)$$

Розкривши дужки у виразі (5.21) здобуємо вираз (5.14), таким чином формула (5.15) є достовірною.

Визначаючи експоненціальний закон розподілу часу безвідмовної роботи кожного зуба:

$$P(t)_i = e^{-\lambda_i t} \quad (5.23)$$

Беремо до уваги, що надійність усіх пластин фрези $\lambda_i = \lambda_j$ однакова.

Отже, імовірності безвідмовної роботи всіх зубів уздовж часу t рівні:

$$P_i = P_k, \quad (5.24)$$

та ймовірності відмови всіх зубів за час t теж рівні

$$Q_i = Q_k, \quad (5.25)$$

Тоді для однакових ймовірностей безвідмовної роботи для всіх пластин фрези, згідно з формули (5.15):

$$P_{\text{фр}} = \sum_{p=1}^{n-1} \sum_{i \neq j \neq k \neq \dots \neq n=1}^p \prod_{i=1}^p P_{i \neq j \neq k \neq \dots \neq n} + \dots + \sum_{i \neq j \neq k \neq \dots \neq n=1}^{n-1} P_i P_j P_k \dots P_n + \dots + (-1)^i P_1(t) P_2(t) P_3(t) \dots P_n(t) \quad (5.26)$$

Здобудемо:

$$P_{\text{фр}} = \sum_{k=1}^n {}^n C_k P^k (-1)^{k+1} \quad (5.27)$$

Виконаємо перевірку (5.27), на прикладі фрези з двох зубів:

$$P_{\text{фр}} = \sum_{k=1}^2 {}^2C P^k (-1)^{k+1} = 2P - P^2, \quad (5.28)$$

Результат частинного рішення співпадає з рівнянням 5.3.

Виконаємо перевірку (5.27), на прикладі фрези з чотирьох зубів:

$$P_{\text{фр}} = \sum_{k=1}^4 {}^4C P^k (-1)^{k+1} = 4P - 6P^2 + 4P^3 - P^4, \quad (5.28)$$

Результат частинного рішення збігається з даними [87].

Для торцевої фрези, яка має n зубів, середній період стійкості можна визначити:

$$T_{\text{ст}} = \int_0^{\infty} P_{\text{фр}} "n" dt = \int_0^{\infty} P_{\text{фр}} = \sum_{k=1}^n {}^nC P^k (-1)^k dt \quad (5.29)$$

$$T_{\text{ст}} = \int_0^{\infty} (\sum_{k=1}^n {}^nC (e^{-\lambda t})^k (-1)^k) dt \quad (5.30)$$

$$T_{\text{ст}} = \frac{1}{\lambda} \sum_{k=1}^n {}^nC \frac{(-1)^{k+1}}{k} \quad (5.31)$$

Перевіримо, підставивши у формулу (5.31) завдане значення в 4 зуби:

$$T_{\text{ст}} = \frac{1}{\lambda} \sum_{k=1}^4 {}^4C \frac{(-1)^{k+1}}{k} = \frac{25}{12\lambda}. \quad (5.32)$$

Результат перевірки частинного рішення збігається з даними [87] [85].

5.4 Рекомендації визначення надійності для регламентованої заміни торцевих фрез

Для формування стратегії заміни зруйнованих ріжучих пластин використаємо поняття кратності резервування k [92]:

$$k = \frac{Z - Z_m}{Z_m}, \quad (5.33)$$

де Z – число ріжучих пластин фрези;

Z_m – число зруйнованих ріжучих пластин.

Стратегія заміни пластин торцевих фрези для різної кратності резервування показані в табл. 5.4.

Визначено доцільний рівень надійності фрези. Для цього виконано пошук мінімуму сумарних витрат на експлуатацію інструмента й витрат, пов'язаних із поліпшенням якості інструмента [87] (рис. 5.4).

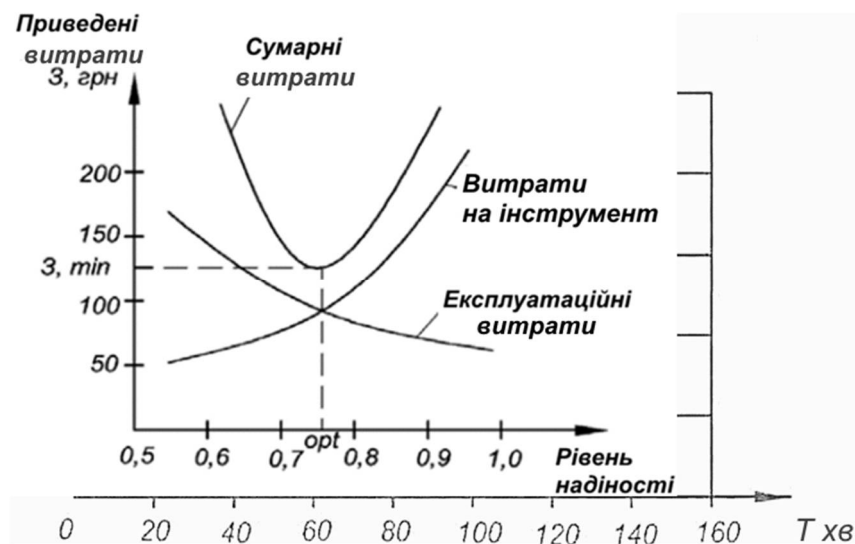


Рисунок 5.4 - Графік залежності приведених витрат від рівня надійності

Таблиці 5.4 – Стратегія заміни пластин фрези

Число пластин	Кратність резерву	Заміна фрези	Імовірність безвідмовної роботи для λ_t год ⁻¹		
			0,5	0,75	1
2	1/1	Після відмови першого зуба	0,72	0,83	0,61
4	1/3	Після відмови трьох пластин	0,36	0,47	0,15
4	2/2	Після відмови двох пластин	0,66	0,82	0,45
4	3/1	Після відмови першої пластини	0,92	0,97	0,85

Рекомендовано виконувати вибір стратегії заміни ріжучих пластин фрези в залежно від її потрібного рівня надійності. Так, стратегія заміни після відмови однієї пластини привоздить до підвищенню сумарних витрат. Тому ухвалюємо для торцевих фрез рекомендований [87] доцільний рівень надійності $P=0.82$.

Тоді, для випадку торцевої фрези з чотирма ріжучим пластинами та визначаючи доцільний рівень надійності $P=0.82$, рекомендовано знімати фрезу після руйнування двох ріжучих пластин.

Відповідно, період заміни фрези для експоненціального розподілу її стійкості:

$$T_{ст} = \frac{1}{\lambda t} = \frac{1}{0.75} = 1.33 \text{ годин.} \quad (5.34)$$

де λ – інтенсивність відмови пластин фрези.

Отже, для заданого рівня надійності вибираємо потрібну стратегію кратності резерву (табл.5.5) і визначаємо період регламентованої заміни інструмента.

Для проблеми викришування пластини фрези рекомендовані наступні міри:

- використовувати зустрічне фрезерування;
- змінити позицію фрези, для зсуву частоти коливання верстатної системи з резонансної ділянки та зменшення, у такій спосіб, амплітуди вібрацій;

- підвищити жорсткість технологічної системи, з метою зменшення амплітуди вібрацій, у тому числі мінімізувати виліт фрези;
- використовуючи розроблені методи моделювання, обчислити раціональну частоту обертання фрези та швидкість різання, для мінімізації рівня вібрацій внаслідок дії явища «різання по сліду»;
- зменшити подачу, або глибину різання для зменшення навантаження на пластину;
- покращити видалення стружки.

5.5 Висновки до розділу

1. Аналіз статистичних даних із роботи торцевих фрез для попереднього фрезеруванні в умовах ПАТ Дружківській машзавод показав, що в 93% випадків обробки фрези знімається лише після відмови всіх пластин, що приводить до нераціонального використання інструментального матеріалу.

2. Розглядаючи торцеву фрезу, як систему, надійність (ймовірність безвідмовної роботи), якої є похідною від надійності її окремих зубів та використовуючи методи теорії надійності, отримані математичні моделі для прогнозування надійності збірного інструмента для послідовного руйнування кожного зубу торцевої фрези з обмеженою кількістю пластин.

3. У дослідженні розширені межі використання математичних моделей прогнозування надійності збірного інструмента для торцевої фрези з довільною кількістю пластин.

4. Математичні моделі визначення надійності торцевої фрези були застосовані для прогнозування раціонального рівня надійності інструмента та надання рекомендацій із її регламентованої заміни.

5. Розроблена методика визначення стратегії заміни інструменту для забезпечення заданого рівня його надійності. Визначена стратегія

регламентованої заміни фрези для забезпечення раціонального рівня надійності, наприклад, для фрези $Z=4$, заміна виконується після відмови двох зубів.

6. Рекомендовані заходи з підвищення надійності торцевих фрез для попереднього фрезеруванні.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації представлено вирішення актуальної науково-технічної задачі підвищення ефективності фрезерування на основі розробки та дослідження автоматизованої системи діагностики фрез. А саме:

1. Виконано аналіз впливу умов фрезерування торцевими фрезами на стан різального інструменту та його надійності, в результаті чого встановлено що діагностування потрібно проводити за допомогою аналізу вібраційних сигналів.

2. Розроблена методика дослідження динаміки процесу торцевого фрезерування за допомогою п'єзоелектричних та оптичних датчиків вібрації. Запропоновано комплексну систему оцінки якості процесу торцевого фрезерування як сукупність вібраційних сигналів, представлених у тривимірній системі координат з прив'язкою до кута повертання фрези. Створено прототип комплексної система оцінки якості процесу торцевого фрезерування, якій включає три канали п'єзоелектричних датчиків віброприскорення та датчик куту обертання шпинделя фрезерного верстата.

3. Вперше розроблено математичну модель системи розпізнання образів, яка дає змогу прогнозувати стан різального інструменту при попередньому торцевому фрезеруванні на базі експериментальних даних.

4. Розроблено математичну модель процесу фрезерування для визначення зв'язку між параметрами вібрацій при торцевому фрезеруванні та станом різальних пластин, що дозволило уточнити вплив руйнування різальної пластини на рівень амплітуд вібрацій при попередньому фрезеруванні. Для використання у автоматизованій системі діагностики фрез розроблено комплексну систему оцінки якості процесу торцевого фрезерування як сукупність вібраційних сигналів, представлених у тривимірній системі координат з прив'язкою до кута повертання фрези.

5. Розроблена та досліджена автоматизована система діагностики стану різального інструменту та прогнозування його стану шляхом контролю вібрацій

технологічної системи, яка дозволяє підвищити продуктивність на 15 відсотків та зменшити потребу у пластинах на 20 відсотків. Сконструйовані нові оптичні датчики вібрацій на основі мікроконтролерів, які застосовуються для первинної обробки вібраційного сигналу. При розробці датчиків та автоматизованої системи діагностики використано методи автоматного програмування, розроблено програмний комплекс для створення надійного програмного забезпечення, який знайшов застосування при розробці систем діагностики та керування верстатами. Розроблена програмна система визначення стану інструменту на основі нейронної мережі.

6. Розглядаючи торцеву фрезу як систему, надійність (імовірність безвідмовної роботи) якої є похідною від надійності її окремих зубів, та використовуючи методи теорії надійності, отримані математичні моделі для прогнозування надійності збірного інструмента при послідовному руйнуванні кожного зуба для торцевої фрези з обмеженою кількістю пластин. Вперше визначені математичні моделі прогнозування надійності збірного інструмента для торцевої фрези з довільною кількістю пластин.

7 Математичні моделі визначення надійності торцевої фрези були застосовані для прогнозування раціонального рівня надійності інструмента та надання рекомендацій з її регламентованої заміни. Визначена стратегія регламентованої заміни фрези для забезпечення раціонального рівня надійності, наприклад для фрези $Z=4$, заміна виконується при відмові двох зубів. Рекомендовані міри по підвищенню надійності торцевих фрез при попередньому фрезеруванні

8. Результати роботи знайшли практичне використання:

- при створенні технічних рішень та методики визначення періоду регламентованої заміни інструменту для забезпечення заданого рівня його надійності;

- на ПАТ Дружківський машинобудівний завод впроваджена система діагностики торцевих фрез при попередньому фрезеруванні, у результаті

досягнуте підвищення продуктивності до 15 відсотків та скорочення витрати твердосплавного матеріалу до 20 відсотків. Фактичний річний економічний ефект від впровадження результатів роботи - 38 670 грн.

- на ТОВ «Промислово-торгівельна компанія Інтріс трейд» розроблено і впроваджено програмно-апаратний комплекс діагностики малозубих фрез «Мрія-Міні», що відрізняється модульною конструкцією й можливістю адаптації до застосування на різних типах фрезерних верстатів. Очікується річний економічний ефект від впровадження результатів роботи – 67 943 грн.;

- на науково-виробничому колективному підприємстві «Інтріс» розроблено і впроваджено оптичний датчик для вимірювання вібрацій з робочим діапазоном частот до 500Гц та чутливістю 1мкм. Очікується річний економічний ефект від впровадження датчика – 15 000 грн.;

- в навчальному процесі Донбаської державної машинобудівної академії.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. B. Jinsong, G. Yuan, Z. Xiaohu, Z. Jianguo, and J. Xia, "A data driven model for predicting tool health condition in high speed milling of titanium plates using real-time SCADA," *Procedia CIRP*, vol. 61, pp. 317-322, Apr. 2017.
2. BN Mohapatra and RK Mohapatra, "Performance analysis on frequency response of finite impulse response filter," *Procedia Comput. Sci.*, vol. 79, pp. 729-736, Jan. 2016.
3. BS Prasad and MP Babu, "Correlation between vibration amplitude and tool wear in turning: Numerical and experimental analysis," *Eng. Sci. Technol., Int. J.*, vol. 20, no. 1, pp. 197-211, Feb. 2017.
4. Chatter onset in non-regenerative cutting: a numerical study. J. Gradisek, E. Govekar and I. Grabec. *Journal of Sound and Vibration* (2001) 242(5), 829-838. doi:10.1006/jsvi.2000.3388
5. Chen X., Peng, L., Cheng, G., Luo, C. Research on degradation state recognition of planetary gear based on multiscale information dimension of SSD and CNN. *Complexity*, Volume 2019, 2019, no. 8716979. DOI: 10.1155/2019/8716979.
6. CNC Milling for Makers. Rattat Christian. Basics – Techniques – Applications. Rocky Nook, 2017. 178 p.
7. Cowley A., Boyle A. Active dampers for machine tools.-*Annals of the CIRP*, 1970, V. VIII, P 272 - 276.
8. CS Macinnes, "Fft-based joint bearing estimation," *IEEE J. Ocean. Eng.*, vol. 27, no. 4, pp. 774-779, Oct. 2002.
9. Ge L., Zhang Y., Chen B. Study of CCD vision-based monitoring system for NC lathes. *Measurement*, SEP 2018. T. 125. C. 680–686. DOI: 10.1016/j.measurement.2018.05.016.

10. Ghaffari A. Mohammadiasl E. How to prevent undesired oscillation in NC rotary table. *Journal of vibration and control*, DEC 2017. Т. 23. Вып. 20. С. 3490–3503. DOI: 10.1177/1077546315593026.

11. H. Ding, D. Liu, and F.-F. Zhao, "Variation trend analysis of groundwater depth in area of well irrigation in Sanjiang plain based on wavelet neural network," in *Advances in Neural Network Research and Applications*, Z. Zeng and J. Wang, Eds. Berlin, Germany: Springer, 2010, pp. 829-836.

12. Ismail F., Kubica E. G. Active Suppression of Chatter in Peripheral Milling. Part. 1. A Statistical Indicator to Evaluate the spindle Speed Modulation Method. // *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* - 1995. - №10. - P. 299-310.

13. J. Downey, S. Bombinski, M. Nejman, and K. Jemielniak, "Automatic multiple sensor data acquisition system in a real-time production environment," *Procedia CIRP*, vol. 33, pp. 215-220, Jan. 2015.

14. J. Kopač and S. Šali, "Tool wear monitoring during the turning process," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 113, nos. 1-3, pp. 312-316, Jun. 2001.

15. Jemielniak K., Widota A., Suppression of Self-excited Vibration by Spindle Speed Variation Method./ *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, 1984, Vol. 24, pp. 207-214.

16. Korotkov, A., Korotkova, L., & Vidin, D. (2018). Using Modern Technologies in the Production of Mining Equipment. *E3S Web of Conferences*, 41, 03007.doi:10.1051/e3sconf/20184103007.

17. Kotliar A. Ensuring the reliability and performance criterias of crankshafts / A. Kotliar, M. Gasanov, Y. Basova, O. Panamariova, S. Gubskiy – *Diagnostyka*, 2019; 20(1): 23–32. <https://doi.org/10.29354/diag/99605>.

18. Kovalov V. D., Vasilchenko Y. V., Klymenko G. P., Sukova T. A., Saenko M. A. Development of decision-making system for the implementation of optimal adaptive control. *Modern trends in material processing : collective monograph / Edited by Predrag Dašić. Vrnjačka Banja, 2018. Pp. 122–143.*

19. Kovalov V., Vasilchenko Y., Turmanidze R., Dašić P., Sukova T., Shapovalov M. The technique of designing high-power CNC lathes for enterprises of

the heavy engineering industry. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 568 (2019) (Special Volume with: Annual Session of Scientific Papers «IMT ORADEA 2019»; Oradea, Felix Spa; Romania; 30–31 May, 2019), Article no. 012119: pp. 1-6. ISSN 1757-8981. DOI: 10.1088/1757-899X/568/1/012119.

20. Lehrich K., Wasik M., Kosmol J. Identifying the causes of deterioration in the surface finish of a workpiece machined on a rail wheel lathe. Maintenance and reliability. 2018.Т. 20. Вып. 3. С. 352–358. DOI: 10.17531/ein.2018.3.2

21. Luo X., Qin Y. Hybrid Machining: Theory, Methods, and Case Studies. Academic Press, 2018. 313 p.

22. M. Heidari and H. Shamsi, "Analog programmable neuron and case study on VLSI implementation of multi-layer perceptron (MLP)," *Microelectron. J.*, vol. 84, pp. 36-47, Feb. 2019.

23. Matsubara T., Yamamoto H., Mizumoto H. Study on Regenerative Chatter Dynamic Cutting Force.//*Bull. Japan Soc. of Eng.*, 1985. Vol. 19, No.4, pp.260-265.

24. Merritt H. E. Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter. /*ASME J. Eng. Indus.*, 1965, Vol. 87, pp. 447-454.

25. Radulescu R. A., Kapoor S. G., DeVor R. E. An Investigation of Variable Spindle Speed Face Milling for Tool-Work Structures With Complex Dynamics, Part 1: simulation results; Part 2: Physical Explanation; Part 3: / / *Journal of manufacturing science and engineering.*, 1997, 119, pp. 266-283.

26. Richter Robertc., Hast John R. , Machine tool damping unit/The Cincinnati, Milling machine Col. Патент США, кл 188-1, (F16d, 63100), N3486585.

27. S. Garg, SK Pal, and D. Chakraborty, "Evaluation of the performance of backpropagation and radial basis function neural networks in predicting the drill flank wear," *Neural Comput. Appl.*, vol. 16, p. 407, Jul. 2006.

28. S. Kiranyaz, A. Gastli, L. Ben-Brahim, N. Al-Emadi, and M. Gabbouj, "Real-time fault detection and identification for MMC using 1-d convolutional neural networks," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 66, no. 11, pp. 8760-8771, Nov. 2019.

29. Sastry Sridhar, Kapoor Shiv G., DeVor Richard E.. Floquet theory based approach for stability analysis of the variable speed face-milling process. / ASME J. Eng. Indus., 2002, Vol. 124, pp. 10-17.

30. Slavicek J, Bolinger J.G. Design and application of self-optimizing dampers for increasing machine tools performance. -Adv. of machine tool design and research. Oxford, 1969, P48-52.

31. T. Tarumi, GW Small, RJ Combs, and RT Kroutil, "Infinite impulse response filters for direct analysis of interferogram data from airborne passive Fourier transform infrared spectrometry," *Vibrational Spectrosc.*, vol. 37, no. 1, pp. 39-52, Jan. 2005.

32. Tlustý J., Ismail F. Basic non-linearity in machining chatter. // *CIRP Ann.*, 1981, 30.No1, pp.299-304.

33. Vasilevich Y. V., Dounar S. S. Finite Element Analysis of Centreless Lunette Turning of Heavy Shaft. *SCIENCE & TECHNIQUE*. 2017. Vol. 16. Is. 3. C. 196–205. DOI: 10.21122/2227–1031–2017–16–3–196–205.

34. X. Gao, X. Yan, P. Gao, X. Gao, and S. Zhang, "Automatic detection of epileptic seizure based on approximate entropy, recurrence quantification analysis and convolutional neural networks," *Artif. Intell. Med.*, vol. 102, Jan. 2020, Art. no. 101711.

35. Y. Altıntaş, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *CIRP Annals*, Volume 44, Issue 1, 1995, Pages 357-362, ISSN 0007-8506, [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62342-7](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62342-7).

36. Y. Altintas, M. Weck, Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals*, Volume 53, Issue 2, 2004, Pages 619-642, ISSN 0007-8506 [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60032-8](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60032-8)

37. Y. Dai and K. Zhu, "A machine vision system for micro-milling tool condition monitoring," *Precis. Eng.*, vol. 52, pp. 183-191, Apr. 2018.

38. А.А.Никольский. Принципы построения двухканальных электроприводов с пьезокомпенсатором для систем высокоточного воспроизведения движений: Автоматизированный электропривод/ М.: Энергоатомиздат, 1990. С.31-38.

39. А.с. 1247191 СССР, МКИ В23С5/06. Режущий инструмент / Л.А.Васин, С.А.Васин, О.Л. Дмитриева- Бюл. №28, 1986. - 3 с.
40. А.С. № SU856679. Привод шпинделя вибрационного резания к фрезерному станку / С.И.Красюк, А.С.Симонов и В.П.Колосов. Бюл.40, 1985.
41. А.С. №1495024, МКИ в23С5/06. / Веревкин М.В., Гончаров Б.К., Климентьев В.И. Бюл. №38 , 1982. - СС54.
42. А.С. №614905, Мкив23С5/06. / Егин Б.Н., Лищинский Н.Я. Бюл. №26 (53), 1978. - СС23.
43. А.С. СССР 1247191, МКИ В23 С 5/06. Режущий инструмент /Л.А.Васин, С.А.Васин, О.Л.Дмитриева - №3878899 /25-08, 25.02.85; Опубл. 30.07.86, Бюл.№28.
44. Автоколебания при фрезеровании тонкостенных элементов деталей [Электронный ресурс] : монография / [Внуков Ю. Н., Дядя С. И., Козлова Е. Б и др.] ; под ред. Ю. Н. Внукова. – Электрон. данные. – Запорожье : ЗНТУ, 2017. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) 12 см. – ISBN 978-617-529
45. Алейников Дмитрий Павлович, Лукьянов Анатолий Валерианович, Лукьянов Дмитрий Анатольевич Исследование и визуализация амплитудно-частотных характеристик обрабатывающих центров // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2017. №1 (53).
46. Алхаджи Ахмад. Система адаптивного управления электроприводом подачи станка для стабилизации момента резания. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. – Одесса : ОПИ, 1993
47. Анельчик Д.Є., Швець С.В., Луців І.В., Дубецький І.Д. Система різання: фізичні основи оптимізація / Під. ред. І.В. Луціва. – Одеса-Тернопіль: ТДТУ, 2000. – 145с.
48. Ахметшин Н.И. Вибрационное резание металлов / Н.И. Ахметшин, Э.М.Гоц, Н.Ф.Родиков; под ред. К.М. Рагульскиса - Л.: Машиностроение. Ленингр. отдние, 1987. - 80 с.

49. Балицька Н.О. Підвищення працездатності прорізних фрез. / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. - Київ: КПІ, 2015 - 161с.

50. Васильченко Я.В. Повышение эффективности обработки на тяжелых станках за счет эксплуатационных свойств элементов технологической системы / Я.В. Васильченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2010. – Вип. 26. – С. 108 – 111.

51. Васин С.А., Верещака А.С, Кушнер В.С. Резание материалов: Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании: Учебн. для техн. вузов. - М.: Из-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. - 448с.

52. Вейц В.Л. Вынужденные колебания в металлорежущих станках / В.Л. Вейц, В.К. Дондошанский, В.И. Чиряев- М.: Машгиз, 1959-288с.

53. Вольшонок З.С., Винальева Н.П. Применение современных методов фрезерной обработки в тяжелом машиностроении: Обзор. - ЦНИИТЭИ тяжмаш., 1987.- 48 с.

54. Высокопроизводительная обработка металлов резанием. М.: Издательство «Полиграфия», 2003. — 301 с.

55. Гаек М. Повышение эффективности торцового фрезерования конструкционных сталей и чугунов путем стабилизации возмущающих факторов обработки.: Автореф. дисс. на соискание ученой степени д-ра техн.наук. М., 1995. -с. 46.

56. Городецкий Ю.И. Анализ и синтез динамического качества фрезерных станков: автореф. дис. докт. техн. наук (05.03.01) / Городецкий Юрий Исаакович; Горьк. гос. ун-т. - Горький, 1986. - 36 с.

57. Городецкий Ю.И. Повышение виброустойчивости и производительности вертикально - фрезерных консольных станков / Ю.И. Городецкий // Станки и инструмент. - 1982. - №8. - с.9 -12.

58. Гришандин В.Ф. Влияние главного привода на виброустойчивость фрезерных станков / В.Ф. Гришандин, В.В. Климовский //Станки и инструмент- 1985 — №1. - с. 24-26.

59. Гузенко В.С. Математическое моделирование динамического состояния тяжело нагруженного инструмента / Гузенко В.С., Миранцов С.Л., Федоров В.Л. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: международный сборник научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1998. - Т.1. - С. 220–223.

60. Дайял Рамешвар. Разработка и исследование системы автоматического управления показателями динамического качества станков при резании. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н. М.: УДН, 1980. - 222 с.

61. Динамика и моделирование электромеханических приводов/ Вейц В.Л., Царев Г.В. – Саранска: Изд-во Мордов. Ун-та, 1992. – 228с.

62. Добрынин С.А. Методы автоматизированного исследования вибраций машин: справочник / С. А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. - М.: Машиностроение, 1987. - 224с.

63. Довідник технолога-машинобудівника. В 2-х т. Т-2/ Під ред. А.Г. Косилової і Р.К. Мещерякова.- 4-е изд.; перераб. і доп.- М.: Машинобудування, 1985.- 586 с.

64. Донченко Е.И. Новый подход к разработке систем управления оборудованием на базе микроконтроллеров / Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції 21 — 24 грудня 2020 року / за заг. ред. В.Д.Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2020. — 112 с., с26. ISBN 978-966-379-959-9.

65. Донченко Е.И. Автоматное программирование при разработке встраиваемых систем. / Информатика, управління та штучний інтелект, Харків–Краматорськ, 2019. Тези шостої міжнародної науково-технічної конференції. стр31.

66. Донченко Є.І., Застосування протоколу бездротової передачі даних у системах керування. / Донченко Є.І., Жартовський О.В., Мещеряков А.О., Рябин І.О. // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДГМА, 2020. – № 1 (47). ISSN 1993-8322

67. Донченко Є.І., Комп'ютеризована система контролю висіву просапних культур на основі ємнісних датчиків. / Інформатика, управління та штучний інтелект. // Тези сьомої міжнародної науково-технічної конференції. – Харків: НТУ "ХПІ", 2020. – 84 с., с.21. ISSN 2524-0293.

68. Досько С. И. Параметрическая идентификация упругих систем станков Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. – М. : Мосстанкин, 1987.

69. Дроздов Н.А. К вопросу о вибрациях станка при токарной обработке / Н.А. Дроздов // Станки и инструмент- 1937- № 22 - с.21-25.

70. Электронный ресурс. <https://www.lcard.ru/products/external/e-440>

71. Жарков, И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г. Жарков. -Л. : Машиностроение, 1986. - 184с.

72. Жуловян В.В., Толстиков М.В., Кутузов Е.И. Цифро-аналоговый следящий электропривод с прогнозом желаемого движения и полиномиальным управлением: Автоматизированный электропривод/ М.: Энергоатомиздат, 1990. С.58-64.

73. Залога В. А. Новая структура системы диагностирования состояния режущего инструмента, основанная на использовании правил нечеткой логики и системы искусственного интеллекта / В. А. Залога, Р. Н. Зинченко, А. В. Гонщик // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. - 2011. - Вып. 27. - С. 46-52.

74. Залога В. А. Современное состояние вопроса о диагностике состояния режущего инструмента при фрезеровании / В. А. Залога, Р. Н. Зинченко, Ю. В. Шаповал // Резание и инструмент в технологических системах: междунар. науч.-техн. сб. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2013. – Вып. 83. – С. 118-126.

75. Залога В.А. Оценка степени износа инструмента методом вибродиагностики / В.А.Залога, В.В.Нагорный // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Сер. : Машинобудування. - 2012. - № 66. - С. 96-102. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VKPI_mash_2012_66_18

76. Залого В.А., Криворучко Д.В. К вопросу об общности математического описания процессов резания с переменной толщиной среза // Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн.-техн. сборник. – Х., 2001. №59. – С. 86 – 92.

77. Залого В.О., Шаповал Ю.В., Дрофа К.А. (2016). Скінчено-елементний аналіз динамічного стану металообробної технологічної системи. Технологический аудит и резервы производства, 3 (1 (29)), 33-39.

78. Зарс В.В. Моделирование автоколебаний металлорежущих станков / В.В.Зарс // Вопросы динамики и прочности. - Рига, 1969. - вып. 118. - с.157-173.

79. Ильницкий И.И. Колебания в металлорежущих станках и способы их устранения /И.И. Ильницкий-М-Свердловск: Машгиз, - 1958, - 143с.

80. Исследование износа инструмента и спектра вибраций при фрезеровании // Э.И. «Режущие инструменты» Зарубежный опыт. Пер. с англ. Б.А. Мартынов. М., 1984. -№11.- с. 1-11.

81. Кабалдин Ю.Г. Самоорганизующиеся процессы в технологических системах обработки резанием. Диагностика, управление / Ю.Г. Кабалдин А.М. Шпилев. - Владивосток: Дальнаука, 1998.- 296с.

82. Кацевич В.Л., Лопатин Е.Я., Никольский А.А. Следящие и позиционные электроприводы с быстродействующими пьезодвигателями: Автоматизированный электропривод/ М.: Энергоатомиздат, 1990. С.389-395.

83. Каширин А.И. Исследование вибраций при резании/ А.И.Каширин— М — Л.: Изд-во АН СССР, 1944. - 262с.

84. Кедров, С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. - М.: Машиностроение, 1978. - 199 с.

85. Клименко Г. П. Обеспечение надежности технологической системы оптимальными стратегиями замены инструмента / Г. П. Клименко // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем : сборник статей в 2-х т. Т. 2. – Краматорск : ДГМА, 1997. – С. 65–72

86. Клименко Г. П. Определение надежности обслуживания режущего инструмента / Г. П. Клименко, Я. В. Васильченко // Високі технології в машинобудуванні : збірник наукових праць. – Харьков : ХГПУ, 2000. - С.134-137.

87. Клименко Г. П. Применение марковских и полумарковских цепей при оценке надежности технологической системы / Г. П. Клименко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк : ДонНТУ, 2004. – Выпуск 28. – С. 71–76.

88. Клименко Г.П. Васильченко Я.В., Шаповалов М.В. Качество и надежность эксплуатации сборных твердосплавных инструментов. Вісник Національного технічного університету ХПІ. Series: Techniques in a machine industry : зб. наук. пр. № 34 (1310) – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – С. 34 – 39.

89. Клименко Г.П. Васильченко Я.В., Шаповалов М.В. Якість і надійність технологічних систем : навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. Краматорськ : ДДМА, – 2018. – 204 с.

90. Клименко Г.П. Основы рациональной эксплуатации режущего инструмента : Учеб. пособие. Краматорск : ДДМА, 2006. – 200 с.

91. Клименко Г.П. Повышение эффективности эксплуатации режущего инструмента на тяжелых станках // Прогресивна техніка і технологія машинобудування і зварювального виробництва. Збірник наукових праць.-Київ: НТУУ “КПІ”, 1998.- Т.1.– С. 417 – 422.

92. Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Шаповалов М.В. Качество и надежность эксплуатации сборных твердосплавных инструментов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні, № 6 (1282) 2018 - С.34-39. ISSN 2079-004X (print).

93. Клименко Г.П., Равская Н.С., Андронов А.Ю. Повышение надежности технологической системы при механообработке труднообрабатываемых материалов на тяжелых токарных станках. Вестник двигателестроения. 2009. Вып. № 2 (21). С. 116–119.

94. Коваль М.И., Коробко А.В., Крончев Г.И. Адаптивная система управления с ограничением автоколебаний станка. – Станки и инструмент, 1980.№2, с14-18.

95. Козловский Н.А., Зайкин М.П. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Под ред. П.И.Ящерицына. – Мн.: Наука и техника, 1986. –135с.

96. Коробко А.В., Коваль М.И., Кальсин В.Н. Двухпараметрическая адаптивная система управления процессом фрезерования. – Станки и инструмент, 1981, №2, с.17-19

97. Корытин А.М. и др. Устройство для адаптивного управления станками. Авт. св. N 552175 (СССР), 1977.

98. Кравченко Константин Юрьевич, Кугаевский Сергей Семенович, Журавлев Михаил Петрович, Элькинд Дмитрий Михайлович. "Выявление собственных частот колебаний и коэффициентов относительного демпфирования динамической системы при фрезеровании методом операционного модального анализа" Вестник Брянского государственного технического университета, no. 8 (61), 2017, pp. 14-24.

99. Кропп А.Е. Приводы машин с импульсными вариаторами/ А.Е. Кропп. —М.: Машиностроение, 1988. - 144 с.

100. Кудинов В. А., Дайял Р. Анализ существующих систем адаптивного управления металлорежущими станками. В сб. : Исследование процессов и динамики машин. , М. : УДН, 1979. - С. 59 – 65.

101. Кудинов В.А. Теория вибраций при резании (трении)/ В.А. Кудинов // Передовая технология машиностроения: сб. научн. тр./ АН СССР. - М, 1955- с.631-643.

102. Кумабэ Д. Вибрационное резание: Пер. с яп. / Д. Кумабэ- М.: Машиностроение, 1985. -424 с.

103. Кутепов Н.Л., Зелик В.П., Голосенин И.А. Диагностический комплекс экспрессоценки технического состояния металлорежущих станков. /Деп. В ГНТБ України 13.06.95г. №1487 – Ук.95 – Краматорск, 1995. – 11с.

104. Кучма Л.К. Вибрации при работе на фрезерных станках и методы их гашения/ Л.К. Кучма. - М.: Изд-во АН СССР, 1959. - 122с.

105. Лебедев А.М. и др. Следящие электроприводы станков с ЧПУ/ А.М.Лебедев, Р.Т.Орлова, А.В.Пальцев. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 233 с.: ил.

106. Лищинский Н.Я. Исследование ударных нагрузок при торцовом фрезеровании / Н.Я.Лищинский, В.Г. Круцило, А.Н.Скачков // Физические процессы при резании: межвуз.сб.науч.тр./ ВолгПИ. - Волгоград, 1993, - С.62-66.

107. Луцив И. В. Обработка отверстий большого диаметра инструментами с адаптивной кинематической связью / И. В. Луцив, С. Г. Нагорняк // Технология и организация производства. – Киев, 1987. – С. 27–29.

108. Луців І. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу/ І. Луців, Р. Лещук // Вісник ТДТУ. — 2009. — Том 14. — № 4. — С. 99-107. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

109. Марков А.И. Ультразвуковая обработка материалов / А.И. Марков- М.: Машиностроение, 1980.-237 с.

110. Медунецкий В.М., Помпеев К.П., Расщупкин А.В. Прогнозирование уровня паразитирующих вибраций фрезерной системы в зоне резания посредством анализа шумовой активности. Известия высших учебных заведений. Приборостроение, 60(11), 2017, - С. 1064-1069.

111. Мироненко Е.В. Оптимизация режимов резания при обработке на тяжелых токарных станках с учетом энергозатрат / Е.В. Мироненко, В.С. Гузенко, Л.В. Васильева, О.Е. Мироненко // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск : Технології в машинобудуванні. Харків НТУ «ХПІ». 2010. – № 40. – С. 62 – 70.

112. Мироненко Є.В., Міранцов С.Л., Гузенко Д.Є., Ситнік М.Ю., Штогрін Д.Г. Вплив динамічних характеристик збірних різців на енергоефективність процесу різання // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Вып. №39 – Краматорск: ДГМА. 2016. – С. 153 – 158.

113. Музафаров Т.И. Разработка методов расчета и сравнительный анализ динамических характеристик агрегатно-фрезерных станков. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. - М. : ЭНИМС, 1989.

114. Мурашкин, Л.С. Прикладная нелинейная механика станков /Л.С. Мурашкин, С.Л. Мурашкин. -Л. : Машиностроение, 1977. - 192 с.

115. Орликов М.Л. Динамика станков. – 2-е из., перераб. и доп. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 272 с.

116. Основи теорії різання матеріалів: підручник [для высш. учебн. закладів] / Мазур Н.П., Внуков Ю.Н., Грабченко А.І. і ін. ; під общ. ред. Н.П. Мазура й А.І. Грабченко. - 2-е изд., перераб. і дополн. - Харків : НТУ «ХПИ», 2013. - 534 с.

117. Остафьев Е.Ф. Повышение точности и производительности точения на станках с ЧПУ на основе управления параметрами технологической системы. Диссертация на соискание ученой степени д. т. н. – М. : МИП, 1993-168-9

118. Подураев В.Н. Динамічна модель елементів технологічної системи з урахуванням нестабільності процесу різання/ В.Н.Подураев, В.І.Малыгин, Л.В.Кремева./ Вісник машинобудування. - 1996 р. – з18-23.

119. Подураев В.Н. К теории гашения автоколебаний при механической обработке с осциллирующей подачей / В.Н. Подураев, В.Ф.Горнев, В.В. Бурмистров // Изв. вузов. Машиностроение.-1974.-№11.-с. 12-14.

120. Подураев В.Н. Резание труднообрабатываемых материалов / В.Н. Подураев - М.: Высшая школа, 1974. - 587с.

121. Подураев В. Н. Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970.- 351 с.

122. Поликарпова Н.И., Шалыто А.А. Автоматное программирование. — СПб.: Питер, 2009. — 176 с. — ISBN 978-5-388-00692-9.
123. Пономарев Б.Б., Нгуен Ш.Х. Моделирование и анализ влияния условий обработки на силы резания при концевом фрезеровании. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование 3 (59), 2018, - С. 8-16.
124. Пономарев Борис Борисович, Нгуен Ши Хьен. Выбор динамометра для измерения силы резания при концевом фрезеровании // Вестник Брянского государственного технического университета. 2019. №5 (78).
125. Преобразователи пьезоэлектрические виброизмерительные ДН-3, ДН-4, ДН-5. Паспорт. Москва, в/о «Проммашэкспорт», 1985 р.
126. Равская Н.С., Клименко Г.П. Обеспечение заданного уровня надежности режущего инструмента при расчете их конструктивных параметров // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. сборник. – Харьков: ХГПУ, 2001. – Вып. 60. –С. 200 – 204.
127. Равська Н. С. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці / Н. С. Равська, П. Р. Родін, Т. П. Ніколаєнко, П. П. Мельничук. – Житомир: ЖІТІ, 2000. – 163 с.
128. Родин П.Р. Основы проектирования режущих инструментов/ П. Р. Родин. – Киев: Вища школа, 1999. – 424 с.
129. Родічев Ю.М., Сорока О.Б., Ковальов В.Д., Васильченко Я.В., Шаповалов М.В. Прискорені випробування різальних пластин при інтенсивному контактному навантаженні. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : зб. наук. пр. Краматорськ, 2018. № 1 (43). – С. 181–т187.
130. Розенберг Ю.А. Методы аналитического определения степени деформации металла стружки при резании // Вестник машиностроения. – 2001. – №3. –С.34–38.
131. Розенберг Ю.А. Развитие теоретических методов расчета сил резания / Ю. А. Розенберг, С. И. Тахман // Прогрессивные технологические процессы в машиностроении: сб. науч. тр. – Томск: ТПУ, 1997. – 158 с

132. Розенберг Ю.А. Різання матеріалів : підручник [для студ. техн. вузів] / Ю.А. Розенберг. Курган: ВАТ «Поліграфічний комбінат», Зауральє, 2007. - 294с.
133. Розенберг Ю.А. Розрахунки сил різання при контурному фрезеруванні криволінійних поверхонь. Ю.А.Розенберг, С.А.Тахман // Вісник машинобудування. - 1993 р., №2 с.38-41.
134. Розенберг Ю.А. Силы резания и методы их определения. Ч. I. Общие положения / Ю. А. Розенберг, С. И. Тахман. – Курган: КМИ, 1995. –128 с.
135. Розенберг Ю.А., Тахман С.И. Силы резания и методы и определения: Учебное пособие: В 2 ч. - Курган : Изд-во КМИ, 1995. - 130 с. и 103 с.
136. Рыжков Д. И. Вибрации при резании металлов и методы их устранения. М.: Машгкз, 1961.- 321 с.
137. Саградян А.И. Исследование усадки стружки при обработке сталей и сплавов резцами из различных инструментальных материалов // Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. ТН. – 2005. – Т. LVIII, N 1. – С. 24-30
138. Санкин, Ю.Н. Динамика несущих систем металлорежущих станков / Ю.Н. Санкин. - М.: Машиностроение, 1986. - 96 с.
139. Сборный твердосплавный инструмент / Хаэт Г.Л., Гах В.М., Гузенко В.С. и др. М.: Машиностроение, 1989. – 254 с.
140. Свинин В. М. Гашение автоколебаний при фрезеровании путем периодического изменения скорости резания / В.М. Свинин // Перспективные направления развития машиностроения Забайкалья: тез. докл. региональной науч.-техн. конф. /ЧитПИ. - Чита, 1991.-С. 15-16.
141. Свинин Валерий Михайлович. Управление регенеративными автоколебаниями при фрезеровании на основе модуляции скорости резания. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Иркутск 2008.
142. Свинин Валерий Михайлович. Управление регенеративными автоколебаниями при фрезеровании на основе модуляции скорости резания.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Иркутск 2008.

143. Соколовский А.П. Вибрации при работе на металлорежущих станках / А.П. Соколовский // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов: сб. научн. тр. -М. : Машгиз, 1958- с.3-23.

144. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-ч т. Т2/ Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. – 4 изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с.,

145. Степчин Я.А. «Модель обробної системи торцевого фрезерування з обмеженими автоколиваннями». Вісник ЖДТУ. Серія "Технічні науки", вип. 3(70), Вересень 2015, с. 48-52, doi:10.26642/tn-2014-3(70)-48-52.

146. Стокер, Д. Нелинейные колебания в механических и электрических системах / Д. Стокер. - М.: Изд-во ИЛ, 1952. - 264 с.

147. Струтинский В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки : підручник / В.Б. Струтинский. – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 612 с.

148. Струтинський В.Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів : монографія / В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук. – Житомир : ЖІТІ, 2002. – 570 с.

149. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів і систем : підручник / В. Б. Струтинський, А. М. Гуржій, В. С. Кривцов. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», 2011. – 672 с.

150. Струтинський В.Б. Підвищення точності металорізальних верстатів на основі чисельних розрахунків еліпсоїдів жорсткості / В.Б.Струтинський, В.М.Чуприна, О.Я.Юрчишин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : збірник наукових праць. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 40 (1149). – 128 с. ; с. 78–84. – (Серія: Технології в машинобудуванні).

151. Ташлицкий И.И. Явления запаздывания усилий при прерывистом резании с переменной толщиной среза / И.И. Ташлицкий // Вестник машиностроения. -1969.- №4. - с. 67-68.

152. Устранение вибраций при фрезеровании. /Пер с франц. Г.С.Вильнера/ Технология, оборудование, организация и экономика машиностроительного производства. Сер. Режущие инструменты. Зарубежный опыт. - М., 1985.-Вып. 14.-с. 1-4.

153. Фролов Андрей Николаевич. Повышение виброустойчивости фрезерования на основе использования торцовых фрез переменной жесткости. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Тула 2005.

154. Хае Г.Л., Клименко Г.П. Исследование рациональной эксплуатации твердосплавного режущего инструмента. Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Краматорск: ДГМА, 2000. Вип.10. - С.3-9.

155. Хитрик В.Э., Моделирование динамической характеристики процесса фрезерования / В.Э. Хитрик, Ю.Г. Перченков // Адаптация, моделирование и диагностика систем: сб. научн. трудов. / КуАИ- Куйбышев, 1983- с.39 - 49.

156. Шаламов В.Г. Теоретические основы взаимосвязи параметров инструмента с динамикой фрезерования листовых заготовок: автореф. дис. докт. техн. наук (05.03.01) / Шаламов Виктор Георгиевич; Челяб. политехи, ин-т. - Челябинск, 1990.-34 с.

157. Эльясберг М.Е. Автоколебания металлорежущих станков / М.Е. Эльясберг. -Издание ОКБС- С.-Петербург, 1993,- 180 с.

158. Эльясберг М. Е. Повышение устойчивости автоколебательной системы станка при воздействии периодического низкочастотного изменения скорости резания/ М.Е. Эльясберг, М.Г. Биндер // Станки и инструмент. - 1989. - №10. - С. 19-21, №11. С. 6-8.

ДОДАТОК А - РОЗРАХУНОК ПЕРЕРІЗУ ШАРУ, ЩО ЗРІЗАЄТЬСЯ

```

function [sys,x0,str,ts]=rez_zub(t,x,u,flag,z,N,R,b)
%LIMINTM Limited integrator implementation.
% Example M-file S-function implementing a continuous limited integrator
% where the output is bounded by lower bound (LB) and upper bound (UB)
% with initial conditions (XI).
%
% See sfuntmpl.m for a general S-function template.
%
% See also SFUNTMPL.
% Copyright 1990-2000 The MathWorks, Inc.
% $Revision: 1.15 $
%persistent U WU MX MY;
switch flag
    %%%%%%%%%%%
    % Initialization %
    %%%%%%%%%%%
    case 0
        [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(z,N,R,b);
        %%%%%%%%%%%
        % Derivatives %
        %%%%%%%%%%%
    case 1
        sys=[];
        %%%%%%%%%%%
        % Update %
        %%%%%%%%%%%
    case 2
        sys=[];

        %%%%%%%%%%%
        % Terminate %
        %%%%%%%%%%%
    case 9
        sys = []; % do nothing
        %%%%%%%%%%%
        % Расчет выходных параметров %
        %%%%%%%%%%%
    case 3
        sys = mdlOutputs(t,x,u,z,N);
    otherwise
        error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
end
% end limintm
%
%=====
% mdlInitializeSizes

```

```

% Возврат розміров, начальних значень, та період дискретності
%=====
function [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(z,N,R,b);
global ROW_RD COL_RD ROW_WR COL_WR MAX_COL MAX_ROW
MX MY Rb ACTIV Xmax Ymax Xmin Ymin COL TTT;
sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = 0;
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = z;
sizes.NumInputs = -1;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);
str = [];
x0 = [];
ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]
Xmax=900; %Розміри оброблюваної деталі
Ymax=95;
Xmin=40;
Ymin=-95;
ROW_RD=ones(z,1)*2; %Вказатель строки читання
COL_RD=ones(z,1);%Вказатель столбца читання
ROW_WR=zeros(z,1);%Вказатель строки запису
COL_WR=zeros(z,1);%Вказатель столбца запису
MAX_COL=z+1; %Число колонок
MAX_ROW=ones(z+1,1)*2; %Матриця кількості записаних значень
MX=zeros(z+1,N); %Матриця координат X
MY=zeros(z+1,N); %МАТриця координат Y
MX(1,1)=Xmin; MX(1,2)=Xmin; % Визначення начального сліду
MY(1,1)=Ymax; MY(1,2)=Ymin;
COL=2; % Вказатель чергової колонки
Rb=R+b;
ACTIV=zeros(z,1); % Матриця активності зубів
TTT=0;
% end mdlInitializeSizes
%=====
% mdlOutputs
% Return the output vector for the S-function
%=====
function sys = mdlOutputs(t,x,u,z,N);
global ROW_RD COL_RD ROW_WR COL_WR MAX_COL MAX_ROW
MX MY Rb ACTIV Xmax Ymax Xmin Ymin COL TTT;
x=u(1:z); % Перетворити вектор вхідних параметрів
y=u(z+1:z+z);
X=u(z+z+1);
Y=u(z+z+2);
warning debug;
q=1;
while q<=z % Перебрати всі зуби

```

```

DL(q)=0; % Обнулити товщину зрізу шарів
% Перевірка на закінчення різання
% Зона обробки
zone=le(x(q),Xmax)*ge(x(q),Xmin)*le(y(q),Ymax*1.1)*ge(y(q),Ymin)*lt(X,x(
q))=1;
% Якщо був активне но вже зовні області
if ACTIV(q)*~zone
    ACTIV(q)=0;
    ROW_RD(q)=MAX_ROW(COL_RD(q)); % Точка початку пошуку
    LIM=0; % Ліміт повторень
    KON=0; % признак повтору
    while KON==0 % цикл пошуку
        LIM=LIM+1;
        if LIM>N
            KON=1; % Перервати
            display('Перевішена кількість повторів при виході зуба');
            end;
        [xp yp act]=Search(COL_RD(q),ROW_RD(q),q,X,Y,x,y);
        if act==0
            KON=1; % Кінець повтору
            MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=x(q); % Записати масив MX
            MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=Ymin; % Записати масив MY
            MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q);%Зберегти межу строк
            % Контроль нижнього краю
            if y(q)<Ymin % Зуб пройшов метал
                [xs ys] = Lin_Ur(X,Y,x(q),y(q),Xmin,Ymin,Xmax,Ymin);
                if (xs<Xmin)|(xs>Xmax)
                    disp('Помилка в контролі нижньої області (вихід)');
                end;
            else
                xs=x(q); ys=y(q);
            end;
            DL(q)=sqrt((xs-xp).^2+(ys-yp).^2);
        elseif act==1 % Нема врізання
            KON=1; % Кінець повтору
            % Різання не виконується
            MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=xp; % Записати масив MX
            MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=Ymin; % Записати масив MY
            MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q); % Зберегти межу строк

        elseif act==2 % Точка лежить вище інтервалу
            ROW_RD(q)=ROW_RD(q)-1;
            if ROW_RD(q)<=1 % Нижня границя інтервалу пошуку
                KON=1; % Кінець повтору
                % Різання не виконується
                disp('Різання припинилось не почавшись!!!');
            end
        elseif act==3 % Точка лежить нижче інтервалу
            ROW_RD(q)=ROW_RD(q)+1; % Верх. границя інтервалу пошуку

```

```

if ROW_RD(q)>MAX_ROW(COL_RD(q))
    KON=1; % Кінець повтору
    % Різання не відбувається, відсутн. контроль в крайній точці
    MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=xp; % Записати масив MX
    MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=Ymin; % Записати масив MY
    MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q); % Зберегти межу строк
end;
end;
end; % while
end;
% Перевірка на різання
if АСТІV(q)==1 % Якщо зуб працює
    LIM=0; % Ліміт повторень
    KON=0; % Признак кінця пошуку 0
    while KON==0 % Цикл пошук
        LIM=LIM+1;
        if LIM>N
            KON=1; % Перервати
            display('Перевищена кількість повторів при різанні');
            end;
        % Визначення точки перетину радіусу и сліду
        [xp yp act]=Search(COL_RD(q),ROW_RD(q),q,X,Y,x,y);
        if act==0
            KON=1; % Кінець повтору
            % Перевірити на відсутність виміру координати
            if (abs(MX(COL_WR(q), ROW_WR(q)-1) -x(q))>0.001)
&(abs(MY(COL_WR(q), ROW_WR(q)-1)-y(q))>0.001)
                MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=x(q); % Записати масив MX
                MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=y(q); % Записати масив MY
                MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q);% Зберегти границю строк
                ROW_WR(q)=ROW_WR(q)+1; % Збільшити Номер строки запису
            end;
            % Контроль верхньої області
            if y(q)>Ymax % Зуб пройшов метал
                [xs ys] = Lin_Ur(X,Y,x(q),y(q),Xmin,Ymax,Xmax,Ymax);
                if (xs<Xmin)|(xs>Xmax)
                    disp('Помилка контролю верхній області ');
                end
            % Контроль нижньої області
            elseif y(q)<Ymin % Зуб пройшов метал
                [xs ys] = Lin_Ur(X,Y,x(q),y(q),Xmin,Ymin,Xmax,Ymin);
                if (xs<Xmin)|(xs>Xmax)
                    disp('Помилка в контролю нижній області');
                end
            else
                xs=x(q); ys=y(q);
            end
            DL(q)=sqrt((xs-xp).^2+(ys-yp).^2);
        end
    end
end
if t>5

```

```

disp(DL(q));
end;
elseif act==1 % Нема врізання
    KON=1; % Кінець повтору
    % Різання не виконується
    MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=xp; % Записати масив MX
    MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=yp; % Записати масив MY
    MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q); % Зберегти макс строку
    ROW_WR(q)=ROW_WR(q)+1; % Збільшити Номер строки записи

elseif act==2 % Точка лежить вище інтервалу
    ROW_RD(q)=ROW_RD(q)-1;
    if ROW_RD(q)<=1 % Нижн. границя інтервалу пошуку
        KON=1; % Кінець повтор.
        disp('Помилка - досягнута нижн. границя при резан.');
```

% Різання не виконується

```

    end;
elseif act==3 % Точка лежить нижче інтервалу
    ROW_RD(q)=ROW_RD(q)+1; % Верх. границя інтервалу пошуку
    if ROW_RD(q)>MAX_ROW(COL_RD(q))
        KON=1; % Кінець повтору
        disp('Помилка - досягнута верхн. границя при різанні.');
```

% Різання не виконується

```

    end;
end;
end; % while
end % Кінець перевірки на Різання
% Перевірка на врізання *****
% Якщо зуб не активний, но поблизу області обробки
if
~ACTIV(q)*ge(x(q),Xmin)*le(y(q),Ymax*1.1)*ge(y(q),Ymin)*lt(X,x(q))==1
    ROW_RD(q)=2;
    if COL==1 % Колонка читання
        COL_RD(q)=MAX_COL;
    else
        COL_RD(q)=COL-1;
    end;
    LIM=0; % Ліміт повторений
    KON=0; % признак повтору
    while KON==0 % цикл пошуку
        LIM=LIM+1;
        if LIM>N
            KON=1; % Перервати
            display('Перевищено число повторений при врізанні');
```

%Перевіримо на пересічення зі слідом попереднього зуба

```

[xp yp act]=Search(COL_RD(q),ROW_RD(q),q,X,Y,x,y);
if act==0
    KON=1; % Кінець повтору
```



```

ACTIV(q)=1; % Зуб став активним
ROW_WR(q)=1; % Номер строки записи
COL_WR(q)=COL; % Номер столбца записи
COL=COL+1; % Установить слідуєчи доступну колонку
if COL>MAX_COL % Перевірка на переповнення лічильника колонок
    COL=1;
end;
% Контроль верхній області
if y(q)>Ymax % Зуб пройшов метал
    [xs ys] = Lin_Ur(X,Y,x(q),y(q),Xmin,Ymax,Xmax,Ymax);

    MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=xs; % Записати масив MX
    MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=Ymax; % Записати масив MY
    MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q); % Зберегти макс строку
    ROW_WR(q)=ROW_WR(q)+1; % Збільшити Номер строки записи
    if (xs<Xmin)|(xs>Xmax)
        disp('Помилка в контролі верхньої області (вхід)');
    end;
else
    xs=x(q); ys=y(q);
    if COL_WR(q)==1
        MX(COL_WR(q),1)=MX(MAX_COL,1); % Записати масив MX
    else
        MX(COL_WR(q),1)=MX(COL_WR(q)-1,1);% Записати MX
    end;
    MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=Ymax; % Записати масив MY
    ROW_WR(q)=ROW_WR(q)+1; % Збільшити Номер строки записи
    MX(COL_WR(q),ROW_WR(q))=x(q); % Записати масив MX
    MY(COL_WR(q),ROW_WR(q))=y(q); % Записати масив MY
    MAX_ROW(COL_WR(q))=ROW_WR(q); % Зберегти макс строку
    ROW_WR(q)=ROW_WR(q)+1; % Збільшити Номер строки записи
end;
DL(q)=sqrt((xs-xp).^2+(ys-yp).^2);
elseif act==1 % Нема врізан.
    KON=1; % Кінець повтору
    % Резан. не виконується
elseif act==2 % Точка лежить вище інтервалу
    ROW_RD(q)=ROW_RD(q)-1;
    if ROW_RD(q)<=1 % Нижня границя інтервалу пошуку
        KON=1; % Кінець повтору
        % Різання не виконується
    end;
elseif act==3 % Точка лежить нижче інтервалу
    ROW_RD(q)=ROW_RD(q)+1; % Верх. границя інтервалу пошуку
    if ROW_RD(q)>MAX_ROW(COL_RD(q))
        KON=1; % Кінець повтору
        % Різання не виконується
    end;
end;
end;

```

```

    end; % while
end % Кінець циклу врізання.
q=q+1;
end; % While
sys = DL;
% end mdlOutputs
function [xp,yp,result] = Search(RD_COL,RD_ROW,q,X,Y,x,y);
global MX MY;
% Визначення точки пересічення радіусу і сліду
x2=MX(RD_COL,RD_ROW-1); y2=MY(RD_COL,RD_ROW-1);
x3=MX(RD_COL,RD_ROW); y3=MY(RD_COL,RD_ROW);
% Розрахунок матриці координат точок пересічення
[xp yp]=Lin_Ur(X,Y,x(q),y(q),x2,y2,x3,y3);
if y3>y2 % змінити при необхідності
    yy=y2; y2=x3; y3=yy;
    xx=x2; x2=x3; x3=xx;
end;
if (yp<=y2)&(yp>=y3)% Точка лежить в інтервалі
    if (x(q)>=xp)&(X<xp) % Точка лежить на радіусі
        result=0; % Різання виконується
    else result=1; % Різання не виконується, точка зовні радіуса
    end;
elseif yp>y2 % Точка лежить вище інтервалу
    result=2; % Різання не виконується, точка вище інтервалу
elseif yp<y3 % Точка лежить нижче інтервалу
    result=3; % точка нижче інтервалу
end;
end;
end % end Search
% Рішення системи лінійних рівнянь
function [x,y] = Lin_Ur(x0,y0,x1,y1,x2,y2,x3,y3);
A=[(y1-y0) (x0-x1) ; (y3-y2) (x2-x3)];
B=[x0*(y1-y0)+y0*(x0-x1) ; x2*(y3-y2)+y2*(x2-x3)];
L=A\B; % Розрахунок матриці координат точок пересічення
x=L(1); y=L(2);

```

ДОДАТОК Б - ОБЧИСЛЕННЯ СИЛ РІЗАННЯ

```

function [sys,x0,str,ts]=rez_forc(t,x,u,flag,z,Cp,Xp,Yp,np,Kp)
%rez_forc Обчислення значень сил згідно з емпіричної формули
%
switch flag
    %%%%%%%%%%%
    % Initialization %
    %%%%%%%%%%%
    case 0
        [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(t,x,u,flag,z);
        %%%%%%%%%%%
        % Derivatives %
        %%%%%%%%%%%
    case 1
        sys=[];
        %%%%%%%%%%%
        % Update %
        %%%%%%%%%%%
    case 2
        sys=[];
        %%%%%%%%%%%
        % Terminate %
        %%%%%%%%%%%
    case 9
        sys = []; % do nothing
        %%%%%%%%%%%
        % Розрахунок вихідних параметрів %
        %%%%%%%%%%%
    case 3
        sys = mdlOutputs(t,x,u,flag,z,Cp,Xp,Yp,np,Kp);
    otherwise
        error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
end
% end limintm
%
%=====
% mdlInitializeSizes
% Повернення розмірів, початкових значень і періоду дискретності
%=====
function [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(t,x,u,flag,z);
sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = 0;
sizes.NumDiscStates = 0;

```

```

sizes.NumOutputs    = z;
sizes.NumInputs     = -1;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);
str = [];
x0 = [];
ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]
% end mdlInitializeSizes
%=====
% mdlOutputs
% Return the output vector for the S-function
%=====
function sys = mdlOutputs(t,x,u,flag,z,Cp,Xp,Yp,np,Kp);
dl=u(1:z); % Перетворити вектор вхідних параметрів
v=u(z+1:z+z);
t=u(z+z+1:z+z+z);
sys = 10*Cp*dl.^Xp.*t.^Yp.*v.^np*Kp;

% end mdlOutputs

```

ДОДАТОК В - ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **25084** (13) **U**
 (51) МПК (2006)
 G01L 1/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
 І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ

ОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
 відповідальність
 власника
 патенту

(54) СПОСІБ ДІАГНОСТУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ КРУТИЛЬНОЇ ЖОРСТКОСТІ

1

2

(21) u200702984

(22) 21.03.2007

(24) 25.07.2007

(46) 25.07.2007, Бюл. № 11, 2007 р.

(72) Мироненко Євгеній Васильович, Серджук Олександр Олександрович, Бабін Олег Фавієвич, Марчук Євген Вячеславович, Донченко Євгеній Іванович

(73) ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

(57) Спосіб діагностування динамічної крутильної жорсткості, що полягає в перетворенні кутових поворотів вала в електричні сигнали за допомогою

датчиків його кутового положення, розташованих в двох його перерізах, синхронізації імпульсів від обох датчиків на холостому ході, після чого вимірюють і порівнюють імпульси, отримані від датчиків при роботі вала під навантаженням, який відрізняється тим, що різниця кількості імпульсів на кінці вихідного вала верстата - шпинделі, реєструється імпульсним датчиком кута повороту під час виходу інструмента з процесу різання, зафіксованого силовим датчиком, що визначає відповідний крутильний момент, або датчиком положення - при розрахунковому методі визначення обертового моменту.

Корисна модель відноситься до галузі техніки, а саме до механообробки і може бути використана при випробуванні технологічних систем механічної обробки на крутильну жорсткість.

Відомий спосіб виміру динамічної крутильної жорсткості, в якому коливання маховика визначаються одночасно за допомогою тахогенератора з порожнім ротором і наклеєних на стрижень дрових датчиків, що реєструють пружний момент $M_{\text{пр}}$. [Ривин Е.И. Динамика приводов станков- М.: Машиностроение, 1966. - 204с.: ил. - с.98].

Відомий також, обраний як прототип, спосіб визначення робочого обертаючого моменту і його коливань, які передаються валом, що полягає в перетворенні кутових поворотів вала в електричні сигнали за допомогою датчиків кутового положення вала і реєстрації цих електричних сигналів при роботі вала під навантаженням, при цьому виміру обертаючих моментів і їхніх коливань на валу машини роблять датчиками, розташованими в двох його перетинах, синхронізують по фазі імпульси від обох датчиків на холостому ході, після чого вимірюють і порівнюють імпульси, отримані від датчиків при роботі вала під навантаженням, визначають поточні значення тимчасових інтервалів між суміжними імпульсами від одного з датчиків і між парами поставлених у відповідність імпульсів від одного й іншого датчиків, а потім визначають миттєві значення обертаючого моменту, як частка від розподілу тимчасового зрушення між імпуль-

сами від одного й іншого датчиків на часове зрушення між імпульсами від одного з датчиків, помножене на постійну величину, обумовлену по формулі: $C=2G/ZL$, де G - модуль пружності при крутінні; Z - кількість імпульсів, генеруючих за один оберт вала; L - відстань між зубчастими кільцями на валу. [патент РФ №2002114945 кл. G 01 L 01/22, G 01 H 9/00 от 20.02.2004 Спосіб діагностування валов роторних машин, передаючих крутильні навантаження].

Недоліком такого способу є неможливість точного виміру кута скручування при мінливості кутової швидкості на робочому і холостих ходах, а також відсутність можливості виміру обертаючого моменту.

Загальними істотними ознаками відомого способу і того, що заявляється, є перетворення кутових поворотів вала в електричні сигнали за допомогою датчиків його кутового положення, розташованих в двох його перетинах, синхронізації імпульсів від обох датчиків на холостому ході, після чого вимірюють і порівнюють імпульси, отримані від датчиків при роботі вала під навантаженням.

В основу корисної моделі поставлена задача визначення динамічної крутильної жорсткості технологічної системи з максимальною точністю й обліком динамічних навантажень, що мають не постійне, а змінне значення.

(19) **UA** (11) **25084** (13) **U**

ПРОДОВЖЕННЯ ДОДАТКУ В

3

25084

4

Поставлена задача вирішується тим, що різниця кількості імпульсів на кінці вихідного валу верстата - шпинделі реєструється імпульсним датчиком кута повороту під час виходу інструменту з процесу різання, зафіксованого силовим датчиком, що визначає відповідний крутильний момент, або датчиком положення - при розрахунковому методі визначення обертаючого моменту.

До привідного кінця вихідного валу верстата - шпинделя для визначення кута скручування через муфту приєднують імпульсний датчик кута повороту з високою здатністю, який може генерувати імпульс початку. При точному визначенні моменту роблять установку силового датчика на технологічну систему. При визначенні моменту розрахунковим способом на вузлі технологічної системи, що робить рух подачі, встановлюється датчик для реєстрації положення (віброприскорення, індукційний, оптичний і ін.). Датчики визначення моменту, віброприскорення і кута повороту підключають до системи обробки і реєстрації даних.

На першому етапі виконують процес врізання і, при виникненні повного контакту між інструментом і заготовкою, виключають подачу і визначають кількість імпульсів N_0 від імпульсу початку до останнього імпульсу, що визначається датчиком повороту до часу виходу інструмента з контакту з деталлю, і знаходять відповідно силу P_0 (M_0) та діаметр D_0 . Вихід інструмента з контакту визначається силовими датчиками (при визначенні сили розрахунковим шляхом, вихід інструмента визначають по датчиках віброприскорень, оптичному, індукційному й ін.).

На другому етапі виконують процес врізання і при виникненні контакту між інструментом і заготовкою визначають кількість імпульсів N_1 від імпульсу початку до останнього імпульсу, що визначається датчиком повороту до часу виходу інструмента з контакту з деталлю, і знаходять відповідно силу P_1 (M_1) та діаметр D_1 .

При використанні датчика моменту визначення діаметрів не потрібно.

Визначаємо різницю імпульсів датчика кута повороту:

$$\Delta N_i = N_i - N_0$$

Кут скручування кінця шпинделя дорівнює:

$$\alpha_i = \frac{\Delta N_i}{DSK} \cdot 360^\circ$$

де DSK - дискретність імпульсного датчика кута повороту;

α_i - кут скручування вимірюваний у градусах.

Момент сили різання, що викликало кут скручування шпинделя при вимірі динамометром:

$$M_i = P_i \frac{D_i}{2} - P_0 \frac{D_0}{2}$$

(якщо головний рух обертання інструменту або обробка прохідним різцем $D_1 = D_0$). Динамічна жорсткість, визначається за формулою:

$$j_{\alpha} = \frac{M_i}{\alpha_i}$$

де j_{α} коефіцієнт динамічної крутильної жорсткості.

Приклад 1. Схема діагностування крутильної жорсткості на токарному верстаті, якщо сила різання розраховується (див. Фіг.1).

На шпиндельному вузлі 1 токарного верстата 1А64 з одного кінця встановлена деталь 2 з попередньо обробленим пазом 3, необхідним для виникнення процесу врізання при обертанні, а на іншому - через муфту 4 приєднаний імпульсний датчик кута повороту 5 моделі ROD 230-9000 фірми Heidenhain. На супорті 6 встановлено прорізний різець 7 з датчиком віброприскорень 8. Імпульсний датчик кута повороту 5 і датчик віброприскорень 8 приєднані до системи обробки і реєстрації даних 9, яка складається з послідовно з'єднаних частин: розв'язуючого підсилювача 10, аналого-цифрового перетворювача 11 (мод. 1-card E 14-440), а також персональної EOM 12.

Початкові дані

$L_1=1,2\text{м}; L_2=2\text{м};$

$P_1=10000\text{Н}$ (розрахункова величина),

$D_1=207\text{мм},$

$$M_i = P_i \frac{D_i}{2} = 1035\text{Н} \cdot \text{м}$$

У результаті проведення випробувань:

$N_i=954; N_0=919;$

$\Delta N_i = N_i - N_0 = 954 - 919 = 35;$

Кут скручування кінця шпинделя:

$$\alpha_i = \frac{\Delta N_i}{DSK} \cdot 360^\circ = \frac{35}{9000} \cdot 360^\circ = 1,4,$$

де DSK=9000;

Динамічна жорсткість, визначається по формулі:

$$j_{\alpha} = \frac{M_i}{\alpha_i} = 739,286\text{Н} \cdot \text{м/град}$$

Наведений приклад підтверджує досягнення технічного результату при проведенні заявленого способу.

ДОДАТОК Г - АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ ВАТ «Дружківській машзавод»



ISO 9001-2000
Система менеджмента
Сертифіцирована ОС РУРС



УКРАИНА
Открытое акционерное общество
«ДРУЖКОВСКИЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
ЗАВОД»

84205, Донецкая обл.,
г. Дружковка, ул. Ленина, 7
Для телеграмм:
ОАО «Дружковский машиностроительный завод»
р/с 260056567 в
Донецкой ОД ОАО «Райффайзен Банк Аваль»
г. Донецк, МФО 335076, ЕГРПОУ 00165669
ИНН 001656605107, Свид. 06084964
E-mail : aodmz@drutel.dc.ukrtel.net

Тел. (06267)

Факс (06267)

Телетайп:

4-22-43 диспетчер завода
4-34-04 коммутатор
3-09-68, 3-19-53, 4-20-77
115566 Топаз
3-15-17 приемная
3-15-17 главный инженер
3-54-54 зам. генерального директора по производству
3-19-53 зам. генерального директора по маркетингу и сбыту
4-25-97 зам. генерального директора по снабжению, транспорту
и складскому хозяйству
4-20-77 зам. генерального директора по качеству

№ 01/2018 от 15.01.2018

АКТ

внедрения результатов исследований Донченко Евгения Ивановича, проведенных в рамках диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук, на тему «Повышение качества обработки торцевыми фрезами на станках фрезерно-расточной группы за счет автоматизированной системы диагностики состояния режущих пластин».

Составлен комиссией:

Председатель: главный технолог

Кнышев А.К.

Члены комиссии: зам. главного технолога

Роговой А.М.

главный бухгалтер

Чуйкова Т.В.

Начиная с 7 декабря по 25 декабря 2009г комиссия выполнила работу по определению фактического результата внедрения результатов исследования и установила следующее:

1. В рамках диссертации Донченко Е.И. были проведены экспериментальные исследования процессов торцевого фрезерования широкой номенклатуры деталей на вертикально фрезерных станках ВМ127М цеха №7 Дружковского машиностроительного завода. В процессе экспериментальных исследований использовались пьезоэлектрические датчики вибраций ДН-3.

2. По результатам экспериментальных и теоретических исследований был предложен программно-аппаратный комплекс, решающий задачу распознавания характеристик вибрационного сигнала на основании концепции «Портрета фрезерования». На основании полученного «Портрета фрезерования» система выполняет оценку предполагаемого состояния твердосплавных пластин и визуализацию результата, что позволяет сократить подготовительно-заключительное время, связанное с необходимостью ручного контроля целостности и износа инструмента.

3. Программно-аппаратный комплекс уверенно распознает начальные стадии разрушения отдельных твердосплавных пластин, что позволяет своевременно принимать решение об их замене. Опытная эксплуатация программно-аппаратного комплекса на вертикально фрезерных станках ВМ127М цеха №7, выявила устойчивое увеличение стойкости инструмента.

ПРОДОВЖЕННЯ ДОДАТКУ Г

4. В результате внедрения программно-аппаратного комплекса на данный момент времени достигнуто повышение производительности до 5%, а так же сокращение расхода твердосплавного материала до 15%. Планируемый годовой экономический эффект от внедрения результатов работы составляет 38670 грн.

Председатель:
главный технолог

Кнышев А.К.

Члены комиссии:

зам. главного технолога

Роговой А.М.

главный бухгалтер

Чуйкова Т.В.

Утверждаю:
Генеральный директор
ОАО "Дружковский машзавод"

Белик В.Н.



ДОДАТОК Д - АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ «Промислово-торгівельна компанія
Інтріс Трейд» та «Науково-виробниче колективне підприємство Інтріс»

Общество с ограниченной ответственностью "Промышленно-торговая компания Интрис трейд"

84301 Краматорск,
ул. 19-го Партсъезда 48/А
код ОКПО 32788513
р/с 26003000105459
ПАО УСБ МФО 300023
тел/факс (0626) 41-42-84
тел (0626) 41-43-72

Акт

внедрения результатов исследований Донченко Евгения Ивановича, проведенных в рамках диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук, на тему «Повышение качества обработки торцевыми фрезами на станках фрезерно-расточной группы за счет автоматизированной системы диагностики состояния режущих пластин».

Начиная с 17 января по 25 февраля 2014г комиссия выполнила работу по определению фактического результата внедрения результатов исследования.

В рамках диссертации Донченко Е.И. было разработано многоцелевое информационно-контролирующее устройство «Мрия-мини».

Внешний вид устройства приведен в приложении А, внешний вид печатной платы показан в приложении Б.

Устройство построено на основе микроконтроллера архитектуры ARM-Cortex M4 – STM32F437VI, что позволяет в режиме реального времени выполнять математическую обработку 32-х разрядных чисел, в том числе при помощи встроенного сопроцессора с плавающей запятой. Указанные аппаратные средства широко используются при математической обработке измеряемой устройством информации.

Связь с датчиками выполняется посредством интерфейса RS485.

Регистрация измеряемой информации осуществляется при помощи встроенной флэш памяти.

На плате устройства размещен так же узел GSM связи. Этот узел решает вопрос доступа к измеряемой информации, а так же позволяет выполнять обновление программного обеспечения устройства.

В результате внедрения устройства «Мрия-мини» ожидается годовой экономический эффект 67943 грн.

Председатель комиссии:

зам. директора Гришин Е.А.

Члены комиссии:

нач. коммерческого отдела Тарасов В.В.

нач. технического отдела Саченко Д.О.

Утверждаю:

директор, к.т.н. Савченко О.К.-





Научно-производственное коллективное предприятие

ИНТРИС

Краматорск,
ул. 19-го Партсъезда 48-А
код ОКПО 13514924
р/с 26007060745418
в ПАО Приватбанк г.Краматорск
МФО 335548
налоговый номер 135149205157
номер свидетельства 06289295
тел/факс (0626)41-43-72
тел. 41-42-84

АКТ

внедрения результатов исследований Донченко Евгения Ивановича, проведенных в рамках диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук, на тему «Повышение качества обработки торцевыми фрезами на станках фрезерно-расточной группы за счет автоматизированной системы диагностики состояния режущих пластин».

В рамках диссертационной работы был разработан оптический датчик близости, внешний вид которого показан в приложение А.

Основой оптического датчика выступает 32-х разрядный микроконтроллер LPC1114, выполняющий функции формирования импульсов управления светодиодами, измерения напряжения на фотоприемниках, математической обработки полученной информации и ее передачи через интерфейс RS485.

Оптический датчик близости оснащен тремя светоизлучающими диодами и тремя фотоприемниками инфракрасного диапазона. Использование инфракрасного диапазона излучения позволяет увеличить чувствительность датчика за счет снижения засветки фотоприемников излучениями видимого спектра. Дополнительно, помехоустойчивость была повышена применением фотоприемников с селективным покрытием, пропускающим излучение с длиной волны 930нм.

Дальнейшее повышение чувствительности оптического датчика было достигнуто путем использования импульсного режима работы излучателя – при этом импульсный ток в двенадцать раз превысил номинальный, тем самым повысив мгновенную интенсивность излучения. Для работы при различных типах и расстояниях до отражающей поверхности оптический датчик оснащен системой ступенчатого изменения мощности луча.

Указанные выше меры позволили обеспечить чувствительность датчика на уровне 1мкм, при диапазоне частот виброперемещения отражающей поверхности 0..500Гц.

Внедрение оптического датчика близости предполагает получение годового экономического эффекта в размере 15000грн.

Утверждаю:
15.09.2014



директор, к.т.н. Савченко О.К.-

ДОДАТОК Е - СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ
ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у виданнях, включених до міжнародних науко-метричних баз

1. Galyna Klymenko, Yana Vasylychenko, **Yevheniy Donchenko**. Quality management of cutting tools on heavy machines. No. 94 (2021): Cutting and Tools in Technological Systems, Published: 2021-06-15. P135-141. ISSN 2078-7405 DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2021.94.15> (Здобувачем виконано збір статистичних матеріалів і розрахунки показників якості.)

Публікації, що входять до переліку фахових видань

2. Кутепов Н.Л., Сердюк А.А., **Донченко Е.И.**, Зателепина С.Г. Анализ спектрального распределения амплитуд вибраций в зоне резания и разработка системы вибростабилизации. Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. В 2х томах. Т1. / Под редакцией Г.Л.Хает. - Краматорск: ДГМА, 1997 - 262с. с106-109. ISBN 5-7763-8563-6. (Здобувачем виконано аналіз методів математичної обробки результатів експериментів)

3. Сердюк А.А., Коткин Г.Г., **Донченко Е.И.** Алгоритмы распознавания образов в диагностике процесса резания. Системный анализ: оптимизация и принятие решений в механообработке. / Г. Г. Коткин, В. С. Гузенко, А. С. Еськов и др. Под общей редакцией В. С. Гузенко. – Краматорск: ДГМА, 1998 - 224с. С179-209. ISBN 5-7763-8566-0. (Здобувачем розроблено математичну модель, основу на пошуку невизначеної інформації, досліджено спосіб пошуку невизначеної інформації методом усереднення, досліджено розпізнавання і пошук невизначеної інформації на основі лінійної моделі)

4. **Донченко Е.И.**, Сердюк А.А., Гузенко В.С. Моделирование динамики процесса резания торцевыми фрезами. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, вип. №11, 2001 - 168с. С60-67. ISBN 966-7851-04-4 (Здобувачем розроблено математичну модель та її реалізацію в середовищі Matlab, проведено моделювання)

5. **Донченко Е.И.**, Сердюк А.А., Гузенко В.С. Позняк Г.Г. Разработка методики проведения экспериментального исследования динамики торцевого фрезерования. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, вип. №18, 2005 - 248с. с31-38. ISBN 966-379-048-2 *(Здобувачем розроблено методику проведення експерименту, виконано аналіз експериментальних даних)*

6. Мироненко Е.В., **Донченко Е.И.**, Марчук Е.В. Переносной измерительный комплекс для исследования вибраций технологических систем механической обработки. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ - Київ, вип. №20, 2006. - 236 с. С63-68. ISBN 978-966-379-146-3 *(Здобувачем виконано розробку та практичну реалізацію вимірювального комплексу)*

7. **Донченко Е.И.**, Донченко А.И. Практическое использование способа повышения эффективности анализа нестационарных последовательностей в вибрационном сигнале при торцевом фрезеровании. / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №30, 2012. – 388 с. С298-301. ISSN 2222-9000 *(Здобувачем виконано розробку та реалізацію інформаційно – вимірювального комплексу Мрія)*

8. **Донченко Е.И.**, Шишкин А.В., Пантелеев А.Е. Исследование системы контроля количества малоразмерных неметаллических объектов / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №32, 2013. – 424 с. С305-311. ISSN 2222-9000 *(Здобувачем виконано розробку та реалізацію безконтактного датчика інформаційно – вимірювального комплексу)*

9. Сорокин Т.И., **Донченко Е.И.** Моделирование процесса фрезерования с расчётом сил резания по методу Розенберга. Науковий Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. Краматорськ : ДДМА, 2016. – № 2 (20Е), 250с. С81-89. ISSN 2219-7869 *(Здобувачем розроблено та реалізовано елементи моделі процесу фрезерування)*

10. Федотова Е.П., **Донченко Е.И.**, Лебедь В.Т. Импульсный метод подавления вибрации при точении деталей «по следу». Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 1 (45). – 250 с. С158-163. ISSN 1993-8322 (Здобувачем уточнено умови використання явища «різання по сліду» в математичних моделях, реалізованих у середовищі Matlab)

Публікації апробаційного характеру

11. **Донченко Е.И.** Способ снижения вибраций при торцевом фрезеровании и устройство для его осуществления. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали третьої міжнародної науково-технічної конференції 31 травня - 3 червня 2005 року / Під загальною редакцією Ковальова В.Д. - Краматорськ: ДДМА 2005. - 116 с. С27. ISBN 966-379-001-6

12. **Донченко Е.И.** Рекомендации по проектированию измерительного канала для исследований динамики торцевого фрезерования. Проблеми та перспективи розвитку. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали четвертої Міжнародної науково-технічної конференції 5-8 червня 2006 року / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2006. — 108 с. С31. ISBN 966-379-076-8

13. **Донченко Е.И.** Ультразвуковое фрезерование. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали шостої Міжнародної науково-технічної конференції 2-5 червня 2008 року / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 144 с, С35. ISBN 978-966-379-251-4

14. **Донченко Е.И.**, Решетняк С.Р. Система контроля и управления доступом к станочному оборудованию. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції 30 травня — 1 червня 2017 року / Під заг.ред. В. Д. Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2017. — 108 с., С28. ISBN 978-966-379-796-0 (Здобувачем запропоновані новітні засоби побудови програмного забезпечення технологічного обладнання)

15. **Донченко Е.И.** Автоматное программирование при разработке встраиваемых систем. Информатика, управління та штучний інтелект. Тези шостої міжнародної науково-технічної конференції. – Харків: НТУ "ХПІ", 2019. – 140 с., українською, російською, англійською мовами. С31. ISSN 2524-0293

16. **Донченко Е.И.** Новый подход к разработке систем управления оборудованием на базе микроконтроллеров. Важке машинобудування. проблеми та перспективи розвитку. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції 21 – 24 грудня 2020 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2020. – С.26 ISBN 978-966-379-959-9

17. Субботин О.В., **Донченко Е.И.** Управление индикацией на информационно-указательном табло. Сучасні проблеми і досягнення в галузі радіотехніки, телекомунікацій та інформаційних технологій : тези доповідей VIII Міжнародної науково-практичної конференції (21–23 вересня 2016 р., м. Запоріжжя). – Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. – 344с., С.188-189. ISBN 978-617-529-152-8 *(Здобувачем виконано розробка схем та друкованих плат систем індикації)*

18. Oleg Subotin, **Evgeniy Donchenko**. Optoelectronic display system data based on matrix display. Embedded System and Trend in Teaching Engineering. Published: Faculty of Education of the Constantine the Philosopher University in Nitra Drazovska cesta 4, 949 74 Nitra, Slovakia 2016. P.120-125. ISBN 978-80-558-1040-9 *(Здобувачем виконано проектування та практична реалізація засобів людино-машинного інтерфейсу для промислових застосувань)*

Патенти

19. Патент України на корисну модель № 25084, МПК (2006) G01L 1/00. Спосіб діагностування динамічної крутильної жорсткості / Мироненко Євгеній Васильович, Сердюк Олександр Олександрович, Бабін Олег Фавієвич, Марчук Євген Вячеславович, **Донченко Євгеній Іванович** – № u200702984. – Заявл. 21.03.2007. Опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11, 2007 р. *(Частка всіх співавторів однакова. Здобувачем запропоновано структуру та реалізовано інформаційно – вимірювальний комплекс)*