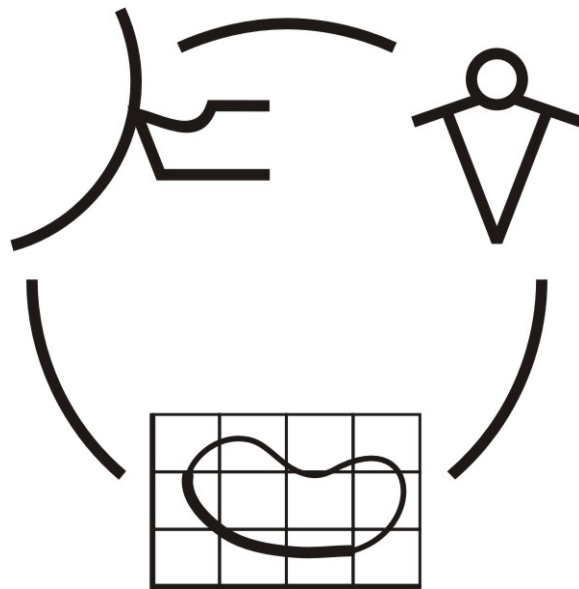


Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ
ТА
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

Збірник наукових праць
Випуск 19



КРАМАТОРСЬК - КИЇВ 2006

УДК 621.9: 658.3: 658.5: 519.8

**Рекомендовано до видання Вченою радою
Донбаської державної машинобудівної академії**

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ - Київ, вип. №19, 2006. - 312 с.

Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. - Краматорск - Киев, вып. №19, 2006. - 312 с.

ISBN 966-379-077-6

Редакційна рада:

Равська Н.С.	д.т.н., професор НТУ “КП”, відповідальний редактор
Гузенко В.С.	к.т.н., доцент ДДМА, заступник відповідального редактора
Верещака А.С.	д.т.н., професор МДТУ “Станкін”
Грабченко А.І.	д.т.н., професор НТУ “ХП”
Заблоцкий В.К.	д.т.н., професор ДДМА
Клименко Г.П.	д.т.н., професор ДДМА
Ковалевський С.В.	д.т.н., професор ДДМА
Ковальов В.Д.	д.т.н., професор ДДМА
Кузнецов Ю.М.	д.т.н., професор НТУ “КП”
Матюха П.Г.	д.т.н., професор ДНТУ
Мироненко Є.В.	д.т.н., професор ДДМА
Михайлов О.М.	д.т.н., професор ДНТУ
Струтинський В.Б.	д.т.н., професор НТУ “КП”
Рогов В.О.	д.т.н., професор РУДН
Тарасов О.Ф.	д.т.н., професор ДДМА
Федорінов В.А.	к.т.н., професор ДДМА

Адреса редакційної ради: 84313, Україна, м. Краматорськ, вул. Шкадінова 72, Донбаська державна машинобудівна академія, кафедра "Металорізальні верстати та інструменти" тел.(0626) 41-69-42, 41-47-54, 41-47-82

ISBN 966-379-077-6

© Донбаська державна машинобудівна академія 2006

К 40-ЛЕТИЮ КРАМАТОРСКОЙ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ НАДЕЖНОСТИ ИНСТРУМЕНТА И ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Хаєт Г.Л., Мироненко Е.В., Гузенко В.С., Медведева О.А.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ЦИКЛЫ РАЗВИТИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМ: МОДЕЛИ РОСТА

Настоящая статья посвящена анализу развития систем. Учитывается, что в развитии технических, природных и социальных систем есть много общего [10] и поэтому возможна разработка общих моделей такого процесса [3]. Эти модели полезны для осознания прошлого и прогнозирования будущего. На их основе можно, в какой то мере, управлять развитием, например развитием конструкций или развитием организаций.

В статье используются данные о деятельности научной школы надежности и оптимизации технологических систем, а также материалы предыдущих работ ДГМА и НКМЗ по теории проектирования, маркетингу и развитию культуры организаций, выполненных совместно с Г.П. Клименко, В.Н. Черномазом, А.Л. Еськовым, С.В. Ковалевским, и другими авторами [2,4, 7 – 9].

Следует отметить, что сам термин *«развитие»* в настоящей статье понимается как некоторое универсальное свойство материи и сознания, вещей и идей, природы и общества, включающее как количественное развитие - рост, так и качественное развитие - совершенствование, как экзогенное развитие (определяемое извне), так и эндогенное развитие, источник которого находится внутри самого развивающегося. При этом *моделью развития* является функция показателя степени развития от времени. Некоторые исследователи пытаются найти один определяющий показатель (он может быть единичным или комплексным).

В теории развития большое значение имеет объяснение циклических изменений. Идея подъема и спада, колебания от одного полюса к другому в том или ином виде содержалась во многих учениях. Так, ранний христианский философ Аврелий Августин уподоблял развитие общества развитию человека с его этапами: рождение, младенчество, детство, отрочество, юность, зрелость, старость, смерть. Подобные этапы рассматриваются в экологии при изучении биоценозов, в маркетинге, в теории проектирования, теории управления организацией и в других науках.

Графическая модель, приведенная на рис. 1 отражает «возрастные» этапы жизненного процесса. Ее называют: *моделью S-образного роста*. На рассматриваемой кривой - АВ – подготовительный этап, ВВ – этап адаптации, становления, ВГ – быстрого роста, ГД – стабилизации роста,

ДЕ – остановки роста, для некоторых систем можно сказать - стагнации. Узловые точки на кривой: Б – рождение, возникновение, создание, Д – максимальное развитие, E_3 – смерть, исчезновение, ликвидация. В некоторых случаях отдельные участки слабо выражены или даже отсутствуют. Например участок кривой АБ отсутствует, когда речь идет о количестве особей в популяции или количестве выпускаемой продукции, но он хорошо проявляется при оценке прибыли (сначала затраты, инвестиции). Участок после точки Д может иметь различную форму. Развитие может приостанавливаться (случай DE_1), приостанавливаться после спада (случай DE_2) и завершаться гибелью (случай DE_3). Будем считать, что в двух первых случаях имеет место неполный цикл развития, а в третьем – полный цикл.

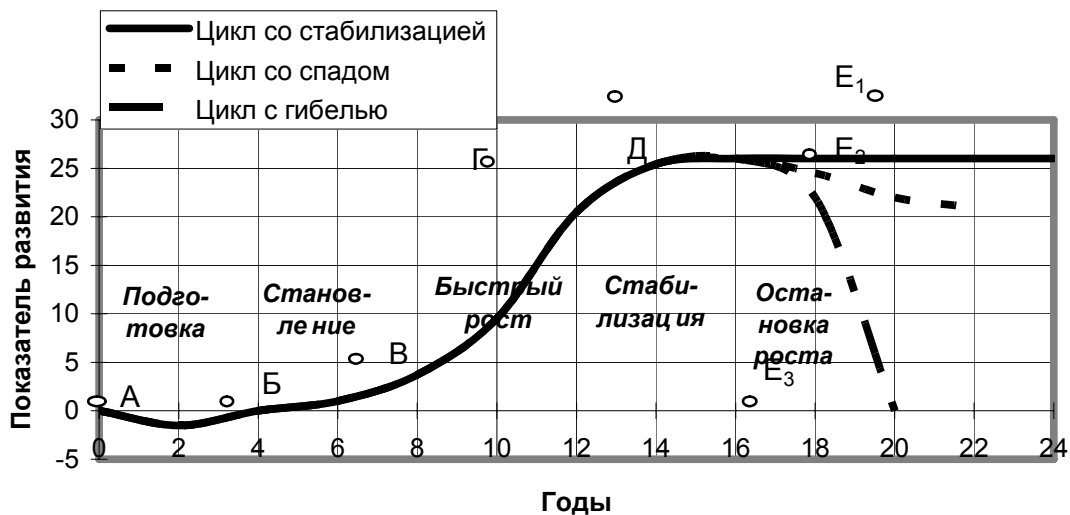


Рисунок 1 - Возрастная модель цикла развития

За время жизни большинства систем циклы изменений повторяются, то есть наблюдаются ритмичность, периодические колебания роста и остановки роста. Однако величина соседних циклов, может отличаться. Кроме того, наблюдаются циклы разных уровней, как бы вложенные одни в другой: циклы *частных* небольших изменений 1-го уровня составляют цикл *этапных* более общих и принципиально отличных изменений 2-го уровня, последние составляют цикл *стадийных* еще более общих, можно сказать - *глобальных*, концептуально отличных изменений 3-го уровня и т. д. Подчеркнем, что в статье рассматривается случай циклических изменений, тенденцией которого является рост показателей развития.

Для описания развития *технических систем* может быть использована модель, состоящая из циклов роста без спада (АБВГДЕ₁, см. рис. 1). Мы ее назовем «*моделью ступенчатого роста*». Приведем два примера иллюстрирующих эту модель.

Первый пример характеризует развитие всего процесса металлообработки в мире. Для него превалирующее значение имело совершенствование материала режущей части инструмента. В XX веке имели место 3 важнейших открытия: была изобретена быстрорежущая сталь, которая заменила углеродистую сталь, затем появились металлокерамические твердые сплавы и, наконец, сверхтвердые инструментальные материалы. При каждом таком *глобальном* переходе производительность обработки возрастала в два и более раз. При этом принципиально менялись конструкция, геометрические параметры режущей части инструмента и другие элементы человеко-машинной технологической системы – конструкция станка и приспособлений, сам станочник: его знания, умения, возможность выдерживать высокую психофизиологическую нагрузку. Внутри каждого из этих глобальных изменений – циклов были достаточно важные *этапные* изменения, связанные с появлением новых марок указанных инструментальных материалов, усовершенствованием технологии их производства, разработкой конструкций инструмента, получивших общее признание, и т. д. Наконец, внутри указанных этапных изменений присутствовали *частные* решения. Можно считать, что частные изменения – это уровень 1, этапные – уровень 2 и глобальные – уровень 3.

Второй пример касается более узкой сферы – развития конструкций группы инструментов в стране. ДГМА совместно с Сестрорецким заводом и многими другими инструментальными заводами в течение 30 лет проводилась работа по теории проектирования инструмента для тяжелых станков и тяжелых работ, а также разработке и постановке на серийное производство конкретных конструкций этого инструмента. Было показано, что развитие конструкций торцевых фрез осуществляется согласно модели ступенчатого роста: S-образный рост производительности функциональных типов конструкций (будем считать их разработку этапным изменением - циклом второго уровня) и рост производительности за счет создания конкретных конструкций, относящихся к данному функциональному типу (частное изменение - первый уровень) [4, 8]. Было создано более 50 конструкций инструмента. Жизненный цикл этих конструкций составлял в среднем 4 года. Жизненный цикл функциональных типов – более 10 лет.

Более сложными являются модели развития *социальных систем*. Для них трудно избежать спада (случай АБВГДЕ₂, см. рис. 1). Как живой организм, так и организация или более крупная социальная система периодически «болеет» и «выздоровливает», но, в конце концов, болезнь заканчивается «смертью» - исчезновением системы. Для описания этого процесса может быть предложена *модель волнового циклического*

развития (рис. 2). При этом учитывается, что термин «волновые процессы» известен в литературе по теории общественных изменений [3, 10].

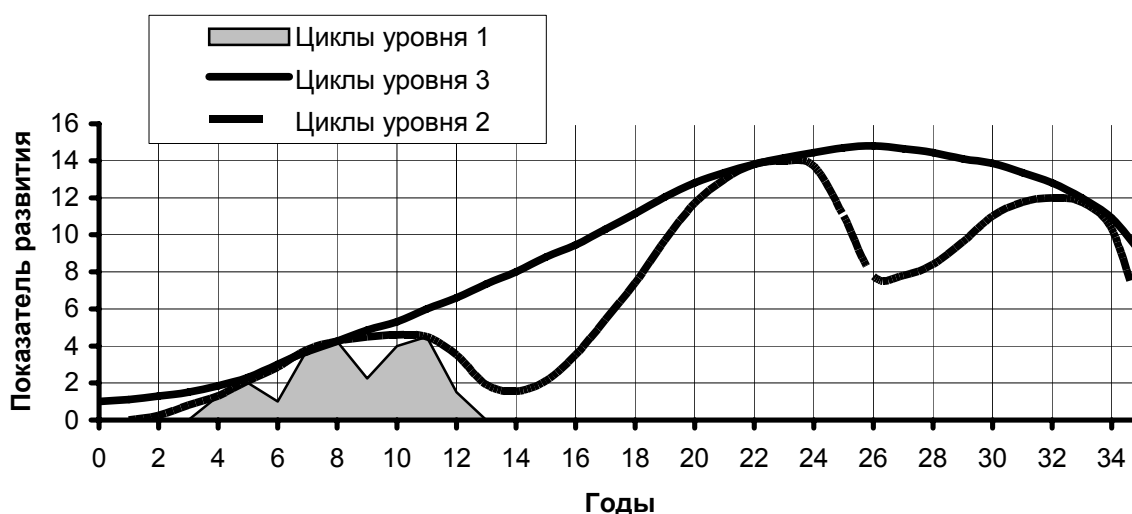


Рисунок 2 - Модель волнового развития

Наличие изменений в системе и их направление зависит от описываемого отрезка времени. Одна из работ ведущего американского социолога И. Валлерстайна называется: «Социальные изменения? Изменения бесконечны. Ничего не меняется». Рассматривая периоды времени 30, 100, 500 и 10000 лет он получает разные ответы на поставленные вопросы. (Впрочем, пишет автор, ответ зависит и от того, в каком смысле толкуются изменения – с точки зрения технического прогресса, свободы и равенства или загрязнения природной среды).

Известная теория развития общества британского историка А. Дж. Тойнби [6] описывает возникновение, генезис, рост цивилизаций, а затем их разлом и распад. Как восходящая, так и нисходящая ветви этой большой петли развития включают многочисленные малые циклы, которые автор рассматривает как «Вызов и Ответ».

Наличие наряду с малыми большими циклов описывали не только социологи и историки, но также экономисты (например, большие циклы конъюнктуры у Н.Д. Кондратьева). Академик Ю.В. Яковец рассматривает краткосрочные исторические циклы (длительность – несколько лет), среднесрочные (10-20 лет), долгосрочные (полувековые) и цивилизационные или суперциклы [10].

Так или иначе, достаточно общая модель должна допускать различные изменения для различных масштабов времени (мы назвали их уровнями), то есть должна быть *многоуровневой*. В случае, показанном на рисунке для примера, на первом уровне имели место 3 цикла подъемов и спадов. То же

самое происходило на втором уровне, но масштабы изменений, степень их новизны были большими. Еще большие изменения были на третьем уровне (показан лишь один цикл). Возможно, спад на третьем уровне закончится гибелью системы. Конечно, для других систем число циклов и число уровней может быть иным.

При сравнении соседних циклов, а также циклов различных, хотя и сходных по назначению систем их важными характеристиками являются длительность цикла, максимальная величина показателя развития, минимальная величина этого показателя, прирост показателя на данном цикле.

Отметим, что модели каждого уровня – есть функции максимальных значений показателей развития предыдущего уровня. На рисунке показан типичный пример, когда максимальный показатель на следующем цикле растет, а затем начинает падать, то есть форма кривых разных уровней примерно одинакова; они отличаются лишь размерами. Чтобы система выжила, необходимы более общие, радикальные изменения, то есть цикл более высокого уровня.

Появление нового цикла или, пользуясь терминами А. Дж. Тойнби, эффективный Ответ на Вызов, конечно, зависит от ситуации, среды и времени, но в любом случае он связан с новациями и может быть осуществлен только *людьми, рождающими эти новации*. Далее эти новации должны быть доработаны, доведены до некоторой стадии совершенства и реализованы теми же или зачастую другими людьми. Если в качестве примера социальной системы взять организацию (предприятие, вуз или другое учреждение), то предлагаемые новации должны быть соотнесены с ценностями не только потребителей и руководителей организации, но и ее сотрудников, ценностями всего общества. Такая увязка также требует, чтобы в организации были сотрудники, обладающими определенными ценностями и способностями.

Таким образом, возможность изменений зависит от *роли, которую играют в организации различные трудовые типы*. В период роста показателей развития должны превалировать активные трудовые типы [4]. В порядке их важности для организации они располагаются так: новаторы, «мастера», альтруисты, «заработчики», исполнители. В период стабилизации и спада невольно усиливается роль пассивных трудовых типов, и предпочтительная последовательность типов меняется на обратную. Чтобы начать новый виток, новый цикл роль трудовых типов снова должна измениться, и она неизбежно меняется, что будет показано далее.

В качестве примера развития социальной системы рассмотрим *историю Краматорской научной школы надежности и оптимизации систем*. Этот пример выбран потому, что он позволяет наглядно показать роль возникновения и роста нового, что важно не только для научной, но и любой другой современной организации. На этом примере будет видно, как циклически изменяется роль трудовых типов, как возникают и разрешаются конфликты, изменяется характер деятельности.

Графики развития школы представлены на рис. 3. Основным показателем развития здесь выбрано приведенное число основных печатных работ¹. Рассматриваются главным образом циклы развития 2-го уровня, то есть этапные изменения для научной школы. Общее приведенное число публикаций в год показано кружками, соединенными сплошной линией. Можно выделить 4 отчетливых *цикла развития научной школы*, которые отражаются четырьмя «волнами» на графике. Продолжительность этих циклов достигала 14 лет. Каждый из них включал более продолжительный период роста и более короткий – спада.

В начале каждого цикла – происходили узловые организационные события: в **1949** г. – создание лаборатории НКМЗ (впоследствии часть ее сотрудников перешла в НИИПТМАШ), в **1964** г. – организация Отраслевой лаборатории Минстанкопрома при ДГМА (ОНИЛ), в **1978** г. – преобразование ОНИЛ в самостоятельное подразделение, в **1992** – возникновение неформального научного центра корпоративной культуры. Предполагается, что в дальнейшем будет действовать виртуальный центр развития КО. Непосредственно в упомянутых организациях, работало немного сотрудников (например, в ОНИЛ до 50 человек), но сфера их деятельности была достаточно велика (54 предприятия, в том числе по хоздоговорам – 34 завода).

Важной характеристикой развития социальной системы являются взаимоотношения сотрудников. На рисунке они отражаются пятибалльным показателем², значения которого показано на рисунке звездочками, соединенными сплошной линией. В конце каждого цикла этот показатель падал, что отражало столкновение различных интересов – конфликт. В

¹ За единицу принята статья в центральном журнале, например, в «Вестнике машиностроения» объемом 0,3 – 0,5 усл. печ. л. Монография объемом более 10 усл. печ. л. засчитывалась как 10 статей, учебник или книга, являющаяся производственным изданием, – 5 статей, тезисы доклада – 0,3 статьи.

² 5 баллов – дружеские отношения, командная работа, 4 – хорошие отношения, добросовестная работа, 3 – удовлетворительные отношения, исполнение обязанностей, 2 – мягкий конфликт, 1 – жесткий конфликт.

описываемом случае это социальное явление всегда предшествовало организационным изменениям и появлению нового цикла развития.

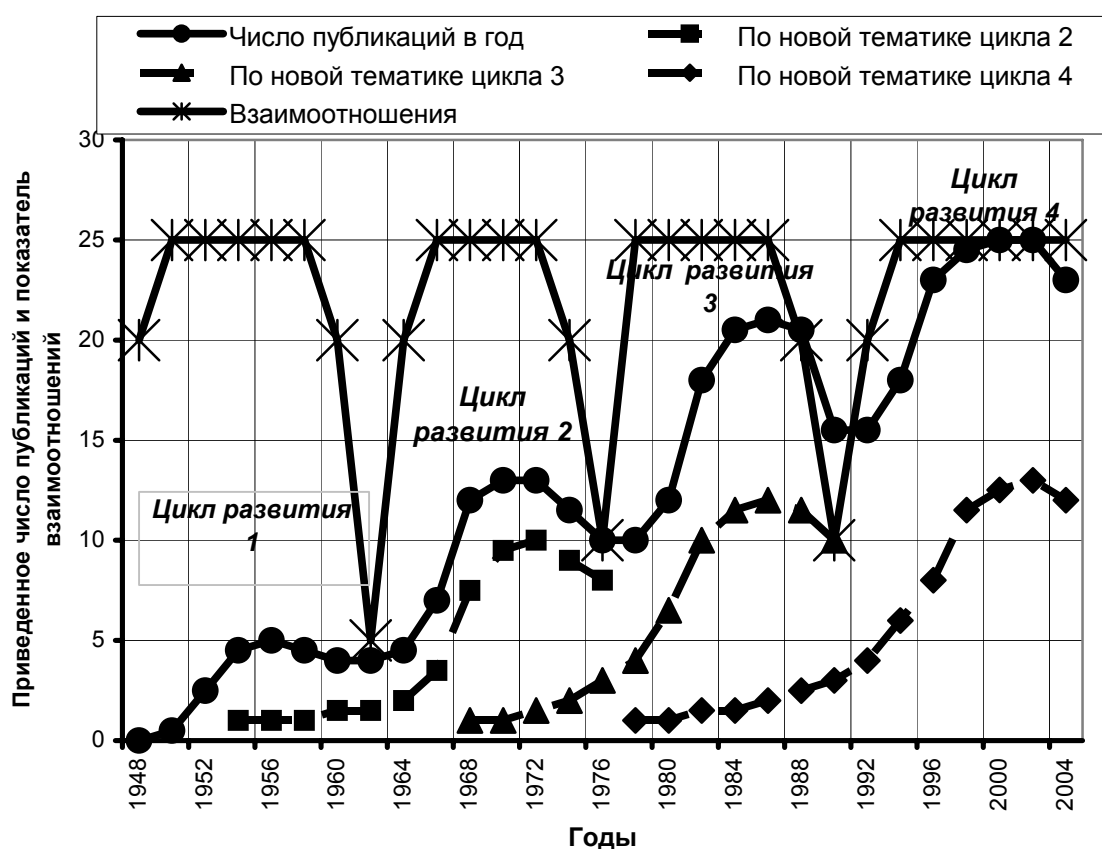


Рисунок 3 - Развитие научной школы на основе роста нового и преодоления конфликтов

Большое влияние на развитие научной школы оказывали внешние факторы – требования времени, состояние технологической науки и практики. Важными были и внутренние факторы – возможности видеть новое, творческие способности сотрудников, их умение работать в команде, учитывать потребности своих коллег. Можно считать, что важнейшими внутренними факторами были ценности сотрудников, трудовые типы, к которым они относились.

Графики, выделенные штриховой линией, показывают **вытесняющий рост нового** (новых подходов, новых методик, новых идей по существу исследований). Точки на графиках соответствуют приведенному числу публикаций по тематике каждого нового цикла развития: квадратиками обозначены публикации по 2-му циклу, треугольниками – 3-му, ромбиками – 4-му.

Эти графики демонстрируют, что изменения назревали в недрах старого, в течение предыдущего цикла или еще раньше, причем были какие то ранние публикации, но необходимость изменений еще не была

осознана. В определенный момент приходило понимание смысла и перспектив изменений, к тому же спад деятельности подталкивал к новому мышлению. Новая тематика стремительно вытесняла старую, хотя часть сотрудников продолжала развивать старые достижения, работала в рамках традиции. Эти люди доводили начатое до совершенства, осуществляли его широкое внедрение в практику, защищали докторские диссертации. Особенно хорошо это просматривается во время четвертого цикла развития школы. По сути дела научная школа разделилась на две школы. Жизнь бросила им вызов. Ответ, прежде всего, зависит от того, будут ли новые идеи, а, следовательно, и новые циклы развития. Возможно, предстоит новый цикл следующего – 3-го уровня развития.

Представляет интерес характер изменений в деятельности школы по мере ее развития. В начале деятельности школы (*цикл 1*) ее специалисты занимались решением конкретных задач на определенных операциях. При этом они не только разрабатывали и исследовали инструмент, совершенствовали технологию, но и занимались организацией труда, изучали ценности станочников. (Этот период подробно описан в [4]). Соответственно выглядели и публикации тех лет: кроме статей в научных сборниках, центральных журналах были листки передового опыта, статьи о новаторах производства, их трудовых ценностях, причинах их успеха. Публикации были достаточно известны в стране, но все же имели преимущественно описательный характер. В конце этапа ощущалась необходимость более глубоких исследований, а также потребность в более широком полигоне для апробации их результатов.

На следующем этапе (*цикл 2*) в основном изучали прочность и надежность инструмента. Характер исследований – преимущественно экспериментальный. Сотрудники ОНИЛ довели до совершенства методику испытаний. Объем фактических данных, которые содержала каждая диссертация – экспериментальных и статистических, был чрезвычайно велик. Имел место весомый практический выход ряда исследований, например, на разработку рекомендаций для проектирования типо–размерных рядов тяжелых станков. Все это не спасло от некоторых повторений в конце описываемого этапа (те же методики, те же предложения, но для разных типов станков, разных типов инструмента). Назрела необходимость теоретических обобщений, но переход к ним был труден. Он потребовал большого напряжения ведущих сотрудников, раскрытия их творческого потенциала, хотя внешне это могло показаться простой паузой в результативной работе.

На очередном этапе (*цикл 3*) начали изучать более общие свойства объекта, например его качество, а также сам процесс проектирования конструкций инструмента и системы его эксплуатации. Были разработаны новые разделы технологической науки, теоретически обоснованы использованные ранее методики испытаний и предложены новые

методики. Очень показательно, что на этом этапе к исследованиям были привлечены специалисты базовых наук – металлофизики и математики. Практические результаты описываемых работ имели самое широкое применение. Это постановка инструмента на серийное производство и особенно – разработка и утверждение межотраслевых нормативов режимов резания. В конце периода появились свои трудности. Так было осознано, что конкретные задачи на производстве не могут быть решены только на основе изучения технических систем, а классические методы математического анализа становятся недостаточными.

На последнем рассматриваемом этапе (*цикл 4*) начали изучать еще более сложные объекты – человека, человеко-машинные системы, а затем и организации в целом. Были предприняты исследования психофизического состояния станочника, их ценностей, мотивации труда, корпоративной культуры организации. Междисциплинарный характер исследований потребовал привлечения к ним математиков – специалистов по информатике, психологов, специалистов по обществоведению и дизайну. Объектом исследования стало не только производство, но и сфера образования.

Можно сделать некоторые обобщения. В начале развития исследований решения принимались преимущественно на основе целостного образного восприятия объекта (*цикл 1*), затем – анализа его главных свойств (*цикл 2*), затем синтеза этих свойств в более общие свойства (*цикл 3*), затем пришлось вернуться к образному восприятию, чтобы нащупать новые решения, имело место сочетание анализа и синтеза с образным восприятием (*цикл 4*). Можно считать, что возникновение новых идей в организации подчиняется некоторой *общей модели творческого процесса*: познание на основе образного восприятия, переход к логическому: анализу и синтезу, наконец - возвращению к образному восприятию на более высоком уровне для подготовки новых решений. Эта последовательность объясняется тем обстоятельством, что при переходе от интуитивного к рациональному теряется способность породить новое, нетрадиционное, порой кажущееся невероятным. Это явление было доказано в теории проектирования [5].

Самым сложным и вместе с тем важным для практики моментом является объяснение *периода смены циклов развития*.

Описываемая научная школа отличалась высокими ценностями, здоровым социально – психологическим климатом, но избежать некоторых конфликтов не удалось. Можно утверждать, что *каждый переход от одного цикла развития к следующему несет в себе семя конфликта*. Это конфликт между новаторами и конформистами, между людьми с образным и логическим мышлением, между потребностью в новом и невольном стремлении сохранить хорошо проверенное старое. Переход к новому циклу затрудняет или задерживает защиту диссертаций,

часто требует материальных издержек. Во время этого перехода вся организация и особенно ее руководитель становятся уязвимыми для критики. Новые объекты изучения, новые подходы, наконец (и это очень интересно с точки зрения психологии) – новые термины нередко вызывают не только неприятие, но и нескрываемое раздражение внешнего окружения.

При организационных изменениях невольно происходила частичная смена кадрового состава. Число сотрудников от начала каждого цикла до его конца обычно возрастало, но относительное число людей активных трудовых типов падало, что целиком соответствует приведенной ранее схеме. Так, если в начале цикла число сотрудников, активно работающих над своими диссертациями или являющимися активными изобретателями, достигало 50% и более, то в конце не превышало 10 – 20%. Это объясняется не тем, что люди были плохо подобраны, а тем, что для реализации новаций (в нашем случае для разработки стандартов, нормативов, постановки новых изделий на серийное производство) требуется большое число исполнителей.

Несомненно, что конфликты, возникавшие в процессе деятельности описываемых организаций, были причинно обусловлены исчерпанием возможностей старых идей и необходимостью поиска новых, если даже внешне это проявлялось в конфликте отдельных личностей или групп. Как правило, находились конструктивные силы, которые способствовали быстрому разрешению конфликта. С нашей точки зрения это говорит не столько о высоких организационных способностях или человеческих качествах некоторых личностей, сколько свидетельствует о том, что центральная идея научной школы была достаточно эффективной, а ее корпоративная культура - высокой.

Изложенное позволяет утверждать, что для социальных систем типа научной школы ***представительной является волновая модель развития, а конфликт является неизбежным событием при переходе к каждой новой волне*** - новому циклу развития. Задачей руководителя организации и в целом ее менеджмента является прогноз возможных конфликтов, ослабление их негативного влияния на некоторые группы работающих.

Кроме описанных графических моделей при изучении процесса развития возможны и полезны ***математические модели***. Некоторые из них были приведены в [9]. Интересны модели, разработанные ОмГУ. Так А.А. Лаптев при построении математической модели социогенеза [3] в качестве управляющего параметра, обуславливающего развитие социальной системы, выбирает уровень пассионарного напряжения по Л.Н. Гумилеву («пассионарность, приходящаяся на одного члена этноса»). В нашем случае управляющим параметром может быть процент людей, относящихся к трудовому типу «новатор» или среднее для организации значение ценности «творчество» [4]. Имеет право на существование мнение о том, что именно преобладание новаторов создает пассионарное

напряжение и является генератором позитивного развития организации, обеспечивая ее более длительное существование.

Выводы

1. Развитие систем обычно осуществляется согласно возрастной модели, которая включает периоды подготовки, возникновения, становления, быстрого роста, стабилизации и остановки роста. Последний период имеет 3 варианта: неизменности, спада и гибели.

2. Если для технических систем характерна модель ступенчатого роста, то для социальных – волновая модель. Эта модель должна иметь несколько уровней, например: частные изменения, этапные изменения, стадийные изменения и т. д.

3. Волновая модель хорошо отражает и развитие научной школы. При этом выявляется:

- а) роль возникновения и вытесняющего роста нового – новых подходов, методик, идей по существу вопроса;
- б) циклическое изменение роли трудовых типов, носители которых работают в организации;
- в) необходимость и возможность конструктивного разрешения конфликтов, неизбежно возникающих в организации.

Литература

- 1 Гумилев Л.Н. Этногенез и биосфера Земли. М.: «Мишель и К», 1993
- 2 Клименко Г.П. Создание общемашиностроительных нормативов режимов резания // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. №10, 1999, с. 12 - 24
- 3 Лаптев А.А. Математическое моделирование социальных процессов // Математические структуры и моделирование. Омск: ОмГУ, 1999, выпуск 33, с.109 - 124
- 4 Корпоративная культура: аспекты управления / Под общ. ред. Г.Л. Хаета. – Донецк: «Донбасс», 2003. – 400 с.
- 5 Теория проектирования инструмента и его информационное обеспечение: маркетинг, квалиметрия, надежность и оптимизация / Под общ. ред. Г.Л. Хаета. – Краматорск: ДГМА, 1994. – 370 с.
- 6 Тойнби А.Дж. Постигание истории. Сборник / Пер. с англ. Е.Д. Жаркова. – М.: Айрис-прес, 2002. – 640 с.
- 7 Хает Г.Л. Гузенко В.С. Этапы развития теории надежности и оптимизации технологических систем (к 35-летию Краматорской научной школы) // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. №9, 1999, с. 3 - 15
- 8 Хает Г.Л., Еськов А.Л., Медведева О.А. Исследование человеко-машинных систем и гуманизация производства // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. №13, 2003, с. 8 - 17
- 9 Хает Г.Л., Еськов А.Л., Подгора Е.А. Методология проектирования на основе маркетинга и оптимизации технологических систем с учетом человеческого фактора // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем, 1996, с.5 - 15
- 10 Яковец Ю.В. Циклы. Кризисы. Прогнозы. – М., 1999. – с. 230 – 341, 252 - 261

РАЗДЕЛ 1

Процессы и инструменты механообработки

УДК 621.9

Равская Н.С., Скрынник П.В., Андронов А.Ю.
НТУУ "КПИ", г. Киев, ДГМА, г.Краматорск, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ГРУППОВОГО УЧЕТА АРГУМЕНТОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ИНСТРУМЕНТОВ

The mathematical model to working toughness turning incisor for heavy Cutting Tools by the Group Method of Data Handling is received. This original self-organizing approach is substantially different from deductive methods used commonly for modeling. It has inductive nature – it finds the best solution by sorting-out of possible variants.

При статистических исследованиях работы режущих инструментов, особенно на черновых операциях, установлено, что часто до 60% инструментов выходят из строя в результате их поломки. Период стойкости таких инструментов существенно зависит от их эксплуатационной прочности, косвенным показателем которой считают предельную или "разрушающую" подачу S_p , при которой происходит поломка инструмента [1, 3].

Исследования прочности режущей части инструмента методом разрушающих подач позволяет количественно оценить эксплуатационную прочность режущего инструмента и определить поправочные коэффициенты на подачу, учитывающие измененные условия эксплуатации инструмента [1, 3].

Подавляющее число резцов в производственных условиях списывается не в результате полного износа, а вследствие поломок (рис.1), характер которых аналогичен поломкам при определении разрушающих подач [3].

Целью настоящей работы является получение математической модели эксплуатационной прочности токарных резцов для тяжелых станков методом группового учета аргументов.

Метод группового учета аргументов (МГУА) применяется в самых различных областях для анализа данных и отыскания знаний, прогнозирования и моделирования систем, оптимизации и распознавания образов [2].

Индуктивные алгоритмы МГУА дают уникальную возможность автоматически находить взаимозависимости в данных, выбрать оптимальную структуру модели или сети, и увеличить точность существующих алгоритмов.

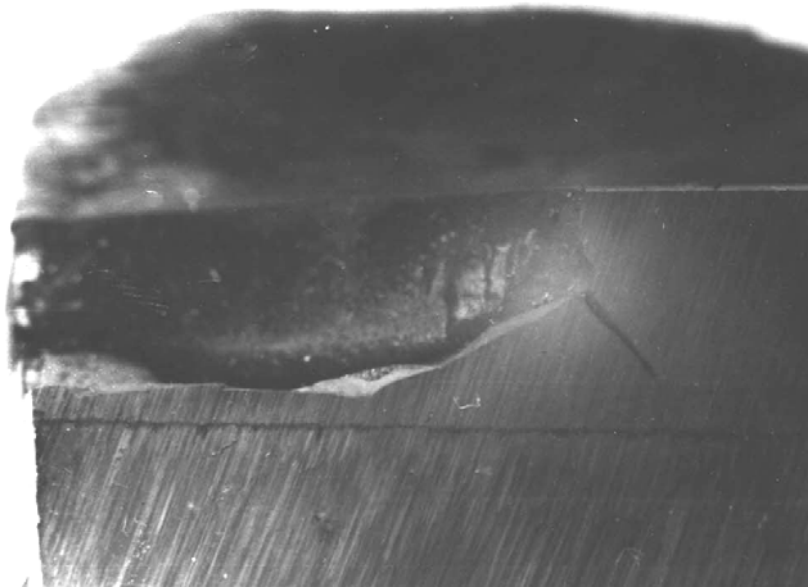


Рисунок 1 – Характер разрушения токарных резцов для тяжелых станков

Этот подход самоорганизации моделей принципиально отличается от обычно используемых дедуктивных методов. Он основан на индуктивных принципах – нахождение лучшего решения перебором всевозможных вариантов.

При помощи перебора различных решений удается минимизировать роль предпосылок автора о результатах моделирования. С помощью алгоритма находится структура модели и законы, действующие в объекте. Он может быть использован при создании искусственного интеллекта для разрешения споров и при принятии решений.

МГУА состоит из нескольких алгоритмов для решения разных задач. В него входят как параметрические, так и алгоритмы кластеризации, комплексирования аналогов, ребинаризации и вероятностные алгоритмы. Этот подход самоорганизации основан на переборе постепенно усложняющихся моделей и выборе наилучшего решения согласно минимуму внешнего критерия. В качестве базисных моделей используются не только полиномы но и также нелинейные, вероятностные функции или кластеризации.

В данной работе использовались функции следующих типов:

$$f(x) = x, f(x) = 1/x, f(x) = \ln(x).$$

Далее находится оптимальная сложность структуры модели, адекватная уровню помех в выборке данных. Гарантируется нахождение наиболее точной или несмещенной модели – метод не пропускает

наилучшего решения во время перебора всех вариантов (в заданном классе функций).

Данный метод автоматически находит интерпретируемые взаимосвязи в данных и выбирает эффективные входные переменные, пренебрегая слабовлияющие элементы.

Метод использует информацию непосредственно из выборки данных и минимизирует влияние априорных предположений автора о результатах моделирования.

Подход МГУА может использоваться для повышения точности других алгоритмов моделирования и дает возможность отыскания несмещенной физической модели объекта (закона или кластеризации) – одной и той же для всех будущих выборок.

По данным лабораторных испытаний для чернового точения стали по корке токарными резцами с горизонтально расположенными пластинами из твердого сплава Т5К10 и для типоразмера станков $D = 1250 \dots 2500$ мм (максимального диаметра обрабатываемой детали над станиной) получена следующая зависимость:

$$\ln S_p = C_1 \frac{\ln V}{D} + C_2 \frac{\ln t}{\sigma} + C_3 \frac{D^2 \ln^2 t}{\sigma^2} + C_4 \frac{D^2 \ln^2 t}{\sigma^2 V^2} + C_5 \frac{D^3 V \ln^3 t}{\sigma^3} + C_6,$$

- где S_p – среднее значение разрушающей подачи, мм/об;
 V – скорость резания, м/мин;
 t – глубина резания, мм;
 D – размерный параметр станка, мм;
 σ – предел прочности обрабатываемого материала, МПа;
 C_1, \dots, C_6 – коэффициенты аппроксимации.

Тогда

$$S_p = e^{1839.53 \frac{\ln V}{D} - 1071.21 \frac{\ln t}{\sigma} + 0.0336 \frac{D^2 \ln^2 t}{\sigma^2} + 3.01 \frac{D^2 \ln^2 t}{\sigma^2 V^2} - 9.64 \cdot 10^{-6} \frac{D^3 V \ln^3 t}{\sigma^3} - 0.067475},$$

и окончательно

$$S_p = 1.87 \frac{e^{1839.53 \frac{\ln V}{D} + 0.0336 \frac{D^2 \ln^2 t}{\sigma^2} \left(1 + \frac{89.583}{V^2}\right)}}{e^{1071.21 \frac{\ln t}{\sigma} \left(1 + 9 \cdot 10^{-9} \frac{D^3 V \ln^2 t}{\sigma^2}\right)}}.$$

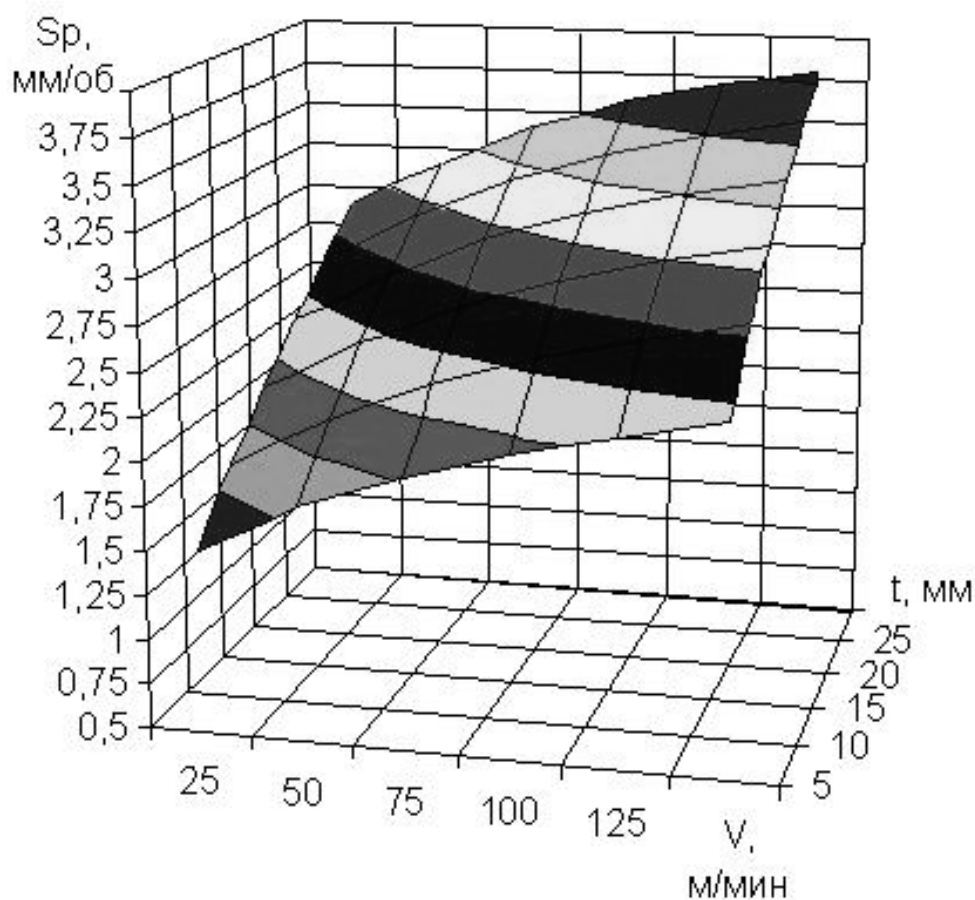


Рисунок 2 – Характер изменения разрушающей подачи S_p от глубины t и скорости резания V ($D = 1250$ мм, сталь 90ХФ – Т5К10, по корке)

Литература

- 1 Хае Г.Л. Прочность режущего инструмента М.:Машиностроение, 1975. – 168с.
- 2 Равская Н.С. Разработка программы проектирования режущих инструментов на основе моделирования их работоспособности / Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: ХПИ, 1991. – вып.46.– С.56-62.
- 3 Клименко Г.П. Определение уровня качества эксплуатации режущего инструмента на тяжелых станках // Вестник НТУУ "КПИ". – К.: НТУУ "КПИ", 2001.– вып. 40. – С.337-346.
- 4 Равская Н.С., Клименко Г.П. Определение конструктивных параметров инструмента с учетом вероятностного характера его нагружения // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем.- Краматорськ: ДГМА, 2001.– С.20-24.

УДК 621.9.025:621.9.01

Залога В. О., Криворучко Д. В., Сорокін А. М.
СДУ, м. Суми, Україна

ДО ПИТАННЯ ПІДТВЕРДЖЕННЯ АДЕКВАТНОСТІ СКІНЧЕНО-ЕЛЕМЕНТНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ПРЯМОКУТНОГО РІЗАННЯ

A sensitivity analysis of cutting speed influence on shear angle and chip-tool contact interface length during orthogonal cutting is represented in this article. It is shown that shear angle increase with cutting speed but chip-tool contact interface length is invariant. This results from invariance of friction model to cutting speed.

Вступ

Моделювання процесу різання є одним з пріоритетних напрямків розвитку науки про різання матеріалів. Моделювання за допомогою методу скінчених елементів є одним з найбільш загальних підходів, який може врахувати більшість явищ, що мають місце при різанні та, завдяки цьому, дозволяє створення моделі процесу різання, адекватної у широкому діапазоні умов обробки. Цей підхід швидко розвивається. Так, наприклад, до кінця 2002 року в світі було опубліковано біль ніж 900 робіт на цю тему [1], в яких розглядалися математичні аспекти побудови скінчено-елементних моделей (СЕМ), питання отримання для розрахунків за цими моделями вихідних даних, напрями їх практичного застосування. Останнім часом особливу увагу приділяють перевірці адекватності існуючих моделей. Літературний огляд показав, що достатньо добру якісну та кількісну відповідність з експериментом за головною проекцією сили різання показують практично всі моделі. Разом с тим, похибки прогнозування радіальної проекції сили різання, температури різання, кута зсуву тощо все ще можуть перевищувати 20%.

Згідно експериментальних досліджень, проведених багатьма авторами, відомо, що на процес стружкоутворення прямо впливають кут дії ω , властивості оброблюваного матеріалу, передній кут γ та швидкість різання v , а побічно - величина товщини зрізу a , радіус округлення різальної кромки ρ та фаска зносу по задній поверхні h_s . Авторами цієї статті не було знайдено жодної публікації, в якій було б показано хоча б якісну чутливість скінчено-елементної моделі до усіх перелічених факторів одночасно.

Отже метою даної роботи є якісне порівняння скінчено-елементної моделі прямокутного вільного різання, розробленої авторами у роботі [2], з експериментом, визначення її чутливості до зміни швидкості різання та виявлення шляхів підвищення відповідності СЕМ експерименту.

Особливості СЕМ вільного прямокутного процесу різання

Основні математичні аспекти СЕМ вільного прямокутного різання, що аналізується у цій роботі, опубліковано раніше [2]. Слід зазначити, що модель реалізовано у пакеті динамічного скінчено-елементного аналізу LS-DYNA.

Для порівняння з експериментом розглянемо обробку сталі 45 інструментом з твердого сплаву за схемою, що зображена на рис. 1.

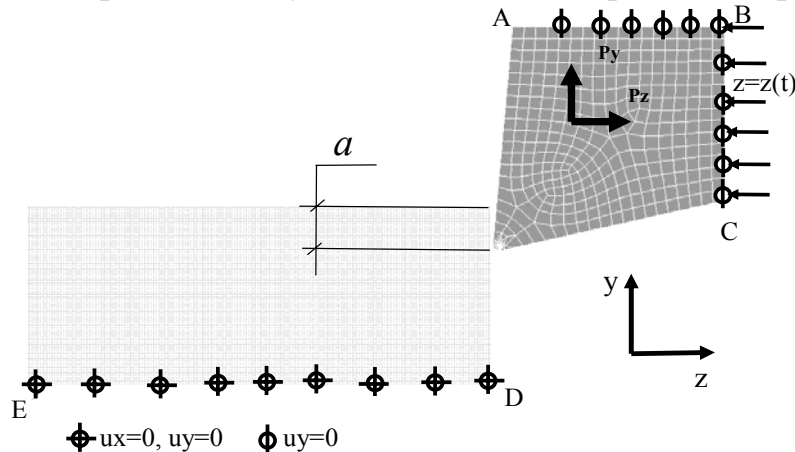


Рисунок 1 – Розрахункова схема

В даному випадку граничні умови задані закріпленням основи заготовки за двома ступенями вільності і границі інструменту у напрямку вісі Y. Відносне переміщення інструменту до заготовки задається функцією координат правої границі інструменту за часом.

Рівняння стану оброблюваного матеріалу було прийнято у формі Джонсона-Кука [3, 4]:

$$\sigma_s = \left(553.1 + 600.8(\bar{\varepsilon}^p)^{0.234} \right) \left(1 + 0.0134 \ln(\dot{\bar{\varepsilon}}^{p*}) \right) \left(1 - (T^*)^4 \right), \quad \dot{\bar{\varepsilon}}_0^p = 1000 \quad (1)$$

де $\bar{\varepsilon}^p$ – величина інтенсивності пластичної деформації; $\dot{\bar{\varepsilon}}^{p*} = \dot{\bar{\varepsilon}}^p / \dot{\bar{\varepsilon}}_0^p$ – інтенсивність швидкості пластичної деформації; $T^* = (T - T_0) / (T_{nl} - T_0)$ – гомологічна температура; T – адіабатична температура деформації.

Модель тертя була прийнята у формі [5]:

$$\tau = \min(\mu \sigma_n, \tau_{max}), \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт тертя; $\tau_{max} = \sigma_s^* / \sqrt{3}$ – максимальні контактні напруження на контактній площадці; σ_n – нормальні напруження у точці контактної площадки; σ_s^* – межа текучості матеріалу стружки на контактній площадці.

На підставі даних експерименту [6] приймаємо $\mu=0.3$. У першому наближенні приймаємо $\sigma_s^* = \sigma_s(1, 10^5 \text{ c}^{-1}, 750^\circ\text{C}) = 680 \text{ МПа}$. Тому $\tau_{max} = 400 \text{ МПа}$.

В даному дослідженні в якості базового був обраний наступний режим різання: швидкість різання $v=150 \text{ м/хв}$, товщина зрізу $a=0,1 \text{ мм/об}$.

Ширина зрізу $b = 1$ мм. Геометрія різця: $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 10^\circ$, $\rho = 0,02$ мм, $h_s = 0$ мм. Довжина розрахунку дорівнює $100a$.

За цих умов стабільне рішення було отримано при таких параметрах: кількість елементів сітки інструменту - 285, кількість елементів сітки заготовки – 32619; кількість шагів інтегрування на довжині заготовки – 630958, кількість адаптивних перебудов сітки на довжині заготовки – 785.

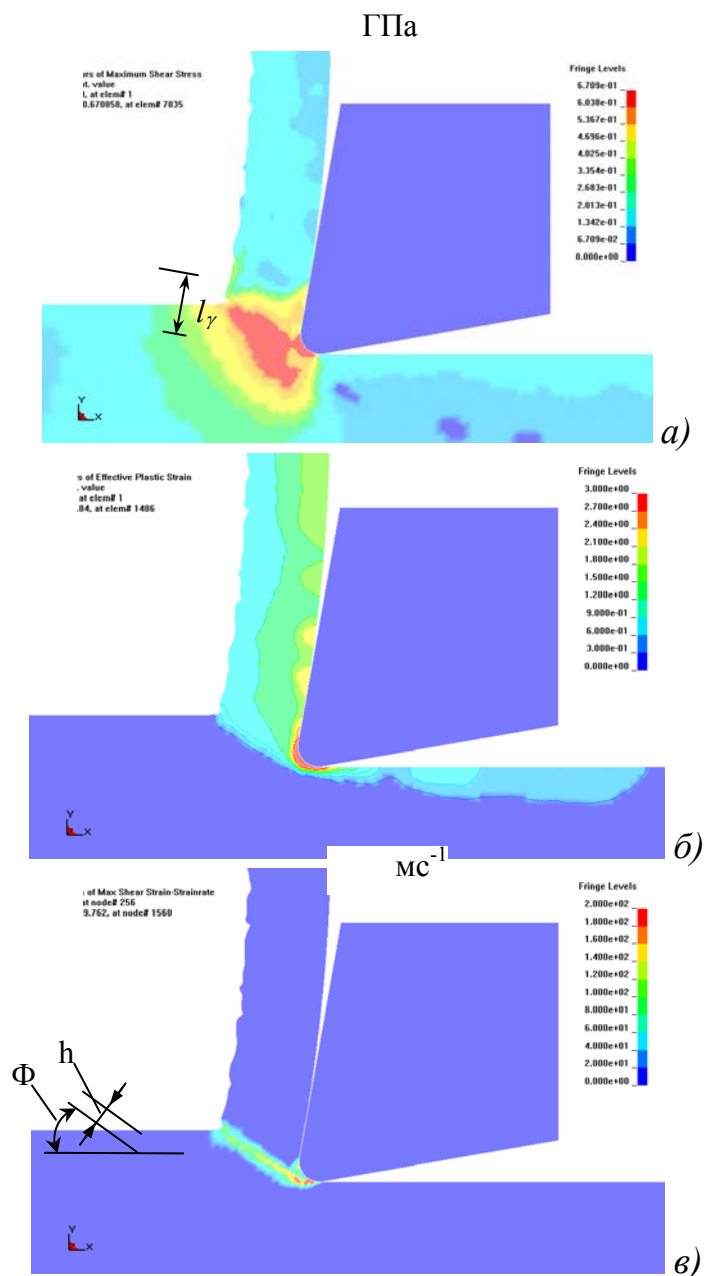


Рисунок 2 – Поля максимальних дотичних напружень τ_{max} (а), інтенсивності пластичної деформації $\bar{\epsilon}^p$ (б) і інтенсивності швидкостей пластичної деформації $\dot{\epsilon}^p$ (в) при $v = 300$ м/хв, $a = 0.05$ мм через $t=0.5$ мс після врізання

Вплив швидкості різання на процес стружкоутворення

Вплив швидкості різання досліджувався у діапазоні від $v = 60$ м/хв до $v = 300$ м/хв. Те, що модель тертя в досліджуваній моделі не враховує його зміну зі збільшенням швидкості різання дає змогу дослідити безпосередній вплив швидкості різання на процес стружкоутворення. Зіставлення розрахункових даних з експериментальними, отриманими Зоревим М. М. при різанні міді [7], показують якісну відповідність цих даних: зі збільшенням швидкості різання кут умовної площини зсуву збільшується. Таким чином, єдиною причиною збільшення Φ є полегшення процесів пластичної деформації у зоні первинної деформації. Як виходить з формули (2), в моделі швидкість різання впливає лише на швидкість деформації у зоні первинної деформації та адіабатичну температуру деформації T в ній через збільшення роботи пластичної деформації. Допускаючи, що найбільший вклад вносить деформація зсуву, отримуємо

$$T = \frac{\eta}{\rho C_v} \int_{t_1}^{t_2} \sigma_{ij} \dot{\varepsilon}_{ij}^{pl} dt \approx \frac{\eta}{\rho C_v} \sigma_{ij} \Delta \varepsilon_{ij}^{pl} \approx \frac{3}{2} \frac{\eta}{\rho C_v} \sigma_s \Delta \bar{\varepsilon}^{pl}, \quad (3)$$

де $\eta = 0.9$ – частка роботи деформації, що перетворюється у тепло; t_1, t_2 – час входу в та виходу частинки з зони первинних деформацій, $\Delta \varepsilon_{ij}^{pl}$ – приріст пластичної деформації за час перебування частинки у зоні первинних деформацій; $\Delta \bar{\varepsilon}^{pl}$ – приріст інтенсивності пластичної деформації.

При $v = 300$ м/хв, $\rho C_v = 5 \cdot 10^6$ Дж/(м³×°С) за даними рис. 2 отримуємо $T \approx \frac{1}{2} \frac{0.9}{5 \cdot 10^6} 660 \cdot 10^6 \cdot 1.5 = 267$ °С. Таке незначне підвищення температури може компенсувати скоросте зміцнення лише при дуже малих швидкостях деформації (див. рис. 4). Тому збільшення умовного кута зсуву відбувається за рахунок деформаційного зміцнення оброблюваного матеріалу в зоні первинних деформацій, тобто за рахунок так званого охрупчування.

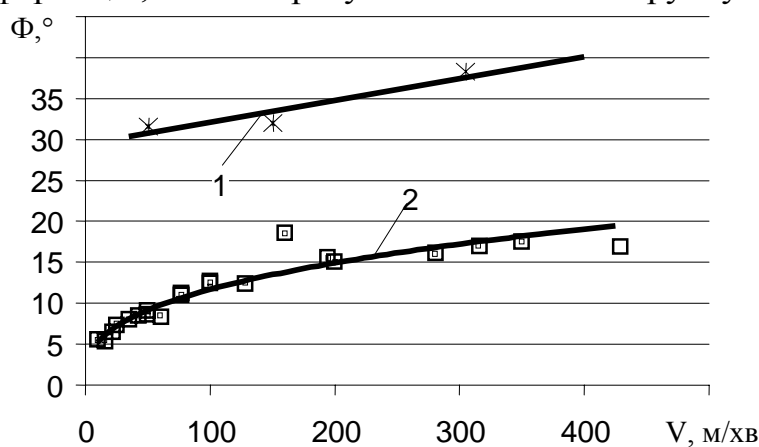


Рисунок 3 - Залежність кута зсуву від швидкості різання:

1 – розрахункові дані для сталі 45; 2 - експериментальні дані для міді [7]

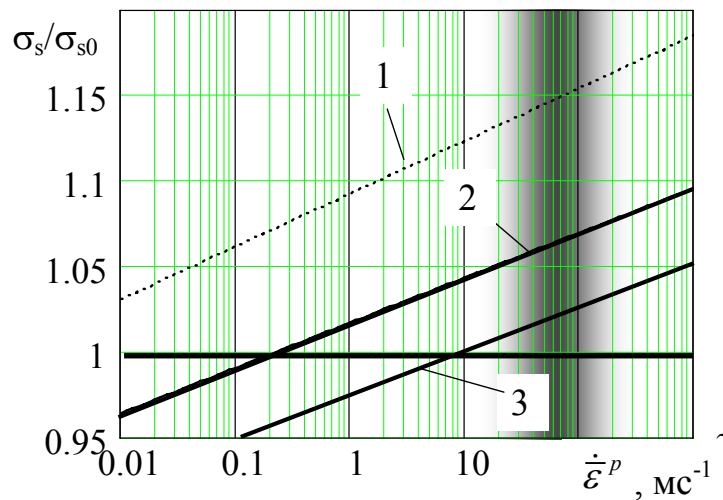


Рисунок 4 – Підвищення межі текучості за рахунок зростання швидкості деформації:
1 – без адіабатичного підігріву; 2, 3 – з адіабатичним підігрівом.

2 – $\Delta\bar{\varepsilon}^{pl} = 0.7$; 3 – $\Delta\bar{\varepsilon}^{pl} = 1$ Затемненням відзначено діапазон інтенсивності швидкості деформації при швидкостях різання, що практично застосовуються при обробці конструкційних матеріалів твердим сплавом (50-300 м/хв).

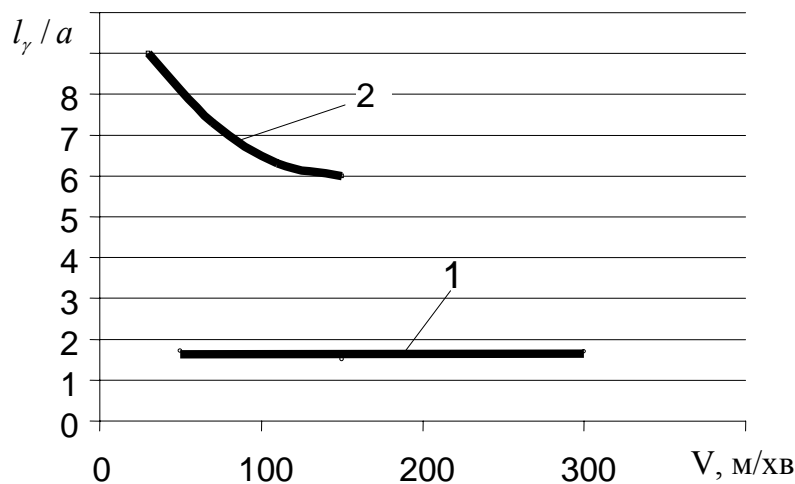


Рисунок 5 – Залежність довжини контакту інструмента зі стружкою від швидкості різання: 1 – розрахункові дані; 2 – експериментальні дані [8]

У той же час виконані розрахунки показали невідповідність моделі експерименту за тими показниками, що визначаються умовами тертя на контактних поверхнях інструменту. Так довжина контакту стружки з інструментом (рис. 2, а) залишається незмінною зі збільшення швидкості різання у той час як на практиці довжина контакту поступово зменшується (рис. 5). Така похибка зумовлена прийнятою інваріантністю моделі тертя (2) по відношенню до швидкості різання.

Висновки

1. В результаті проведеного дослідження показано, що характер безпосереднього впливу швидкості різання на кут умовної площини зсуву, прогнозований скінчено-елементною моделлю процесу прямокутного вільного різання, яка застосовує модель оброблюваного матеріалу у формі Джонсона-Кука, збігається з експериментальними даними. Але у цей же час вплив швидкості різання на довжину контакту стружки з інструментом не відповідає даним експерименту із-за інваріантності моделі тертя швидкості різання. Тому подальший розвиток роботи повинен бути направлений на удосконалення моделі тертя.

2. Аналіз моделі матеріалу та полів інтенсивності пластичної деформації та інтенсивності швидкості пластичної деформації показав, що збільшення кута умовної площини зсуву зумовлено деформаційним зміцненням оброблюваного матеріалу у зоні первинних деформацій.

Література

- 1 Mackerle J. Finite element analysis and simulation of machining: an addendum. A bibliography 1996-2002//Int. J. of Machine tools & Manufacture. -2003. -Т. 43. -С. 103- 114.
- 2 Залога В. А., Криворучко Д. В., Хвостик С. Н. Имитационная модель прямоугольного свободного резания//Вестник СумГУ. -2005. -№ 11. -С. 113- 122.
- 3 Jaspers S. P., Dautzenberg J. H. Material behavior in conditions similar to metal cutting: flow stress in the primary shear zone//Journal of Material Processing Technology. - 2002. -Т. 122. -С. 322- 330.
- 4 Adibi-Sedeh A. H., Vaziri M. , Pednekar V. и др. Investigation of the Effect of Using Different Material Models on Finite Element Simulations of Machining//Proceedings of the 8th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. -2005. -С. 215- 224.
- 5 Sartkulvanich P. , Altan T. , Göcmen A. Effects of flow stress and friction models in finite element simulation of orthogonal cutting—a sensitivity analysis//Machining Science and Technology. -2005. -№ 9. -С. 1- 26.
- 6 Резников А. Н. Теплофизика резания. - М.: Машиностроение, 1969. -288 с.
- 7 Развитие науки о резании металлов/Н. Н. Зорев, Г. И. Грановский, М. Н. Ларин и др. - М.: Машиностроение, 1967. -415 с.
- 8 Виноградов А. А. Стружкообразование при точении пластичных металлов инструментом с округленной режущей кромкой//Сверхтвердые материалы. - 1991. - № 1. -С. 65- 70.

УДК 621.9

Васильченко Я.В., Ковалев В.Д.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ОБРАБОТКИ НА ТЯЖЕЛЫХ СТАНКАХ С ПОМОЩЬЮ АЛГОРИТМА ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

The questions of adjusting of process of tooling are considered. The adaptive process control system of the heavy cutting is developed. The system includes a heavy machine-tool, cutting an instrument, adaptation, technological environment and cutting process.

Введение

Устойчивый рост тяжелого машиностроения и его инвестиционной привлекательности, которые отмечаются на Украине в последние годы, обуславливает повышение требований к качеству и конкурентоспособности продукции. Специфические особенности тяжелого машиностроения не разрешают механически переносить прогрессивные методы технологии и организации, которые используются в крупносерийном и массовом производствах, на предприятия, которые делают разные виды уникальных машин. Предприятия тяжелого машиностроения имеют свои особенности технологического цикла, которые обусловлены уникальностью оборудования и технологических процессов обработки на тяжелых станках. При обработке больших деталей часто нужны особые технические решения, не присущие другим областям машиностроения. Наиболее перспективным путем улучшения станочного парка в тяжелом машиностроении является расширение производства и переоснащение существующих станков адаптивными системами управления. В результате применения таких систем средняя производительность оборудования увеличивается от 30 до 300%, а точность обработки деталей повышается в 2-5 раз[1].

Особенности обработки деталей на тяжелых станках, большие затраты материальных и психо-физических ресурсов, вероятностный нестабильный характер резания требуют внедрения и усовершенствования адаптивных систем управления. Так, например, одной из причин потери производительности обработки деталей на тяжелых станках при обычной обработке является значительное колебание припуска по длине заготовки, связанное с ее большими размерами. Величина продольной подачи при этом остается постоянной, выбранной из расчета наибольшей нагрузки. Не полное использование возможностей технологической системы приводит к значительным потерям производительности.

Большое влияние на производительность обработки оказывает также режущая способность инструмента. Например, остро заточенный резец позволяет в значительной степени повысить режим обработки, сохраняя тоже значение силы резания, что и при затупившемся инструменте. При назначении режимов резания учитывают разброс степени режущей способности в партии инструмента для снижения вероятности перегрузки и поломки. Это приводит к тому, что обработка деталей более острым инструментом, как правило, осуществляется на заниженных режимах. Кроме того, учитывая износ режущего инструмента и связанный с ним рост сил резания, режимы резания приходится назначать из максимально допустимой степени затупления режущего инструмента. Это означает, что вначале, пока степень затупления инструмента не достигла допустимой величины, обработка ведется на заниженных режимах. Аналогичным образом на потери производительности влияют ограничения по мощности привода станка и по точности обработки.

Следует отметить, что если теория и практика обычного резания, методики расчета и проектирования станков с программным управлением, адаптивными и оптимизирующими системами, широко освещены в литературе, то по вопросам резания тяжелых станках с системами адаптивного управления достаточно систематизированных работ не имеется. Эффективное промышленное освоение тяжелых станков с системами адаптивного управления зависит прежде всего от установления достоверных закономерностей теории резания. В этом направлении необходимо расширение исследований явлений, происходящих при тяжелом резании, и вместе с тем разностороннее применение теории автоматического регулирования и кибернетики. Системы адаптивного управления тяжелых станков должны создаваться как интегрированный комплекс, который включает тяжелый станок, системы инструментов и инструментообеспечения, систему адаптивного управления с комплектами измерительных и диагностических средств, математические модели функционирования технологической системы.

Основная часть

Система обработки резанием (рис.1) представляет собой необходимую для обработки данной заготовки на станке регулируемую совокупность инструментов, приспособлений, технологической среды, с одной стороны, и процесса резания – с другой. Процесс резания характеризуется большим числом параметров. В общем случае любой из них может быть регулируемым.



Рисунок 1 – Схема регулирования процесса обработки

Регулирование процесса обработки заключается в том, чтобы, исходя из наличия первичных параметров, характеризующих выбранный тип заготовки (материал, размер, припуск и т.д.) и принятого метода обработки (станок, приспособление, схема резания, технологическая среда), изменяя управляемые параметры (режимы резания, вариант и геометрические

параметры инструмента, параметры и структура несущей системы станка), воздействовать на параметры регулирования (механика процесса резания, наростообразование, стружкодробление, тепловые явления, сила и мощность резания, вибрации) и добиться получения необходимых технологических параметров (точность, качество поверхности, стойкость инструмента, прочность инструмента, производительность, экономичность, форма стружки).

В число управляемых параметров внесены вариант и геометрические параметры инструмента. Предусматривается возможность выбора оптимальной конструкции режущего инструмента из имеющегося набора по критериям работоспособности, производительности, экономичности и обеспечению удовлетворительного стружкодробления. Оптимизация геометрических параметров режущего инструмента заключается в том, что во время течения в случае отклонения регулируемого параметра от заданного значения меняют геометрию резания за счет вращения резца вокруг продольной оси, проходящей через вершину резца и перпендикулярной к обрабатываемой поверхности. При этом изменяются угол резания δ , угол наклона режущей кромки λ , главный угол в плане φ , вспомогательный угол в плане φ_1 , радиус при вершине r . Изменение геометрии резания может оказывать существенное влияние на такие управляемые параметры как величина силы резания, температура в зоне резания, скорость износа режущего инструмента, форма образующейся стружки. Например, наиболее приемлемыми управляющими величинами с точки зрения наибольшего влияния на вектор силы резания являются угол резания δ и главный угол в плане φ . Влияние на составляющие силы резания, изменения геометрии резания поворотом резца можно выразить следующими зависимостями:

$$P_z = C_1 \delta^{x_1} (1 - n_{P_z} \Delta \alpha) (1 - n_{P_z} \Delta \lambda) (1 - n_{P_z} \Delta \varphi),$$

$$P_y = C_1 \delta^{x_1} (1 - n_{P_y} \Delta \alpha) (1 - n_{P_y} \Delta \lambda) (1 - n_{P_y} \Delta \varphi),$$

$$P_x = C_1 \delta^{x_1} (1 - n_{P_x} \Delta \alpha) (1 - n_{P_x} \Delta \lambda) (1 - n_{P_x} \Delta \varphi).$$

где n_{pi} – коэффициент, характеризующий влияние заднего угла на соответствующую составляющую силы резания; m_{pi} – коэффициент, характеризующий влияние угла наклона главной режущей кромки на соответствующую составляющую силы резания; k_{pi} – коэффициент, характеризующий влияние главного угла в плане на соответствующую составляющую силы резания; C_z, C_y, C_x – коэффициенты, зависящие от условий обработки.

Оптимизацию геометрических параметров инструмента во время обработки также предложено проводить с учетом влияния угла в плане и конструктивных параметров передней поверхности СМП на диапазон удовлетворительного стружкодробления. В работе [2] экспериментально установлено влияние углов в плане и конструктивных параметров передней поверхности СМП, наиболее часто встречающихся на предприятиях тяжелого машиностроения (ширины фаски, ширины канавки, высоты профиля канавки, угла между режущей кромкой и канавкой) на области дробления стружки. Установлено, что для удовлетворительной с точки зрения безопасности станочника и удобства уборки стружки коэффициент деформации стружки должен находиться в пределах 1,8-2,7. Получены регрессионные зависимости коэффициента деформации стружки от режимов резания, необходимые для ограничения режимов резания по виду получаемой стружки. Установлено, что при точении сталей твердосплавными резцами с СМП происходит изменение формы стружки от удовлетворительной к неудовлетворительной, что связано с изнашиванием элементов стружкодробления пластин с течением времени, предложена методика определения степени влияния формы конструктивных элементов передней поверхности СМП на область режимов резания, обеспечивающих стружкодробление, с использованием метода обработки неколичественных данных. Это позволит корректировать форму образующейся стружки в процессе обработки.

Также проведены исследования влияния скорости резания на процесс стружкообразования. Установлено, что скорость резания является одним из основных факторов, который определяет температуру в зоне стружкообразования и соответственно температуру стружки. Температура же стружки определяет ее механические свойства. С увеличением температуры увеличивается пластичность стружки. Следовательно, стружка может выдержать без разрушения большую деформацию.

К управляемым параметрам можно также отнести параметры и структуру несущей системы станка. В зависимости от первичных параметров, внешних воздействий, информации от измерительных и диагностических каналов регулируют не только геометрическую и кинематическую настройку станка, но и жесткостные характеристики шпиндельного узла, суппортов, включают дополнительные узлы коррекции и демпфирующие устройства, например, [3]. Жесткость узлов можно изменять путем применения гидростатических опор, регулируемых от системы управления.

Таким образом, алгоритмы работы оптимальной системы адаптивного управления формируются с включением критериев: себестоимость обработки, производительность, точность, качество и надежность системы и др. Структура адаптивной технологической системы должна иметь высокую степень охвата обратными связями: по относительному положению и траекториями формообразующих движений элементов системы; их физическим состояниям и возмущающим воздействиям. При осуществлении автоматического цикла работы тяжелого оборудования задачи управления являются многоуровневыми и многофакторными. Кроме того, возникают ситуации, когда либо отсутствуют необходимые датчики первичной информации, либо существующие средства измерений не обеспечивают получение требуемой информации в темпе с процессом, либо в наличии имеется лишь качественная информация об объекте управления. В таком случае адаптивное управление процессами резания должно строиться на базе многоуровневой системы принятия решений с элементами искусственного интеллекта, которая позволяет на основе компьютерной обработки качественной или нечеткой информации об объекте и целях управления получить требуемую информацию для управления. Для решения поставленной задачи оптимизации нужно определить и максимизировать функцию полезности рассматриваемых альтернатив: $\max\{U(z_1, z_2, \dots, z_k)\}$, где $z_i = f_i(x \in S)$, $i = 1 \dots k$, - составляющие вектора критериев, S - множество допустимых решений. Основной трудностью, возникающей при решении поставленной задачи, является проблема получения математического описания функции полезности U . В теории полезности функция полезности U рассматривается и рассчитывается как вероятностная величина, однако, для многих сложных неформализованных задач принятия решений оценить многомерное распределение вероятности очень сложно и даже неразрешимо. В работе [3] функция полезности рассматривается не как вероятностная, а как нечеткая величина, причем функции принадлежности нечетких множеств рассматриваются как субъективные измерения лиц, принимающих решения (ЛПР). Многокритериальную задачу оптимизации можно представить в виде иерархической декомпозиции, где множество целей обозначено G , а множество альтернатив - X . Если цели представляются слишком сложными понятиями, их можно представить в виде иерархии более простых понятий. Метод анализа иерархий (МАИ), являясь методом решения многокритериальных задач в сложной обстановке с иерархическими структурами, включающими

неформализованные элементы, используется в работе как косвенный метод определения функций принадлежности нечетких множеств.

Пусть требуется определить функцию принадлежности $m_D(x)$ нечеткого множества D , определяющего некоторое качественное понятие. Для этого ЛПР предлагается сравнить количественные элементы универсального множества X между собой по степени их соответствия этому качественному понятию и заполнить матрицу попарных сравнений $A = \{a_{ij}\}$, элементы которой a_{ij} являются оценками степени принадлежности элементов $a_i \in X$ нечеткому множеству D по сравнению с элементами $a_j \in X$. Функция принадлежности находится как собственный вектор w матрицы A , соответствующий ее максимальному собственному значению l_{max}

$$Aw = l_{max}w.$$

При анализе сложных свойств, представляемых в виде иерархической системы, описанный подход используется при сравнении составляющих свойства на степень соответствия этому сложному свойству.

Пусть H – полная иерархия с элементом b на верхнем 0-м уровне и h уровнями. Пусть B_n – матрица приоритетов n -го уровня, $n = 1, \dots, h$. Если W – вектор приоритетов p -го уровня относительно некоторого элемента z в $(p-1)$ -м уровне, то вектор приоритетов W q -го уровня ($p < q$) относительно z определяется как $W = B_q * B_{q-1} \dots B_{p+1} * W$.

Таким образом, вектор приоритетов самого нижнего уровня относительно элемента b определяется следующим выражением $W = B_h * B_{h-1} \dots B_2 * W$. Для случая, когда не вся иерархия рассматривается как нечеткое множество с его универсальным множеством на нижнем уровне, а нечеткими множествами являются элементы иерархии, функцию полезности альтернатив можно рассматривать как функцию принадлежности глобальной цели на множестве альтернатив. Причем функция принадлежности рассматривается как субъективная, а не как вероятностная величина. Функции принадлежности нечетких множеств, формализующих каждый критерий (сложный, представляемый в виде иерархии или простой) определяются на множестве альтернатив, при этом множество альтернатив является базовым для нечетких множеств критериев. На каждом уровне мы имеем различные четкие упорядоченные множества, которые состоят из элементов, являющихся нечеткими (качественными) и определяются каждый своей функцией принадлежности. Элементы каждого уровня являются нечеткими подмножествами четкого упорядоченного множества и определяются именно в этом смысле. Пусть иерархия является совокупностью уровней L_n , $n = 1, \dots, h$. Любой n -й уровень иерархии является совокупностью

отдельных элементов l_k^j , где $j=1, \dots, m$, m -количество элементов данного уровня. Набор элементов l_n^j является “нечеткими свойствами” для элементов нижнего $n+1$ -го уровня, т.е. l_n^j – это набор нечетких множеств, универсальными множествами этих нечетких множеств являются множества элементов нижних уровней. Элементы каждого уровня определяются:

$$\begin{aligned} \text{Уровень } L_{n-1}: & l_{n-1}^1 l_{n-1}^2 l_{n-1}^3 \dots l_{n-1}^{m(n-1)}, \\ \text{Уровень } L_n: & l_n^1 l_n^2 l_n^3 \dots l_n^{m(n)}, \\ \text{Уровень } L_{n+1}: & l_{n+1}^1 l_{n+1}^2 l_{n+1}^3 \dots l_{n+1}^{m(n+1)}. \end{aligned}$$

Связь соседних уровней иерархии определяется матрицей собственных векторов, т. е. матрицей приоритетов B :

$$B_{n+1} = \begin{matrix} & l_n^1 & l_n^2 & \dots & l_n^{m(n)} \\ l_{n+1}^1 & \omega_{11} & \omega_{12} & \dots & \omega_{1m(n)} \\ l_{n+1}^2 & \omega_{21} & \omega_{22} & \dots & \omega_{2m(n)} \\ l_{n+1}^3 & \omega_{31} & \omega_{32} & \dots & \omega_{3m(n)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ l_{n+1}^{m(n+1)} & \omega_{m(n+1)1} & \omega_{m(n+1)2} & \dots & \omega_{m(n+1)m(n)} \end{matrix},$$

где B_{n+1} – матрица собственных векторов уровня L_{n+1} , $m(n+1)$ - число элементов уровня $n+1$, $m(n)$ – число элементов уровня n .

Степень принадлежности элемента l_n^1 нечеткому множеству, являющемуся элементом l_{n+1}^1

$$\mu_{l_{n+1}^1}(l_n^1) = \omega_{11} = \mu_{l_{n+1}^1}(l_{n+1}^1)_{n+1}^1,$$

где B_{n+1} – матрица собственных векторов уровня L_{n+1} , $m(n+1)$ – число элементов уровня $n+1$, $m(n)$ – число элементов уровня n . Матрица B_{n+1} задает бинарное нечеткое отношение между нечеткими множествами, принадлежащих уровням n и $n+1$. Функция принадлежности $\mu_{l_{n+1}^1}(l_n^1)$ определяется как композиция нечетких отношений следующим образом:

$$R(L_{n-1}) = (L_{n-1}, L_n) \mu_{l_1}(L_n)$$

Метод анализа иерархий применим для решения таких многокритериальных задач, как оценка нечетких моделей сложных систем, где требуется формализация качественных значений физических величин на количественных шкалах. Таким образом, МАИ может эффективно использоваться не только для принятия решений в неформализованных сферах и решения задач ранжирования конечного множества сложных

объектов, представленных в виде иерархической структуры, но и для принятия решений в технических задачах, где требуется формализация всех нечетких понятий с помощью нечетких множеств. Это открывает дополнительные возможности для внедрения новых информационных технологий, например, для замены операторов при управления технологическими процессами, улучшения качества управления, позволит строить интеллектуальные системы, способные принимать решения и адекватно реагировать на изменения ситуации на основе знаний человека.

Выводы

- 1 Особенности обработки деталей на тяжелых станках, большие затраты материальных и психо-физических ресурсов, вероятностный нестабильный характер резания требуют внедрения и усовершенствования адаптивных систем управления.
- 2 Системы адаптивного управления тяжелых станков должны создаваться как интегрированный комплекс, который включает тяжелый станок, системы инструментов и инструментообеспечения, систему адаптивного управления с комплектами измерительных и диагностических средств, математические модели функционирования технологической системы.
- 3 Алгоритмы работы оптимальной системы адаптивного управления формируются с включением критериев: себестоимость обработки, производительность, точность, качество и надежность системы и др.
- 4 Структура адаптивной технологической системы должна иметь высокую степень охвата обратными связями: по относительно положению и траекториями формообразующих движений элементов системы; их физическим состояниям и возмущающим воздействиям.

Литература

- 1 Адаптивное управление станками // Под ред. Б.С. Балакшина.- М: Машиностроение, 1973.- 687 с.
- 2 Васильченко Я.В. Эксплуатация сборных резцов в условиях затрудненного стружкодробления /Вестник ХГПУ.-1999.-Вып. 60.- С.52-56.
- 3 Патент України №8592 В23Q5/20. Коробка швидкостей металорізального верстата / Ковальов В.Д., Бабін О.Ф., Мельник М.С., Домнікова Ю.В. (Україна); Опубл.15.08.2005. Бюл. № 8.
- 4 Грунина Г.С., Деменков Н.П., Программный комплекс для проектирования нечеткого логического регулятора, Приборы и системы управления, 1997, №8.

ДК 621.9: 658.5

Ивченко Т.Г.
ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ТОРЦОВЫХ ФРЕЗ

With the use of method of the warmth sources the technique of analytical calculation of the cutting tool temperature in the non-stationary cutting conditions at milling is developed, which allow forecasting an instantaneous temperature in any point of the milling cutter blade at the irregular cutting.

Тепловое состояние режущего инструмента в значительной мере определяет эффективность его использования. Современные условия эксплуатации режущего инструмента, отвечающие тенденциям интенсификации режимов резания, приводят к существенному увеличению тепловых нагрузок на режущий инструмент, что и определяет актуальность задач по их исследованию.

В настоящее время достаточно хорошо разработаны методы исследований теплового состояния режущего инструмента в условиях установившегося теплообмена [1, 2]. Однако в ряде случаев при кратковременном или прерывистом резании, нестационарностью процесса пренебречь нельзя. Одним из наиболее распространенных вариантов такой обработки является фрезерование. Известные общетеоретические закономерности описания теплофизических явлений при установившемся теплообмене в этом случае не учитывают особенностей функционирования фрез и требуют существенного уточнения [1, 2]. Как научный, так и практический интерес представляет исследование возможностей теоретического описания теплового состояния фрез и оценки их температуры в различных условиях эксплуатации.

Целью настоящей работы являются создание методики определения температуры фрез и теоретические исследования их теплового состояния в зависимости от условий обработки на примере торцевого фрезерования.

Основные задачи исследований, связанные с особенностями фрезерования, заключаются в следующем:

- исследование влияния прерывистости процесса фрезерования в условиях неустановившегося теплообмена на температуру лезвия фрезы;
- исследование влияния на температуру лезвия фрезы нагрева детали под воздействием участвующих в работе предшествующих лезвий многолезвийного инструмента;
- исследование влияния переменности параметров среза на тепловые процессы при фрезеровании.

При схематизации компонентов технологической системы отдельное лезвие фрезы рассматривается в виде неограниченного клина с углом заострения β . Источник теплоты, возникающий на передней поверхности лезвия инструмента, представляется двумерным прямоугольным с размерами $b \times l$ (l – длина контактной площадки стружки с передней поверхностью лезвия в направлении схода стружки, b – ширина площадки) и равномерным распределением плотности тепловыделения q .

Прерывистый процесс резания при фрезеровании характеризуется наличием рабочих ходов длительностью t_p , которые чередуются с холостыми ходами длительностью t_x и в сумме определяют длительность цикла $t_u = t_p + t_x$. Циклический процесс изменения во времени температуры лезвия фрезы Θ_u аналитически может быть описан следующим образом:

$$\Theta_u(x, y, z, \tau) = \begin{cases} \Theta_{ni}(x, y, z, \tau), & \text{если } t_u(i-1) \leq \tau \leq (t_p + t_u i), \quad i = 1, 2, \dots, n_u \\ \Theta_{oi}(x, y, z, \tau), & \text{если } (t_p + t_u(i-1)) \leq \tau \leq t_u i \end{cases}, \quad (1)$$

где $\Theta_{ni}(x, y, z, \tau)$ – температура в любой точке лезвия при нагреве в период рабочего хода; $\Theta_{oi}(x, y, z, \tau)$ – температура в любой точке лезвия при охлаждении в период холостого хода; n_u – число циклов.

Процесс нагрева лезвия фрезы под действием плоского источника при неустановившемся теплообмене описывается следующим образом:

$$\Theta_n(x, y, z, \tau) = PT_n(\psi, \eta, \zeta, F_o), \quad (2)$$

где $P = K_b K_d q l / 4 \lambda_u \pi$ – размерный коэффициент: q – плотность теплового потока, λ_u – коэффициент теплопроводности инструмента, K_b – коэффициент перехода от неограниченного пространства к неограниченному клину ($K_b = 4$ для $\beta = 90^\circ$, $K_b = 6$ для $\beta = 60^\circ$); K_d – коэффициент, учитывающий нагрев детали предшествующими зубьями фрезы; $T_n(\psi, \eta, \zeta, F_o)$ – безразмерное распределение температур:

$$T_n(\psi, \eta, \zeta, F_o) = \int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{\left(1 - \operatorname{erf} \left[\frac{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \eta^2 + (\zeta - \zeta_u)^2}}{2\sqrt{F_o}} \right] \right)}{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \eta^2 + (\zeta - \zeta_u)^2}} d\zeta_u, \quad (3)$$

где $\psi = x/l$, $\psi_u = x_u/l$, $\zeta = z/l$, $\zeta_u = z_u/l$, $\eta = y/l$ – безразмерные координаты; $\alpha = 0,5b/l$ – безразмерная ширина среза; $F_o = \omega \tau / l^2$ – безразмерный критерий времени, или критерий Фурье: ω_u – коэффициент температуропроводности; $\operatorname{erf}[u]$ – известная модифицированная функция интеграла вероятностей:

$$\operatorname{erf}[u] = \left(2/\sqrt{\pi}\right) \int_0^u e^{-u^2} du.$$

Процесс охлаждения, происходящий в отсутствие нагрева за счет отвода тепла из зоны резания вглубь лезвия, описывается зависимостью [1]:

$$\Theta_o(x, y, z, \tau) = PT_o(\psi, \eta, \zeta, \infty) \exp[-0.04F_o], \quad (4)$$

где $T_o(\psi, \zeta, \eta, \infty)$ – безразмерная температура при установившемся теплообмене.

Для последующего анализа теплового состояния фрезы в качестве основного показателя принимается температура характерной точки лезвия – его вершины (при $\psi = 0, \zeta = 0, \eta = 0$). Тогда циклический процесс изменения во времени безразмерной температуры вершины лезвия фрезы, представленный на рис. 1, аналитически описывается следующим образом:

$$T_{ni}(\tau) = \int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{\left(1 - \operatorname{erf}\left[\frac{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}}{2\sqrt{\omega_o}(\tau - (t_p + x_{i-1}))}\right]\right)}{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}} d\zeta_u; \quad (5)$$

$$T_{oi}(\tau) = T_{ni}(t_p + x_{i-1}) \exp[-0.04\omega_o(\tau - t_p)]; \quad \Delta t_{i-1} = 0, \quad (6)$$

где $\omega_o = \omega_u/l^2$; x_i – период времени, корректирующий начало отсчета температуры нагрева $T_{n(i+1)}(t_p + t_{ui} + x_i)$ в каждом последующем цикле с учетом охлаждения в предыдущем $T_{oi}(t_{ui})$.

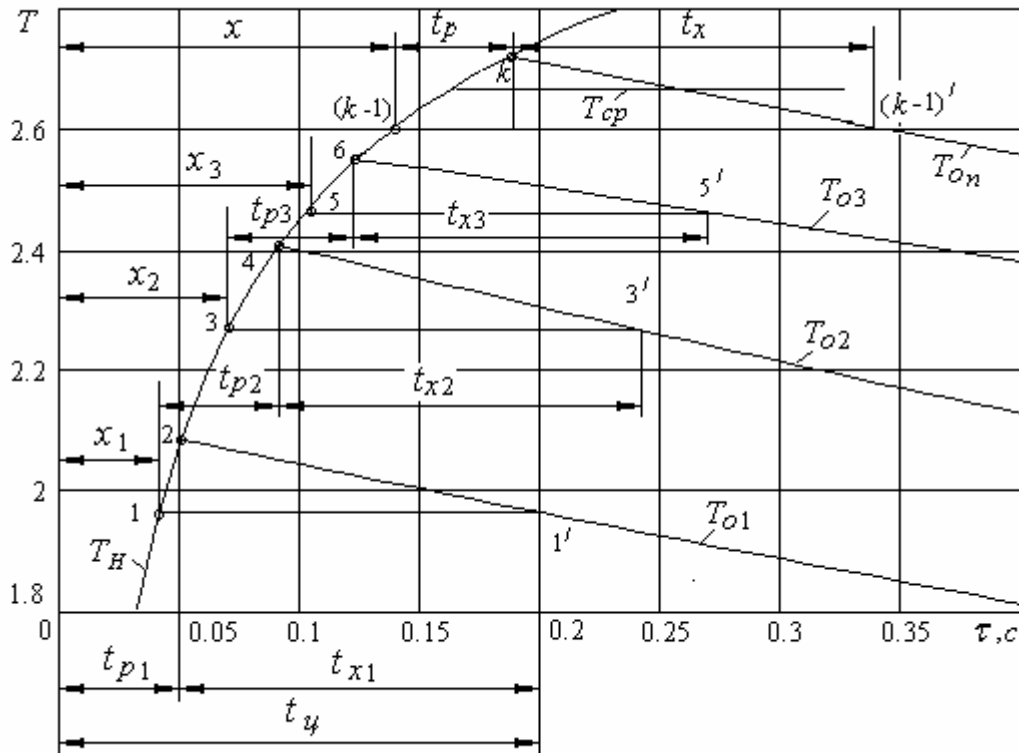


Рисунок 1 – Схема для расчета основных параметров процесса неустановившегося теплообмена при фрезеровании

В первом цикле t_{y1} в течение первого рабочего хода t_{p1} наблюдается резкий рост температуры до точки 2 на кривой нагрева T_n , а затем на протяжении холостого хода t_{x1} происходит охлаждение до точки 1' на кривой охлаждения T_{o1} . В следующем цикле нагрев в период рабочего хода t_{p2} происходит от точки 1 до точки 4 на кривой нагрева T_n , в период холостого хода t_{x2} происходит охлаждение до точки 3' на кривой охлаждения T_{o2} . Следующий цикл начинается в точке 3, нагрев на протяжении рабочего хода t_{p3} происходит до точки 6 на кривой нагрева T_n , охлаждение после холостого хода t_{x3} заканчивается в точке 5' на кривой охлаждения T_{o3} , потом процесс снова повторяется. В последующих циклах t_y нагрев и охлаждение повторяются, в некотором цикле k они уравниваются. При этом процесс теплообмена может считаться установившимся и характеризоваться средней безразмерной температурой вершины лезвия $T_{cp\ вер}$:

$$T_{cp\ вер} = \int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{\left(1 - \operatorname{erf}\left[\frac{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}}{2\sqrt{\omega_o}(x + t_p/2)}\right]\right)}{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}} d\zeta_u. \quad (7)$$

Неизвестный параметр x рассчитывается численными методами как корень уравнения:

$$\int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{\left(1 - \operatorname{erf}\left[\frac{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}}{2\sqrt{\omega_o}x}\right]\right)}{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}} d\zeta_u = \int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{\left(1 - \operatorname{erf}\left[\frac{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}}{2\sqrt{\omega_o}(t_p + x)}\right]\right)}{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}} d\zeta_u \exp[-0.04\omega_o\tau_x] \quad (8)$$

Особенностью процесса фрезерования является влияние на температуру лезвия фрезы нагрева детали под воздействием участвующих в работе предшествующих зубьев многолезвийного инструмента.

При схематизации компонентов технологической системы деталь рассматривается как полубесконечное тело. Источник теплоты, возникающий на поверхности заготовки в результате взаимодействия с лезвием фрезы, рассматривается как быстродвижущийся полосовой шириной l_d , определяемой условиями стружкообразования и контакта инструмента с деталью, с равномерным распределением плотности тепловыделения q_d .

Распределение температур в детали под воздействием полосового быстро движущегося источника при установившемся теплообмене описывается следующим образом [1]:

$$\Theta(x_\partial, y_\partial) = P_\partial T(\chi, \nu), \quad (9)$$

где $P_\partial = 2q_\partial \sqrt{\omega_\partial l_\partial} / \lambda_\partial \sqrt{\pi V}$ – размерный коэффициент; $\lambda_\partial, \omega_\partial$ – коэффициенты теплопроводности и температуропроводности детали; $T(\chi, \nu)$ – безразмерное распределение температур:

$$T(\chi, \nu) = \frac{1}{2} \int_0^\Delta \frac{d\chi_u}{\sqrt{\chi - \chi_u}} \exp\left(-\frac{Pe}{4} \frac{\nu^2}{\chi - \chi_u}\right), \quad (10)$$

где $\chi = x_\partial / l_\partial, \chi_u = x_{u\partial} / l_\partial, \nu = y_\partial / l_\partial$ – безразмерные координаты; Δ – верхний предел интеграла: $\Delta = \chi$ при $0 \leq \chi \leq 1$ и $\Delta = 1$ при $\chi > 1$; $Pe = Vl_\partial / \omega_\partial$ – критерий Пекле.

Максимальная температура на поверхности детали имеет место в точке с координатами $\chi = 1, \nu = 0$, соответствующей положению вершины лезвия, и равна:

$$\Theta_{max} = 2q_\partial \sqrt{\omega_\partial l_\partial} / \lambda_\partial \sqrt{\pi V}. \quad (11)$$

Распределение температур по поверхности детали ($\nu = 0$) для точек, лежащих вне источника ($\chi > 1$), имеет вид:

$$\Theta(x_\partial) = \Theta_{max} (\sqrt{\chi} - \sqrt{\chi - 1}). \quad (12)$$

Повышение температуры каждого лезвия фрезы вследствие нагрева детали предшествующим зубом определяется следующим образом:

$$\Delta\Theta = \Theta_{max} (\sqrt{l_z / l_\partial} - \sqrt{l_z / l_\partial - 1}), \quad (13)$$

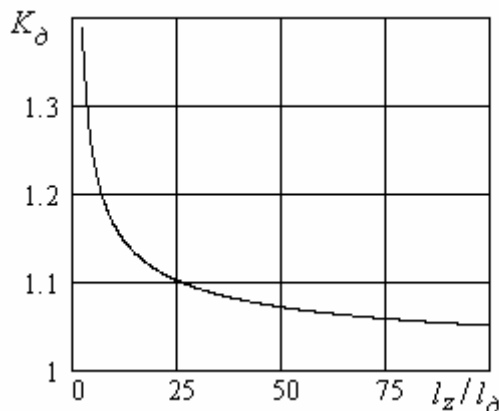


Рис унок 2 – График зависимости коэффициента повышения температуры вершины лезвия K_∂ вследствие нагрева детали предшествующими зубьями фрезы от соотношения l_z / l_∂

где l_z – расстояние между зубьями фрезы.

Коэффициент для расчета температуры вершины лезвия фрезы, учитывающий нагрев детали предшествующими зубьями K_∂ , исходя из условия равенства температур на вершине лезвия и контактирующей с ней точкой детали, может быть рассчитан следующим образом:

$$K_{\delta} = 1 + \left(\sqrt{l_z/l_{\delta}} - \sqrt{l_z/l_{\delta} - 1} \right). \quad (14)$$

Значения указанного коэффициента K_{δ} в зависимости от соотношения l_z/l_{δ} могут быть определены с использованием графика, представленного на рис.2.

Для торцевого фрезерования длительность цикла t_y , длительность рабочего хода t_p , длительность холостого хода t_x и расстояние между зубьями l_z определяются следующим образом:

$$t_y = \frac{60}{n}, \quad t_p = \frac{60}{\pi n} \arcsin \frac{B}{D}, \quad t_x = \frac{30}{\pi n} \left(2\pi - \arcsin \frac{B}{D} \right), \quad l_z = \frac{\pi D}{z}, \quad (15)$$

где n – частота вращения; B – ширина фрезерования, D – диаметр фрезы, z – число зубьев.

Особенностью процесса торцевого фрезерования является переменность во времени толщины среза $a(\tau)$, обуславливающая переменность во времени длины контакта стружки с передней поверхностью лезвия $l(\tau)$ и стружки с поверхностью детали в зоне деформации $l_{\delta}(\tau)$:

$$a(\tau) = s_z \sin \varphi \sin \left(\frac{\pi \tau}{30} + \arccos \frac{B}{D} \right), \quad \text{если } t_y(i-1) \leq \tau \leq (t_p + t_y i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (16)$$

$$l(\tau) = 2a(\tau) [k(1 - \operatorname{tg} \gamma) + \sec \gamma], \quad (17)$$

$$l_{\delta}(\tau) = a(\tau) / \sin \Phi = a(\tau) \sqrt{k^2 - 2k \sin \gamma + 1} / \cos \gamma, \quad (18)$$

где s_z – подача на зуб фрезы; φ – главный угол в плане; k – коэффициент продольной усадки стружки; γ – передний угол лезвия; Φ – угол сдвига.

В результате переменными во времени являются плотности тепловыделения на передней поверхности лезвия $q(\tau)$ и на поверхности детали $q_{\delta}(\tau)$:

$$q(\tau) = V (P_{Z0} \sin \gamma + P_{N0} \cos \gamma) / 2a(\tau) b [k(1 - \operatorname{tg} \gamma) + \sec \gamma] k, \quad (19)$$

$$q_{\delta}(\tau) = K_q V \cos \gamma (P_{Z0} (k - \sin \gamma) - P_{N0} \cos \gamma) / a(\tau) b k \sqrt{k^2 - 2k \sin \gamma + 1}, \quad (20)$$

где V – скорость резания; $P_{Z0} = P_z - F_{mp}$ – разность тангенциальной силы резания и силы трения по задней поверхности лезвия; $P_{N0} = P_y - F_{mp}$ – разность нормальной составляющей силы резания и силы трения по передней поверхности лезвия; $b = t / \sin \varphi$ – ширина среза: t – глубина резания; K_q – коэффициент, учитывающий долю теплоты деформации, поступающую в деталь: $K_q = 1 - 1 / (1 + 1,5k \sqrt{Pe})$.

В случае симметричного фрезерования максимальное значение толщины среза имеет место в момент времени, равный середине рабочего хода $t_p/2$: $a_{\max}(t_p/2) = s_z \sin \varphi$, что определяет соответственно и максимальные значения $l_{\max}(t_p/2)$, $l_{\delta \max}(t_p/2)$, $q(t_p/2)$ и $q_{\delta}(t_p/2)$. На основании выполненного анализа средняя температура вершины лезвия фрезы может быть рассчитана следующим образом:

$$\Theta_{cp\ вер} = \frac{K_b K_{\partial max}(t_p/2) q_{max}(t_p/2) l_{max}(t_p/2)}{4\pi\lambda_u} T_{cp\ вер} \cdot \quad (21)$$

Графики изменения температуры Θ_2 вершины лезвия торцевой фрезы в сравнении с температурой Θ_1 при непрерывном резании приведены на рис.3.

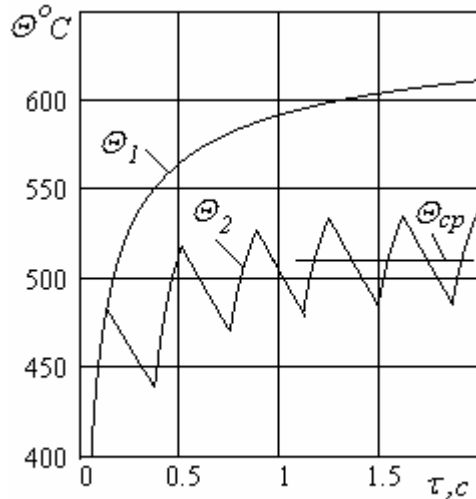


Рисунок 3 – Графики изменения температуры вершины лезвия фрезы Θ_2 в сравнении с температурой при непрерывном резании Θ_1

Пример расчета и построения графиков выполнен для фрезерования стали 45 торцевой фрезой, оснащенной твердым сплавом Т15К6 (коэффициент температуропроводности $\omega_u = 0,100 \cdot 10^{-4}$ м²/с), для условий обработки: ширина фрезерования $B = 180$ мм, диаметр фрезы $D = 200$ мм, число зубьев $z = 10$, частота вращения $n = 160$ об/мин, скорость резания $V = 100$ м/мин, толщина среза $a = 0,5$ мм, ширина среза $b = 2$ мм, что обеспечивает длительность цикла $t_{\text{ц}} = 0,37$ с, длительность рабочего хода $t_p = 0,13$ с, длительность холостого хода $t_x = 0,24$ с и расстояние между зубьями $l_z = 63$ мм; плотность тепловыделения $q = 6 \cdot 10^7$, коэффициент $K_{\partial} = 1,064$ для $l_z/l_{\partial} = 61$; $x = 0,133$ с; безразмерную среднюю температуру $T_{cp\ вер} = 2,75$.

На основании выполненных расчетов установлено, что для заданных условий средняя температура вершины лезвия при установившемся режиме торцевого фрезерования составляет $\Theta_{cp\ вер} = 513^{\circ}\text{C}$, а ее минимальное и максимальное значения равны соответственно $\Theta_{min\ вер} = 483^{\circ}\text{C}$ и $\Theta_{max\ вер} = 532^{\circ}\text{C}$, что значительно ниже температуры при непрерывном резании Θ_1 . Для аналогичных условий при непрерывном резании в условиях установившегося теплообмена ($F_o > 100$) достигается уровень безразмерной температуры $T_{вер} = 3,17$, температуры вершины лезвия $\Theta_{вер} = 592^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, на примере торцевого фрезерования разработана методика определения температуры лезвия фрезы, позволяющая теоретически исследовать тепловое состояние инструмента в зависимости от условий обработки. Методика может быть широко использована для различных типов инструментов, работающих в условиях прерывистого резания.

Література

- 1 Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. – М.: Машиностроение, 1981. – 279с.
- 2 Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. – М.: Машиностроение, 1990. – 288с.

УДК 621.9

Кириченко І.А., Витренко А.В., Мухина О.С., Кузьменко Н.Н.
ВНУ ім. В.Даля, г. Луганск, Україна

ПРОФИЛИРОВАНИЕ РЕЖУЩЕГО ОБКАТОЧНОГО ИНСТРУМЕНТА

The article investigates profiling of the cutting knurling instrument produced on the basis of 'one-cavity hyperbola' type work-piece. Profiling is performed by means of cylindrical knurling tool having no front and back clearance.

Введение

При проектировании режущего инструмента, работающего по методу обкатки, основным вопросом является определение профиля режущих кромок инструмента [1].

Профилем режущей кромки инструмента является кривая линия, по которой очерчена эта кромка. Вопрос об определении профиля режущей кромки инструмента неразрывно связан с теорией зацепления и образованием сопряжённых поверхностей.

Однако использовать эту теорию без дополнительной теоретической разработки применительно к профилированию режущего инструмента не представляется возможным. Это объясняется следующим обстоятельством: в теории образования сопряжённых поверхностей рассматриваются вопросы образования поверхностей поверхностями, в то время как при образовании сопряжённых поверхностей резанием по методу обкатки эти поверхности образуются не поверхностями, а линиями – режущими кромками инструмента.

К недостаткам существующих методов определения профиля инструмента относится то, что в ряде случаев при определении этого профиля делают допущения, которые дают определённые его искажения. В качестве примера можно указать на метод определения профиля червячной фрезы для нарезания шлицевого вала с прямолинейным профилем шлицев. В этом случае делается допущение, согласно которому шлицевой вал сцепляется с рейкой и задача определения профиля червячной фрезы решается в плоскости. В действительности же, в рассматриваемом случае имеется зацепление шлицевого вала с червяком, и решение задачи в этом случае должно быть в пространстве. Указанное допущение вносит погрешности в профили червячной фрезы и обкаточных резцов.

Основная часть

Поэтому в настоящей статье авторы дают точный метод определения профилей фрез и обкаточных резцов. Для этого необходимо найти огибающую поверхности изделия в её движении относительно прямолинейной образующей однополостного гиперболоида (рис.1).

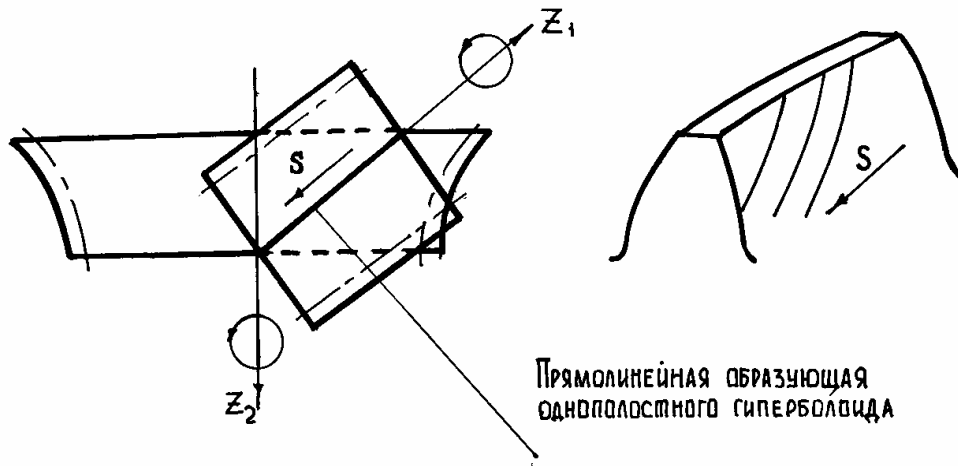


Рисунок 1 – Линии контакта

Огибающая поверхность цилиндрического колеса найдена при помощи семейства поверхностей огибающих гиперболическое колесо и запишется при помощи следующих уравнений [2]:

$$M_{21} = (M_{2p} M_{po}) M_{01} \quad \text{и} \quad F(\lambda, \mu, \varphi_1) = 0 \quad (1)$$

Тогда профиль гиперболического колеса можно найти посредством решения системы уравнений (1).

Порядок решения системы уравнений (1) может быть следующим: из уравнения $F(\lambda, \mu, \varphi_1) = 0$ определяем параметр μ , тогда получаем:

$$\mu = -[(1 - u_{21} \cos \gamma)(f_2 f_2' + f_1'(f_1 + f_1 r_1 + a_w u_{21} \cos \gamma (f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1)))] / u_{21} \sin \gamma (f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) \quad (2)$$

Полученное значение μ подставляем в третье уравнение системы $M_{21} = (M_{2p} M_{po}) M_{01}$ (координата $o_2 z_2$), тогда решение трансцендентного уравнения можно записать в следующем виде [3]:

$$z_2 u_{21} (f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) = u_{21} (f_1 \sin \gamma \sin \varphi_1 - r_1 \sin \gamma \sin \varphi_1 + f_2 \sin \gamma \cos \varphi_1) (f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) - [a_w u_{21} \cos \gamma (f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1) + (1 - u_{21} \cos \gamma)(f_2 f_2' + f_1' f_1 - f_1' r_1)] \operatorname{ctg} \gamma \quad (3)$$

Здесь f_1, f_2, f_1', f_2' определяются в зависимости от профиля зуба цилиндрического колеса.

В дальнейшем рассматривается эвольвентный профиль на цилиндрическом колесе. Тогда для эвольвентных зубьев функции f_1 и f_2 можно представить в следующем виде (рис.2).

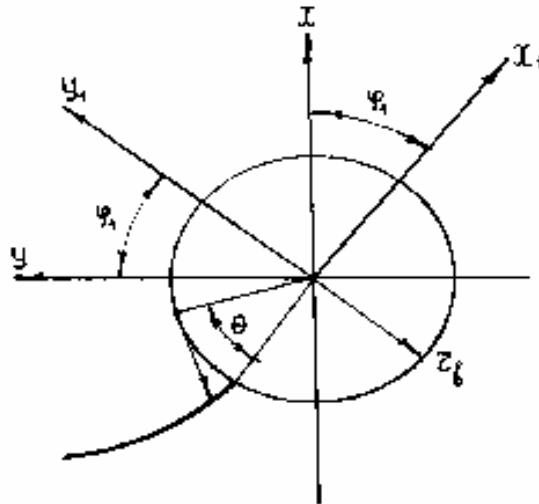


Рисунок 2 – Эвольвентный профиль

$$f_1 = r_b (\cos \Theta + \Theta \sin \Theta); f_2 = r_b (\sin \Theta - \Theta \cos \Theta) \quad (4)$$

Дифференцируя эти выражения по Θ , получим:

$$f_1'(\Theta) = r_b \Theta \cos \Theta; f_2'(\Theta) = r_b \Theta \sin \Theta \quad (5)$$

$$f_1''(\Theta) = -r_b (\cos \Theta - \Theta \sin \Theta); f_2''(\Theta) = r_b (\sin \Theta + \Theta \cos \Theta)$$

Здесь введены следующие обозначения:

Θ – угол профиля эвольвенты; φ_1 – угол поворота цилиндрического колеса; z_1 – число зубьев цилиндрического колеса; z_2 – число зубьев гиперболического колеса; γ – угол скрещивания осей колёс o_1z_1 и o_2z_2 ; β – угол наклона зубьев гиперболического колеса в горловом сечении; $u_{21} = z_1/z_2$ – передаточное отношение зубчатой передачи; $r_b = z_1 m_n \cos \alpha / 2$ – радиус основной окружности цилиндрического прямозубого колеса; $a_w = m_n z_1 / 2 + m_n z_2 / 2 \cos \beta$ – кратчайшее межосевое расстояние передачи; α – угол профиля зуба колеса по делительной окружности; m_n – нормальный модуль зацепления.

Порядок решения системы уравнений (1) для эвольвентного профиля может быть следующим: задаём для $o_2z_2 = const$ угол профиля эвольвенты Θ (например, $\Theta = 1^\circ \dots 50^\circ$ через определённый интервал). При $z_2 = const$ уравнение (3) решается для каждого Θ . При этом отыскивается угол

поворота φ_1 цилиндрического колеса. Затем производится расчёт профиля гиперболоидного колеса o_2z_2 .

$$\begin{aligned}
 x_2 &= f_1(\Theta)(\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2) + f_2(\Theta)(\cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \\
 &+ \{(1 - u_{21} \cos \gamma)[f_2(\Theta)f_2'(\Theta) + f_1'(\Theta)f_1(\Theta)] + a_w u_{21} \cos \gamma [f_2'(\Theta) \sin \varphi_1 - \\
 &- f_1'(\Theta) \cos \varphi_1]\} / u_{21} \sin \gamma [f_2'(\Theta) \cos \varphi_1 + f_1'(\Theta) \sin \varphi_1] \sin \gamma \cos \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2; \\
 y_2 &= f_1(\Theta)[\cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2] + f_2(\Theta)[\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2] + \\
 &+ \{(1 - u_{21} \cos \gamma)[f_2(\Theta)f_2'(\Theta) + f_1'(\Theta)f_1(\Theta)] + a_w u_{21} \cos \gamma [f_2'(\Theta) \sin \varphi_1 - \\
 &- f_1'(\Theta) \cos \varphi_1]\} / u_{21} \sin \gamma [f_2'(\Theta) \cos \varphi_1 + f_1'(\Theta) \sin \varphi_1] \sin \gamma \cos \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2
 \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь: a_w, u_{21}, γ – принимаются для конкретной передачи: цилиндрическое – гиперболоидное колесо (инструмент);

$f_1(\Theta), f_2(\Theta), f_1'(\Theta), f_2'(\Theta)$ – определяются из выражения (5);

Θ и φ_1 определяются из расчёта выражения (3).

Получен профиль x_2y_2 на гиперболоидном зубчатом колесе и гиперболоидной фрезе или гиперболоидном обкатном резце. Уравнение этого торцевого сечения будет зависеть от определённого сечения $z_2 = const$. В этом случае гиперболоидный обкаточный резец должен иметь заточку, аналогичную заточке косозубых долбяков для шевронных колёс [4,5]. Чтобы улучшить условия резания и повысить прочность режущей кромки у гиперболоидного обкаточного резца при заточке снимают фаску по режущей кромке с острой стороны и делают лунку с тупой (рис.3).

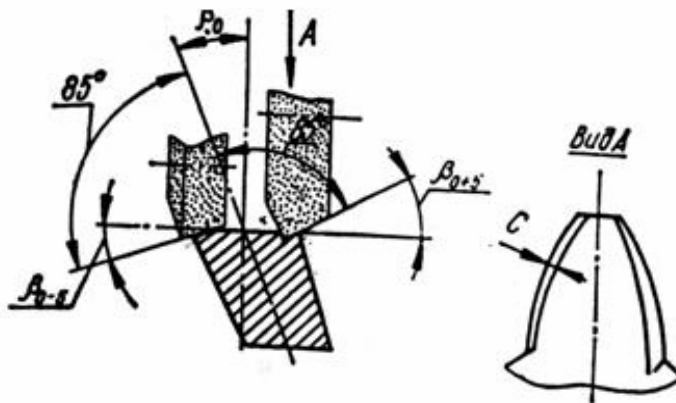


Рисунок 3 – Заточка гиперболоидного инструмента

Семейство поверхностей для случая зуботочения может быть представлено уравнениями (6) с добавлением следующего уравнения.

$$z_2 = f_1 \sin \gamma \sin \varphi_1 + f_2 \sin \gamma \cos \varphi_1 + \mu \cos \gamma$$

Приписав к полученным уравнениям уравнение:

$$F(\Theta, \mu, \varphi_1) = -f_1 \partial \mu / \partial t [f_1 (1 - u_{21} \cos \gamma) + \mu u_{21} \sin \gamma \sin \varphi_1 - \\ - a_w u_{21} \cos \gamma \cos \varphi_1] - f_2' \partial \mu / \partial t [f_2 (1 - u_{21} \cos \gamma) - \mu u_{21} \sin \gamma \cos \varphi_1 - a_w u_{21} \cos \gamma \sin \varphi_1] = 0$$

получим уравнения линий пересечения этих поверхностей.

Полученная линия пересечения может быть использована в качестве режущей кромки для случая обработки прямозубого колеса при угле скрещивания осей $90^\circ < \gamma < 180^\circ$. При этом угол наклона зубьев на гиперболоидном обкаточном резце, выбранном из верхней части однополостного гиперболоида, должен быть правым. При угле скрещивания $0^\circ < \gamma < 90^\circ$ угол наклона зубьев на гиперболоидном инструменте, выбранном из нижней части однополостного гиперболоида, должен быть левым.

Вывод

В аналитическом виде получено гиперболоидное зубчатое колесо при помощи производящего цилиндрического колеса с эвольвентным профилем.

Получен гиперболоидный обкаточный резец для зуботочения цилиндрических зубчатых колёс с эвольвентным профилем.

В аналитическом виде получен профиль режущей кромки гиперболоидного обкаточного резца.

Гиперболоидные обкаточные резцы и гиперболоидные зубчатые колёса получены методом обкатки на существующих зубофрезерных станках.

Производительность зуботочения цилиндрических зубчатых колёс при помощи гиперболоидных обкаточных резцов и 3...5 раз выше зубофрезерования червячными фрезами.

Литература

- 1 Цвис Ю.В. Профилирование режущего обкатного инструмента. – М.: Машгиз, 1961. – 156 с.
- 2 Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Наука, 1968. – 584 с.
- 3 Кириченко И.А. Создание гиперболоидных передач с линейным контактом зубьев на базе специальных режущих инструментов. Дисс. докт. тех. наук.: 05.02.02 – «Машиноведение» - Луганск, 2004. – 350 с.
- 4 Родин П.Р. Проектирование и производство режущего инструмента. [Учеб. пособие для вузов специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструмент»]. Изд. 2-е, перераб. и доп. – К.: Техника, 1968. – 358 с.
- 5 Родин П.Р., Климов В.И. Технология изготовления зуборезного инструмента. – К.: Техника, 1982. – 207 с.

УДК 621.9

Виговський Г.М., Громовий О.А., Білявський М.Л.
ЖДТУ, м. Житомир, Україна

ВИСОКОШВИДКІСНЕ ТОРЦЕВЕ ФРЕЗЕРУВАННЯ. ЗОНИ ВІБРОСТІЙКОЇ РОБОТИ

The dependences for an establishment of zones of the minimal vibrations of technological system on received nomograms of process of high-speed face milling are evaluated. The experimental acknowledgement of the theoretical computation carried out by the authors is executed

Використання процесів високошвидкісного чистового торцевого фрезерування дозволяє підвищити продуктивність та якість обробки плоских поверхонь деталей. Одним з найбільш відповідальних вузлів фрезерних верстатів є шпиндельний вузол (ШВ), до якого пред'являються жорсткі вимоги за швидкохідністю, точністю і навантажувальною здатністю. В ШВ застосовуються в якості опор різні типи підшипників – кочення, аеростатичні та магнітні. При використанні фрезерних верстатів для процесів високошвидкісного торцевого фрезерування виникає необхідність застосування великих частот обертання, наслідком чого є поява резонансів та віброактивності технологічної системи.

Авторами [2] зазначено, що в якості опор високошвидкісного прецизійного шпинделя можуть використовуватися комбіновані опори, в склад яких входять активні магнітні підшипники (АМП).

Основною перевагою АМП є відсутність механічного контакту та можливість використання їх при високошвидкісному різанні [2–7].

Разом з тим, аналіз літературних джерел [1–16] показує, що не отримали достатнього висвітлення питання, пов'язані з побудовою математичних моделей управління АМП шпинделя високошвидкісного верстата для визначення зон мінімальних вібрацій технологічної системи.

З огляду на вищенаведене ціллю статті є: аналіз результатів проведеного експерименту для підтвердження математичних залежностей, які б визначали зони мінімальних вібрацій з врахуванням конструктивних особливостей торцевих фрез, оснащених полікристалічними надтвердими матеріалами (ПНТМ) та автоматичного балансування шпинделя активними магнітними підшипниками.

В роботі [4] було встановлено диференціальне рівняння руху ножів торцевої фрези відносно заготовки:

$$\frac{1}{\xi^2} \left[\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n \dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) \right] = \rho \left[\frac{2}{m} \Delta P_x(t) + K \right] \quad (1)$$

де $x(t)$ – положення краю леза ножа торцевої фрези в момент часу t ; $\omega_n = \sqrt{k/M}$ – власна частота коливання системи торцева фреза – шпиндельний вузол (ФШВ); $\xi = c/(2M\omega_n)$ – відносний коефіцієнт затування; M – маса системи ФШВ; $\Delta P_x(t)$ – сила різання відносно осі X , ρ – густина оброблюваного матеріалу, K – функціональний параметр $K = F\{D, e\}$, де D – діаметр торцевої фрези, e – ексцентриситет фрези відносно заготовки.

Залежність (1) показує, що для кожної технологічної системи необхідно окремо аналізувати причини виникнення зон вібрацій.

Розглянемо систему ФШВ, що має масу M , екваторіальний J_1 та осьовий J_3 моменти інерції. Прецизійний шпиндель з АМП обертається з постійною кутовою швидкістю ω . Положення шпинделя відносно нерухомої системи $Oxyz$ визначається координатами x_c, y_c, z_c центра мас C та двома кутами повороту φ_x та φ_y відносно осей x та y , відповідно. Вектор $q = (q_1, \dots, q_5)^T = (x_c, y_c, z_c, \varphi_x, \varphi_y)^T$ визначає вихідну перемінну системи. Активні магнітні підшипники мають 5 керованих струмів $i = (i_1, \dots, i_5)^T$, які генерують узагальнені керуючі магнітні сили $F = (F_1, \dots, F_5)^T$ по закону [8, 11, 14]:

$$F = Cq + Hi, \quad (2)$$

де C та H – відповідно 5×5 матриці позиційних та струмових жорсткостей.

Рух шпинделя визначається залежностями [15, 16]:

$$M \ddot{x}_c = F_1, \quad M \ddot{y}_c = F_2, \quad M \ddot{z}_c = F_3 \quad (3)$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_x + J_3 \omega \dot{\varphi}_y = F_4, \quad J_1 \ddot{\varphi}_y - J_3 \omega \dot{\varphi}_x = F_5. \quad (4)$$

Рівняння (3) описує поступальні рухи шпинделя, а рівняння (4) – поворотні рухи шпинделя, які пов'язані з гіроскопічними складовими. При застосуванні до кожної з трьох систем з одним ступенем вільності процедури лінійно-квадратичної оптимізації [15] можна встановити, що оптимальні керуючі сили повинні формуватись по закономірності:

$$F_j^0 = -M(\omega_n^2 q_j + 2\xi\omega_n \dot{q}_j), \quad j = 1, 2, 3 \quad (5)$$

де ω_n – значення власної частоти поступальних рухів шпинделя в АМП без затування; ξ – оптимальний коефіцієнт затування; j – кількість магнітних підшипників.

З (5) виведемо оптимальний коефіцієнт затування шпиндельного вузла встановленого в АМП:

$$\xi_M = \frac{F_j^0}{2M\omega_n g_i} + \frac{\omega_n}{2}. \quad (6)$$

Із [10–16] відомо, що оптимальний коефіцієнт затухання визначається:

$$\xi = \frac{c}{2M\omega_n}, \quad (7)$$

де c – жорсткість шпиндельного вузла, встановленого на контактних опорах.

Із (6) і (7) отримаємо:

$$\frac{F_j^0}{2M\omega_n g_i} + \frac{\omega_n}{2} = \frac{c}{2M\omega_n}, \quad j=1,2,3. \quad (8)$$

Із рівняння (8) визначаємо жорсткість шпиндельного вузла c , тобто отримуємо залежність, яка пов'язує жорсткість шпиндельного вузла та оптимальну керуючу силу магнітного підшипника:

$$c_M = \frac{F_j^0}{g_i} + \frac{M\omega_n^2}{2}. \quad (9)$$

З врахуванням залежностей (2–9) отримаємо диференціальне рівняння руху ножів торцевої фрези при умові, що система ФШВ встановлена на підшипниках: контактного та магнітного типу:

$$\frac{1}{(\xi + \xi_M)^2} \left[\ddot{x}(t) + 2(\xi + \xi_M)\omega_n \dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) \right] = \rho \left[\frac{2}{m} \Delta P_x(t) + K \right]. \quad (10)$$

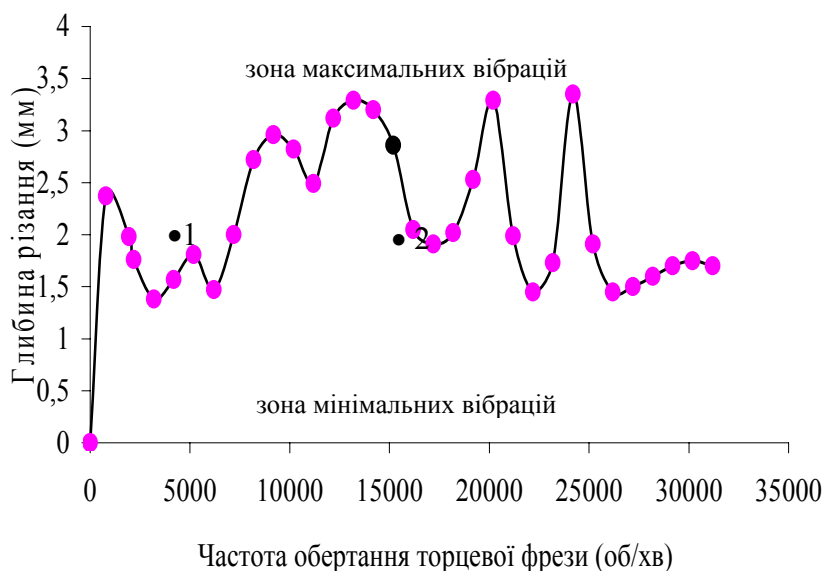


Рисунок 1 – Номограма стабільності процесу високошвидкісного торцевого фрезерування чавуна АЧВ-2 на верстаті ЛФ689ЧКХ (1 – $n=6200 \text{ хв}^{-1}$, $t=2 \text{ мм}$, $S=0,08 \text{ мм/об}$; 2 – $n=17200 \text{ хв}^{-1}$, $t=2 \text{ мм}$, $S=0,08 \text{ мм/об}$)

В умовах виробництва ВАТ «Львівський завод фрезерних верстатів» під час обробки чавуну АЧВ-2 на верстаті 6С463 з ЧПК торцевою фрезою $D = 125 \text{ мм}$ в діапазоні частот обертання: $200\text{--}30000 \text{ хв}^{-1}$ виникають активні вібрації технологічної системи.

Для мінімізації вібрацій в заданій технологічній системі авторами статті запропоновано будувати номограми стабільності з використанням отриманої залежності (10).

З побудованої номограми стабільності процесу високошвидкісного торцевого фрезерування за критерієм мінімуму вібрацій було обрано два режими різання: відповідно 1-ий режим різання належить зоні максимальних вібрацій (не стабільний), 2-ий режим різання належить зоні мінімальних вібрацій (стабільний). Під час обробки заготовки був записаний звуковий сигнал, результати аналізу яких в програмному пакеті Wavelab представлені на рис.2:

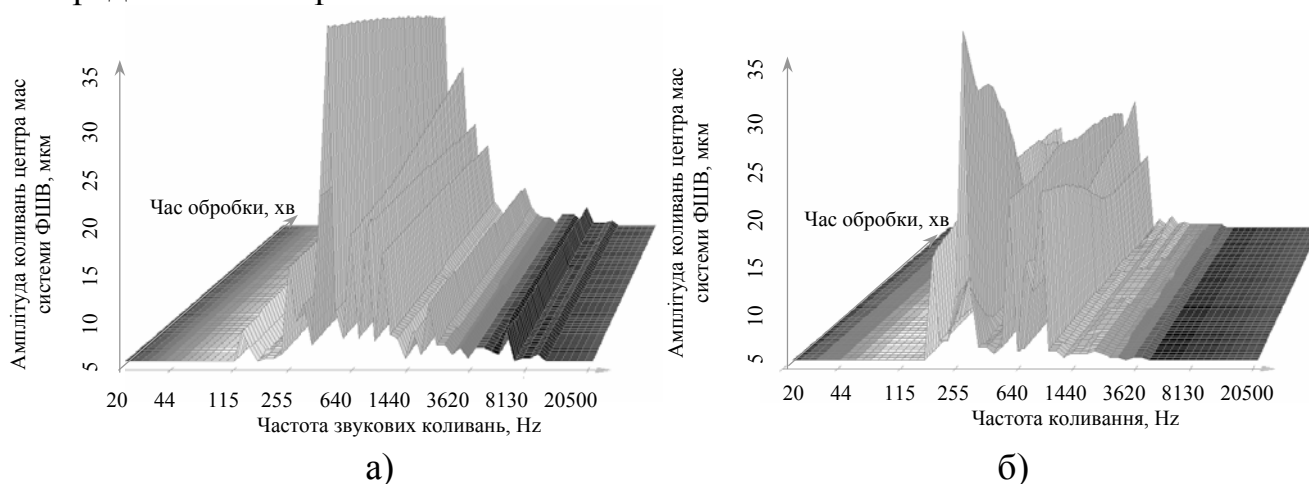


Рисунок 2 – Аналіз записаного звуку в пакеті Wavelab під час торцевого фрезерування заготовки із чавуну АЧВ-2 при: а) $n=17200 \text{ хв}^{-1}$, $t=2 \text{ мм}$, $S=0,08 \text{ мм/об}$; б) $n=6200 \text{ хв}^{-1}$, $t=2 \text{ мм}$, $S=0,08 \text{ мм/об}$

Аналіз даних наведених на рис.2 показує, що при збільшенні швидкості від 6200 хв^{-1} до 17200 хв^{-1} амплітуда коливань центра мас системи ФШВ зменшується на $5\text{--}15 \text{ мкм}$. Це дає можливість підтвердження прогнозування зон мінімальних вібрацій технологічної системи з використанням отриманої залежності (10).

Висновки

Встановлена залежність, яка відображає залежність між жорсткістю шпиндельного вузла і оптимальною керуючою силою активного магнітного підшипника.

Запропоновано диференційне рівняння, що дає можливість визначення зон мінімальних вібрацій технологічної системи за побудованими номограмами стабільності процесу обробки.

Проаналізовані результати експерименту, які підтверджують розраховану номограму стабільності за критерієм мінімуму вібрацій.

В подальших дослідженнях будуть: продовжені дослідження впливу АМП на стан системи ФШВ, розглянуті інші методи балансування високошвидкісного прецизійного шпиндельного вузла з метою встановлення вібростійкої роботи.

Література

- 1 Г.М.Виговський, О.А.Громовий, М.Л.Білявський. Гіроскопічний ефект при високошвидкісному торцевому фрезеруванні // Вісник ЖДТУ / Технічні науки. – 2004. – № 4 (31). – Том 1. – С. 24 – 28.
- 2 М.Л.Білявський, Г.М.Виговський, О.А.Громовий, Теоретичне дослідження стабільності процесу високошвидкісного торцевого фрезерування // Матеріали V Всеукраїнської молодіжної науково – технічної конференції: «Машинобудування України: очима молодих», м. Суми, – 2005.
- 3 П.П.Мельничук, Г.М.Виговський, О.А.Громовий, М.Л.Білявський., Високошвидкісне торцеве фрезерування. Гіроскопічний ефект // Матеріали II Україно–Польської конференції, м. Краків, – 2005.
- 4 Г.М.Виговський, О.А.Громовий, М.Л.Білявський, Аналіз вібростійкої роботи шпиндельного вузла встановленого в АМП при високошвидкісному торцевому фрезеруванні // Матеріали XXXI науково – практичної міжвузівської конференції, присвяченої Дню університету, м. Житомир, – 2006.
- 5 Робочі процеси високих технологій у машинобудуванні. Підручник/ А.І.Грабченко, М.В.Везуб, Ю.М.Внуков, П.П.Мельничук, Г.М.Виговський/ За редакцією А.І.Грабченка. – Житомир: ЖДТУ, 2003. – 451с.
- 6 Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1974. – 400 с.
- 7 The Overhang Effect. Peter Zelinski, Executive editor // Modern Machine Shop Online. – <http://www.mmsonline.com/articles/010301.html>
- 8 Minimizing Vibration Tendencies In Machining. Peter Zelinski, Executive editor // Modern Machine Shop Online. – <http://www.mmsonline.com/articles/030406.html>
- 9 Кошляков В.Н. Краткий курс теоретической механики. Кинематика. Кинетика: Учеб. - К.: Вища шк., 1993. – 312 с.
- 10 Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2 т. - М.: Наука, 1984. - Т.1. – 352 с.; Т. 2. – 640 с.
- 11 Ишлинский А.Ю., Борзов В.И., Степаненко Н.П. Лекции по теории гироскопов. – М.: Изд-во при Моск. ун-те, 1983. – 248 с.
- 12 Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1974. – 400 с.
- 13 Громовий О.А. Розробка чистових косокутних торцевих фрез з комбінованими схемами різання.: Автореф. дис... канд. техн. наук.- Житомир, 2002. – 16 с.
- 14 Quick and quality machining of the hardened steels with the help Vibra-Free machining center. Birbraer R.A., Kozhevnikov S.I., Stolpovsky V.V. //Publishing House «ТТЕ».- http://www.ito-baza.ru/engl/archive/2002/0103_en.html
- 15 Manufacturing Laboratories, Inc (Gainesville, Florida).- <http://www.mfg-labs.com/>
- 16 Кошляков В.Н. Задачи динамики твердого тела и прикладной теории гироскопов. Аналитические методы. – М.: Наука, 1985. – 288 с.

УДК 621.923

Матюха П.Г., Стрелков В.Б., Полтавец В.В.

ДонНТУ, г. Донецк, Україна

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ

The technique of determination of optimum conditions at diamond grinding of hard alloys is offered in paper in view of criteria of maximal productivity and minimal manufacturing cost.

Введение

Сегодня в машиностроении все большее распространение находят твердые сплавы, шлифование которых выполняется алмазными кругами. Обычно определение оптимальных режимов выполняется в три этапа [1]. На первом этапе составляется система уравнений, которые описывают технические ограничения, налагаемые на режим обработки требованиями к детали, станку и инструменту. На втором выполняется математическое описание целевой функции, которая отражает цель оптимизации. На третьем – выполняется совместное решение технических ограничений и целевой функции. Этот способ является очень трудоемким и, на наш взгляд, предпочтение необходимо отдать предложенному нами способу с использованием упругой схемы шлифования, кинематика которой аналогична жесткой схеме [2]. В этом случае поиск оптимальных режимов по критерию максимальной производительности сводится к определению силы поджима заготовки к рабочей поверхности круга (РПК) исходя из лимитированных технических ограничений, которые налагаются инструментом и качеством обработанной поверхности. Значение этих ограничений не изменяется при шлифовании по упругой схеме вследствие изменения параметров РПК во время обработки. Минимальная удельная себестоимость обработки обеспечивается поиском оптимального интервала времени между электроэрозионными воздействиями на РПК, восстанавливающими её режущие свойства.

Целью данной работы является разработка методики определения режимов максимальной производительности при алмазном шлифовании твердых сплавов.

Основная часть

Учитывая то, что при обработке твердых сплавов в качестве технического ограничения, которое накладывается на режим

інструментом, приймається температура окислення алмазов, а технічним обмеженням, яке накладається на якість обробленої поверхні – температура появи дефектів на шліфованій поверхні, пошук оптимальних режимів обробки виконимо в наступній послідовності. Спочатку розрахуємо силу піджима заготовки до поверхні РПК, виходячи з температури окислення алмаза [3], потім розрахуємо температуру обробленої поверхні заготовки, щоб переконатися, що при цій силі піджима заготовки до РПК температура поверхні заготовки не перевищує температуру появи дефектів на шліфованій поверхні [4].

Так як при шліфуванні твердого сплаву розрахувати складову силу різання на колі $P_{зк}$, використовуючи фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу, параметри різання і кількість зерен, знаходячись в зоні контакту, не представляється можливим, знайдемо складову силу різання $P_{зк}$ опосередковано, використовуючи значення технічного обмеження, налагаемого інструментом, а саме температуру окислення алмаза.

Величину тангенціальної складової сили різання $P_{зк\ ок}$ на шліфовальному колі, обмежену температурою порога окислення зерен $T_{ок}$, визначимо за формулою [5]:

$$P_{зк\ ок} = \frac{0,95 \cdot T_{ок} \cdot (\lambda_1 + 2,25 \cdot \lambda_3 \cdot A^* \cdot \sqrt{F_0}) \cdot \pi \cdot n_p \cdot d^2 \cdot \sqrt{l} \cdot b}{4,52 \cdot A^* \cdot \delta \cdot \sqrt{\omega_1 \cdot V_k}}, \quad (1)$$

де $T_{ок}$ – температура, при якій починається окислення алмаза, °K;
 λ_1 – коефіцієнт теплопровідності алмаза, Дж/(м·с·град);
 λ_3 – коефіцієнт теплопровідності твердого сплаву, Дж/(м·с·град);
 F_0 – безрозмірне час контакту зерна з колом, представлене за допомогою критерію Фур'є;
 n_p – кількість режущих зерен на одиниці поверхні кола;
 d – діаметр основи циліндричної моделі зерна, м;
 ω_1 – коефіцієнт температуропровідності алмаза, м²/с;
 V_k – швидкість кола, м/с;
 l – довжина контакту зерна з заготовкою, м;
 A^* – вираження, визначається за формулою:

$$A^* = A_1 - \frac{8 \cdot \lambda_k \cdot F_0}{\ln 4h/d\lambda_1} \cdot \frac{A_{cp}}{1 + \frac{8 \cdot \lambda_k \cdot F_0}{\ln 4h/d\lambda_1}}$$

Здесь A_{cp} – функція, що враховує середню температуру робочого і нерабочего торця зерна,

$$A_{cp} = \frac{A_1 + A_2}{2},$$

где A_1 – безразмерная функция, учитывающая температуру рабочего торца зерна;

A_2 – безразмерная функция, учитывающая температуру нерабочего торца зерна;

λ_k – коэффициент теплопроводности связки круга, Дж/(м·с·град);

F_0 – безразмерное время контакта зерна с заготовкой.

Безразмерное время контакта зерна с заготовкой, представленное с помощью критерия Фурье, для тепловых явлений при шлифовании имеет вид:

$$F_0 = \frac{\omega_1 \cdot l}{V_k \cdot d^2}.$$

Количество режущих зерен на единице поверхности круга n_p найдем по формуле [6]:

$$n_p = \frac{1}{S_{з.н}^2} \cdot F(a_z), \text{ шт/м}^2,$$

где $S_{з.н}$ – расстояние между зернами на поверхности круга, м;

a_z – толщина среза единичным зерном, мкм;

$F(a_z)$ – вероятность попадания вершин зерен в интервал величиной a_z .

Толщину единичного среза a_z определим по формуле [6]:

$$a_z = a_{z \max} + R_z.$$

Здесь $a_{z \max}$ – максимальная толщина среза запятообразной формы, мкм;

R_z – высота неровностей профиля на поверхности резания, мкм.

При шлифовании по упругой схеме (рис. 1) в зоне контакта 3 заготовки 2 с кругом 1 выделится количество теплоты Q , которое распределяется между инструментом, заготовкой, стружкой и рабочей средой.

Количество теплоты, выделившееся в зоне резания, равно:

$$Q = P_{зк \text{ ок}} \cdot V_k, \text{ Вт} \quad (2)$$

Доля количества теплоты, поступающего в заготовку, определится по формуле:

$$Q_3 = Q \cdot \alpha_6, \quad (3)$$

где α_6 – коэффициент, показывающий, какая доля теплоты, выделившейся в зоне резания, поступает в заготовку.

Коэффициент ввода теплоты в заготовку найдем по формуле [7]:

$$\alpha_6 = \frac{1}{1,25 \cdot \frac{\lambda_k}{\lambda_3} \sqrt{\frac{\omega_3}{h \cdot V_k}} + 1}, \quad (4)$$

где h – средний радиус площадки контакта зерна с заготовкой, м;
 λ_3 – коэффициент теплопроводности твердого сплава, Дж/(м·с·град);
 λ_k – коэффициент теплопроводности алмазоносного слоя, Дж/(м·с·град);
 ω_3 – коэффициент температуропроводности твердого сплава, м²/с.

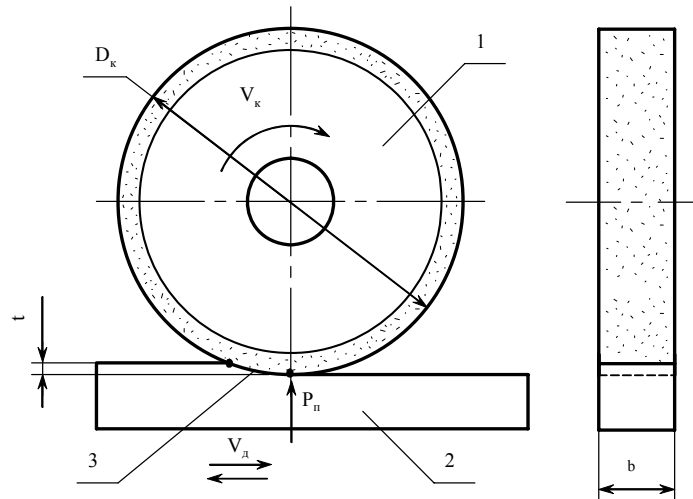


Рисунок 1 – Схема плоского шлифования по упругой схеме

Температура на поверхности заготовки $T_{нз}$ определится по формуле [7]:

$$T_{нз} = \left(\frac{2 \cdot q_3 \cdot \omega_3}{\pi \cdot \lambda_3 \cdot V_d} \Theta_{max} + 273 \right), \quad (5)$$

где q_3 – плотность теплового потока, поступающего в заготовку,
 Θ_{max} – максимальное значение безразмерной температуры на температурном поле поверхности заготовки;
 V_d – скорость заготовки, м/с.

Для нахождения Θ_{max} построим распределение температуры по поверхности заготовки по методике, изложенной в работе [7], используя табулированные значения функции

$$J(u) = \int_0^u \exp(-\xi) K_0 \times \left(\sqrt{X^2 + \xi^2} \right) d\xi,$$

где X – безразмерная координата,
 ξ – заменяемая функция,
 K_0 – коэффициент, а также безразмерную полуширину контакта H .
 Безразмерная полуширина контакта определяется по формуле:

$$H = \frac{V_d \cdot l'}{2 \cdot \omega_3}. \quad (6)$$

где l' – размерная полуширина зоны контакта круга с заготовкой, м.

Безразмерная полуширина контакта численно равна половине значения критерия Пекле, определяющего скорость перемещения

источника. В этом случае при $0 < H < 4...5$ источник является движущимся, а при $H \geq 4...5$ – быстродвижущимся.

Размерная полуширина зоны контакта равна

$$l' = \frac{\sqrt{D_k \cdot t}}{2}. \quad (7)$$

При шлифовании по упругой схеме глубина шлифования t в процессе работы изменяет свое значение (рис. 2)

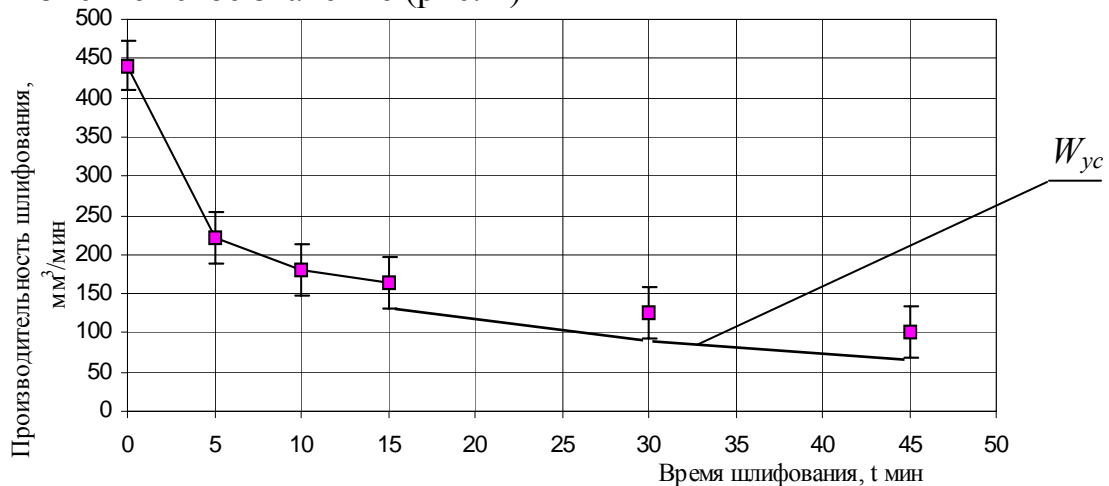


Рисунок 2 – Изменение производительности шлифования при обработке твердого сплава ВК8 кругом марки 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 по упругой схеме (скорость круга $V_k = 35$ м/с; продольная скорость стола $V_\partial = 6$ м/мин, сила поджима заготовки к РПК $P_n = 67$ Н) [8]

Для расчета размерной полуширины зоны контакта воспользуемся установившейся производительностью шлифования $W_{уст}$, найденной экспериментально, при обработке на режимах, обеспечивающих отсутствие окисления алмаза. При этом глубина резания составит:

$$t = \frac{W_{уст}}{1000 \cdot V_\partial \cdot b}, \quad (8)$$

где $W_{уст}$ – установившаяся производительность шлифования, м³/мин;
 b – ширина шлифуемой поверхности, м.

В этом случае, с учетом (7) и (8), безразмерная полуширина контакта будет равна

$$H = \frac{V_\partial \cdot \sqrt{D_k \cdot \frac{W_{уст}}{1000 \cdot V_\partial \cdot b}}}{4 \cdot \omega_3} \quad (9)$$

При плоском шлифовании заготовки шириной $b = 15,7$ мм с продольной скоростью стола $V_\partial = 0,1$ м/с, установившаяся производительность шлифования $W_{уст} = 124$ мм³/мин (соответственно $t =$

$1,3 \cdot 10^{-6}$ м); коэффициент температуропроводности ВК8 $\omega_3 = 0,0000245$ м²/с; безразмерная полуширина зоны контакта $H = 0,6$. В этом случае величина максимума температуры на поверхности заготовки и её положение на оси Z неизвестно, что требует построения графика распределения температуры по поверхности заготовки (рис. 3).

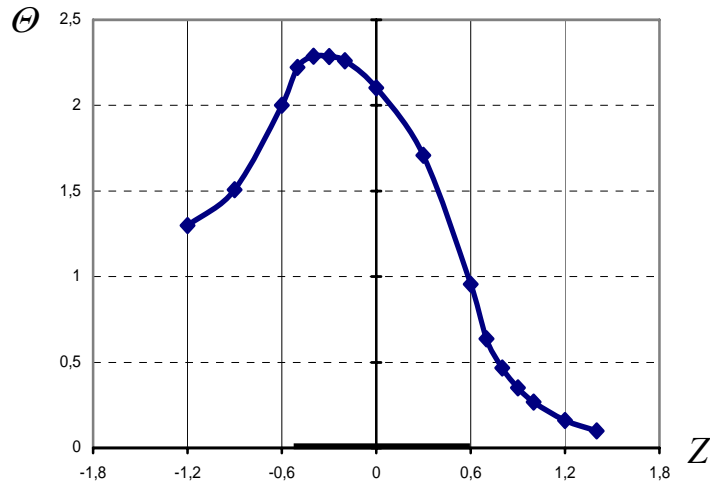


Рисунок 3 – Распределение температуры по поверхности заготовки из сплава ВК8, соответствующее режиму плоского шлифования ($t = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м, $V_d = 0,1$ м/с)

Как следует из рисунка, максимум безразмерной температуры равен $\Theta_{max} = 2,286$.

Для расчета численного значения максимальной температуры на поверхности заготовки определим плотность теплового потока, поступающего в заготовку:

$$q_3 = \frac{Q_3}{S}, \quad (10)$$

где S – площадь зоны контакта круга с заготовкой, м²;

Площадь зоны контакта круга с заготовкой найдем по формуле:

$$S = b \cdot \sqrt{D_k \cdot t}, \quad (11)$$

Тогда, с учетом (2), (3), (4), (11), формула (10) для определения плотности теплового потока в заготовку примет вид:

$$q_3 = \frac{P_{зк\text{ ок}} \cdot V_k \cdot \frac{1}{1,25 \cdot \frac{\lambda_k}{\lambda_3} \sqrt{\frac{\omega_d}{h \cdot V_k} + 1}}}{b \cdot \sqrt{D_k \cdot t}}. \quad (12)$$

Для расчета температуры на поверхности твердого сплава при шлифовании по упругой схеме с использованием формулы (5) составлена программа для ПЭВМ.

Рассмотрим пример расчета температуры на поверхности заготовки из твердого сплава ВК8 при шлифовании алмазным кругом марки 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 по упругой схеме с силой поджима заготовки к РПК $P_{n\text{ ок}} = 67$ Н, определенной по температуре порога окисления алмазных зерен и тангенциальной составляющей силы резания, равной $P_{зк\text{ ок}} = 28$ Н. Средний радиус площадки контакта зерна с заготовкой принимаем равным радиусу округления вершины зерна: $h = 6,69$ мкм [6].

Режимы обработки: скорость круга $V_k = 35$ м/с; продольная скорость стола $V_d = 6$ м/мин ($V_d = 0,1$ м/с), установившаяся производительность шлифования $W_{yctm} = 124$ мм³/мин, ширина заготовки $b = 15,7$ мм. Теплофизические свойства алмазоносного слоя: коэффициент теплопроводности алмазоносного слоя $\lambda_k = 296$ Вт/м·град [9], коэффициент теплопроводности ВК8 $\lambda_3 = 54,4$ Вт/м·град, коэффициент температуропроводности ВК8 $\omega_3 = 0,0000245$ м²/с.

В результате расчета температура твердого сплава на поверхности заготовки при обработке на вышеуказанных режимах составила: $T_{нов} = 495^\circ\text{К}$. Для твердого сплава марки ВК8 значение температуры, при которой начинается образование дефектов на шлифованной поверхности, составляет $T_{деф. нов.} = 873^\circ\text{К}$ [4]. Следовательно, лимитирующим техническим ограничением при шлифовании твердого сплава ВК8 по упругой схеме является температура окисления алмаза.

Если тепловой источник является быстродвижущимся ($H \geq 4 \dots 5$), то максимальную температуры на поверхности заготовки можно определить по следующей формуле [7]:

$$T = \frac{2 \cdot q \cdot \omega_3}{\pi \cdot \lambda_3 \cdot V_d} \sqrt{2\pi \cdot 2H}. \quad (13)$$

Заменяв плотность теплового потока, поступающего в заготовку, выражением (12), можно найти допустимое значение силы $P_{z\text{ деф. нов.}}$, по температуре, ограниченной появлением дефектов на шлифованной поверхности

$$P_{zк\text{ деф. нов.}} = \frac{T_{деф. нов.} \cdot b \cdot \sqrt{D_k t} \left(1,25 \frac{\lambda_k}{\lambda_3} \sqrt{\frac{\omega_d}{h V_k}} + 1 \right) \pi \lambda_3 V_d}{2 \cdot V_k \omega_3 \sqrt{2\pi 2H}}. \quad (14)$$

По значениям $P_{zк\text{ деф. нов.}}$, $P_{zк\text{ ок}}$ и коэффициенту шлифования $k_{ш} = P_z/P_y$ и учитывая, что радиальная составляющая P_y при шлифовании по упругой схеме уравнивается силой поджима заготовки к РПК P_n , находятся значения сил поджима заготовки к РПК $P_{n\text{ деф. нов.}}$ и $P_{n\text{ ок}}$. Обработку ведут, используя меньшее из найденных значений сил поджима.

Минимальная удельная себестоимость обработки обеспечивается поиском интервала времени между электроэрозионными воздействиями на

РПК, восстанавливающими её режущие свойства, по методике, изложенной в работе [10].

Выводы

1. Предложены методики расчета температуры на поверхности заготовки при шлифовании по упругой схеме с изменяющейся глубиной резания во время обработки при различных значениях безразмерной ширины контакта.

2. Если безразмерная ширина контакта $0 < H < 4...5$, то для определения максимального значения безразмерной температуры необходимо построение графика распределения температуры на поверхности заготовки.

Литература

- 1 Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник/ Под ред. А.Н. Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. – 391 с.
- 2 П.Г.Матюха, В.Б.Стрелков, В.В.Полтавец. Определение режимов плоского шлифования твердых сплавов с использованием нового понятия о текущей лимитированной режущей способности круга/ Сверхтвердые материалы. Научно теоретич. журнал. – Киев: 2004. №3. – С. 67-73.
- 3 Киселева П.Н. Технические алмазы. – М.: Недра, 1964. – 156с.
- 4 Технология шлифования и заточки режущего инструмента/ М.М. Палей, Л.Г.Дибнер, М.Д. Флид. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.
- 5 Матюха П.Г., Стрелков В.Б. Определение силы поджима образца к кругу, ограниченной температурой графитизации алмазных зерен. Наукові праці Донецького національного університету. Серія : Машинобудування і машинознавство. Випуск 71. – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – С. 41-46.
- 6 Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис.... докт. техн. наук: 05.03.01 / ХГПУ – Харьков 1996. – 48с.
- 7 Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. – М.:Машиностроение, 1978. – 167 с.
- 8 Стрелков В.Б., Полтавец В.В., Цокур В.П. Влияние времени обработки на производительность алмазного шлифования по упругой схеме твердых сплавов группы ВК /Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Вип.71. – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – С. 56-62.
- 9 Гриньов А.О. Підвищення ефективності алмазного шліфування важкооброблюваних інструментальних сталей при обробленні зі збільшеними дугами контакту круга із заготовкою: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.03.01/ДонНТУ. – Донецьк, 2005. – 18с.
- 10 Матюха П.Г., Полтавец В.В., Стрелков В.Б., Определение оптимального интервала времени между электроэрозионными воздействиями на рабочую поверхность круга при алмазном шлифовании твердого сплава. Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – Вип.. 31. – С. 203-209.

УДК 621.9

Кривий П.Д., Кобельник В.Р.
ТДТУ, м. Тернопіль, Україна

ВПЛИВ ГОЛОВНОГО ЗАДНЬОГО КУТА СПІРАЛЬНОГО СВЕРДЛА НА ОСЬОВУ СИЛУ І КРУТНИЙ МОМЕНТ ПРИ СВЕРДЛІННІ

The value of the primary back clearance angle of a twist drill in relation to its diameter has been investigated from the point of view of relativity. The correlative connection between the values of the primary back clearance angle of the right and left primary cutting edges is determined. The angle's influence on the axial force and torque moment of drilling is defined.

Одним із основних геометричних параметрів спіральних сверدل є головний задній кут α . В більшості літературних джерел відзначено, що коли головна задня поверхня (ГЗП) свердла є неплоскою, то кут α змінний по довжині головної різальної кромки (ГРК). Проте на даний час існуючими стандартами значення α не регламентується [12]. Окремі літературні джерела та закордонні фірми [11, 12] рекомендують тільки мінімальні значення α_{min} на периферії спіральних сверدل – $\alpha_{min}=8 - 14^{\circ}$, а деякі з них [8, 10, 13] пропонують значення α як на периферії – $\alpha_{min}=8 - 14^{\circ}$, так і біля серцевини свердла – $\alpha_{max}=20 - 35^{\circ}$.

Не зважаючи на велику кількість відомих методів заточки спіральних сверدل по ГЗП [5, 8 – 10] (конічна, конічна по Вашбурну, конічна по Вейскеру, гвинтова, складно-гвинтова, одноплощина, двоплощина, фасонна, еліптична), в літературі [5, 10] подані формули для визначення залежності $\alpha = f(d_x)$ тільки для випадку конічної заточки ГЗК по Вашбурну, які не враховують стохастичності процесу заточування свердла по ГЗК, тут d_x діаметр на якому розміщена точка ГРК для вимірювання α . Тому буде коректно припустити, що значення α_{dj} , отримані в процесі заточки, будуть випадковими і підпорядковуватимуться нормальному закону розподілу. В літературі [2, 6] досліджено вплив переднього кута різця γ на сили різання при точінні. В [4] подані результати зміни по довжині ГРК робочого переднього кута спірального свердла γ_N , а також коефіцієнта укорочення стружки ζ від швидкості різання, які отримані моделюванням умов різання точінням.

Вище приведений огляд показує, що існуючі дослідження в основному присвячені впливу переднього кута інструменту на процес різання, а вплив α на силові характеристики процесу різання при свердлінні в літературі не висвітлений.

Тому створення методики та проведення досліджень впливу α як випадкової величини на осьову силу P_o та крутний момент $M_{кр}$ при свердлінні є актуальною задачею.

Запропоновану методику досліджень подамо на прикладі свердління спіральними свердлами діаметром 14 мм. Для проведення експериментів була виготовлена дослідна партія спіральних свердл об'ємом вибірки $N=26$ шт. Матеріал свердл — швидкорізальна сталь Р9М5К4. Конструктивні та геометричні параметри свердл за кресленням такі: діаметр свердла $d=14h9$ мм; кут при вершині свердла $2\varphi = 120^\circ \pm 2^\circ$; кут нахилу гвинтової канавки свердла $\omega = 30^\circ - 2^\circ$.

З використанням спеціального пристрою і методики [1] в заданих точках правої і лівої ГРК, що знаходились відповідно на діаметрах $d_1=4$ мм; $d_2=8$ мм; $d_3=10$ мм; $d_4=12$ мм, в головній січній площині визначали значення $\alpha_{Пidj}$ та $\alpha_{Лidj}$: де $\alpha_{Пidj}$ та $\alpha_{Лidj}$ — значення α в заданих точках на певних діаметрах d_j відповідно правої і лівої ГРК ($i=1, 2, 3, \dots, 26$), ($j=1, 2, 3, 4$). За критерієм Греббса [7] встановлювали однорідність значень α_{idj} отриманих статистичних рядів. За критерієм Колмогорова випадкові значення $\alpha_{Пidj}$ та $\alpha_{Лidj}$ перевіряли на відповідність їх нормальному закону розподілу. Визначали характеристики розсіювання: $\bar{\alpha}_{Пdj}$ і $\bar{\alpha}_{Лdj}$ та $D(\alpha_{Пdj})$ і $D(\alpha_{Лdj})$ — відповідно середні значення α в точках, розміщених на певних діаметрах правої і лівої ГРК та дисперсії розсіювання випадкових величин $\alpha_{Пidj}$ та $\alpha_{Лidj}$ (табл. 1).

Таблиця 1 – Характеристики розсіювання значень α дослідної партії свердл $d=14$ мм.

Характеристики розсіювання	Діаметри розміщення точок на ГРК, мм							
	Права ГРК				Ліва ГРК			
	4	8	10	12	4	8	10	12
Середнє значення $\bar{\alpha}$, град.	13,23	8,41	8,10	8.82	16,05	9,66	9,09	8.70
Дисперсія розсіювання $D(\alpha)$, град ²	3,62	2,71	2,29	1.87	3,01	1,69	1,67	1.47

Щільності розсіювання значень α на певних діаметрах правої та лівої ГРК виражаться формулами:

$$f_1(\alpha_{Пd1}) = 0.11 \cdot \exp\left[-(\alpha_{Пd1} - 13.231)^2 / 26.209\right]; \quad (1)$$

$$f_2(\alpha_{Пd2}) = 0.147 \cdot \exp\left[-(\alpha_{Пd2} - 8.407)^2 / 14.666\right]; \quad (2)$$

$$f_3(\alpha_{\Pi d3}) = 0.174 \cdot \exp\left[-(\alpha_{\Pi d3} - 8.103)^2 / 10.506\right]; \quad (3)$$

$$f_4(\alpha_{\Pi d4}) = 0.213 \cdot \exp\left[-(\alpha_{\Pi d4} - 8.823)^2 / 7.024\right]; \quad (4)$$

$$f_5(\alpha_{\text{Л}d1}) = 0.133 \cdot \exp\left[-(\alpha_{\text{Л}d1} - 16.051)^2 / 18.084\right]; \quad (5)$$

$$f_6(\alpha_{\text{Л}d2}) = 0.236 \cdot \exp\left[-(\alpha_{\text{Л}d2} - 9.661)^2 / 5.699\right]; \quad (6)$$

$$f_7(\alpha_{\text{Л}d3}) = 0.238 \cdot \exp\left[-(\alpha_{\text{Л}d3} - 9.09)^2 / 5.598\right]; \quad (7)$$

$$f_8(\alpha_{\text{Л}d4}) = 0.271 \cdot \exp\left[-(\alpha_{\text{Л}d4} - 8.702)^2 / 4.334\right]. \quad (8)$$

Так як в процесі різання при свердлінні одночасно беруть участь як права, так і ліва ГРК, то за критерій оцінки впливу значень головних задніх кутів правої і лівої ГРК на P_o та $M_{кр}$ було прийнято усереднене значення α_{cdj} при заданих діаметрах d_j , тобто $\alpha_{cdj} = 1/2(\alpha_{\Pi dj} + \alpha_{\text{Л}dj})$. Щільність розподілу величини α_{cdj} — $f(\alpha_{cdj})$ отримали, встановивши наявність кореляційного зв'язку між величинами $\alpha_{\Pi dj}$ і $\alpha_{\text{Л}dj}$ та використавши композицію нормальних законів їх розподілу [3]. Кореляційний зв'язок між $\alpha_{\Pi dj}$ та $\alpha_{\text{Л}dj}$ проілюстрований кореляційним полем (рис. 1), а визначені за [7] коефіцієнти кореляції подані в табл. 2.

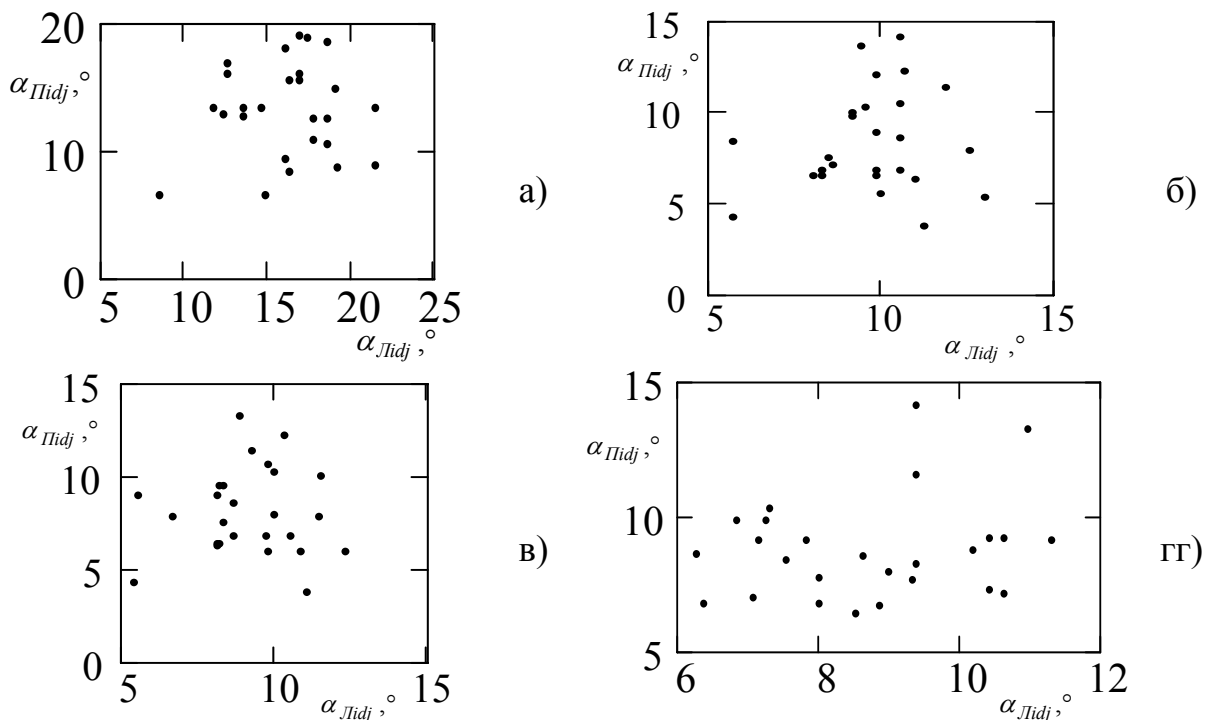


Рисунок 1 – Кореляційні поля випадкових значень $\alpha_{\Pi dj}$ та $\alpha_{\text{Л}dj}$:

а), б), в) і г) – відповідно на діаметрах 4, 8, 10 і 12 мм.

Таблиця 2 – Розрахункові і табличні дані кореляційного зв'язку між $\alpha_{Пidj}$ і $\alpha_{Лidj}$.

Діаметри розміщення точок на ГРК, мм	4	8	10	12
Розрахунковий коефіцієнт кореляції $r_{\alpha_{Пidj}\alpha_{Лidj}}$	0,063	0,093	0,02	0,164
Значення функції Лапласа $\Phi(t)$	0,213	0,318	0,072	0,271

Із даних рис. 1 і табл. 2 виходить, що умова $[0.5 - \Phi(t)] > 0.05$ [7] виконується. Це означає, що відхилення коефіцієнтів кореляції $r_{\alpha_{Пidj}\alpha_{Лidj}}$ від 0 випадкове. Тому можна прийняти $r_{\alpha_{Пidj}\alpha_{Лidj}} = 0$ [7] і вважати випадкові величини $\alpha_{Пidj}$ та $\alpha_{Лidj}$ незалежними.

Розглянувши попарно (1) і (5); (2) і (6); (3) і (7); (4) і (8) як композицію нормальних законів розподілу двох незалежних випадкових величин [3], отримали щільності розподілу усереднених значень α_{cdj} в точках ГРК визначених d_j :

$$f_1(\alpha_{cd1}) = 0.169 \cdot \exp\left[-(\alpha_{cd1} - 14.641)^2 / 11.073\right]; \quad (9)$$

$$f_2(\alpha_{cd2}) = 0.25 \cdot \exp\left[-(\alpha_{cd2} - 9.034)^2 / 5.088\right]; \quad (10)$$

$$f_3(\alpha_{cd3}) = 0.281 \cdot \exp\left[-(\alpha_{cd3} - 8.596)^2 / 4.027\right]; \quad (11)$$

$$f_4(\alpha_{cd4}) = 0.335 \cdot \exp\left[-(\alpha_{cd4} - 8.763)^2 / 2.837\right]. \quad (12)$$

Зміна α_{cdj} в залежності від d_j і теоретичні криві розсіювання α_{cdj} при заданих діаметрах та α_{cy} подані на рис. 2.

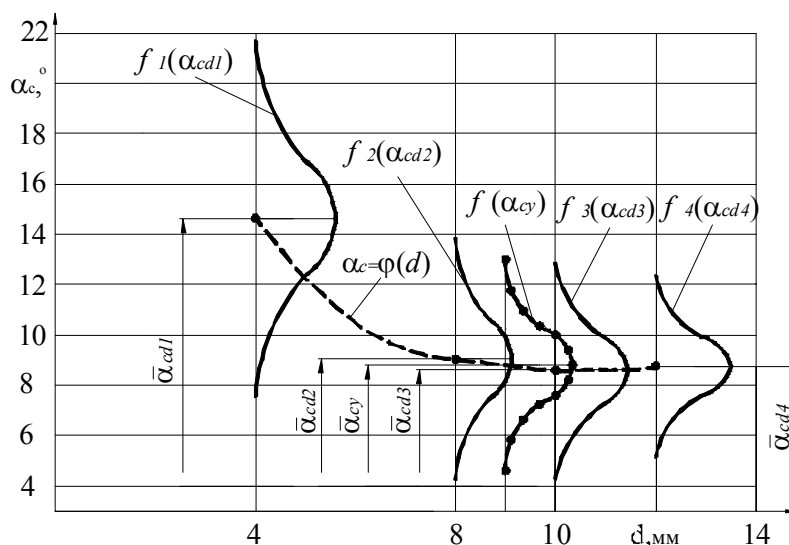


Рисунок 2 – Графік зміни $\bar{\alpha}_c$ та теоретичні криві розсіювання α_c в залежності від d

- — — — для $\bar{\alpha}_c$; ————— — для α_{cdj} при заданих d_j ;
- — ● — ● — для усередненого значення α_{cy} .

Аналіз залежності $\alpha_c = \varphi(d)$ (див. рис. 2) показує, що із збільшенням d від 4 мм до 8 мм середнє значення $\bar{\alpha}_c$ зменшується, а при подальшому збільшенні діаметра $\bar{\alpha}_c$ – практично не змінюється. Враховуючи, що із зменшенням головного заднього кута свердла процес різання затруднюється, то для оцінки впливу α на P_o і $M_{кр}$ використали мінімальні середні значення α на діаметрах d_2 , d_3 і d_4 , тобто $\bar{\alpha}_{cd2}$, $\bar{\alpha}_{cd3}$ і $\bar{\alpha}_{cd4}$.

За критерієм Фішера F [7] встановили, що $\bar{\alpha}_{cd2}$, $\bar{\alpha}_{cd3}$, $\bar{\alpha}_{cd4}$ відрізняються несуттєво. За вищеподаною методикою визначили, що випадкові величини α_{cd2} , α_{cd3} і α_{cd4} — незалежні. За аргумент, як інтегральний критерій оцінки впливу α на P_{oi} і $M_{кpi}$ на основі [14] прийняли усереднене значення α_{cy} як параметр, що суттєво не змінюється в інтервалі $8\text{мм} \leq d \leq 12\text{мм}$. Використавши принцип композиції трьох нормальних законів розподілу [3] для α_{cd2} , α_{cd3} і α_{cd4} та врахувавши (10), (11) і (12), отримали щільність розподілу випадкової величини α_{cy} у вигляді

$$f(\alpha_{cy}) = 0.285 \cdot \exp\left[-(\alpha_{cy} - 8.797)^2 / 3.926\right], \quad (13)$$

яка графічно зображена на рис. 2.

На наступному етапі здійснювали процес свердління, і визначали P_{oi} та $M_{кpi}$. Дослідження виконували на установці (див. рис. 3), яка була створена на базі вертикально-свердлильного верстата мод. 2Н118. Свердління проводили при постійних елементах режиму різання: швидкості різання $V=15,4$ м/хв; подачі $S=0,1$ мм/об і частоті обертання шпинделя $n=350$ об/хв. Оброблюваний матеріал — сталь 45 ГОСТ 1050-74. Щоб виключити вплив перемички спірального свердла на P_o і $M_{кр}$, в дослідному зразку був попередньо просвердлений отвір $D=3,5$ мм.

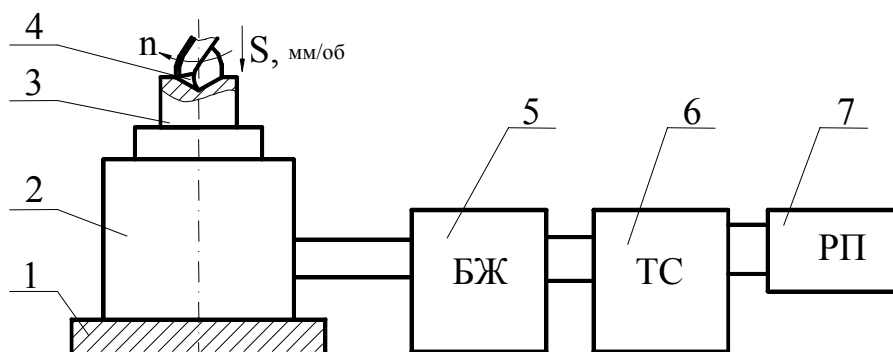


Рисунок 3 – Схема експериментальної установки для визначення P_o та $M_{кр}$ при свердлінні на базі вертикально-свердлильного верстата:

- 1 – стіл вертикально-свердлильного верстата;
- 2 – двокomпонентний свердлильний динамометр; 3 – оброблювана заготовка; 4 – спіральне свердло; 5 – блок живлення; 6 – тензостанція; реєструючий пристрій (самописець).

Отримані значення P_{oi} та M_{kpi} піддавали статистичній обробці. За критерієм Греббса [7] визначали значення P_{oi} та M_{kpi} , які різко відрізняються та виключали їх з статистичних рядів. За критерієм Колмогорова перевіряли розсіювання P_{oi} та M_{kpi} на відповідність їх нормальному закону розподілу. Визначали характеристики розсіювання: \bar{P}_{oi} і \bar{M}_{kpi} та $D(P_o)$ і $D(M_{kp})$ — відповідно середні значення та дисперсії величин P_o та M_{kp} . Теоретичні криві розподілу P_o і M_{kp} показано на рис. 4, а щільності їх розподілу – рівні:

$$f(P_o) = 0.0052 \cdot \exp\left[-(P_{oi} - 1381)^2 / 11744.314\right]; \quad (14)$$

$$f(M_{kp}) = 0.377 \cdot \exp\left[-(M_{kpi} - 15.566)^2 / 2.384\right]. \quad (15)$$

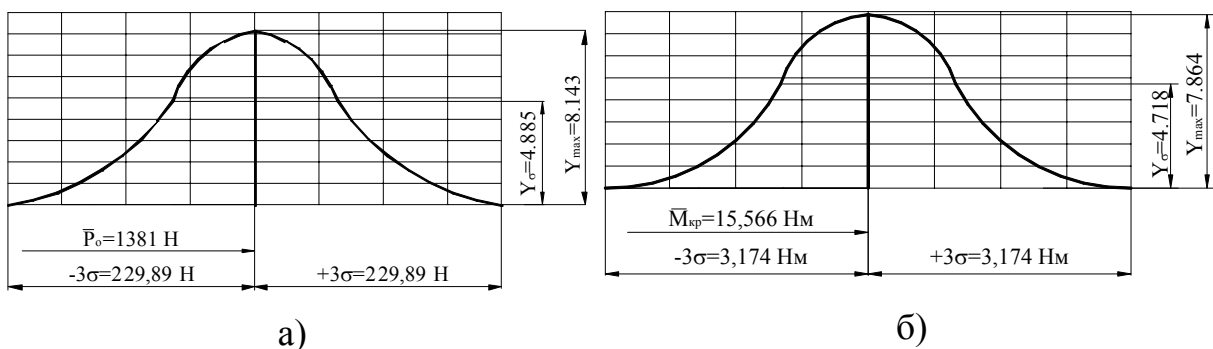


Рисунок 4 – Теоретичні криві розподілу: а) осьової сили P_o ; б) крутного моменту M_{kp} .

Використавши (13), (14) та (15), перевіряли наявність кореляційного зв'язку між α_{cy} і P_o та між α_{cy} і M_{kp} . Згідно [3], знаходили для неперервних величин кореляційні моменти $K_{\alpha_{cy}P_o}$ та $K_{\alpha_{cy}M_{kp}}$ за формулами:

$$K_{\alpha_{cy}P_o} = \int_{-\infty}^{+\infty} (\alpha_{cyi} - \bar{\alpha}_{cy}) f(\alpha_{cy}) d(\alpha_{cy}) \int_{-\infty}^{+\infty} (P_{oi} - \bar{P}_o) f(P_o) d(P_o),$$

$$K_{\alpha_{cy}M_{kp}} = \int_{-\infty}^{+\infty} (\alpha_{cyi} - \bar{\alpha}_{cy}) f(\alpha_{cy}) d(\alpha_{cy}) \int_{-\infty}^{+\infty} (M_{kpi} - \bar{M}_{kp}) f(M_{kp}) d(M_{kp}),$$

і визначали коефіцієнти кореляції

$$r_{\alpha_{cy}P_o} = \frac{K_{\alpha_{cy}P_o}}{\sigma(\alpha_{cy})\sigma(P_o)}; \quad r_{\alpha_{cy}M_{kp}} = \frac{K_{\alpha_{cy}M_{kp}}}{\sigma(\alpha_{cy})\sigma(M_{kp})},$$

де $K_{\alpha_{cy}P_o}$ та $K_{\alpha_{cy}M_{kp}}$ – відповідно кореляційні моменти між α_{cy} і P_o та між α_{cy} і M_{kp} ; $\sigma(\alpha_{cy})$, $\sigma(P_o)$ та $\sigma(M_{kp})$ – відповідно середньоквадратичні відхилення α_{cy} в град., P_o , в Н, та M_{kp} в Нм.

Розрахунки показали, що кореляційні зв'язки дуже слабкі, тобто випадкові величини можна вважати незалежними.

Висновки

1. Значення головного заднього кута спірального свердла на заданому діаметрі головної різальної кромки, осьової сили і крутного моменту при свердлінні є величинами випадковими, що підпорядковуються нормальному закону розподілу.

2. Значення головних задніх кутів $\alpha_{Лidj}$ та $\alpha_{Лidj}$ лівої і правої головних різальних кромки на заданих діаметрах є величини незалежні.

3. Зміна усередненого головного заднього кута свердла α_{cy} в отриманому при дослідженнях діапазоні $\bar{\alpha}_{cy} - 3\sigma(\alpha_{cy}) = 4.594^\circ \leq \bar{\alpha}_{cy} = 8.797^\circ \leq \bar{\alpha}_{cy} + 3\sigma(\alpha_{cy}) = 13.00^\circ$ не впливає на величини осьової сили P_o та крутного моменту $M_{кр}$.

Література

- 1 Берсегянц Р.О., Межуев Б.Н. Учебное пособие к лабораторным работам по курсу „Резание металлов”. – М.: ВЗПИ, 1975. – 126 с.
- 2 Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
- 3 Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
- 4 Виноградов А.А., Сытник Б.В. Определение рабочего переднего угла главного лезвия спирального сверла // Технология и автоматизация производства. К.: Техніка, Вып. 30. – 1982, – С. 16 – 22.
- 5 Вульф А.М. Резание металлов. Изд. 2-е. – Л.: Машиностроение, 1973. — 496 с.
- 6 Грановский Г.И., Грановский Г.И. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985. – 304 с.
- 7 Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. – К.: Техніка, 1976. – 200 с.
- 8 Металлорежущие инструменты: Учебник для вузов / Сахаров Г.Н., Арбузов О.Б., Боровой Ю.Л. и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
- 9 Попов С.А., Дибнер Л.Б., Каменкович А.С. Заточка режущего инструмента. Учебн. пособие для проф.-техн. училищ. – М.: Высш. школа, 1970. – 320 с.
- 10 Родин П.Р. Металлорежущие инструменты. – К.: Вища школа, 1974. – 400 с.
- 11 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2. / Под ред. Кована В.М. – М.: Машгиз, 1959. – 584 с.
- 12 Филиппов Г.В. Режущий инструмент. – Л.: Машиностроение, 1981. – 392 с.
- 13 Филоненко С.Н. Резание металлов. – К.: Вища школа, 1974. – 400 с.
- 14 Цветков Э.И. Основы теории статистических измерений. – Л.: Энергия. Ленинград. отд-ние, 1979. – 288 с.

УДК 621.951

Колот О.В.

ЗАТ “МІНТЕК”, м. Краматорськ, Україна

МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ФАСОННИХ ФРЕЗ З ДИСКРЕТНО РОЗТАШОВАНИМИ РІЗАЛЬНИМИ ЛЕЗАМИ

The calculated – analytical method of the rational location of the cutting cemented-carbide plates in knives of the form milling cutter is proposed.

Фасонне фрезерування в порівнянні з обробкою складних криволінійних поверхонь по копіру, або програмі на станках з ЧПУ, забезпечує більш високу продуктивність при визначеній шорсткості обробки. Найбільш ефективне та широке застосування фасонні фрези набули в турбінобудуванні, інструментальній промисловості і при відбудовній обробці профілів ободів колісних пар залізничного транспорту.

Особливістю фасонних фрез є одержання безперервної різальної крайки, відповідної профілю оброблюваної поверхні.

Особливу групу складають фасонні фрези зі змінюваною формою профілю. Профіль різальної крайки такої фрези являє собою набір елементарних різальних лез, установлених по профільному шаблону, або прямолінійних і криволінійних різальних лез, установлених під заданим кутом до осі обертання інструмента, що дозволяє змінювати профіль фрези в досить широких межах.

Відома конструкція фрези для відновлення профілю обіду колеса рухомого складу залізничного транспорту [1].

Фреза містить корпус з ножами, у яких рядами встановлені циліндричні різальні пластини, розташовані відповідно до профільної лінії фрези, яка адекватна профілю колеса.

Ножі кріпляться в корпусі за допомогою клина і затискного гвинта. Повертаючи твердосплавні пластини в міру їхнього зносу навколо осі, досягається максимально можливе використання різального кругового ребра.

За період роботи їх удається повертати навколо осі до 10 разів, крім того, використовувати з обох торців. У результаті кожна пластинка без переточування працює в 16 - 20-ти положеннях.

Недоліком фасонних конструкцій фрез з дискретно розташованими різальними лезами є складність досягнення низької шорсткості обробки, високої жорсткості кріплення пластин, їх вібротривалості та стійкості.

Розроблена конструкція фрези для відновлення профілю колеса рухомого складу залізничного транспорту містить корпус з ножами, у яких рядами відповідно до профільної лінії, адекватної профілю ободу колеса, установлені циліндричні різальні пластини, розділені між собою перемичками [2].

Особливістю такої конструкції фрези є те, що різальні пластини у суміжних ножах установлені зі зсувом один відносно другого з кроком t змінної величини в межах $(0,22...0,34) R$ по п'ятьох зонах профільної лінії, де R – радіус різальної пластини.

Пропонований інтервал зсуву різальних пластин забезпечує оптимальне перекриття кожним наступним різальним елементом сліду обробки попереднього різального елемента, і одержання в результаті ділянок профілю з низькою шорсткістю обробленої поверхні.

Однак, така конструкція не містить рішення питань досягнення високої якості і надійності шляхом використання характерних особливостей конструкції і роботи фрези. Порядок розташування різальних пластин із широким діапазоном їхнього зсуву по умовно розділеній профільній лінії на п'ять зон не є раціональним, тому що визначає різне знімання металу пластиною і, як правило, нерівномірне навантаження на крайку різальної пластини, що у свою чергу викликає нерівномірність напружень по всьому ножі і у підсумку веде до руйнування перемичок між пластинами і підвищеного зносу (руйнування) пластин. В доповнення до цього перемінний крок розташування пластин у ножах приводить до одержання неоднакової шорсткості, а отже, до невисокої якості обробленої поверхні.

В результаті проведених досліджень запропонована методика проектування фрез з дискретно розташованими різальними лезами. В зв'язку з нею формування порядку розташування різальних циліндричних пластин проводиться в два етапи, на яких послідовно вирішуються рівноцінні задачі забезпечення достатньої міцності різальних елементів фрези і одержання високої якості обробки, на відміну відомому рішенню, де натиск робиться на одержання високої якості шорсткості на окремих ділянках профілю.

На першому етапі оцінюється напружено – деформований стан пластин і поділяючих їх між собою перемичок базового ножа під час обробки. У перемичках під дією результуючої сили різання виникають нормальні напруження σ , що при визначеній товщині перемички S у базовому ножі можуть привести до руйнування перемичок. Тому, використання однакової величини шорсткості R_z , дозволяє одержати рівноцінний характер навантаження різальних елементів ножа за рахунок однакового знімання металу всіма різальними пластинами, а однакова

величина допустимих нормальних напружень $\sigma_{\text{доп}}$ для всіх перемичок базового ножа з урахуванням їхніх конструктивних особливостей дає можливість підібрати таку величину перемички S , яка буде адекватно реагувати на виникаючі в ній напруження. Таким чином, відстань між циліндричними різальними пластинами у базовому ножі визначається з урахуванням необхідної товщини перемички S для кожної ділянки між двома різальними пластинами, тим самим, забезпечуючи його надійність, а, отже, високу продуктивність обробки.

На наступних етапах виконується розподіл циліндричних різальних пластин на інших ножах щодо базового ножа на кут, величина якого дозволяє врахувати конструктивні особливості всіх ділянок будь-яких існуючих профілів ободів коліс через змінну величину L . При цьому зберігається рівномірна необхідна шорсткість R_z , на відміну від відомої конструкції, де перемінний крок розподілу пластин по зонах приводить до неоднакової шорсткості. Таким чином, новий порядок розташування різальних пластин забезпечує не тільки високу продуктивність обробки, але і високу якість.

Такий підхід дозволяє забезпечити свідомо високу міцність перемичок. Рівномірність напружено – деформованого стану дозволяє знизити вібрацію циліндричних різальних пластин у процесі обробки, а товщина перемички дозволяє адекватно реагувати на умови різання і створює оптимальні умови стружковідводу, тим самим, збільшує різальний ресурс фрези.

Розроблена методика реалізована при оптимізації конструкції фасонної фрези з дискретно розташованими ріжучими пластинами, яка використовується на верстатах мод. КЖ-20.

Фреза має базовий ніж, перша пластина якого розташована в точці A сполучення профільної лінії гребеневої частини з профільною лінією внутрішньої грані бандажа (рис. 1 а, б).

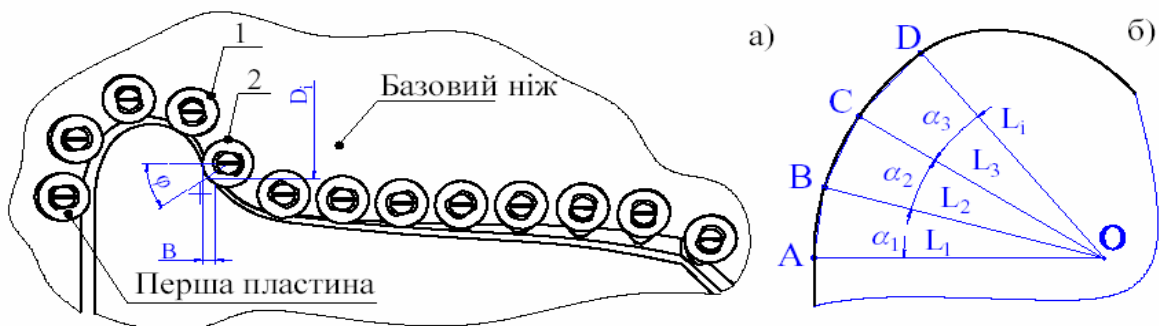


Рисунок 1– Схема дискретного розташування твердосплавних пластин по профільній лінії обода залізничного колеса; а – по всій профільній лінії, б – по гребеневій частині

Ножі мають маркування і встановлюються в замарковані відповідним чином пази корпусу в строго визначеному порядку.

У ножах рядами встановлені різальні циліндричні твердосплавні пластини 1 з перемичками 2 між гніздами кріплення різальних пластин.

Базовий ніж має перемінну товщину S перемичок по профільній лінії ножа (рис. 2), товщина яких визначена з умови міцності по допустимим нормальним напруженням, що виникають у перетині, нормальному до дії сили різання.

$$\sigma = \frac{P_i}{F_i} \leq \sigma_{\text{доп}} \quad (1.1)$$

де σ – нормальне напруження, що виникає в тілі перемички; P_i – результуюча сил різання на $(i+1)$ пластині визначається з формули (1.2). F_i – площа поперечного розрізу перемички між i -тою і $(i+1)$ різальними пластинами визначається по формулі (1.5); $\sigma_{\text{доп}}$ – допустиме нормальне напруження.

$$P_i = A \cdot V_i \cdot S_z^{1-n} \cdot \left(\frac{t}{D_i}\right)^{\frac{1-n}{2}}, \quad (1.2)$$

де A – коефіцієнт, що враховує умови роботи і властивості матеріалу [3], $A = C^p \cdot \pi$

V_i – ширина різання i -тої пластиною визначається по формулі (1.3); S_{zi} – подача на зуб i -тої пластини; n - показник ступеня, що відбиває вплив аргументу на функцію [3]; t – глибина різання; D_i – діаметр фрези в точці торкання i -тою пластиною оброблюваної ділянки профілю ободу колеса

$$V_i = T \cdot \sin \varphi_i, \quad (1.3)$$

де T – відстань між точками торкання сусідніми твердосплавними пластинами ободу колеса визначається по формулі (1.4); φ_i – головний кут у плані на i -тій пластині оброблюваної ділянки профільної лінії (див. рис. 1, а).

$$T \leq \sqrt{8 \cdot R_{\text{тв.пл.}} \cdot R_z - 4 \cdot R_z^2}, \quad (1.4)$$

де $R_{\text{тв.пл.}}$ – радіус циліндричної твердосплавної пластини; R_z – величина шорсткості обробленої поверхні, що допускається

$$F_i = h_i \cdot S_i, \quad (1.5)$$

де h_i – висота перемички між i -тою і $(i+1)$ різальними пластинами; S – товщина перемички між i -тою і $(i+1)$ різальними пластинами (див. рис. 2).

Враховуючи значення P_i і F_i з (1.2) і (1.5) нормальне напруження, що виникає в перемичках між отворами кріплення різальних пластин, має вигляд:

$$\sigma = \frac{A \cdot \sqrt{8 \cdot R_{\text{тв.пл.}} \cdot R_z - 4 \cdot R_z^2} \cdot \sin \varphi_i \cdot S_z^{1-n} \cdot \left(\frac{t}{D_i}\right)^{\frac{1-n}{2}}}{h_i \cdot S_i} \leq \sigma_{\text{доп.}} \quad (1.6)$$

На підставі (1.6) значення перемінної товщини S перемичок по профільній лінії ножа визначається нерівністю:

$$S_i \geq \frac{A \cdot \sqrt{8 R_{\text{тв.пл.}} \cdot R_z - 4 R_z^2} \cdot \sin \varphi_i \cdot S_z^{1-n} \cdot \left(\frac{t}{D_i}\right)^{\frac{1-n}{2}}}{\sigma_{\text{доп.}} \cdot h_i}$$

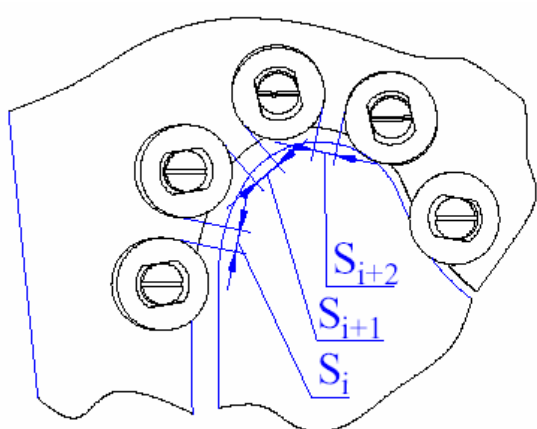


Рисунок 2 – Схема розташування перемичок по гребеневій частин

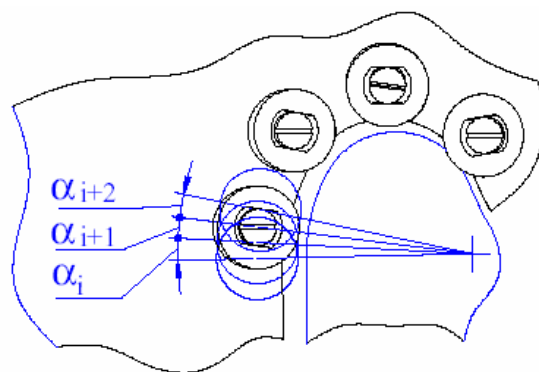


Рисунок 3 – Схематичне відображення кутів зсуву пластин

Перша пластина на базовому ножі розташовується в точці сполучення профільної лінії гребеневої частини з профільною лінією внутрішньої грані бандажа. Наступні ножі мають розташування перших циліндричних різальних пластин зі зсувом по профільній лінії на кутову величину.

Визначення кутової величини розташування перших циліндричних пластин В, С, D, що різуть (рис. 1б, рис. 2), у наступних за базовим ножах здійснюється за допомогою теореми косинусів.

$$\cos \alpha_i = \frac{L_i^2 - 4R_{\text{тв.пл.}} \cdot R_z + 2R_z^2}{L_i^2},$$

де α_i – кутовий зсув першого отвору під твердосплавну пластину на i -тім ножі щодо першого отвору на $(i-1)$ ножі (рис. 3);

L_i - довжина сторони кута, що обмежує кутовий зсув першого отвору під твердосплавну пластину на i -ом ножі щодо першого отвору на першому $(i-1)$ ножі;

T – відстань між точками торкання сусідніми твердосплавними пластинами ободу колеса визначається по формулі (1.4).

Таким чином визначення кутової величини зсуву по профільній лінії перших циліндричних пластин В, С, D, що ріжуть, у наступних за базовим ножах має вигляд:

$$\alpha_i = \arccos \frac{L_i^2 - 4R_{\text{тв.пл.}} \cdot R_z + 2R_z^2}{L_i^2}.$$

Розташування інших пластин у наступних ножах визначається з урахуванням раніше наведеної нерівності.

Завдяки такому розташуванню пластин обробка профілю колеса здійснюється по всьому профілю циліндричними різальними пластинами, раціонально розташованими по осьовій лінії фрези у відповідних зонах.

При цьому, внаслідок одержання оптимальних умов для відводу стружки, зменшується знос різальних пластин і перемичок на ножах, що додатково підвищує ресурс фрези.

Після обробки кожної колісної пари оглядається стан різальних пластинок. Пластини, що мають відколи, перед обробкою наступної колісної пари повертають і при необхідності замінюють.

Розроблена методика реалізована при створенні оптимальної конструкції фрези [4] отримала широке впровадження на підприємствах Укрзалізниці, і заводах, експлуатуючих металоріжучі верстати мод. КЖ 20. За результатами даних експлуатації фрез такої конструкції забезпечено підвищення продуктивності обробки при одночасному підвищенні точності і якості оброблюваної поверхні колеса. Підвищенні стійкості фрези складає 30÷50%.

Описане технічне рішення може бути використано при конструюванні широкої номенклатури фасонного ріжучого інструменту з дискретно розташованими ріжучими пластинами.

Література

- 1 Четвериков С. С. Металлорежущие инструменты. М., Высшая школа, 1965.-362с.
- 2 Фасонна фреза для відновлення профілю колеса рухомого складу залізничного транспорту. Колот В.О., Маліновський М.Д., Лишаєв Г.П., Сергієнко М.І., Коротун С.А., Колот О.В. Патент України на винахід № 25091А, В23С 5/11; В23С 5/14, 1998.
- 3 П. И. Ящерицын, М. Л. Еременко, Н. И. Жигалко. Основы резания материалов и режущий инструмент. Минск, Вышэйшая школа, 1981. -560 с.
- 4 Фасонна фреза для відновлення профілю обода колеса залізничного рухомого складу. Колот В.О., Колот О.В., Міхєєнков Ю.С. Патент України на винахід № 75010, В23 С5/12, В23 С5/14 опубл. в Бюл.№2, 2006.

УДК 621.9

Лубенская Л.М., Покинтелица Н.И., Николаенко А.П.
ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ИЗДЕЛИЙ

In the article the experimental researches results on wear resistance of samples from steel after various methods of processing and including vibrating in U-shaped containers with the free granulated environment - abrasive granules and steel balls are resulted.

Повсеместно в современном машиностроении предъявляются высокие требования к эксплуатационным характеристикам изделий. Наиболее распространенными методами обеспечения этих характеристик являются методы поверхностного пластического деформирования (ППД), при которых происходит упрочнение поверхностного слоя изделий. Существует множество методов ППД, такие, например, как накатывание, обработка дробью, виброобработка, чеканка, выглаживание и другие. Большой интерес представляет процесс вибрационной обработки поверхности изделий, что связано с возможностью одновременной обработки множества деталей сложной пространственной формы на универсальном оборудовании. Оценку поверхностного слоя изделия, прошедшего ППД, как известно, проводят по следующим параметрам: структуре, механическим свойствам, толщине поверхностного упрочненного слоя, величине и глубине распространения остаточных сжимающих напряжений в этом слое и его износостойкости.

Целью данной работы было определение влияния вибрационной обработки свободной гранулированной средой на изменение износостойкости изделий, обрабатываемых на станках с U-образной формой контейнера при расположении вибровозбудителя в его нижней точке вдоль всей продольной оси. Для этого были проведены экспериментальные исследования, в ходе которых были использованы образцы в виде роликов с внутренним диаметром 15 мм, наружным 50 мм и высотой 10 мм. Испытания проводились с 80 роликами на одинаковых режимах, и с измерением износостойкости через пятнадцатиминутные интервалы времени. Испытуемые образцы были выбраны идентичными по химическому составу сталь 12 ХНЗА, геометрическим размерам, результатам термической обработки, после шлифования, виброшлифования и упрочнения. Экспериментальные образцы после токарной обработки подвергались цементации с последующей закалкой до твердости HRC = 52...56. После термообработки ролики шлифовались при обильном охлаждении с доведением до требуемых размеров и снятием припуска с наружной поверхности 0,3 мм на сторону. Использовались

режими шлифования $V = 30$ м/сек, $S_{\text{прод.}} = 8$ м/мин, $S_{\text{поп.}} = 0,02$ мм, число оборотов детали $n = 175$ об/мин при 15 проходах. При шлифовании образцы устанавливались на оправке и шлифовались с одной установки, что обеспечивало идентичность условий образования поверхностного слоя у каждой группы образцов, подлежащих испытанию на износ.

Далее 60 образцов из 80 изготовленных подвергались вибрационной обработке, которая заключалась в следующем.

В качестве оборудования использовался вибрационный станок ВМИ-25 с емкостью резервуара $V = 25$ литров. Были установлены следующие режимы: частота колебаний $n = 3000$ об/мин, амплитуда $A = 2$ мм. Эти режимы предлагается использовать в дальнейшем для обработки ряда изделий, например тарелки и седла клапана бурового насоса, шестерни тягового редуктора и др., т.к. они позволяют за минимальное время получить довольно низкую шероховатость поверхности, и были выбраны на основании анализа исследований, приведенных в [1, 2].

В качестве инструмента использовался бой шарошлифовальных кругов с размерами гранул 20 – 30 мм, зернистостью 6 – 8 мкм. Предварительно гранулы были обкатаны. Они имеют высокую стойкость, обеспечивают хорошую обрабатываемость закаленных сталей, не "засаливаются" в процессе обработки.

В качестве раствора использовалась поверхностно-активная жидкость, в состав которой входили:

Серная кислота	2 гр/литр
Щавелевая кислота	30 гр/литр
Перекись водорода	55 гр/литр
Хромовый ангидрид	0,5 гр/литр
Сульфанол	0,1 гр/литр.

В объем контейнера заливалось 3 литра раствора. Поверхностно-активный раствор позволяет значительно интенсифицировать процесс отделки поверхностей. Располагаясь между выступами микронеровностей, он изменяет физико-механические свойства поверхностного слоя, что способствует более быстрому снятию слоя абразивными гранулами. Образцы шлифовались в контейнере в течение 90 минут машинного времени.

Часть образцов, прошедших виброобработку в среде боя шарошлифовальных кругов и часть образцов, не подвергавшихся ранее виброобработке затем подвергались вибрационному упрочнению. В качестве инструмента – рабочей среды применялись стальные шарики размером от 5 до 6 мм. Для обеспечения вибрационного упрочнения использовались следующие режимы обработки, а именно: частота колебаний $n = 3000$ кол/мин, амплитуда $A = 3,5$ мм. Для интенсификации процесса и получения более высокой частоты поверхности использовалась поверхностно-активная жидкость, в состав которой входили:

Сода кальцинированная	30 гр/литр
Триэтанолламин	10 – 15 гр/литр
Олеиновая кислота	0,5 гр/литр.

Выбранные инструмент – рабочая среда, режимы обработки, поверхностно-активная жидкость позволили в минимально короткое время получить наклеп поверхности. Что особенно важно, в этих условиях не происходит перенаклепа поверхности, т.е. отслаивания поверхностных слоев металла.

Образцы упрочнялись в течение 30 минут машинного времени.

Результаты испытаний на износостойкость оценивались следующим образом.

Испытываемые образцы устанавливались на машину МИ-1М, предназначенную для испытаний металлов на износ и определения их антикоррозионных свойств при трении скольжения и трении качения.

Поскольку средства замера износа образцов в машине не предусмотрено, величина износа оценивалась по глубине канавки, оставленной твердосплавным роликом на поверхности образца после 15, 30, 45, 60 и 90 минут изнашивания. Причем каждый образец испытывался трижды для получения усредненных значений глубины канавки и сведения к минимуму процента ошибок при измерении.

Вначале устанавливался образец, обработанный на круглошлифовальном станке. После включения машины через каждый 15 минут работы замеряли глубину канавки на универсальном микроскопе. Затем по порядку устанавливались образцы шлифованные и упрочненные в среде стальных шариков, шлифованные и обработанные на вибростанке в среде боя шарошлифовальных кругов, шлифованные и обработанные на вибростанке в среде боя шарошлифовальных кругов и в среде стальных шариков. Замер глубины канавки производился в вышеуказанном порядке.

В данном эксперименте за критерий износостойкости было принято изменение глубин канавки от вдавливания твердосплавного ролика в зависимости от времени обкатывания его и образца.

Данные замеров сведены в таблицу 1 и по их результатам построены графические зависимости, приведенные на рисунке 1.

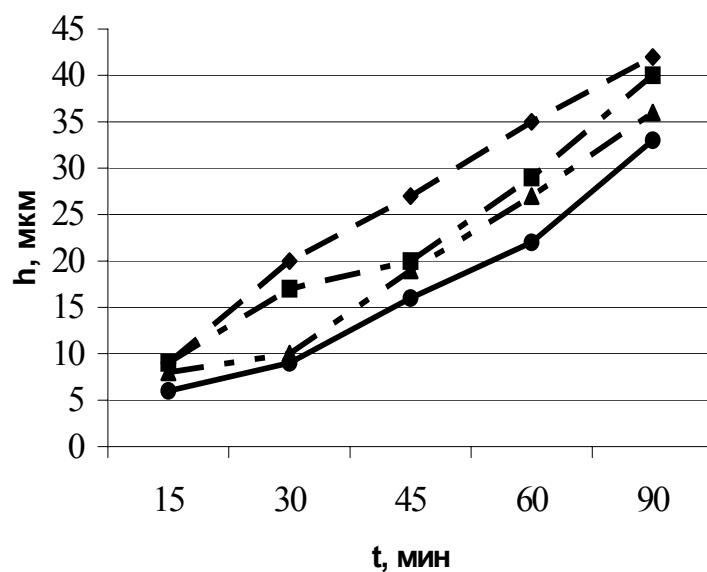
Анализ графика показывает стабильное повышение износостойкости образцов при дополнительном введении виброобработки поверхности после шлифования.

Глубина канавки на образцах, не подвергавшихся виброобработке, при одинаковом времени испытания и нагружении испытываемого образца 25 кг составила до 0,042 мм.

Виброобработка в среде стальных шариков незначительно улучшила износостойкость поверхности (глубина канавки составила 0,038 – 0,04 мм). Это объясняется тем, что шарики упрочнили поверхностный слой, но практически не изменили шероховатость поверхности.

Таблица 1 – Данные замеров глубины канавки

Время в мин.	Способы окончательной отделки поверхности образца															
	Шлифование				Шлифование и виброобработка в среде стальных шариков				Шлифование и виброобработка в среде боя шарошлифовальных кругов				Шлифование и виброобработка в среде боя шарошлифовальных кругов и в среде стальных шариков			
	Результаты измерения глубины канавки h в мкм															
	1	2	3	среднее	1	2	3	среднее	1	2	3	среднее	1	2	3	среднее
15	10	8	9	9	8,5	10	7,5	9	7,5	9	7	8	5	6,5	6	6
30	19	19,5	21	20	13,5	12,5	15,5	17	9	10,5	9,5	10	9,5	8	8,5	9
45	29,5	26	25,5	27	19	21	19,5	20	17,5	20	18,5	19	15,5	16,5	15,5	16
60	36	35	34,5	35	29,5	28	27,5	29	26,5	26	28	27	21	22,5	21,5	22
90	43	40	41,5	42	41	39	40	40	34,5	37,5	35	36	34	32,5	33	33



Где:

- ◆— шлифование;
- шлифование и виброобработка в среде стальных шариков;
- ▲— шлифование и виброобработка в среде боя шарошлифовальных кругов;
- шлифование и виброобработка в среде боя шарошлифовальных кругов и в среде стальных шариков.

Рисунок 1 – График результатов сравнительных испытаний износостойкости образцов в зависимости от способа обработки их поверхности

Обработка поверхности в среде шарошлифовальных кругов значительно уменьшает шероховатость поверхности и поэтому износостойкость поверхности по сравнению со шлифованной составила ($h = 0,032 \pm 0,036$ мм).

Из результатов экспериментальных исследований видно, что виброобработка в среде боя шарошлифовальных кругов с последующим упрочнением в среде стальных шариков значительно, до 15 – 20% увеличивает износостойкость поверхности. Это объясняется тем, что шероховатость, оставшаяся после шлифования, уменьшается при обработке в среде шарошлифовальных кругов, и при этом несколько упрочняется, и затем упрочняется при виброобработке в среде стальных шариков.

Испытания после 90 минут работы показали одинаковые результаты на всех образцах, в связи с тем, что твердосплавный ролик уже прошел обработанный, упрочненный поверхностный слой и далее структура металла на всех образцах была одинакова.

Экспериментальные исследования по износостойкости поверхностного слоя образцов позволили наблюдать следующие закономерности:

- 1 Износостойкость поверхности образцов повышается до 15 – 20% при дополнительной виброобработке рабочих поверхностей.
- 2 На износостойкость поверхностного слоя влияют как величина шероховатости поверхности, так и глубина наклепанного слоя.
- 3 Предварительные испытания на износостойкость показали положительные результаты по применению вибрационного метода обработки деталей, как финишной операции, что обязывает продолжить исследовательские работы в этом направлении.

Литература

- 1 Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах / И.Н. Карташов, М.Е. Шаинский, В.А. Власов, Б.П. Румянцев и др. – К.: Высшая школа, 1975. – 179с.
- 2 Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора вентилятора. Часть I. Монография/ Богуслаев В.А., Муравченко Ф.И., Жеманюк П.Д. и др. – Запорожье: изд-во ООО «Мотор Сич», 2003. – 396с.

УДК 621.9

Воронцов Б.С.

ВНУ ім.В.Даля, г.Луганск, Україна

ГИПЕРБОЛОИДНЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС С ПРОИЗВОЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

The article investigates the synthesis of hyperbola instruments for production of teeth-wheels having unspecified tooth profile geometry of which can be controlled by computer. Dependences for calculation the surfaces of instrument teeth have been obtained.

Постановка проблемы

Проблема повышения качества, производительности и снижения себестоимости изготовления цилиндрических зубчатых колес является актуальной. Решение этой проблемы в значительной степени зависит от применяемого инструмента. Особый интерес представляет зуборезный инструмент, основанный на схемах формообразования третьего класса, позволяющий значительно повысить производительность и качество обработки.

Анализ основных исследований и публикаций

Вопросам исследования зуборезных инструментов, основанных на схемах формообразования третьего класса, посвящено большое количество работ. Следует отметить работы Родина П.Р.[1], Цвиса Ю.В. [2], Волкова Н.Н. [3].

Существенный вклад в развитие теории и проектирования гиперболоидных инструментов, основанных на схемах формообразования третьего класса, внес профессор Витренко В.А. [4,5]. В своих работах он синтезировал при помощи цилиндрического прямозубого производящего колеса и исследовал многозаходные гиперболоидные инструменты: фрезы, обкаточные резцы, шлифовальные круги, шеверы и хоны. Исследования проводились для случаев, когда производящее зубчатое колесо имело эвольвентный профиль.

В последнее время возросло количество работ, посвященных изменению профиля зубьев колеса для улучшения эксплуатационных свойств зубчатых передач. В работе [6] предложен новый метод образования профилей зубьев на основе построения Бобилье. В работе [7] выбор рационального профиля осуществляется по заданным геометрико-кинематическим показателям передачи. Синтезированные передачи обладают большей нагрузочной способностью, чем эвольвентные.

Формулировка цели статьи (постановка задачи)

Целью статьи является разработка математического аппарата визуального динамического синтеза гиперболоидных инструментов для изготовления цилиндрических колес, профиль зубьев которых можно изменить с помощью управляющих элементов в процессе конструирования в зависимости от требований эксплуатации передач.

Основная часть

Для определения поверхности зубьев гиперболоидного инструмента введем следующие системы координат: XYZ – неподвижная система координат, относительно которой будем задавать положение подвижных систем координат; $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$ – подвижные системы, связанные соответственно с обрабатываемой деталью и инструментом; $X_pY_pZ_p$ – вспомогательная система координат (рис.1).

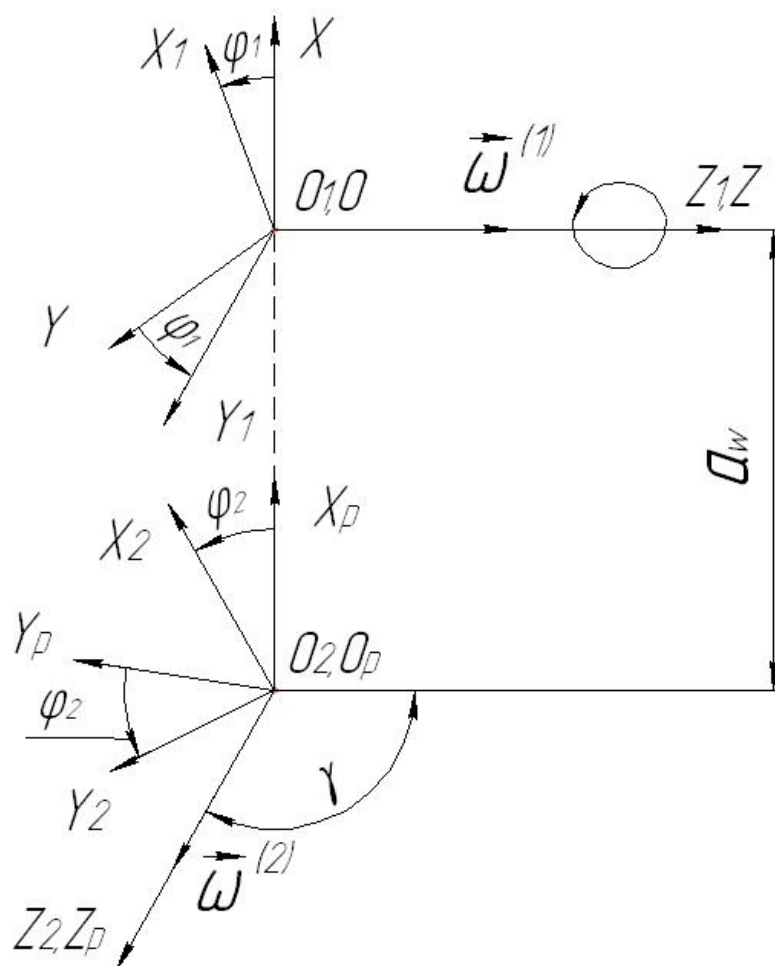


Рисунок 1

Переход от системы координат, связанной с нарезаемым колесом к системе координат, связанной с гиперboloидным инструментом можно представить в следующем виде [4]:

$$\vec{r}_2 = M_{21} \cdot \vec{r}_1, \quad (1)$$

где \vec{r}_1, \vec{r}_2 - столбцевые матрицы радиусов-векторов \vec{r}_1 и \vec{r}_2 одной и той же точки в системах координат $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$;

$M_{21} = M_{2p} \cdot M_{p0} \cdot M_{01}$ - матрица перехода от системы координат $X_1Y_1Z_1$ к системе координат $X_2Y_2Z_2$.

$$M_{21} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + & - \sin \gamma \sin \varphi_2 & a_w \cos \varphi_2 \\ \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & \cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & & \\ - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + & - \sin \gamma \cos \varphi_2 & - a_w \sin \varphi_2 \\ \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & & \\ \sin \gamma \sin \varphi_1 & \sin \gamma \cos \varphi_1 & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1), получим \vec{r}_2 в координатной форме:

$$\begin{aligned} x_2 &= (x_1 - r)(\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2) + y_1(-\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \\ &\quad + \cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) - z_1 \sin \gamma \sin \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2; \\ y_2 &= (x_1 - r)(-\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2) + y_1(\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \\ &\quad + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2) - z_1 \sin \gamma \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2; \\ z_2 &= (x_1 - r) \sin \gamma \sin \varphi_1 + y_1 \sin \gamma \cos \varphi_1 + z_1 \cos \gamma. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь φ_1 - угол поворота цилиндрического прямозубого колеса; φ_2 - угол поворота гиперboloидного инструмента; γ - угол перекрещивания осей; r - радиус окружности; a_w - межосевое расстояние.

Уравнение непрерывности касания детали и инструмента можно представить в следующем виде:

$$\vec{V}^{(12)} \cdot \vec{N} = 0.$$

Здесь $\vec{V}^{(12)}$ - относительная скорость скольжения контактирующих поверхностей; \vec{N} - вектор нормали в точке контакта.

После преобразований это условие определяется следующим образом [4]:

$$\begin{aligned} &(u_{21} \cos \gamma - 1)[y_1 y_1' + x_1'(x_1 - r)] - z_1 u_{21} \sin \gamma \times \\ &\times (y_1' \cos \varphi_1 + x_1' \sin \varphi_1) - a_w u_{21} \cos \gamma (y_1' \sin \varphi_1 - x_1' \cos \varphi_1) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

где x'_l, y'_l - производные функций $x_l(\lambda), y_l(\lambda)$ по λ , u_{2l} - передаточное число.

Уравнения (4) и (3) определяют поверхности зубьев гиперболоидного инструмента.

В работах [4], [5] рассмотрены случаи, когда профили зубьев нарезаемого цилиндрического колеса очерчены эвольвентой и дугой окружности. Рассмотрим общий случай, когда профиль зубьев очерчен произвольной кривой, параметры которой можно выбирать в процессе интерактивного синтеза в зависимости от различных условий эксплуатации.

В работе [8] рассматривается способ интерактивного синтеза, когда исходный контур производящей поверхности реечного типа описан кривой Безье третьего порядка:

$$x_k = f_1(\lambda, X) = (1-\lambda)^3 x_{p0} + 3(1-\lambda)^2 \lambda x_{p1} + 3(1-\lambda) \lambda^2 x_{p2} + \lambda^3 x_{p3};$$

$$y_k = f_2(\lambda, Y) = (1-\lambda)^3 y_{p0} + 3(1-\lambda)^2 \lambda y_{p1} + 3(1-\lambda) \lambda^2 y_{p2} + \lambda^3 y_{p3}.$$

Здесь λ - переменная величина; $X = (x_{p0}, x_{p1}, x_{p2}, x_{p3})$, $Y = (y_{p0}, y_{p1}, y_{p2}, y_{p3})$ - векторы координат управляющих точек кривой Безье.

В этом случае профиль зубьев цилиндрических колес будет равен:

$$\begin{aligned} x_i &= [f_1(\lambda, X) \pm R_i] \cdot \cos \varphi_i \pm \Omega_1 \sin \varphi_i; \\ y_i &= [R_i \pm f_1(\lambda, X)] \cdot \sin \varphi_i - \Omega_1 \cos \varphi_i, \end{aligned} \quad (5)$$

где R_1 и R_2 - радиусы начальных цилиндров, φ_1 и φ_2 - углы поворота шестерни и колеса, $\Omega_1 = \frac{f_1(\lambda, X) f_1'(\lambda, X)}{f_2'(\lambda, Y)}$.

Здесь $f_1'(\lambda, X) = 3(1-\lambda)^2(x_1 - x_0) + 6(1-\lambda)\lambda(x_2 - x_1) + 3\lambda^2(x_3 - x_2)$, $f_2'(\lambda, Y) = 3(1-\lambda)^2(y_1 - y_0) + 6(1-\lambda)\lambda(y_2 - y_1) + 3\lambda^2(y_3 - y_2)$ - производные функций $f_1(\lambda, X)$ и $f_2(\lambda, Y)$ по λ .

Подставляя (5) в (3) и (4), получим поверхности зубьев гиперболоидного инструмента для произвольного управляемого профиля цилиндрических зубчатых колес.

На рис.2. приведен пример визуального динамического синтеза зубчатой пары редуктора распределительного переднего, через которую осуществляется привод вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей тепловоза М62. Число зубьев зубчатых колес $Z_1=34, Z_2=59$.

Кривая 1 определяет профиль производящей поверхности реечного типа для изготовления существующей эвольвентной передачи. С помощью управляющих элементов мы изменяем этот профиль и, одновременно, анализируем характер изменения относительной приведенной кривизны по всему рабочему участку зубьев передачи.



Рисунок 2 – Пример визуального динамического синтеза зубчатой пары редуктора

Из копии экрана монитора видно, что на головке и ножке зуба относительная приведенная кривизна уменьшается в несколько раз, что значительно уменьшает контактные напряжения на этих участках.

На рис.3. представлены полученный профиль зуба производящей поверхности реечного типа, рабочие участки зубьев колеса и шестерни рассматриваемой передачи и линия зацепления. Все они изменяются в процессе синтеза.

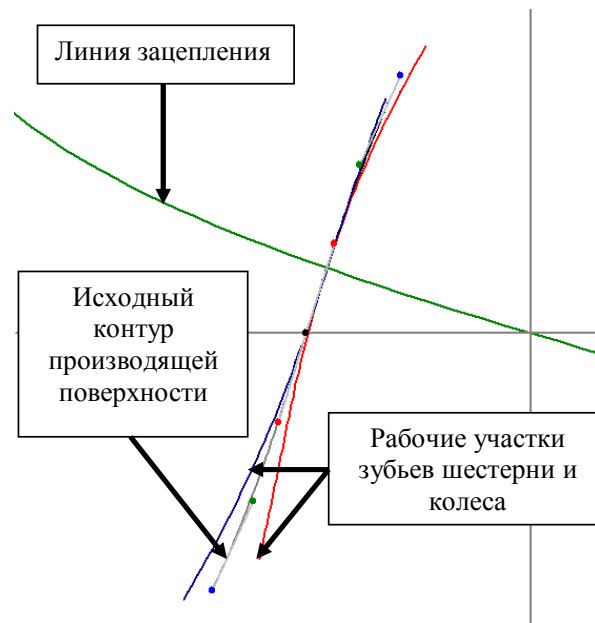


Рисунок 3 – Профиль зуба производящей поверхности реечного типа

При изготовлении гиперболоидного инструмента в качестве рабочего участка профиля зуба производящего колеса выбираются кривые, описывающие рабочие участки зубьев колеса или шестерни.

Выводы

Разработан математический аппарат и программное обеспечение для визуального динамического синтеза цилиндрических зубчатых передач и производящих поверхностей различного типа. Получены аналитические зависимости для определения поверхностей зубьев гиперболоидных инструментов для изготовления цилиндрических колес с произвольным профилем зуба.

Литература

- 1 Родин П.Р. Основы проектирования режущих инструментов.–К.: Выща школа., 1990. –424 с.
- 2 Цвис Ю.В. Профилирование режущего инструмента.–М.: Машгиз., 1961.–156 с.
- 3 Волков Н.Н. Расчет координат точек режущих кромок обкаточных резцов на ЭВМ. Станки и инструменты, 1981. №5 с.10-12.
- 4 Витренко В.А. Изготовление и отделка цилиндрических зубчатых колес гиперболоидными инструментами.–Луганск: изд-во ВНУ,1994.–112с.
- 5 Вітренко В.О. Гіперболоїдні інструменти для обробки і обладнання прямозубих зубчатих коліс: Автореф. дис. докт-ра техн. наук. – Київ, 1995. – 32 с.
- 6 Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.
- 7 Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В. Високонвантажені циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями: Монографія. - Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2005. – 216 с.
- 8 Воронцов Б.С. Интерактивное управление синтезом зубчатых передач// Вестник национального технического университета «ХПИ». // Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Проблемы механического привода». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005, №40. – С. 182-187.

УДК 621.914.02

Покинтелица Н.И.

ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНОСА И СТОЙКОСТИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ

The results of researches of process of wear and firmness of disks for thermofrictional treatment of metals are represented by the account of temperature in an area cuttings and distributing of tensions. It is set that firmness of disks is higher, than firmness of instruments working in similar terms at the traditional cutting.

Введение

Процесс износа инструментов обусловлен сложным комплексом физических и химических явлений, которые на различных участках контакта проявляются в разной степени [1].

Применение способа термофрикционной обработки (ТФО) плоских поверхностей заготовок режущими дисками (РД) в ряде случаев приводит к упрощению технологического процесса, повышению производительности, снижению себестоимости выполняемых операций при сохранении достаточно высокой стойкости инструмента. Одной из существенных особенностей ТФО является дискретный характер взаимодействия с обрабатываемой деталью каждого рабочего участка РД при непрерывности протекания по времени процесса обработки в целом [2, 3].

При этом в зоне резания (фактического фрикционного контакта) под действием высоких удельных нагрузок, скоростей скольжения рабочих участков РД относительно ювенильных поверхностей обрабатываемой заготовки и высокоскоростного трения образуются фрикционные связи, которые обуславливают физические процессы, определяющие не только силу трения и связанные с ней тепловые явления, но и условия износа поверхностей инструмента. Лабораторные эксперименты и наблюдения за работой РД в производственных условиях показали, что изнашивание рабочих поверхностей носит преимущественно абразивно-адгезионный или адгезионный характер [4]. Несмотря на ценность проведенных исследований, процесс износа и интенсивность его проявления на рабочих поверхностях РД с учетом температуры в зоне резания и распределения напряжений на этих поверхностях изучен недостаточно.

Основная часть

Согласно модели теплообразования [3, 4] максимальное значение температуры наблюдается в поверхностном слое заготовки толщиной порядка 0,2...0,5 мм, соответствующем глубине пластически

деформируемого слоя, в котором происходят процессы теплообразования, связанные с затратами энергии на передеформирование поверхностных слоев заготовок и преодоление сил контакта. Передача теплоты в заготовку и РД происходит в результате теплопроводности их материалов по фактической площади контакта с учетом теплопроводности среды, конвективного теплообмена и лучеиспускания в местах, где прямой контакт отсутствует.

Таким образом, в условиях ТФО величина максимальной температуры на контакте θ_{\max} зависит от теплопроводности материалов контактирующих пар λ .

Для иллюстрации изменения контактной температуры в зоне резания на рис. 1 изображены графики ее зависимости от коэффициентов теплопроводности материалов контактирующих пар, полученные при ТФО плоских заготовок. Как видно из графиков контактная температура в зоне резания повышается с уменьшением теплопроводности материала заготовки, режущего диска или обеих контактирующих пар. На графике показана экспериментально определенная граница зон доминирующего наличия абразивного 1 и адгезионного 2 износа РД, находящаяся вблизи 1100°C .

Наиболее благоприятным с точки зрения отказов инструмента в процессе резания и резким снижением его стойкости является адгезионный износ, присущий обработке практически всех труднообрабатываемых сталей и сплавов.

Микроструктурный анализ зоны контакта РД – стружка и исследование корней стружки позволили установить картину адгезионного изнашивания при ТФО, которая в общем случае представляется следующей. В начальный момент, при достижении в зоне резания температуры близкой к 1100°C , на передней поверхности РД появляются участки адгезионного схватывания, обусловленные процессом образования металлических связей между контактирующими поверхностями за счет сваривания по микронеровностям с последующим вырывом или микросрезом по сваренным участкам частиц инструментального материала.

По мере роста температуры происходит потеря механических свойств материала заготовок и перенос сильно нагретых и оплавленных тонких поверхностных слоев на поверхность РД, механические свойства которого под действием высокой температуры изменяются незначительно вследствие интенсивного охлаждения [5].

Таким образом, большие участки контактной поверхности РД оказываются покрытыми тонкой пленкой (адгезионным налетом). Возникающие в этот момент термические напряжения, вызванные большими температурными градиентами, ведут к образованию трещин на поверхности трения РД. За пределами контакта нагретая пленка охлаждаясь, окисляется, становится хрупкой и удаляется при входе в контакт с поверхностью заготовки.

Дальнейшая эксплуатация РД приводит к образованию прочных

металлических связей между участками выкрошенной контактной поверхности и образовавшейся в результате адгезии пленкой, которая не удаляется при входе в контакт с обрабатываемой поверхностью заготовки и способствует возникновению вторичной адгезии. Это неизбежно приводит к отказу РД из-за нарушения сплошности фрикционного контакта, резкого снижения контактной температуры, возрастания усилий резания и вибраций, а также ухудшения качества обработанной поверхности.

Следует отметить, что процесс адгезионного изнашивания протекает более интенсивно с применением для ТФО РД с малой теплопроводностью материала [6]. Этот вывод можно сделать, рассматривая графики зависимости $\theta = f(\lambda)$ (рис. 1). Поэтому основными требованиями, предъявляемыми к материалу РД, является высокая теплопроводность при высокой механической прочности. Таким требованиям в значительной степени удовлетворяют РД, изготовленные из сталей 50, 50Г.

При ТФО углеродистых, большинства низколегированных сталей, а также серых и ковких чугунов режущими дисками из сталей 50, 50Г температура в зоне резания, как правило, не превышает 1100°C. В этом случае превалирует абразивный износ рабочих поверхностей РД, а адгезионная составляющая износа мала.

Абразивное изнашивание, как и при традиционном резании, происходит по передней и задней поверхностям РД с образованием радиуса при вершине режущего лезвия r (рис. 2), в формировании и формоизменении которого помимо износа поверхностей участвуют пластические деформации режущего клина, в особенности при снятии малых припусков (0,5...1 мм). Увеличение величины радиуса r приводит к уменьшению заднего угла α_3 .

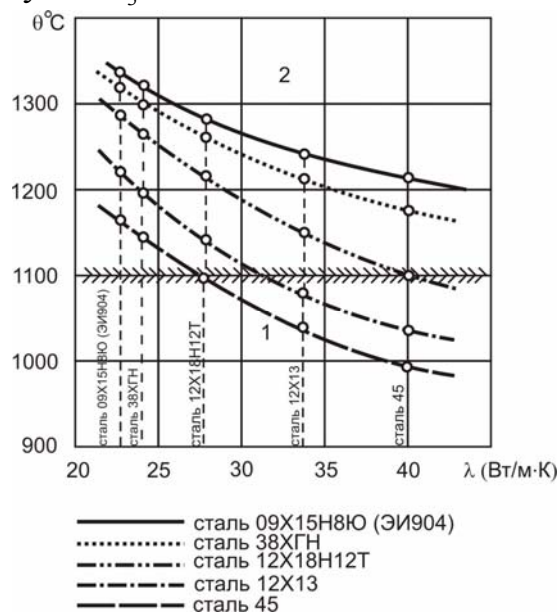


Рисунок 1 – Зависимость $\theta(\lambda)$ при ТФО плоских поверхностей:

$B = 70$ мм; $D_0 = 500$ мм; $\gamma = 0^\circ$; $\alpha = 12^\circ$; $V_0 = 50$ м/с; $V_3 = 120$ мм/мин; $t = 3$ мм

Износ довольно растянут по времени и как видно из приведенных зависимостей (рис. 2) наибольшее значение с точки зрения стойкости РД имеет изменение величины радиуса при вершине r .

На графике четко просматривается участок приработки до величины $r = 0,2...0,3$ мм. В дальнейшем зависимости носят линейный характер. Интенсивность изменения величины радиуса r зависит от механических характеристик обрабатываемого материала.

Предельное значение величины радиуса до заточки, в зависимости от припуска, находится в пределах $0,4...0,5$ мм. При резании с большими значениями r наблюдается снижение качества обработанной поверхности (повышение шероховатости, затягивание срезаемого слоя на обрабатываемую поверхность), появление вибраций, увеличение величины составляющих силы резания и расхода мощности. Износ по передней h_n и задней h_z поверхностям незначителен и существенно на стойкость РД не влияет.

Результаты экспериментального исследования зависимости стойкости РД от внешних параметров ТФО представлены на рис. 3, 4. Наибольшее влияние на период стойкости T оказывают теплофизические свойства контактирующих пар и скорость резания. За критерий износа РД принимался технологический критерий, когда дальнейшая обработка невозможна по причине резкого ухудшения качества обработанной поверхности, связанного с появлением вибраций вне зависимости от вида износа.

Как видно из графиков, с уменьшением коэффициента теплопроводности λ и увеличением скорости резания V_S стойкость РД падает, что, как правило, имеет место и при традиционном резании.

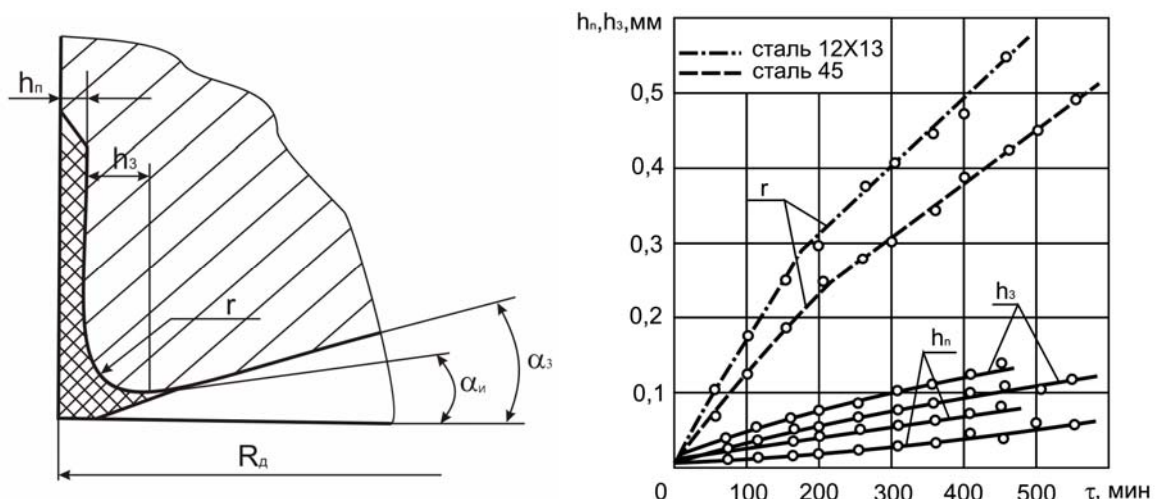


Рисунок 2 – Схема износа режущего лезвия РД и зависимости

$h_n, h_z, r(\tau)$ при ТФО плоских поверхностей:

$B = 70$ мм; $D_\delta = 500$ мм; $\gamma = 0^\circ$; $\alpha = 12^\circ$; $V_\delta = 50$ м/с; $V_S = 120$ мм/мин; $t = 3$ мм

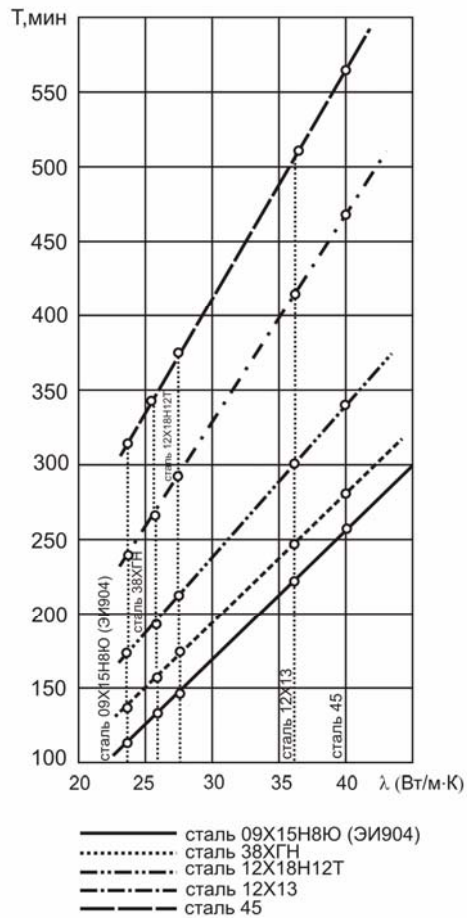


Рисунок 3 – Зависимость $T(\lambda)$:
 $B=70$ мм; $D_0=500$ мм; $\gamma=0^\circ$; $\alpha=12^\circ$;
 $V_0=50$ м/с; $V_S=120$ мм/мин; $t=3$ мм

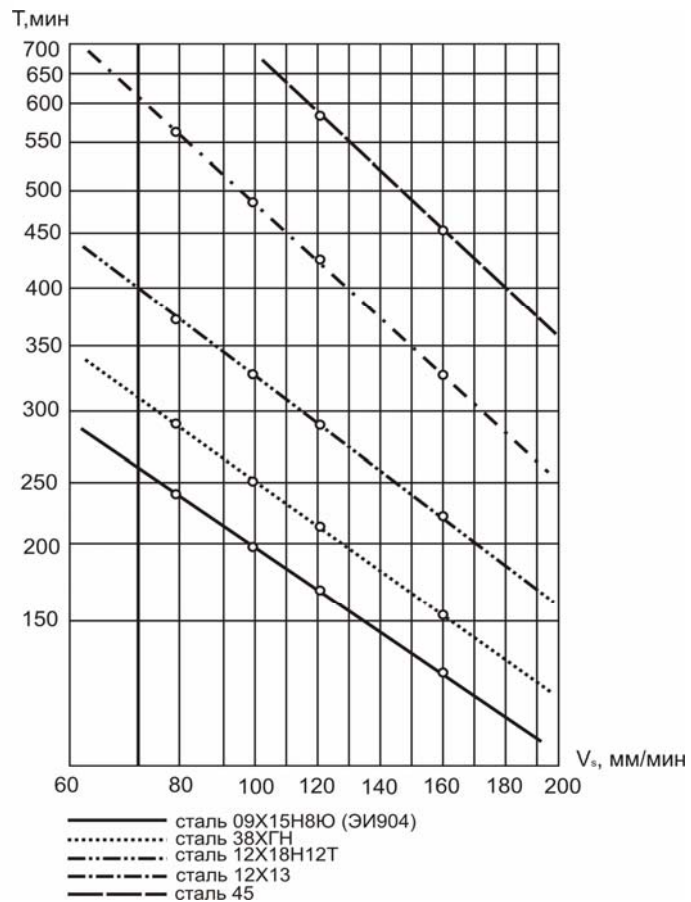


Рисунок 4 – Зависимость $T(V_S)$:
 $B=70$ мм; РД–сталь 50; $D_0=500$ мм;
 $\gamma=0^\circ$; $\alpha=12^\circ$; $V_0=50$ м/с; $t=3$ мм

Анализ экспериментальных данных, приведенных на рис. 3, 4, позволяет установить следующее:

- стойкость РД при ТФО выше, чем стойкость инструментов, работающих в аналогичных условиях при традиционном резании;
- применение РД из низкотеплопроводных материалов в значительной степени уменьшает их стойкость, особенно при резании материалов аналогичного состава;
- режущие диски из конструкционных сталей обеспечивают надежную работу в широком диапазоне скоростей резания ($V_S = 60 \dots 300$ мм/мин) при резании различных (в том числе и труднообрабатываемых) материалов с большими критериями ($t = 2 \dots 10$ мм);
- зависимости $T(\lambda)$ и $T(V_S)$, построенные в логарифмической шкале, в исследованном рабочем диапазоне изменения, имеют характер, близкий к прямолинейному и, в первом приближении, могут быть выражены степенной функцией

$$T = C_T \frac{\lambda^{X_T}}{V_S^{Y_T}},$$

где коэффициент C_T и показатели X_T , Y_T , как обычно, зависят от обрабатываемого и инструментального материалов, сечения среза и других факторов.

Выводы

Основной причиной высокой стойкости РД является снижение температуры на рабочих поверхностях в результате многократного сокращения времени работы каждой точки лезвия по отношению к общему периоду эксплуатации инструмента между его переточками. Поскольку в каждый данный момент времени в работе участвует лишь один участок режущей кромки, имеющей сравнительно небольшую протяженность, то в первом приближении можно считать, что за счет непрерывной смены рабочих участков лезвия РД их стойкость T должна повышаться пропорционально количеству рабочих участков, укладываемому на общей длине круговой режущей кромки.

Литература

- 1 Балакин В.А. Трение и износ при высоких скоростях скольжения.– М.: Машиностроение, 1980.– 136 с.
- 2 Зарубицкий Е.У., Обработка плоскостей диском трения. //Судостроение, 1983.–№10.– С.39-40.
- 3 Зарубицкий Е.У., Плахотник В.А., Покинтелица Н.И. Исследование температурных параметров термофрикционной обработки коррозионно стойких сталей. // Повышение эффективности процесса резания материалов.– Волгоград, 1987.– С. 67-69.
- 4 Зарубицкий Е.У., Костина Т.П., Плахотник В.А. Тепловые нагрузки и разгрузки элементов режущего клина при термофрикционном резании. // Конструирование и производство транспортных машин. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1987.– С. 95-99.
- 5 Кашеев В.Н. Процессы в зоне фрикционного контакта металлов. М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
- 6 Макаров А.Д. Износ и стойкость режущих инструментов. М.: Машиностроение, 1966.– 264 с.

УДК. 621.7.04

Маковецкий А.В., Маковецкий В.В.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНСТРУМЕНТОВ РОТАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ

In work tools for rotational to roll symmetric environments, including tools with the small area of contact are considered. The original tool to roll with deformation a part as tore is developed and investigated. Researches have shown an opportunity of change of a contact surface during deformation. Industrial tests of the developed tools are carried out.

Введение

Актуальность задачи развития машиностроительной базы не вызывает сомнения. Однако в настоящее время его совершенствование требует процессов, основанных на экономных энергосберегающих технологиях. К таким технологиям можно отнести ротационную обкатку и ротационную вытяжку, а также формовку в обработке давлением.

Эти процессы позволяющие в ряде случаев с использованием как модернизированных металлорежущих станков так и специализированного оборудования получать изделия отличающиеся высоким качеством и показателями близкими к готовым деталям.

Инструментальному обеспечению этих технологических процессов посвящены работы [1,2]. В работе [1] приведены инструменты качения, используемые для деформирования заготовок из проката. В свою очередь в труде [2] наряду с классическими инструментами качения показана оригинальная конструкция инструмента, представляющая собой вращающийся вокруг оси барабан с закрепленными на нем роликами качения.

Другим направлением является использование так называемых инструментов трения представляющими собой брусок или профилированный брусок преимущественно из чугуна, к примеру, инструмент, описанный в работе [3].

Все инструменты трения в отличие от инструментов качения являются энергозатратными и мало универсальными, следовательно их использование при деформировании в частности тонкостенных оболочек, если это не вызвано технологическими причинами, являются недостаточно обоснованными.

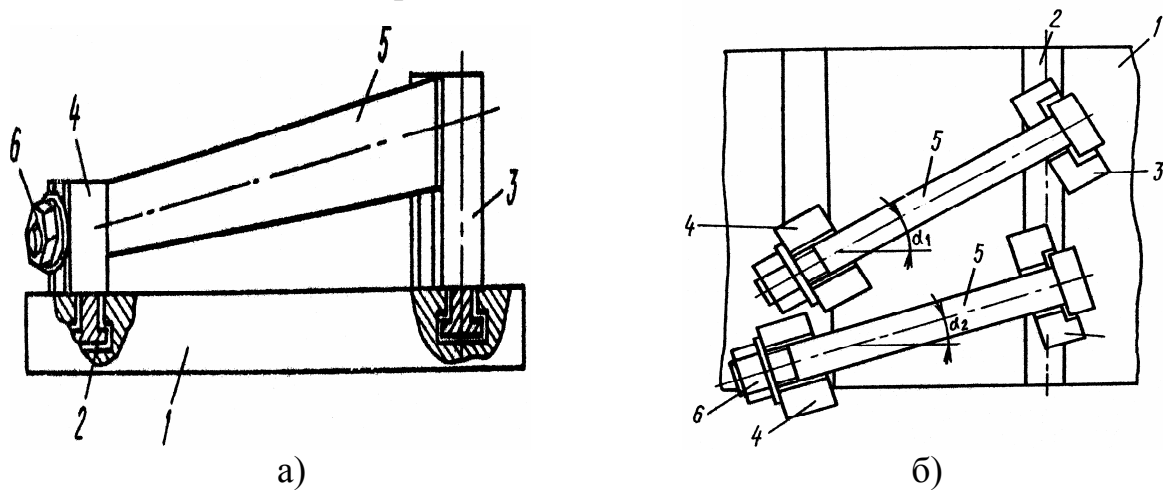
С другой стороны, инструменты качения, находящие широкое использование в процессах деформирования различных осесимметричных изделий [4,5] являются быстроизнашивающимися и требуют своего усовершенствования.

Основная часть

В связи с изложенным, целью настоящей работы является разработка и исследование инструментов для ротационных процессов вытяжки,

обкатки и формовки с целью повышения степени их эксплуатационных характеристик, таких как универсальность и стойкость.

Разработана конструкция усовершенствованного инструмента трения [6], рис.1, отдельные элементы которого описаны в работе [7]. Этот инструмент позволяет значительно снизить энергозатраты за счет уменьшения очага деформации при обработке с целью формовки тонкостенных оболочек вращения.

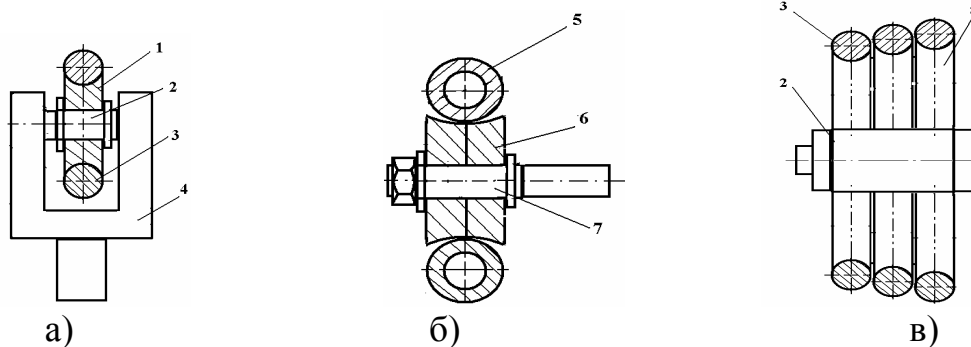


а) вид сбоку б) инструмент трения в плане

Рисунок 1 – Конструкция сборно-разборного инструмента трения, где 1- плита, 2- направляющие пазы, 3- стойка правая, 4- стойка левая, 5- деформирующий элемент, 6-крепление деформирующего элемента

Наряду с несомненными преимуществами, такими как относительно высокая универсальность, простота и относительно высокая надежность конструкции.

Конструкции ряда инструментов качения, в том числе сборно-разборного типа имеющие более высокую степень универсализации приведены на рис.2.



а) ролик со сплошной рабочей частью, б) ролик с полый рабочей частью, в) сборный ролик

Рисунок 2 – Усовершенствованные конструкции инструментов качения, где 1- опорная часть, 2- ось, 3- рабочий элемент, 4- оправка, 5- полый рабочий элемент, 6- опорная часть, 7 – полуось, 8- комплект опорных дисков

Приведенная на рис.2 конструкция, обеспечивает возможность быстрой замены деформирующей части инструмента по мере ее износа.

Для имитационного моделирования напряженно-деформируемого торообразного кольцевого элемента использовался МКЭ.

Моделирование проходило при общем времени реализации задачи 60...80 мин в зависимости от величины внедрения деформирующего элемента. Характеристики используемой ПЭВМ: частота процессора 2,4 ГГц, оперативная память 1,0 Гб.

Используемый решатель – Sparse solver, эффективный для нелинейных задач.

Характеристики оболочки $D = 80$ мм, при толщине $S = 16$ мм, деформируемый элемент выполнен с параметрами 120X10 из углеродистой стали.

На рис. 3 представлены результаты моделирования деформации торообразного кольцевого деформирующего элемента с использованием МКЭ.

Рассматривался случай внедрения торообразного элемента в тело осесимметричной оболочки.

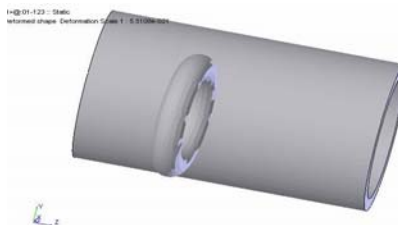


Рисунок 3 – Модель деформации кольцевого элемента инструмента качения при внедрении в оболочку

На основании полученной модели определялись напряжения σ в двух интересующих нас направлениях xy и xz при различном перемещении деформирующего элемента в тело оболочки.



а) в σ_{xy} случае компоненты напряжения, б) в случае σ_{xz} компоненты напряжения

Рисунок 4 – Распределение напряжений в полном деформирующем элементе

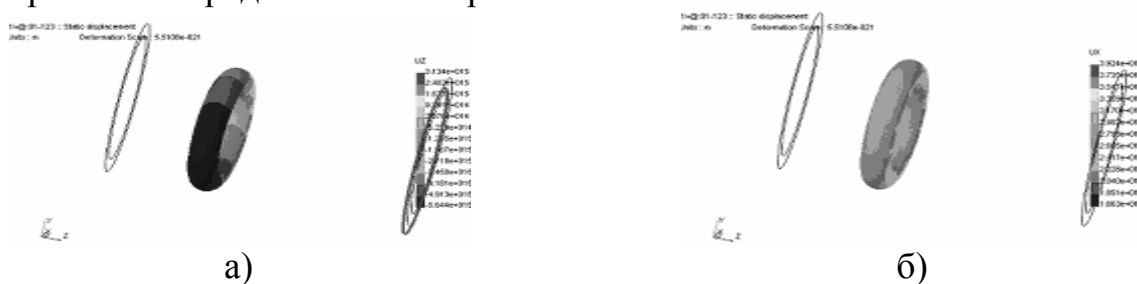
Анализ рис.4 а, б показывает, что напряжение σ_{xy} , рис. 4 а в основном соответствует состоянию растяжения деформирующего элемента, а напряжение σ_{xz} , рис. 4 б состоянию сжатия.

С учетом того, что условия деформирования выходят за пределы возможностей программного продукта, то полученные значения, как

напряжений, так и в дальнейшем перемещения являются косвенными показателями состояния деформирующего элемента. Это позволяет дать качественную картину состояния деформированного элемента.

На основании приведенных результатов моделирования можно сделать вывод о сжатии деформирующего элемента в зоне контакта с заготовкой. Причем, рис.4а имеет место более интенсивное растяжение (рис.4 а) чем сжатие (рис.4 б).

Для подтверждения перемещений точек деформирующего элемента проведена визуализация его перемещений в направлениях u_z и u_x , т.е. в направлении предполагаемого растяжения и сжатия.



а) для компоненты перемещения u_z , б) для компоненты перемещения u_x

Рисунок 5 – Распределение перемещений в полом деформирующем элементе

Рассмотрение полученной модели перемещений показывает, что на контактирующей поверхности наблюдается искажение формы кольца u_x значительно большее в направлении перпендикулярно направлению смещения инструмента-ролика, чем в u_z . Эти данные подтверждают возможность изменения геометрии очага деформации при деформировании полым элементом инструмента качения.

В связи ограниченными возможностями «теоретической модели» рассмотрим расчетную модель ролика, основывающуюся на технической теории оболочек [8].

Тороидальную оболочку, в виде которой выполнен деформирующий элемент, можно отнести к классу замкнутых оболочек вращения и при этом воспользоваться при расчете напряжений технической безмоментной теорией оболочек [8].

Для сравнения напряжений в деформирующем полом тороидальном элементе, рис. 6, необходимо воспользоваться выражениями, полученными в технической теории оболочек.

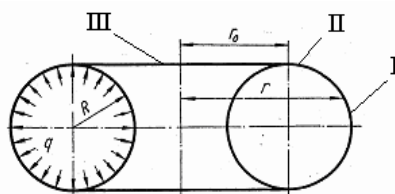


Рисунок 6 – Полый тороидальный деформирующий элемент

Для широтных и меридиональных напряжений [8] справедливы выражения

$$\sigma_{\varphi} = \frac{q R}{2 h} \left(1 + \frac{r_o}{r}\right), \sigma_m = \frac{q R}{2 h} \quad (1)$$

где q - интенсивность нагрузки; h - толщина оболочки; R - радиус тора; r_o и r - геометрические параметры оболочки, рис. 6.

Однако необходимо отметить, что нагрузка на разные участки деформирующего элемента может быть локальной. При этом можно рассмотреть разногруженные области I, II, III, рис. 6.

В этом случае в соответствии с рекомендациями работы [9] можно воспользоваться суперпозицией решений. В частности для области I справедливо решение для тора, для области II и III необходимо применить суперпозицию решений для тора и цилиндрической оболочки. Учитывая при этом, что значения напряжений широтных и меридиональных для цилиндрической оболочки имеет вид

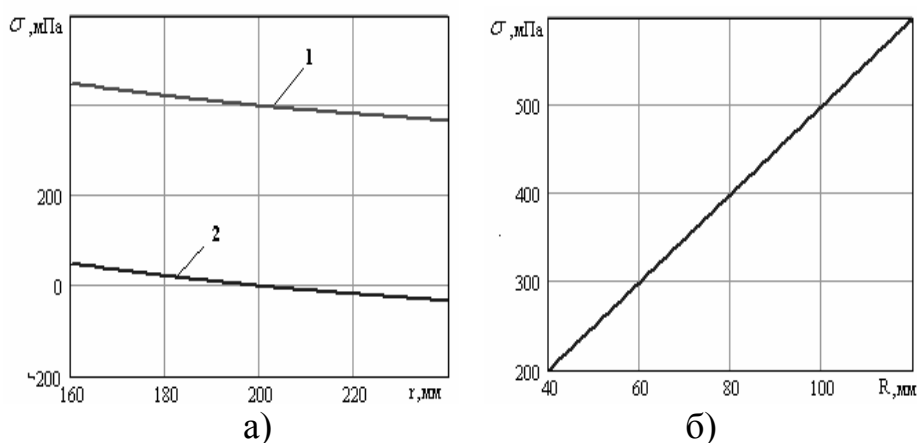
$$\sigma_{\varphi} = \frac{q R}{h}, \sigma_m = \frac{q R}{2 h} \quad (2)$$

Тогда для участков II, III с учетом выражений (1) и (2) мы получим следующее выражение для широтных напряжений

$$\sigma_{\varphi} = \frac{q R}{2 h} \left(\frac{r_o}{r} - 1\right) \quad (3)$$

Аналогично можно получить выражения для меридиональных напряжений.

Сравнение выражений (1) и (3) иллюстрировано графиками на рис.7,



а) для участка I; б) для участков II, III

Рисунок 7 – Графики изменения широтных напряжений σ_{φ} , (а) и меридиональных σ_m (б) на участках I- (1) и II, III (2) торообразного кругового деформирующего элемента в зависимости от радиуса- r (а) и радиуса кольца R (б), при $q = 100$ мПа

Анализ графиков, рис. 7 показывает, что значение широтного напряжения σ_φ на участках I и II, III имеет различный характер на участках II, III он меняется, незначительно меняя знак, становясь растягивающим. Кроме того, меридиональные напряжения существенно уменьшаются приближаясь к нулевым.

Принимая во внимание, что в процессе деформирования круглый тор принимает форму эллипсоидного, проанализируем выражения для широтных и меридиональных напряжений по полученным по формулам (4) в этом случае.

$$\sigma_\varphi = \frac{q(r+r_o)}{2rbh} \sqrt{(b^2-a^2)(r-r_o)+a^4}; \quad \sigma_m = \frac{q}{2bh} \frac{2r(b^2-a^2)(r-r_o)+a^4}{\sqrt{(b^2-a^2)(r-r_o)^2+a^4}}, \quad (4)$$

где a и b - геометрические параметры полуосей эллипса.

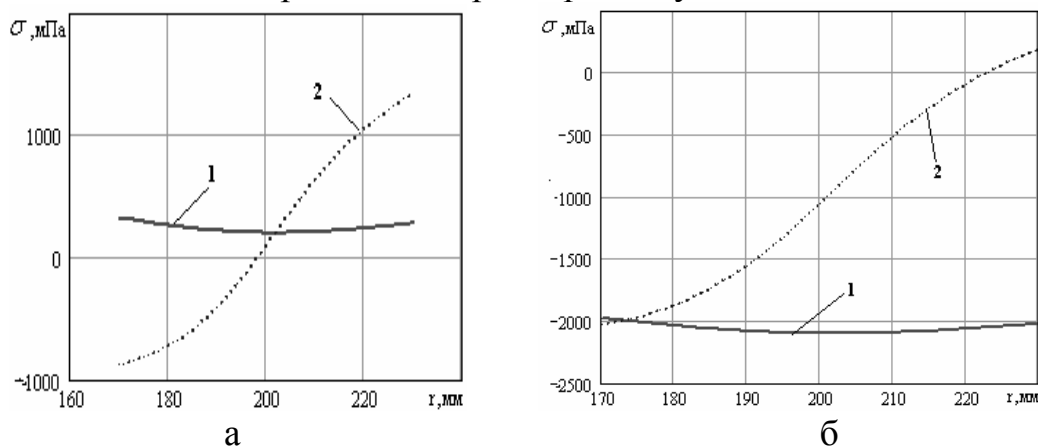


Рисунок 8 – Графики изменения широтных напряжений σ_φ , (а) и меридиональных σ_m (б) на участках I- (а) и II, III (б) торообразного эллипсоидного деформирующего элемента в зависимости от радиуса- r (а) и радиуса кольца R (б), при $q = 100$ мПа

Анализ графиков, рис. 8 показывает, что в случае эллипсоидного деформирующего элемента для участка I, рис. 8 а, широтные напряжения σ_φ , являясь положительными становятся минимальными к центру эллипса не меняя знак при этом. Значения меридиональных напряжений σ_m увеличиваются от центра в направлении как одной полуоси, так и другой меняя при этом знак, что свидетельствует о неадекватности модели.

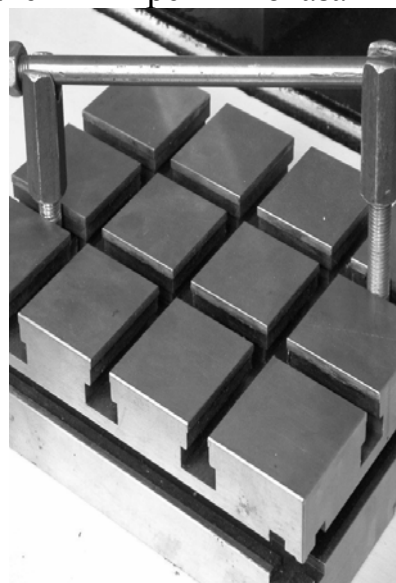
В свою очередь для участков II, III распределение напряжений как широтных σ_φ , так и меридиональных σ_m носит иной характер, в свою очередь кривая изменения широтных напряжений имея аналогичный характер, переходит в сторону отрицательных напряжений, т.е. они становятся растягивающими, меридиональные напряжения также становятся преимущественно растягивающими, при этом их значения будут иметь большую величину.

Использование инструмента качения эффективно при реализации новых техпроцессов, описанных в работе [10].

Макеты описанных инструментов качения и трения показаны на рис. 10.



а



б

Рисунок 10 – Макеты инструмента качения (а), и инструмента трения (б) использующихся в ротационных процессах деформирования оболочек

Конструкции приведенного инструмента трения, а также качения для деформирования в процессах ротационного деформирования оболочек имеют ряд преимуществ. Для их подтверждения, проведены промышленные испытания, которые позволили реализовать преимущества этих конструкций инструментов. Проведенные испытания с использованием металлорежущего оборудования показали эффективность при деформировании изделий типа оболочек различного типа.

Выводы

- Проведен анализ работ в области инструментального обеспечения деформирования заготовок в процессах ротационной обкатки и вытяжки. Это позволило сделать заключение об актуальности проблемы разработки конструкций инструментов трения, и качения с повышенными эксплуатационными показателями.
- Предложены конструкции инструментов, в том числе инструментов трения универсально сборного типа, а также со сменными деформирующими элементами как сплошной, так и полый формы. Приведенные конструкции позволят уменьшить затраты диссипативной энергии в процессе деформирования изделий.

- Выполнено имитационное моделирование условного воздействия кольцевого тороподобного деформирующего элемента на оболочку на основе МКЭ. Анализ показал, что в процессе деформирования рабочий элемент может изменять форму, что дает возможность увеличить площадь контактной поверхности при деформировании изделий типа оболочек.
- Проведен расчет торообразной оболочки соответствующей деформирующему элементу на основе технической теории оболочек, который в целом подтвердил, полученные в на основе МКЭ анализа результаты.
- Испытания показали эффективность инструмента при деформировании изделий типа оболочек с использованием металлорежущего оборудования.

Литература

- 1 Гредитор М.А. Давильные работы и ротационное выдавливание. М.: Машиностроение. -1971.-237 с.
- 2 Могильный Н.И. Ротационная вытяжка оболочковых деталей на станках. М.: Машиностроение -1983. -192 с.
- 3 А.с. 1058677 МКИ В21D 22/18, 51/02,41/04. Инструмент трения для изготовления обкаткой полых изделия из трубчатых заготовок / Капорович В.Г, Маковецкий А.В.- Заявка № 3480123/25-27. Заявл. 05.07.82. Опубл. 07.12.83. Бюл. №45.
- 4 Макаровец Н.А. Опыт внедрения технологических процессов ротационной вытяжки цилиндрических деталей / Н.А. Макаровец, В.И. Трегубов, Е.А.Белов, С.П.Яковлев // Кунач. штамп. пр-во. № 8.- М.: 2002. С.24-28.
- 5 Короткий Г.П. Совершенствование процесса обкатки тонкостенных литых осесимметричных деталей // Кузн. штамп. пр-во. № 9.-М.: 2002 С.16-19.
- 6 А.с.1680418 МКИ В21D 51/02, 22/18. Инструмент трения для изготовления обкаткой полых изделия из трубчатых заготовок / Маковецкий А.В., Лелеко В.С., Негря С.М. - Заявка № 4633596/27. Заявл. 09.01.89. Опубл. 30.09.91. Бюл. №36.
- 7 Маковецкий А.В. Оптимизация параметров инструмента для безоправочного формообразования изделий из круглых труб// Збірник наукових праць. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. -Краматорськ: ДДМА. -2000. - С.58-60.
- 8 Подгорный А.Н. Основы иметоды прикладной теории упругости /А.Н.Подгорный, Г.Ф.Марченко, В.И.Пустыннико.. Киев:. Вища школа. – 1981. -328 .
- 9 Партон В.В., Перлин П.И. Методы математической теории упругости. М.: ГФМЛ. - 1981. – 688с.
- 10 Декл. патент України 4126 МКИ В21D 22/00. Спосіб формування порожнистих виробів / Маковецкий О.В., Чередніченко В.І., Маковецкий В.В.- Заявка № 2004010330. Заявл.16.01.04. Опубл. 17.01.05. Бюл. №1.

РАЗДЕЛ 2

Качество и надежность металлорежущего оборудования

УДК 621.9

Ковалёв В.Д., Бабин О.Ф., Соловьёв М.Г.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ЧЕРВЯЧНО-РЕЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ В ТЯЖЁЛЫХ СТАНКАХ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ

Constructions and technology of making of hydrostatical worm-lath transmission are examined. The analysis of errors of making and editing of transmission is given. The construction of hydrostatical worm-lath transmission is offered with the managed gap.

Введение

Одним из основных резервов улучшения качества тяжёлых станков является введение в них конечных звеньев привода подач, отличающихся высокой жёсткостью и нагрузочной способностью, хорошим демпфированием, малыми потерями на трение, отсутствием зазоров, минимальным износом, высокой плавностью перемещений и точностью позиционирования, а также способностью длительного сохранения первоначальной точности. Перспективным направлением совершенствования этих механизмов является создание и освоение в производстве червячно-реечных передач с гидростатической смазкой. Однако, это связано со значительными трудностями конструкторско-технологического характера.

Актуальность проблемы получения работоспособных конструкций конечных звеньев привода подач связано с повышением точности и динамических характеристик тяжёлых станков с ЧПУ. Широко используемые ранее в приводах станков передачи винт-гайка и червяк-рейка смешанного трения в следствии наличия в них зазоров и большими потерями на трение оказались уже непригодными. Невозможно также применение шариковых и гидростатических передач винт-гайка из-за низкой жёсткости длинных винтов и отсутствия централизованного выпуска шариковых винтов длиной более 5 метров.

Однако, для получения требуемой редукиции в этом случае необходим редуктор. Редукиция осуществляется длинной кинематической цепью с многочисленными податливыми элементами, что снижает жёсткость привода и ограничивает применение передач этого типа в тяжёлых станках.

Несмотря на актуальность проблемы червячно-реечные передачи с гидростатической смазкой представляют собой недостаточно изученный

объект. Исследования в этом направлении проводили Герасимов А.Д., Чурин И.Н., Лурье Б.Г.(ЭНИМС), а так же Пуш В.Э. (Станкин), Артюхов Е.С.(Минский политех).

Создание работоспособной червячно-реечной передачи с гидростатической смазкой и её освоение в серийном производстве требует решения ряда конструкторско-технологических задач. Поэтому возникла необходимость комплексного исследования этих передач. Значительная трудоёмкость изготовления деталей червячно-реечной передачи с гидростатической смазкой, их высокая точность, чувствительность к погрешностям изготовления, сборки и монтажа требуют оценки критериев работоспособности передачи в реальных условиях производства.

Основная часть

Для тяжёлого токарного станка повышенной точности с расстоянием между центрами более 6000 мм известна схема гидростатической червячно-реечной передачи с карманами на червяке и маслораспределителем, который обеспечивает питание маслом участка передачи, находящейся в данный момент в зацеплении.

Наиболее предпочтительной системой питания для гидростатической червячно-реечной передачи является система «насос-карман», отличающаяся простотой изготовления и минимальными энергетическими потерями, поскольку давления в карманах устанавливается в зависимости от величины внешней нагрузки. Эта система использует насос, настроенный на постоянное давление и дроссели постоянного сопротивления.

При повышенных требованиях к жёсткости и нагрузочной способности может быть использована система с мембранным делителем потока (система постоянного расхода масла). При её применении возможно увеличение статической жёсткости более чем в 2 раза. Питание передачи в этом случае может производиться от одного насоса, производительностью в 2 раза меньшей, чем суммарная производительность насосов в системе «насос-карман».

Эффективным способом получения сложных сопряжённых поверхностях, какими являются «червяк-рейка», а до недавнего времени единственным возможным вариантом образования рабочих поверхностей является метод формирования сопряжённой детали с помощью эпоксидных смол (УП-5-222, УП-5-250, СКЦ-3 и др.) На рис. 1 показана схема образования рабочей поверхности реек 1.

Последовательность изготовления следующая:

Производят шлифование профилей рабочего червяка и мастер-червяка при неизменной настройке резьбошлифовального станка. Толщина витка мастер-червяка делается больше, чем рабочего червяка на величину зазора в передаче (50...60 мкм в зависимости от её размеров). Рейку

устанавливают в приспособлении, в котором размер A выдержан таким, чтобы при установке рейки 1 между её зубьями и боковыми поверхностями мастер-червяка 3 образовался зазор около 1 мм на сторону.

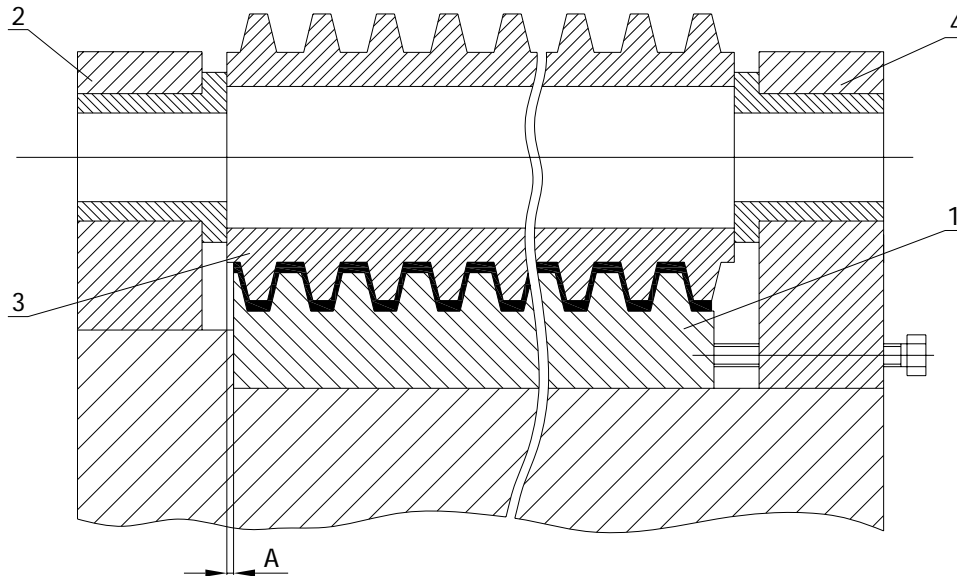


Рисунок 1 – Схема формирования рабочих поверхностей профиля реек при помощи самоотвердывающихся пластмасс (1 – рейка; 2,4 – опоры; 3 – мастер-червяк)

Полимерный материал наносят на зубья рейки, а профиль мастер-червяка покрывают тонким слоем автопалירוля (разделительный состав). Мастер-червяк закрепляют полувтулками 2 и 4 в приспособлении. При этом эпоксидная композиция полностью заполняет зазоры между витками мастер-червяка и зубьями рейки, а излишки её вытесняются. После отвердевания полимера мастер-червяк удаляется и на рейках образуется требуемый профиль.

Обычно погрешность шага червяка при этом не превышает 5 мкм при диаметре червяка до 200 мм и 8 мкм при диаметре до 320 мм. Накопленная погрешность шага на длине червяка, как правило менее 15 мкм. Червяк выполняют из стали и шлифуют, обеспечивая высокую идентичность профиля с мастер-червяком, как указывалось выше, при неизменной настройке станка.

Погрешность установки червяка относительно реек на станке должна быть не более $\pm 0,01$ мм по межцентровому расстоянию и $\pm 0,02$ мм в перпендикулярной плоскости [3].

Опыты показали, что перекося червяка в обеих плоскостях в пределах 0,25 мм на длине 1000 мм мало сказывается на несущей способности передачи. При стыковке реек на станке их точное расположение можно осуществлять и контролировать при помощи мастер-червяка, который вводится в зацепление одновременно с двумя соседними рейками.

Контроль проводять індикаторами, установленими на мастер-червяке, касаючимися профіля реєк. Осевой зазор в передаче 0,05...0,1 мм.

При проектуванні передачі следует учитивать сильное влияние на жёсткость деформаций опор червяка, кронштейна и других элементов, входящих в силовую схему. Податливость масляного слоя обычно не превышает деформации этих элементов [3].

Для исследуемой передачи применена система «насос-карман», когда от насоса до карманов передачи отсутствуют дросселирующие и регулирующие устройства, а нагрузочная способность и жёсткость смазочного слоя непосредственно зависят от величины давления в карманах. Поэтому величина давления в карманах, а также её изменение вследствие перекосов и смещений, может служить критерием нагрузочных характеристик передачи.

Погрешности монтажа передач могут быть двоякого рода: с сохранением и нарушением параллельности осей червяка и червячных реєк. Перекос осей червяка и червячных реєк сопровождается образованием клиновидных зазоров (показанных на рисунке 2) в зацеплении, нарушением эквидистантных рабочих поверхностей зацепления а, как следствие, снижением нагрузочной способности и жёсткости смазочного слоя.

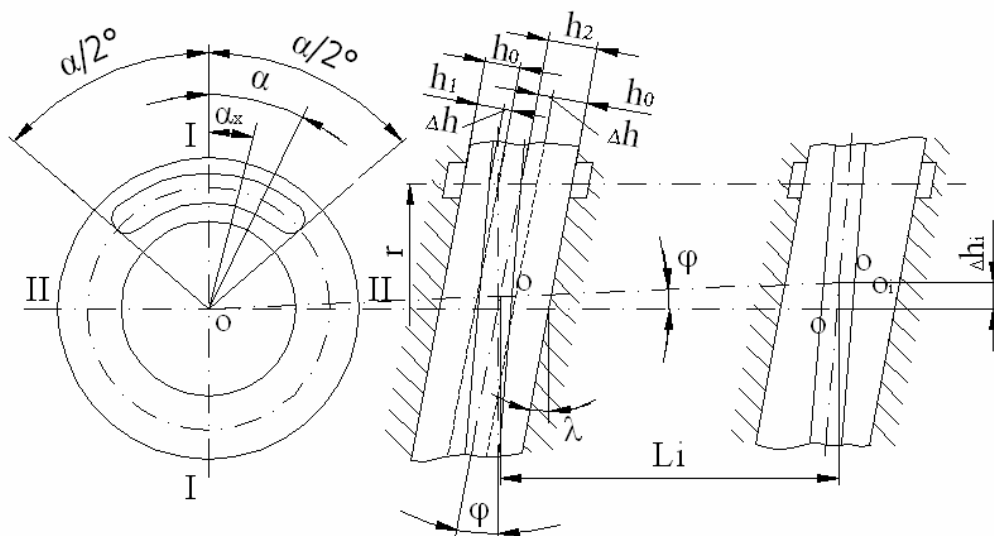


Рисунок 2 – Расчётная схема

Как показано в работе [4] давление, устанавливающееся в карманах передачи при перекосе осей червяка и червячных реєк, зависит от величины гидравлического сопротивления истечению смазочного масла через карманы, которое пропорционально толщине смазочного слоя в третьей степени.

Средние значения толщин смазочных слоев в зацеплении передачи на

сторонах профиля витков червяка с увеличением и уменьшением давления гидростатической смазки в пределах угла охвата α_0 червяка рейками определяются уравнениями:

$$h_{1cp}^3 = \frac{h_0^3}{\alpha_0} \cdot \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{+\frac{\alpha_0}{2}} [(1 + \varepsilon_2) - \varepsilon_1 \cdot \sin(\alpha - \alpha_x)] \cdot d\alpha; \quad h_{2cp}^3 = \frac{h_0^3}{\alpha_0} \cdot \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{+\frac{\alpha_0}{2}} [(1 - \varepsilon_2) + \varepsilon_1 \cdot \sin(\alpha - \alpha_x)] \cdot d\alpha.$$

где α_x – угол расположения оси поворота (при $\alpha_x = 0^\circ$, $h_1=h_2=h_0$); α – текущее значение угла α_x ; h – толщина смазочного слоя в зацеплении передачи; ε – относительное изменение толщины смазочного слоя в зацеплении передачи; φ – угол перекоса осей; λ – угол подъема винтовой линии; Δh – изменение толщины смазочного слоя; Δh_i – дополнительное изменение толщины смазочного слоя.

Индекс 0 относится к случаю идеального изготовления и монтажа червяка и червячных реек; индекс 1 соответствует стороне профиля витков червяка с увеличенным давлением гидростатической смазки, а индекс 2 с уменьшенным.

Для передачи с наружным диаметром червяка 200 мм толщина смазочного слоя 0,05 мм, угол охвата червяка рейкой $\alpha_0 = 90^\circ$, угол подъема винтовой линии резьбы червяка $\lambda = 3^\circ$. На рисунке 3 показаны зависимости падения давления $P_{к.о.}$ в карманах от перекоса осей червяка и червячных реек в мм на длине L_i перемещения подвижного узла станка.

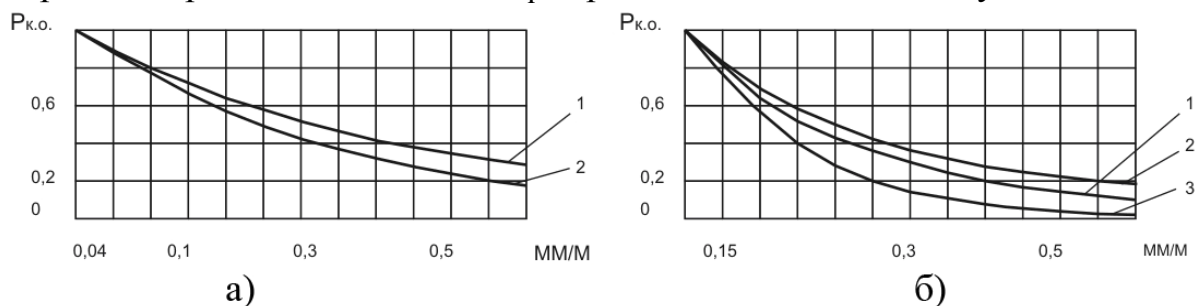


Рисунок 3 – Зависимость падения давления $P_{к.о.}$ в карманах передачи от перекоса осей на длине L_i : а) $\alpha_x = 0^\circ$; б) $\alpha_x = 90^\circ$

Графические зависимости приведенные на рисунке 3а построены для случая $\alpha_x = 0^\circ$ – перекос происходит относительно оси I-I (см. рисунок 2), в плоскости, параллельной основанию реек, а графические зависимости приведенные на рисунке 3б соответствуют смещению витка червяка относительно оси II-II в плоскости, перпендикулярной к основанию реек ($\alpha_x = 90^\circ$).

В предположении, что допустимое падение нагрузочной способности и жёсткости смазочного слоя в зацеплении передачи не более 10%, предельное отклонение значения перекоса в плоскости, параллельной

основанию червячных реек, не должно превышать 0,04 мм на длине перемещения подвижного узла станка. В плоскости, перпендикулярной основанию червячных реек, перечисленные выше значения должны находиться в пределах 0,015...0,04 мм (меньшие значения соответствуют меньшим перемещениям). Это справедливо при наличии перекоса осей только в одной из перечисленных плоскостей. При наличии перекоса осей червяка и червячных реек одновременно в двух плоскостях, допуски на предельно допустимые перекосы должны быть ужесточены.

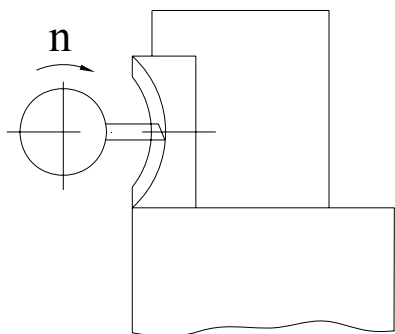


Рисунок 4 – Технология обработки реек на токарно-винторезном станке

В процессе изготовления червячно-реечной передачи для станка мод. КЖ1698Ф3 была отработана технология изготовления реек с применением полимерных материалов. Это было вызвано технологическими сложностями получения начального зазора h

в передаче выполненной с помощью механической обработки. Однако, технология обработки реек на токарно-винторезном станке (см. рисунок 4) позволяет получить малую погрешность формы поверхностей зуба, так погрешность шага на длине 800 мм не превышала 5 мкм.

Это позволяет для предложенной передачи отказаться от технологии выполнения реек с применением полимерных материалов.

Описание червячно-реечной передачи с регулируемым зазором

Одним из недостатков традиционной гидростатической червячно-реечной передачи является невозможность регулирования величин зазора. На кафедре Металлорежущие станки и инструменты ДГМА разработана конструкция передачи с регулируемым зазором (рисунок 5).

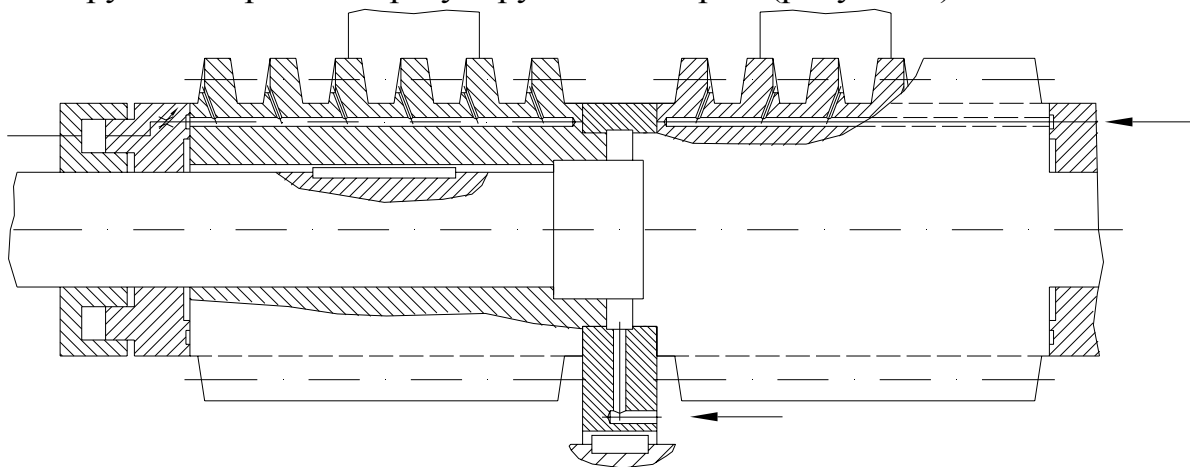


Рисунок 5 – Гидростатическая червячно-реечная передача (продольный разрез)

Однако предложенная конструкция имеет так же свои недостатки: усложняется сама передача и увеличивается вдвое длина червяка, что ограничивает её применение.

Авторы на основе анализа погрешностей изготовления и монтажа червячно-реечной передачи предложили конструкцию гидростатической червячно-реечной передачи изготавливаемой с помощью механической обработки и с возможностью регулирования зазора в передаче при одинарной длине червяка.

Монтаж и регулировка передачи осуществляется следующим образом:

На суппорте 1 закрепляются стойки 2 и 3, между которыми закреплен корпус 4 (рисунок 6). На корпус 4 устанавливается упор 8, который жёстко фиксируется посредством винтов 6 и 7. Кроме того, на корпусе 4 имеются штифты 9 со сферической головкой. До того как опоры 8 будут закреплены, они выверяются на этих сферах, а затем через отверстие 10 полости 11 заполняются жидкой быстро твердеющей пластмассой. После заливки и затвердевания с помощью перемещения клиньев 12 и 13 создаётся натяг, обеспечивающий как жёсткость узла, так и перемещение гидростатического червяка относительно рейки, тем самым обеспечивается плавная регулировка зазора между гидростатическим червяком 15 и рейкой 14.

Регулировка зазора осуществляется за счёт перемещения клиньев 12 и 13 на величину не превышающую 0,2...0,3 мм. Данная конструкция рекомендована для тяжёлого токарного станка повышенной точности ОАО КЗТС.

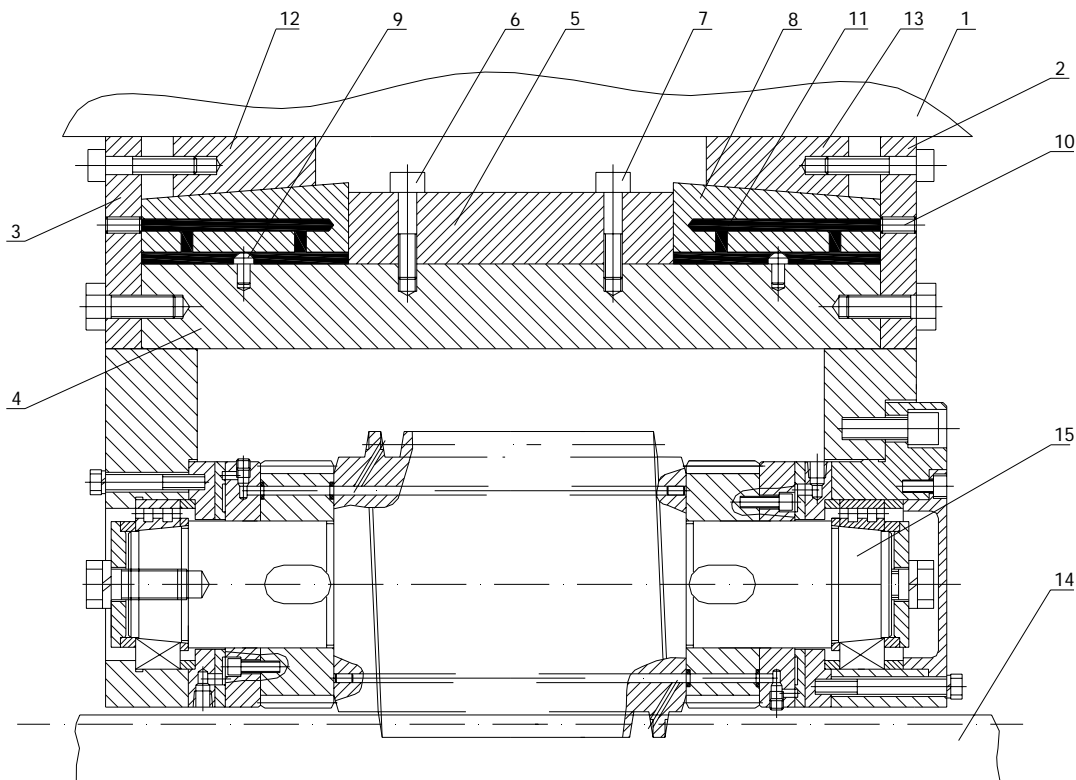


Рисунок 6 – Гидростатическая червячно-реечная передача с регулируемым зазором

Выводы

- 1 Исследованы степень и характер влияния смещения и перекосов осей червяка и червячных реек на нагрузочные характеристики гидростатической червячно-реечной передачи. Показано, что давление, устанавливающееся в карманах передачи при перекосе осей червяка и реек, зависит от величины гидравлического сопротивления истечению смазочного масла через уплотняющие перемычки, которое пропорционально толщине смазочного слоя в третьей степени.
- 2 Найдены решения ряда конструкторско-технологических задач, которые способствуют быстрейшему освоению гидростатической червячно-реечной передачи в производстве, в том числе определены основные допуски на изготовление и монтаж передач, от чего в прямой зависимости находятся эксплуатационные характеристики механизма.
- 3 Предложена технология изготовления червячных реек высокой точности на токарно-винторезном станке, что позволяет отказаться от формирования профиля зубьев реек с помощью полимерных материалов. А так же разработана новая конструкция гидростатической червячно-реечной передачи с возможностью регулирования величины зазора, изготавливаемой без полимерных материалов.
- 4 Анализ возможных погрешностей изготовления и монтажа показал, что несовпадение профиля зубьев реек не должно превышать 10-15 мкм, а погрешность шага не должна быть более 20-25 мкм.

Литература

- 1 Расчет и проектирование гидростатической передачи червяк-рейка. Рекомендации. М., ЭНИМС, 1974 г. (соавтор Чурин И.Н.).
- 2 Гидростатические червячно-реечные передачи. М, НИИМАШ, Сер. «Металлорежущие станки и автоматические линии», 1974 г. №4 (соавтор Чурин И.Н.).
- 3 Артюхов Е.С., Пикус М.Ю. Влияние некоторых технологических факторов на эксплуатационные качества червячно-реечных передач с гидростатической смазкой. - В сб.: Машиностроение. Мн. Высшая школа.
- 4 Герасимов А.Д., Артюхов Е.С. Влияние погрешностей монтажа на нагрузочные характеристики червячно-реечных передач с гидростатической смазкой - Станки и инструмент, 1978, №3, с. 14-15.
- 5 Герасимов А.Д., Артюхов Е.С. Влияние погрешностей монтажа на нагрузочные характеристики червячно-реечных передач с гидростатической смазкой - Станки и инструмент, 1978, №3, с. 14-15.
- 6 Кузьменко С.А., Ковалёв В.Д., Бабин О.Ф., патент Украины №45631, опубликовано 15.04.2002, Бюл.№4.

УДК 621.9

Павленко І.І., Мажара В.А.
КНТУ, м. Кіровоград, Україна

КОНСТРУКТИВНО-КІНЕМАТИЧНА СТРУКТУРА ДВОЗАХВАНТИХ ПРИСТРОЇВ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

In the given article the gueshions of the suggested constructional kinematics structure of the double – held industrial robots has been considered, which takes into account the amount, the conditions of fastening and mutual direction of the additional links of the device.

Аналіз стану вітчизняного машинобудування показує, що актуальною задачею є подальше підвищення рівня автоматизації металообробного обладнання. Використання промислових роботів, в даному плані, є перспективним напрямком, так як забезпечує необхідну гнучкість роботи технологічного обладнання і дозволяє вивільнити робітників від виконання монотонних, фізично важких та некваліфікованих робіт.

Виходячи з конструкцій вибраних для дослідження двозахватних роботів, які призначені для здійснення завантажування і розвантаження металообробних верстатів, необхідно, щоб захватний пристрій здійснював доцільні для цього рухи. В загальному вигляді це може бути представлено кінематичною структурою робота [1], де показано, як розподіляються ступені рухомості між окремими кінематичними групами. Кожна з цих груп має відповідне функціональне призначення та приналежність до тієї чи іншої частини робота. Але детально така кінематична структура не вказує на особливості будови та роботи, як робота, так і досліджуваної частини – двозахватного пристрою. В подальшому, головна увага буде приділена дослідженню ступенів рухомості спільних для обох захватів (n_{zc}), які забезпечують зміну захватів місцями (механізм зміни захватів місцями МЗЗМ). Такі рухи необхідні, щоб робот швидко виконував процес розвантаження і завантаження верстату, коли одним захватом забирається із верстата оброблена деталь, а іншим встановлюється заготовка для обробки на верстат [2].

Для вирішення поставленого завдання необхідно в конструктивну структуру двозахватного пристрою [3] ввести необхідні кінематичні пари, для здійснення спільних рухів захватів (n_{zc}). В роботах, в основному, використовуються кінематичні пари п'ятого класу. Тож можна перейти до формування закінчених конструктивно – кінематичних схем та створення структурних формул.

Виконання рухів по зміні захватів місцями може бути в двох варіантах:

- коли процес завантаження і розвантаження характеризується тим, що захвати міняються місцями, тобто пристрій має дві фіксовані позиції (рис. 1, а). Одна із них робоча (РП), що відповідає положенню захвату на позиції верстату, а друга – допоміжна (ДП);

- коли процес завантаження і розвантаження характеризується наявністю трьох позицій: одна робоча позиція і дві допоміжні, відповідно для першого і другого захватів (рис. 1, б).

По першому варіанту зміна захватів місцями здійснюється одночасно, так як кожен із захватів переходить з однієї позиції в іншу, звільняючи місце один одному. Для цього в пристрої достатньо однієї ступені рухомості.

У випадку використання другого варіанту можуть бути реалізовані дві схеми зміни захватів місцями. По першій схемі рухи можуть здійснюватися одночасно від одного приводу. По другій схемі, ці рухи можуть бути послідовними чи частково послідовними і здійснюватися від окремих приводів для кожного захвату. Звичайно, більш доцільно використовувати схеми, де зміна захватів місцями здійснюється однією ступеню рухомості, що суттєво спрощує конструкцію пристрою. В деяких випадках можуть використовуватись і чотирьохпозиційні схеми.

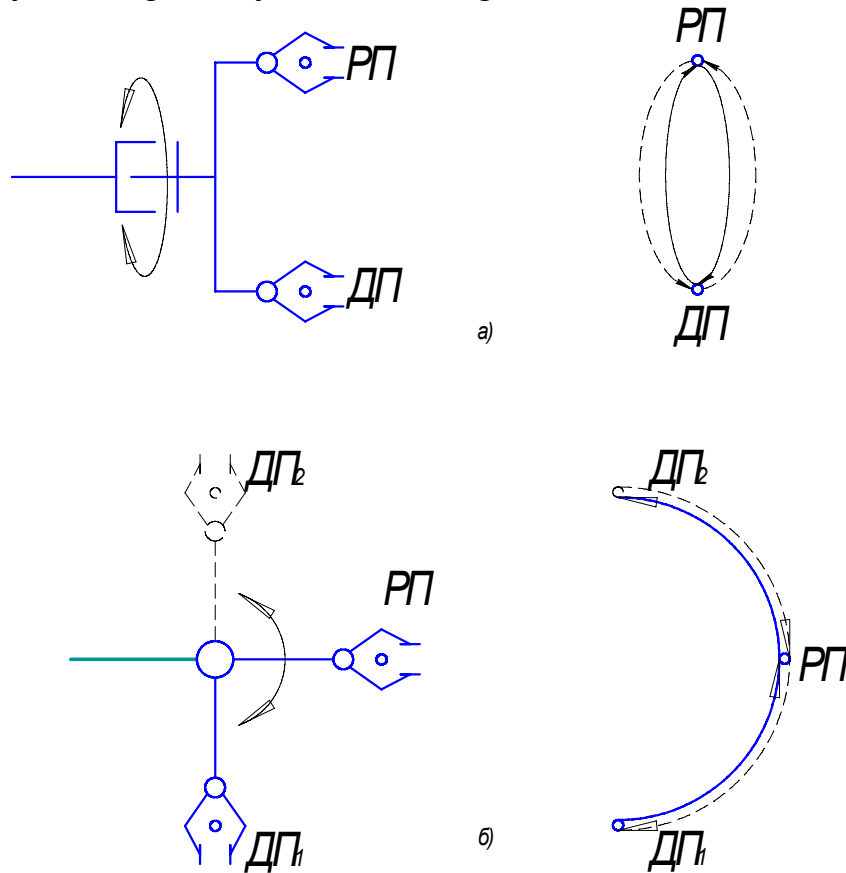


Рисунок 1 – Схеми роботи двозахватних пристроїв

З урахуванням наведених умов, розглянемо процес формування конструктивно – кінематичних схем. Так, якщо двозахватний пристрій складається з однієї ланки, то процес зміни захватів місцями може реалізуватися одним обертовим рухом (рис. 2, а) або одним поступальним рухом, що здійснюється в напрямку вісі ланки (Л) (рис. 2, б).

Згідно схеми наведеної на рис. 2, а, структурна формула буде:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{Л} \begin{cases} \perp \uparrow | \mathbb{Z}_1 \\ \perp \uparrow | \mathbb{Z}_2 \end{cases} .$$

В наведеній структурній формулі вказана кінематична пара, яка здійснює обертовий рух відносно власної осі (О), а також, як напрямок руху співвідноситься по направленості до приєднувальної ланки (ВЛ). В даному прикладі вісь ланки (ВЛ) і напрямок руху (вісь, відносно якої здійснюється рух в кінематичній парі) між собою співвісні (/). Після кінематичної пари вказується напрямок приєднання ланки пристрою (Л) до вихідної ланки кінематичної пари. В даній схемі ці напрямки між собою перпендикулярні (\perp). Якщо може бути інше виконання пристрою, при цій умові, то додатково після вказаного напрямку потрібно вказувати ще напрямок приєднання ланки (Л) відносно ланки (ВЛ), до якої приєднується кінематична пара. В схемі, що розглядається, таке уточнення не потрібне, так як іншого приєднання ланки (Л) до пари (О), при умові їх перпендикулярності, не можливо. В подальших схемах будуть наведені приклади подвійного позначення напрямків приєднання ланок.

Відповідно до варіанту з поступальним рухом (рис. 2, б) структурну формулу можна записати:

$$\text{ВЛ} \perp \text{П}' // \perp \text{Л} \begin{cases} \perp \uparrow | \mathbb{Z}_1 \\ \perp \uparrow | \mathbb{Z}_2 \end{cases} .$$

В даній структурі вказано, що ланка (Л) приєднана по напрямку руху до пари П' паралельно, а вісь ланки (Л) і вісь вихідної ланки (ВЛ) між собою перпендикулярні.

Для одноланкових захватних пристроїв можливі й інші структурні варіанти, в залежності від напрямку рухів, що здійснюються та особливостей їх конструктивної реалізації. Наприклад, варіант з обертовою парою (О) можна представити схемою (рис. 2, в) зі структурною формулою:

$$\text{ВЛ} \perp \text{О} \perp // \text{Л} \begin{cases} / \mathbb{Z}_1 \\ / \mathbb{Z}_2 \end{cases} .$$

Наведена схема та структура вказують, що вісь пари (О) розміщена перпендикулярно до вихідної ланки (ВЛ), а ланка пристрою (Л) приєднується до вісі пари (О) відповідно перпендикулярно (\perp) вісі її руху і паралельно до вихідної ланки. Але в процесі обертання ланки вона може змінювати напрямок по відношенню до вихідної ланки. Тому другий знак в цих позначеннях вказується для положення ланок вказаного на схемі.

Для дволанкових захватних пристроїв приєднання кінематичних пар також може бути різноманітним. Один з варіантів приєднання обертової кінематичної пари показано на рис. 2, г, а структура такої схеми буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{О}' \begin{cases} \perp / \text{Л}_1 / \text{З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \perp \text{Л}_2 / \text{З}_2 \end{cases} .$$

Трьохланкові двозахватні пристрої з додаванням ступенів рухомості зміни захватів місцями також можуть бути реалізовані різними варіантами, в залежності від необхідних умов роботи такого робота в комплексі по обслуговуванню металообробних верстатів. Один з таких прикладів наведено на рис. 2, д, згідно структури:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \uparrow | \text{Л}_2 \perp \uparrow | \text{З}_1 \\ \perp \uparrow | \text{Л}_3 \perp \downarrow | \text{З}_2 \end{cases} .$$

В даній структурній формулі позначення наведені для показаного на рис. 2, д положення схеми. В процесі обертання в парі (О) всі позначення у формулі залишаються незмінними, окрім позначення стрілок в напрямках паралельності біля захватів З_1 і З_2 , так як їх вісі В_1 і В_2 змінюють свій напрям в системі координат.

В структурі двозахватних пристроїв можуть бути не тільки ступені рухомості, які забезпечують зміну захватів місцями, а й інші кінематичні групи [1]. Це в першу чергу стосується наявності в пристрої орієнтуючих ступенів рухомості, які відносяться до кисті того чи іншого захвату. Приклад такого варіанту показано на рис. 2, е, згідно структурної формули:

$$\text{ВЛ} \perp \text{О}' \begin{cases} \perp \uparrow \text{Л}_1 / \text{О}_{\text{к1}} \uparrow \text{З}_1 \\ \perp \perp \text{Л}_2 / \text{О}_{\text{к2}} \downarrow \text{З}_2 \end{cases} .$$

В таких конструкціях кисть розміщується перед захватом робота і може бути реалізована одним із видів обертових рухів О чи О'.

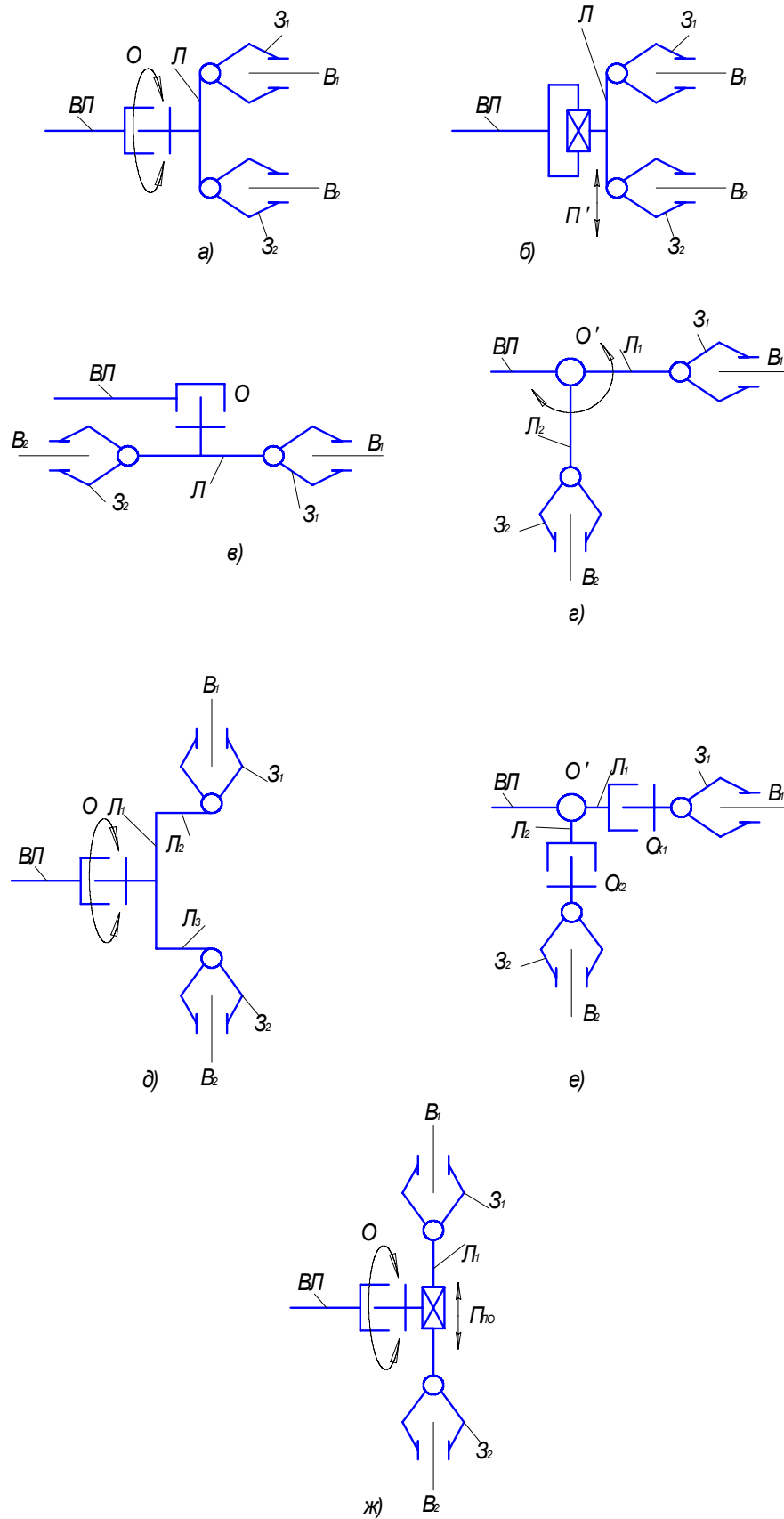


Рисунок 2 – Конструктивно – кінематичні схеми двозахватних роботів

Окрім ступенів рухомості кисті, в структурі досліджуваних пристроїв, можуть бути і локально – операційні ступені рухомості. Один із таких варіантів показано на рис. 2, ж, відповідно до структури:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{П}_{\text{ло}} / \text{Л}_1 \begin{cases} \nearrow \perp \text{З}_1 \\ \searrow \perp \text{З}_2 \end{cases} .$$

В даній схемі та формулі вказано на використання поступального локально – операційного руху ($\text{П}_{\text{ло}}$), що може вирішувати питання здійснення локального руху для виведення деталі із патрону токарного верстату чи введення її в той же патрон.

В цілому, запропонована структура дозволяє врахувати всі основні відмінні ознаки, які забезпечують формування різних конструкцій двозахватних пристроїв, зручно представляти їх будову формулами та ґрунтовно аналізувати, для пошуку найбільш доцільних варіантів, в залежності від особливостей тих чи інших токарних роботизованих комплексів.

Література

- 1 Павленко І.І. Структура промислових роботів. Кіровоград, 1998. – 98 С.
- 2 Павленко І.І., Мажара В.А. Кінематична структура двозахватних пристроїв промислових роботів // Збірник наукових праць КНТУ. – Вип. 17 – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 278 – 282.
- 3 Павленко І.І., Мажара В.А. Конструктивна структура двозахватних пристроїв промислових роботів // Збірник наукових праць КНТУ. – Вип. 17 – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 292 – 296.
- 4 Павленко І.І., Мажара В.А. Структура продуктивності верстатних роботизованих комплексів // Збірник наукових праць. – Вип. 17 – Краматорськ: ДДМА, 2005. – С. 131 – 137.

УДК 62-229.32

Кузнецов Ю.Н., Фарук Вахид Эль-Дахаби
НТУУ «КПІ», Київ, Україна

СИНТЕЗ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗАЖИМНЫХ ПАТРОНОВ МЕТОДОМ МОРФОЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

In a paper questions of calculation and a synthesis of high-speed gripping sockets surveyed.

Состояние вопроса

Современные режущие инструменты, оснащенные пластинами из твердых сплавов и сверхтвердых материалов, а также алмазные инструменты допускают высокую скорость резания. Поэтому для увеличения производительности обработки современные токарные станки с ЧПУ обеспечивают высокие частоты вращения шпинделя (до 15000-20000 мин⁻¹) [1]. Однако с увеличением частоты вращения шпинделя станка увеличивается действие на кулачки зажимного патрона центробежных сил, которые уменьшают силу зажима кулачков почти в квадратичной зависимости, ограничивая режимы резания, что снижает производительность станков и сокращает возможность максимального использования их мощности, повышает аварийность работы за счет значительного увеличения напряжений быстровращающихся деталей и, в частности, корпусов патронов. Это требует новых теоретических и экспериментальных исследований при создании новых конструкций зажимных патронов, способных работать и сохранять усилие зажима при высоких частотах вращения.

Создание прогрессивной высокоскоростной зажимной оснастки, в том числе высокоскоростных зажимных патронов (ВСЗП), и разработка методов их проектирования является актуальной задачей.

Синтез высокоскоростных зажимных патронов

Анализ цен ВСЗП, созданных и экспонируемых на международных фирмах "Forkardt", "SHUNK", "BERG", "ROHM", "GAMET" и др., свидетельствует о высокой их стоимости (от 3000 \$ до 5000 \$ и более для средних типоразмеров), по этому для изготовления опытного образца ВСЗП необходимо с минимальными расходами, выполнить многоуровневую проектированную поиска идей решения до разработки конструкции,

технологии и её изготовления. С этой целью предложено использовать один из современных методов поиска технических решений-морфологический анализ [4,5]. Для синтеза схем ВСЗП строим структурную схему (рис.1,а) с возможными связями между элементами в виде полного графа (рис.1).

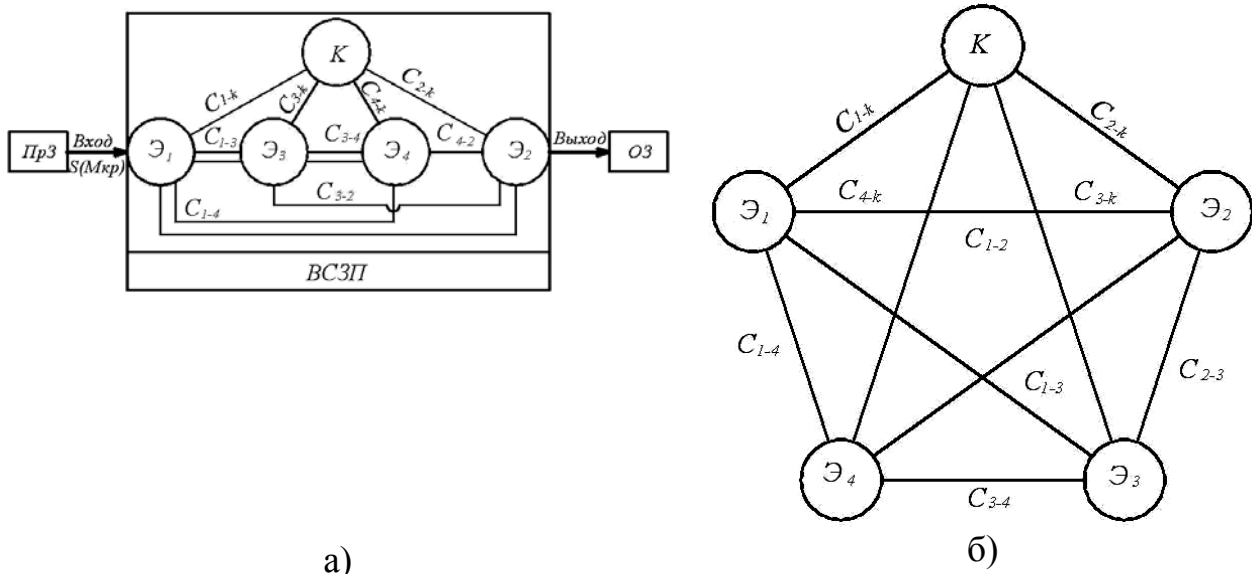


Рисунок 1 – Структурная схема (а) и полный граф (б) ВСЗП

Исходя из структурной схемы (рис.1) строится морфологическая таблица схем ВСЗП с использованием дополнительных центральных сил уравновешивающих элементов (УЭ) (табл.1).

Эта таблица может быть представлена в виде свёрнутой морфологической матрицы:

$$M_{ВСЗП} = M_{СТ} \wedge M_{СВ}, \quad (1)$$

где $M_{СТ}$, $M_{СВ}$ - морфологические матрицы соответственно структуры и связей, сформированные в цифровом виде на основе данных морфологической таблицы (табл.1) и в развёрнутом виде представляют:

$$M_{ВСЗП} = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ \hline 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ \hline 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ \hline 1.4 & 2.4 & 3.4 & 4.4 \\ \hline 1.5 & & 3.5 & 4.5 \\ \hline & & 3.6 & 4.6 \\ \hline & & & 4.7 \\ \hline \end{array} \wedge \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|} \hline 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 & 11.1 \\ \hline 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 & 10.2 & 11.2 \\ \hline & & & & & & 11.3 \\ \hline \end{array}. \quad (2)$$

Общее число возможных структур ВСЗП $N_{СТ} = 5 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 7 = 840$, связей $N_{СВ} = 2^6 \cdot 3 = 192$, а схем $N_{СХ} = N_{СТ} \cdot N_{СВ} = 840 \cdot 192 = 161280$.

В качестве исходных объектов усовершенствования выбираем два патрона: рычажный кулачковый и клиновой кулачковый.

Таблица 1 – Морфологическая таблица ВСЗП для токарных станков с использованием компенсации центробежных сил

Структура(элементы)		Связи								
1. Передачно-усиленное звено(ПУЗ)	2. Зажимной элемент(ЗЭ)	3. Уравновешивающий элемент(УЭ)	4. Вспомогательный элемент(ВЭ)	Зажимного элемента(ЗЭ) с			ПУЗ с		10. УЭ с ВЭ	11. Плоскость связей
				5. ПУЗ	6. УЭ	7. ВЭ	8. УЭ	9. ВЭ		
Э1	Э2	Э3	Э4	С ₂₋₁	С ₂₋₃	С ₂₋₄	С ₁₋₃	С ₁₋₄	С ₃₋₄	ПС
1.1. Рычажно-операций для дальнейших оставляем варианты Х ₃ – Х ₆ и принимаем количество	2.1. Кулачок	3.1. Ползун	4.1. Ползун клиновой	5.1. Есть	6.1. Есть	7.1. Есть	8.1. Есть	9.1. Есть	10.1. Есть	11.1. Продольная (YZ)
1.2. Клиновое	2.2. Цанга	3.2. Тело качения	4.2. Втулка конусная	5.2. Нет	6.2. Нет	7.2. Нет	8.2. Нет	9.2. Нет	10.2. Нет	11.2. Поперечная (XY)
1.3. Спиральное	2.3. Клин	3.3. Клин	4.3. Рычаг							11.3. Продольно-поперечная (XYZ)
1.4. Зубчатое	2.4. Экцентрик	3.4. Рейка зубчатая	4.4. Шестерня							
1.5. Комбинированное		3.5. Ползун регулируемый	4.5. Шток							
		3.6. Нет	4.6. Рейка зубчатая							
			4.7. Нет							

Из морфологической таблицы (табл.1) и матрицы (2) их морфологические формулы следующие:

$$X_1 \rightarrow |1.1-2.1-3.6-4.7|^{\wedge} |5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1|;$$

$$X_2 \rightarrow |1.2-2.1-3.6-4.7|^{\wedge} |5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1|.$$

Для повышения коэффициента усиления рассмотрим варианты ЗП (без компенсации центробежных сил) с двумя передаточно-усилительными звеньями: рычажным и клиновым (альтернатива 1.5), как третий тип объекта для усовершенствования по морфологической формуле:

$$X_3 \rightarrow |1.5-2.1-3.6-4.7|^{\wedge} |5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1|.$$

Для анализа ВСЗП с компенсацией центробежных сил на основе трёх базовых объектов в качестве уравнивающих элементов выбраны ползун (альтернатива 3.1), а в качестве вспомогательного элемента (передаточного звена) - рычаг (альтернатива 4.3).

Традиционные ЗП и синтезированные ВСЗП в продольной плоскости связей (альтернатива 11.1) представлены на рис.2.

Для сравнения выбранных вариантов зажимных патронов (рис.2) был выполнен анализ передачи сил согласно материалов статьи [3] для случаев: статика- $n=0$; вращение патронов без компенсации центробежных сил; вращение ($n \neq 0$) с компенсацией центробежных сил.

Для выбора лучшего варианта из шести (рис.2) на основе многокритериального качественного анализа методом расстановки приоритета приняты следующие шесть критериев:

K_1 – начальная сила зажима, характеризуемая статическим коэффициентом усиления патрона $K_{п}$;

K_2 – чувствительность к потере начальной силы зажиме, характеризуемая показателем уровня падения выходной силовой характеристики патрона $\lambda_{T\omega}$;

K_3 – возможность компенсации потерь начальной силы зажима, характеризуемая показателем уровня возрастания входной силовой характеристики патрона $\lambda_{S\omega}$;

K_4 – трудоемкость и технологичность изготовления патрона, характеризуемая количеством и сложностью элементов и передаточно-усилительных звеньев;

K_5 – надёжность работы патрона, характеризуемая прочностью и долговечностью ответственных элементов патрона (корпуса, контактирующих пар);

K_6 – жёсткость системы патрон-деталь, характеризуемая его осевым габаритом (чем больше, тем меньше радиальная жёсткость), количеством контактирующих пар и силовым контуром (закрытым или открытым).

Вариант	Схема ВСЗП	Морфологическая формула
X ₁		1.1-2.1-3.6-4.7 ^ 5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1
X ₂		1.1-2.1-3.6-4.7 ^ 5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1
X ₃		1.5-2.1-3.6-4.7 ^ 5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1
X ₄		1.1-2.1-3.1-4.3 ^ 5.1-6.1-7.2-8.1-9.2-10.1-11.1 (подчеркнуты альтернативы по сравнению с X ₁)
X ₅		1.2-2.1-3.1-4.3 ^ 5.1-6.1-7.2-8.2-9.2-10.1-11.1 (подчеркнуты альтернативы по сравнению с X ₂)
X ₆		1.5-2.1-3.1-4.5 ^ 5.1-6.1-7.2-8.1-9.1-10.1-11.1 (подчеркнуты альтернативы по сравнению с X ₃)

Рисунок 2 – Традиционные без компенсации центробежных сил (X₁-X₃) и синтезированные зажимные патроны с компенсацией центробежных сил (X₄-X₆) по табл.1 в продольной плоскости

При парных сравнениях по качественным показателям выбираем систему количественных соотношений

$$a_{ij} = \begin{cases} 1,5, \text{ если } X_i \text{ лучше } X_j (X_i \succ X_j) \\ 1,0, \text{ если } X_i \text{ равнозначна } X_j (X_i = X_j) \\ 0,5, \text{ если } X_i \text{ хуже } X_j (X_i \prec X_j). \end{cases} \quad (3)$$

Из вариантов патронов $X_1 - X_3$ без компенсации центробежных сил отбрасываем явно неподходящие при работе на высоких частотах вращения по коэффициенту усиления K_n и $K_{n\omega}$, приняв равные условия отбора по размерам и показателю $\lambda_{T\omega}$ (табл. 2).

Таблица 2 – Коэффициенты усиления сравниваемых вариантов зажимных патронов без компенсации центробежных сил $X_1 - X_3$ (рис. 2)

Состояние	Вариант	Формула	Численное значение
$n = 0$	X_1	$K_{n1} = \frac{a_p}{b_p} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}}$	1,636
	X_2	$K_{n2} = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}}$	1,755
	X_3	$K_{n3} = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \frac{a_p \cdot \cos \alpha}{b_p} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}}$	3,389
$n \neq 0$	X_1	$K_{n\omega 1} = \frac{a_p}{b_p} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} \cdot (1 - \lambda_{T\omega})$	0,818
	X_2	$K_{n\omega 2} = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} \cdot (1 - \lambda_{T\omega})$	0,878
	X_3	$K_{n\omega 3} = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \frac{a_p \cdot \cos \alpha}{b_p} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} \cdot (1 - \lambda_{T\omega})$	1,695

Примечание $\lambda_{T\omega} = 2i_3 b$ $\varphi = i_3 b$ $d = 2i_3 b$ $a = 0b$ $1b$ $\alpha = 15^\circ$ $\varphi = 10^\circ$ $\lambda_{E\omega} = 0,65$

Анализируя табл. 2 для дальнейшего отбора оставляем вариант X_3 – клинорычажный патрон, у которого динамический коэффициент усиления соизмерим со статическими коэффициентами усиления патронов по вариантам X_1 и X_2 , которые отбрасываются. Правомочность включения варианта X_3 для дальнейшего анализа подтверждается табл. 3, из которой видно, что клинорычажный патрон без компенсации центробежных сил (вариант X_3) не

уступает по динамической силовой характеристике ($K_{\text{по}} = 1,695$) клиновому патрону с компенсацией центробежных сил (вариант X_5), у которого $K_{\text{по}}^k = 1,696$.

Из четырёх синтезированных вариантов зажимных патронов лучшим является вариант X_6 – клинорычажный зажимной патрон с компенсацией центробежных по патенту Украины № 74683 [2], который по сумме всех показателей ($\sum a_{ij} = 28$) относится к высокоскоростному и выбирается для конструкторской проработки и дальнейших исследований с целью изготовления и широкого внедрения на токарных станках с ЧПУ при высокоскоростной обработке.

ВСЗП выполнен в виде зажимного патрона с компенсацией центробежных сил согласно рис. 2 (вариант X_6) Зажимной патрон работает следующим образом. От привода зажима (например, гидравлического) тяга 18 (рис. 3) перемещается влево и через клин 3 поворотный рычаг 6 поворачивается на оси 19 относительно опоры «б», в результате чего внутренний кулачок 20 вместе с зажимным кулачком 12, жестко связанный с деталью 10, начинает зажим заготовки. Одновременно с этим клин 3 при помощи скоса «а» дополнительно перемещается влево и с помощью кулачков 12 зажимает заготовку (на рис.3 не показана).

Таблица 3 – Динамические коэффициенты усиления сравниваемых вариантов зажимных патронов без компенсации (X_3) и с компенсацией (X_4 – X_6) центробежных сил (рис. 2) при $n \neq 0$

Вариант	Формула	Численное значение
X_3	$K_{\text{по}3} = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \frac{a_P \cdot \cos \alpha}{b_P} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} \cdot (1 - \lambda_{T\omega})$	1,695
X_4	$K_{\text{по}4}^k = \frac{a_P}{b_P} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} (1 - \lambda_{T\omega})(1 + \lambda_{S\omega})$	2,454
X_5	$K_{\text{по}5}^k = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} (1 - \lambda_{T\omega}) [1 + \lambda_{S\omega} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)]$	1,696
X_6	$K_{\text{по}6}^k = \text{ctg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{a_P \cdot \cos \alpha}{b_P} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a}{l}}{1 + 2f \frac{b}{l}} (1 - \lambda_{T\omega}) [\text{ctg}(\alpha + \varphi) + \lambda_{S\omega}]$	5,331

Примечание: $\lambda_{S\omega} = 2$, остальные соотношения как в табл. 2.

При включении вращения патрона при высоких частотах вращения центробежная сила, действуя на кулачок 12, компенсируется грузом 4 при повороте рычага 6 относительно опоры «б», что обеспечивает надежный

зажим заготовки в процессе работы. Подробное описание данного ВСЗП по патенту № 74683.

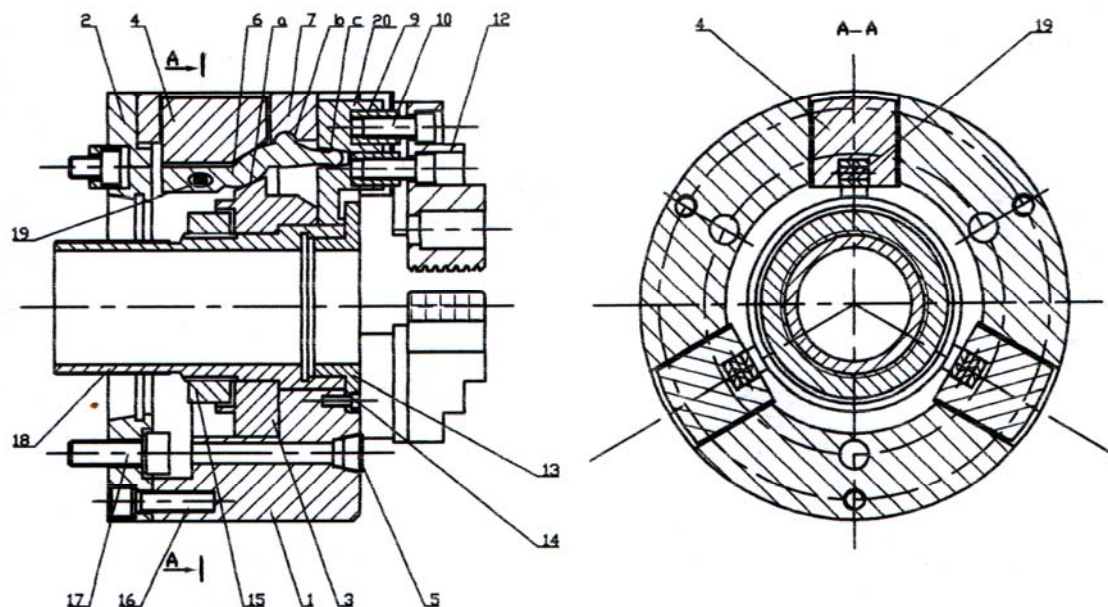


Рисунок 3 – Конструктивная схема токарного патрона с компенсацией центробежных сил по патенту Украины №74683

Литература

- 1 Кузнецов Ю.Н., Ель-Дахаби Фарук. Исследование силовых характеристик зажимного патрона, работающих на высоких частотах вращения // Вестник НТУУ «КПИ», серия машиностроение.- 2004.- №45с.
- 2 Пат. Украины № 74683. Токарный патрон / Кузнецов Ю.Н., Ель-Дахаби Фарук Вахид. МПК В23В31/14, опубл. 16.01.06. Бюл. №1.
- 3 Кузнецов Ю.М., Волошин В., Ель-Дахаби Ф. Критичні частоти обертання токарних затискних патронів // машинознавство; Львів. – 2005, №4.- С17-21.
- 4 Одрин В.М. Метод морфологического анализа технических систем.-М: ВНИИПИ, 1989.-312 с.
- 5 Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. К.: Наукова думка, 1977.- 183с.

УДК 621.9: 658.5

Рогов В.А., Позняк Г.Г., Соловьев В.В., Гузенко В.С.
РУДН, г. Москва, Россия, ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛОВ В РАБОЧЕМ ПРОСТРАНСТВЕ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

Researches of a relative pliability of the basic units and details of working space of the machine tool of the vertical – milling machine tool, an estimation of size of energy in joints and a material of elastic parts, revealing of nonlinearity connected to backlashes in connections.

Введение

При моделировании рабочей зоны вертикально-фрезерного станка консольного типа, например, станка мод. 6Н12П, возникают специфические трудности, определяемые как особенностями конструкции станка, так и условиями, в которых протекает процесс торцового фрезерования. Сравнительно массивные подвижные узлы и детали, невысокая жесткость узлов и контактов в подвижных и неподвижных соединениях, несовпадение центров жесткости с центрами масс определяют необходимость рассмотрения многомассовой системы со многими степенями свободы. С другой стороны, ударный характер работы при торцовом фрезеровании, нестационарность составляющих силы резания по величине и направлению и перемещение точки приложения силы резания в рабочем пространстве, что вызывает при определенных сочетаниях параметров пересопряжение зазоров в кинематических парах - все это требует существенной коррекции сложившейся методики статических и динамических исследований.

Для исследования динамики физической модели упругой системы стандартный динамометр УДМ не приспособлен по своим характеристикам для фиксации переходных процессов малой длительности, возникающих при ударном характере работы. Кроме того, массивные детали, обычно обрабатываемые торцовым фрезерованием, при установке на столике динамометра УДМ из-за сравнительно малой жесткости его упругих чувствительных опор вносят недопустимо большие отклонения характеристик физической модели по сравнению с реальным объектом исследования. Задачи исследования требовали реализации такой системы, которая обеспечила бы фиксацию составляющих силы резания непосредственно вблизи режущей пластины.

Методика и результаты исследований

Были спроектированы, изготовлены и исследованы два трехкомпонентных динамометра - один [1] миниатюрный, размещенный в резцовой вставке торцовой фрезы, и другой [2] массивный и жесткий, с достаточно развитым рабочим столиком, устанавливаемый на столе фрезерного станка. В качестве упругих чувствительных опор динамометров использовались специально разработанные оригинальные магнитоупругие датчики силы, обеспечивающие высокую чувствительность при большой жесткости. Известно, что магнитоупругие датчики дают возможность одновременной фиксации как постоянных, так и переменных сил, причем чувствительность в малой степени (в отличие от, например, тензорезисторных датчиков) зависит от их жесткости. Похожим свойством обладают и пьезоэлектрические датчики силы, однако их большой недостаток - высокий входной электрический импеданс - очень затрудняет измерение постоянных и медленно изменяющихся сил. Однако описанные в литературе магнитоупругие датчики, выполненные из цельного материала, имеют ограничения в чувствительности, поскольку при намотке питающих и измерительных витков путем продевания проволоки в отверстия не удается сформировать более 10-12 витков. Разработанный датчик силы выполнен из целого куска пермаллоя, в котором изготовлены сквозные полости с образованием цилиндрического сердечника. Конструктивное выполнение датчика силы с развитой площадью поперечного сечения и малой высотой обеспечивает его высокую жесткость (более 10^9 Н/м), и тем самым удается поднять собственные частоты динамометров до 10...15 кГц.

Из известной формулы амплитуды колебаний одномассовой системы с демпфированием можно вывести следующее выражение:

$$k_{ji}^2 = \frac{\left(1 - \frac{f_i^2}{f_0^2}\right)^2 + \frac{\lambda^2}{\pi^2} \cdot \frac{f_i^2}{f_0^2}}{\left(1 - \frac{f_j^2}{f_0^2}\right)^2 + \frac{\lambda^2}{\pi^2} \cdot \frac{f_j^2}{f_0^2}} \quad (1)$$

где: k_{ji} – отношение амплитуд вынужденных колебаний при частотах возбуждения соответственно f_j и f_i ; f_0 - собственная частота колебаний; λ - логарифмический декремент колебаний.

В выражении (1) два неизвестных - собственная частота и логарифмический декремент колебаний, однако учитывая известное соотношение

$$\frac{f_p}{f_0} = \left(1 + \frac{\lambda^2}{2 \cdot \pi^2}\right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (2)$$

можно прямой подстановкой в (1) получить биквадратное уравнение с одним неизвестным, которое легко решается на ПК. Варьируя комбинации индексов $i=1, 2, 3$ и $j=2, 3, 4$, получаем 6 значений логарифмического декремента, которые усредняем. Затем находим собственную частоту колебаний и по известной формуле $C = 4\pi^2 f_0^2 m$ - статическую жесткость упругой чувствительной опоры.

Преимущество данного метода состоит и в том, что в расчетных уравнениях используются относительные безразмерные величины, то есть, не нужна тарировка измерительных каналов. Статическая и динамическая тарировки показали, что при изменении постоянной силы резания от 20 до 800 Н в пределах 50... 700 Н статические характеристики практически линейны (отклонения от линейности не более 1,5%), а рабочий диапазон при измерении колебаний составляющих силы резания равен 20...3000 Гц (отклонения от базовых значений при частоте 1000 Гц не более 1,2 дБ).

Цель статических исследований вертикально-фрезерного станка состояла в определении относительной податливости основных узлов и деталей рабочего пространства станка, оценке величины диссипации энергии в стыках и материале упругих звеньев, в выявлении нелинейностей, связанных с зазорами в соединениях. Проведенные на данном станке предварительные исследования показали, что при определенных величинах относительной ширины фрезерования ($B/D > 0,7$), составляющая силы резания P_x (то есть по направлению продольной подачи) при выходе из заготовки меняет свой знак на обратный, и в механизме продольной подачи происходят удары, связанные с пересопряжением зазоров.

Нагружение и разгрузка упругой системы проводились в направлении полной силы резания, а также и противоположно ей. Точка приложения силы располагалась в середине дуги контакта зуба фрезы с заготовкой (по продольной осевой линии стола), угол наклона полной силы резания к горизонтальной плоскости составлял 30^0 (что соответствует нормам стандарта испытания станков на жесткость), а угол проекции этой силы на плоскость стола к направлению продольной подачи - 50^0 . В экспериментах фиксировались поступательные и угловые перемещения узлов относительно друг друга с помощью световолоконных датчиков малых перемещений. Поступательные и угловые перемещения суммировались и приводились к вершине режущей пластины.

Следует отметить, что стол относительно консоли в направлениях подач (продольной - ось X , поперечной - ось Y) имеет нелинейную характеристику жесткости, то же самое можно сказать и о характеристике жесткости консоли относительно вертикальных направляющих по оси X и

шпинделя с фрезой в направлении вертикальной подачи (ось Z). В одном случае (перемещение стола относительно консоли по оси Z) была зафиксирована "отрицательная" жесткость, что объясняется положением центра жесткости, приводящем к определяющему вкладу в указанные перемещения именно поворота стола в плоскостях XZ и YZ . Проведенные статические исследования упругой системы позволили выявить и оценить податливость основных узлов, формирующих рабочее пространство станка, найти центры жесткости системы. Однако для разработки динамической модели этих данных не хватает, так как сложная конструктивная форма узлов и неоднозначность их пространственных перемещений не дают возможности достаточно точно рассчитать приведенные массы и моменты инерции. Для этого необходимо еще определить резонансные частоты исследуемых узлов станка и формы их колебаний (линейных и угловых). Возбуждение вынужденных колебаний производилось электродинамическим вибратором, который устанавливался между деталью, имитирующей резцовую вставку, и столом. С помощью генератора звуковых колебаний и усилителя мощности вибратор возбуждал в системе синусоидальные колебания. Постоянную составляющую возбуждающей силы измеряли с помощью динамометра, для измерения амплитуды относительных колебаний использовались световолоконные датчики малых перемещений [3]. Измерение амплитуды выходного сигнала (аналога перемещений) осуществлялось с помощью цифрового вольтметра, а цифровым частотомером фиксировалось значение соответствующей частоты колебаний. Описанным образом были получены спектры резонансных частот относительных колебаний для каждой пары узлов по всем 6-ти координатам. Для разделения круговых и поступательных колебаний измерения проводились в нескольких точках узлов.

Описанная методика позволяет проводить динамические исследования, начиная с частоты 20 Гц, поэтому она была дополнена записью колебаний основных узлов упругой системы в рабочей зоне на шлейфовом осциллографе, то есть, практически начиная с частоты 0 Гц. Полученные записи подвергались гармоническому анализу на ПК для выявления основных низкочастотных составляющих спектра колебаний. Описанный выше трехкомпонентный динамометр, размещенный в резцовой вставке, позволил записать и проанализировать колебания составляющих сил резания. Поскольку записи имеют типичный вид нестационарных случайных колебаний, обработка их проводилась в следующем порядке:

- дискретизация, то есть фиксация записанных значений составляющих силы резания через равные малые отрезки времени (в данном случае через 0,002 с);

- исключение тренда, то есть плавно изменяющегося среднего значения составляющей силы резания;

- расчет средних квадратов размахов колебаний составляющих силы резания, который характеризует мощность колебательного процесса.

Для подробного исследования постоянных и переменных значений составляющих силы резания был спланирован и реализован однофакторный эксперимент, в котором варьировался только один параметр при постоянных значениях других (эти постоянные значения выбирались средними для исследуемого диапазона). Глубина резания варьировалась от 0,25 мм до 1 мм, подача на зуб - от 0,1 до 0,315 мм, скорость резания - от 72,6 до 228,6 м/мин. Было установлено, что средние значения составляющих монотонно зависят от элементов режимов резания в выбранной области их варьирования:

- увеличение глубины резания приводит к увеличению тангенциальной составляющей в 2,7 раза, вертикальной составляющей - в 1,6 раза, радиальной составляющей - в 2,5 раза;

- увеличение подачи на зуб значительно влияет только на тангенциальную составляющую - она увеличивается в 1,68 раза, влияние же подачи на другие составляющие невелико - увеличение их составляет примерно 17%;

- увеличение скорости вызывает рост вертикальной составляющей на 34%, радиальная составляющая при этом также растет (но только на 22%), а тангенциальная составляющая практически не изменяется (выявленное уменьшение ее на 3% статистически незначимо).

Колебания составляющих силы резания в большей степени реагируют на изменения элементов режима резания:

- при увеличении глубины резания мощность колебательного процесса (то есть средний квадрат процесса) тангенциальной составляющей увеличился более чем в 4,5 раза, вертикальной составляющей - более чем в 2,5 раза, а радиальной составляющей - примерно в 1,5 раза;

- рост подачи увеличил мощность колебательного процесса тангенциальной составляющей почти в 2 раза, вертикальной и радиальной составляющей - приблизительно в 1,7 раза;

- увеличение скорости резания приводит к снижению мощности колебательного процесса всех составляющих силы резания: тангенциальной составляющей - более чем в 3 раза, радиальной - на 20% , вертикальной - более чем в 2 раза.

На основе полученных результатов однофакторного эксперимента был спланирован полный факторный эксперимент. Ниже приводятся уравнения регрессии, полученные на ПК статистической обработкой результатов реализации плана 2^3 :

$$\begin{aligned}\Delta \bar{P}_t^2 &= 2,06 \cdot 10^5 \cdot s_z^{1,111} \cdot V^{-0,894} \cdot t^{0,927} [H^2], \\ \Delta \bar{P}_r^2 &= 368,76 \cdot s_z^{0,7} [H^2], \\ \Delta \bar{P}_v^2 &= 8958 \cdot s_z^{1,589} \cdot t^{1,208} [H^2].\end{aligned}\quad (3)$$

Выражения (3) справедливы для следующих областей изменения независимых факторов: $0,16 \text{ мм/зуб} \leq s_z \leq 0,25 \text{ мм/зуб}$; $90,7 \text{ м/мин} \leq V \leq 228,6 \text{ м/мин}$; $0,35 \text{ мм} \leq t \leq 0,71 \text{ мм}$.

Выводы

Разработанные датчики абсолютных и относительных колебаний, позволяющие, благодаря большей чувствительности (10...30 мВ/мкм) и расширенному частотному диапазону (10...2000 Гц), производить более точные и информативно насыщенные экспериментальные исследования по сравнению с известными.

Статистический анализ по критерию Фишера показал, что на величину среднего квадрата колебательного процесса тангенциальной составляющей значимо (с уровнем доверительной вероятности 95%) влияют все три фактора - скорость резания, подача на зуб и глубина резания. На величину среднего квадрата колебаний радиальной составляющей влияет только подача, роль остальных факторов незначима. Для среднего квадрата колебаний вертикальной составляющей несущественно влияние скорости резания, а подача и глубина резания влияют очень сильно.

Литература

- 1 Магнитоупругий преобразователь: А.с. 1788448 СССР/ Позняк Г.Г., Рогов В.А. 1992.
- 2 Динамометр для измерения сил резания: А.с. 1732193 СССР/ Г.Г. Позняк и др.. 1991.
- 3 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. С 31-39.

УДК 621.9

Литвин А.В.

НТУУ «КПІ», г. Киев, Украина

ТОЧНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОГО МАНИПУЛИРОВАНИЯ

In a paper the question of definition of an exactitude of positioning of the device automatic смены clamping elements for lathes with CNC surveyed.

Точность процесса автоматической установки зажимных элементов (ЗЭ) состоит из суммы погрешностей: системы управления Δ_c , приводов Δ_n и механической системы Δ_m . Эти погрешности можно рассматривать как сумму линейных и угловых погрешностей. Разделяя все погрешности на погрешности движения и погрешности механической системы и учитывая особенности настройки, можно выделить нескомпенсированную часть этих погрешностей. Анализ всех элементарных погрешностей позволяет составить баланс точности УАСЗЭ с тем, чтобы технологическая точность была:

$$\Delta_T \leq \Delta_{NC} + \Delta_{PC} + \Delta_{PD}$$

Целью динамического расчета является определение величины и оценка влияния основных конструктивных факторов, влияющих на величину динамической составляющей погрешности перемещения устройства с объектом манипулирования – кулачками или другими ЗЭ и на динамическое качество технической системы УАСЗЭ.

Расчетная схема динамической системы устройства автоматической смены ЗЭ представлена на рис. 1. Устройство смены ЗЭ состоит из ПР, магазина- накопителя цанг на различный диаметр заготовки и шпиндельного узла автоматизированного токарного станка.

Рассматриваемая механическая система состоит из трех звеньев (твердых тел). Определяем связи между ними: между неподвижным основанием и звеном 1 (стойкой) – сочленение призматического типа (соответствующей обобщенной координатой является линейные перемещения $z_1 = q_1$). Между первым и вторым звеном (траверсой 2) сочленение вращательного типа (соответствующей обобщенной координатой является угол поворота $\psi = q_2$), между вторым и третьим звеньями (третье звено называется рукой манипулятора) – сочленение телескопического типа (соответствующая обобщенная координата линейное перемещение $y_3 = q_3$). Введем системы координат $O_1x_1y_1z_1$, $O_2x_2y_2z_2$, $O_3x_3y_3z_3$ связанные с соответствующими звеньями. Блочные матрицы, определяющие положение соседних звеньев имеют вид:

$$\bar{D}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \bar{D}_2 = \begin{bmatrix} \cos(q_2) & -\sin(q_2) & 0 & 0 \\ \sin(q_2) & \cos(q_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \bar{D}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & q_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

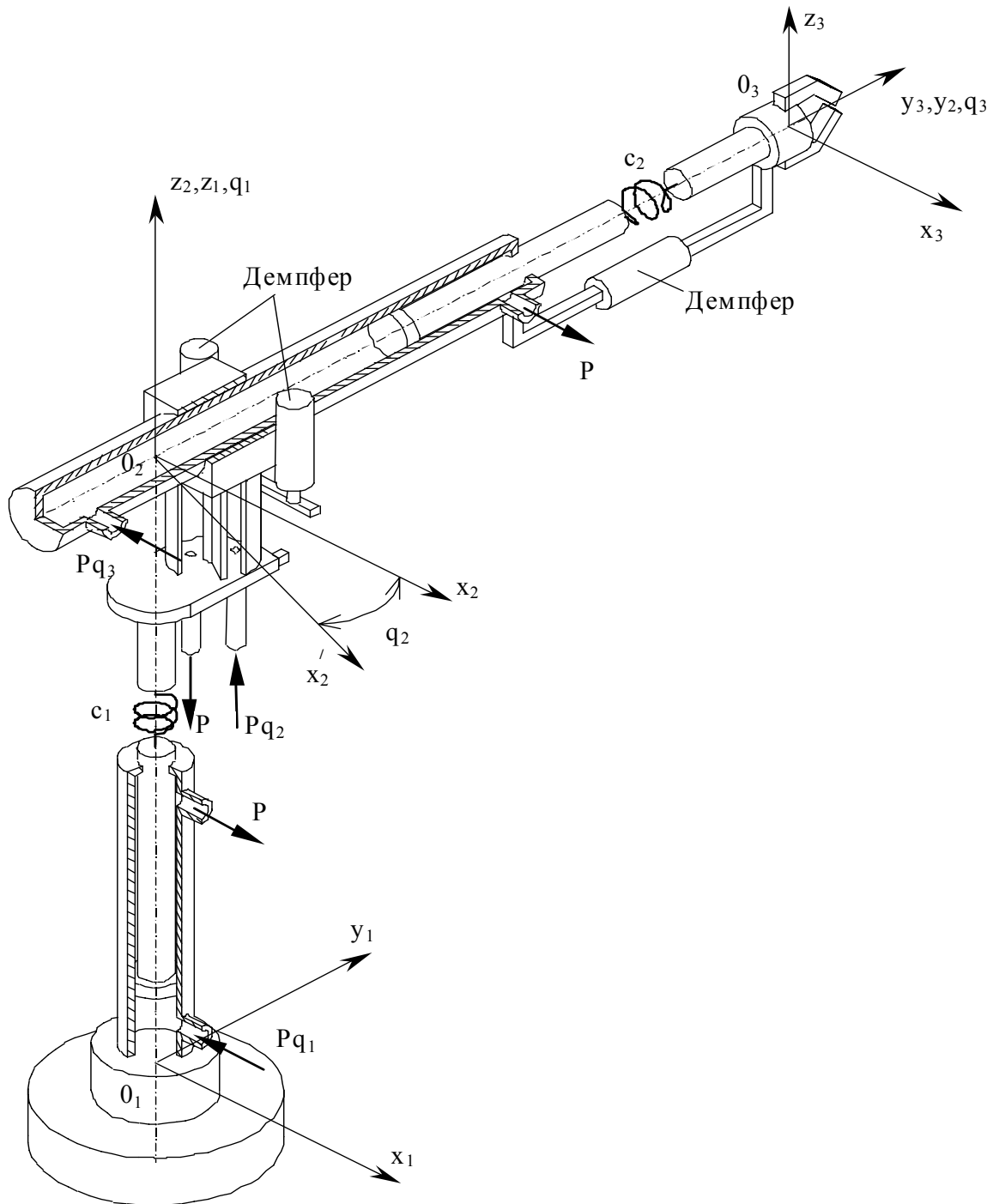


Рисунок 1 – Расчетная и конструктивная схема устройства для смены ЗЭ

Матрицы перехода от одной системы координат к другой имеют вид:
 $\bar{B}_1 = \bar{D}_1$;

$$\bar{B}_2 = \bar{D}_1 \bar{D}_2 = \begin{bmatrix} 0 & \cos(q_2) & -\sin(q_2) & 0 \\ 0 & \sin(q_2) & \cos(q_2) & 0 \\ 1 & 0 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\bar{B}_3 = \bar{D}_1 \bar{D}_2 \bar{D}_3 = \begin{bmatrix} -\sin(q_2) & 0 & \cos(q_2) & -q_3 \sin(q_2) \\ \cos(q_2) & 0 & \sin(q_2) & q_3 \cos(q_2) \\ 0 & 1 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Матрица инерций каждого из звеньев имеет вид

$$\bar{H}_i = \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-J_{x_i} + J_{y_i} + J_{z_i}) & J_{x_i y_i} & J_{x_i z_i} & m_i \dot{i}_{x_{c_i}} \\ J_{x_i y_i} & \frac{1}{2}(J_{x_i} - J_{y_i} + J_{z_i}) & J_{y_i z_i} & m_i \dot{i}_{y_{c_i}} \\ J_{x_i z_i} & J_{y_i z_i} & \frac{1}{2}(J_{x_i} + J_{y_i} - J_{z_i}) & m_i \dot{i}_{z_{c_i}} \\ m_i \dot{i}_{x_{c_i}} & m_i \dot{i}_{y_{c_i}} & m_i \dot{i}_{z_{c_i}} & m_i \end{bmatrix}.$$

Составляем выражение для определения кинетической энергии первого звена (стойки). Стойка осуществляет возвратно-поступательное перемещение вдоль оси z_1 , тогда:

$$T_1 = \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_1}{\partial q_1} \bar{H}_i \frac{\partial \bar{B}_1^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1^2; \quad tr \left(\frac{\partial \bar{B}_1}{\partial q_1} \bar{H}_1 \frac{\partial \bar{B}_1^T}{\partial q_1} \right) = \begin{bmatrix} 0 & - & - & - \\ - & 0 & - & - \\ - & - & 0 & - \\ - & - & - & m_1 \end{bmatrix}.$$

Прочерками обозначены те элементы матрицы, которые не входят в выражение для определения следа матрицы.

Кинетическая энергия первого звена $T_1 = \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2$, где m_1 – масса стойки. Кинетическая энергия второго звена (траверса, которая совершает вращательное движение относительно оси z_2) определится из зависимости

$$T_1 = \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_1} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_1} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_2} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_2 +$$

$$+ \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_2} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_2^2.$$

Откуда: $T_1 = \frac{1}{2} J_{z_2} \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2$.

Здесь J_{z_2} – момент инерции траверсы относительно оси z_2 , определяемый как: $J_{z_2} = J_{C_2} + m_2 a_2^2$, где J_{C_2} – момент инерции относительно оси проходящей через центр тяжести звена 2 a_2 – расстояние от оси z_2 проходящей через центр тяжести.

Кинетическая энергия третьего звена определяется как

$$T_3 = \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_1} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_1} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_1} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_3} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_3 +$$

$$+ \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_2} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_2} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_3} \right) \dot{q}_2 \dot{q}_3 + \frac{1}{2} tr \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_3} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_3} \right) \dot{q}_3^2.$$

Полная кинетическая энергия системы равна

$$T_3 = \frac{1}{2} ((J_{z_2} + (m_3 + m_{cxв}) q_3^2) \dot{q}_2^2 - 2(m_3 + m_{cxв}) z_{c3} \dot{q}_2 \dot{q}_3 + (m_3 + m_{cxв}) \dot{q}_1^2 +$$

$$+ (m_3 + m_{cxв}) \dot{q}_3^2)$$

Рассмотрим первый этап движения. Уравнений Лагранжа второго рода для группы элементов динамической системы:

$$(2m + (J_{x1}^{(1)} + J_{z1}^{(2)} + J_{z1}^{(3)} + J_{z1}^{(4)} + m_4 (q_3 + z_{c3})^2 + (q_3 + L_{бул})^2) \ddot{q}_2 +$$

$$(m_4 (q_3 + z_{c3}) + (q_3 + L_{бул}) q_2 q_3 + \alpha_1 q_2 + T_x = P_x$$

где m_i – массы подвижных частей привода устройства, q_i – обобщенные координаты, причем координата q_1 характеризует перемещение захватного механизма вверх, q_2 – поворот механизма, q_{i3} – выдвигание захватного органа, $J_{z1}^{(i)}$ – приведенные моменты инерции элементов устройства относительно оси z_1 , T_x , T_y и T_z – силы трения в направляющих элементов устройства, P_i – приведенные силы, α_i – коэффициенты вязкого трения в направляющих элементов устройства, i – номер шага интегрирования.

$$(m_3 + m_4 + m_5) \ddot{q}_3 + \alpha_2 \dot{q}_3 + T_z = P_z$$

$$(m_4 + m_5) \ddot{q}_3 - (m_4 (q_3 + z_{c3}) + (q_3 + L_{бул}) + \alpha_3 \dot{q}_3 + T_y = P_y$$

$$F_{q3} (p_{q11} + p_{q12}) - F_{zcm} - F_{zck} \dot{q}_1 = P_z$$

$$P_x = F_{cm} (F_{q2} (p_{q21} - p_{q22}) - F_{fcm} - F_{fck} \dot{q}_2) + (m_3 + m_4 + m_5) \dot{q}_3 + R(\dot{q}_2, q_2) - R_c$$

$$P_y = F_{cm} (F_{q2} (p_{q21} - p_{q22}) - F_{y_{cm}} - F_{y_{ck}} \dot{q}_2) + (m_3 + m_4 + m_5) \dot{q}_3 + R(\dot{q}_3, q_3) - R_c$$

$$\dot{p}_{q11} = \frac{K}{q_1} (G_{q1} \frac{RT}{F_{q1}} - p_{q11} \dot{q}_1)$$

аналогічно:

$$\begin{aligned}\dot{p}_{q_{21}} &= \frac{K}{q_2} \left(G_{q_1} \frac{RT}{F_{q_{12}}} - p_{21} \dot{q}_2 \right); \quad \dot{p}_{q_{31}} = \frac{K}{q_3} \left(G_{q_1} \frac{RT}{F_{q_1}} - p_{q_{31}} \dot{q}_3 \right) \\ \dot{p}_{q_{12}} &= \frac{K}{1_z - q_1} \left(G_{q_1 q_1} \frac{RT}{F_{q_1}} - p_{q_{12}} \dot{q}_1 \right); \quad \dot{p}_{q_{22}} = \frac{K}{1_z - q_2} \left(G_{q_2} \frac{RT}{F_{q_2}} - p_{q_{22}} \dot{q}_2 \right) \\ \dot{p}_{q_{32}} &= \frac{K}{1_z - q_3} \left(G_{q_3} \frac{RT}{F_{q_3}} - p_{q_{32}} \dot{q}_3 \right); \quad G_{q_1} = \frac{1.53s \mu f (p_3 / p_n)}{\sqrt{T}}\end{aligned}$$

где $n = 1, 2, 3$.

Второй этап движения -позиционирование. Динамическая нагрузка при этом является источником колебаний системы с затуханием. По амплитуде эти колебания могут сильно превышать требуемую точность позиционирования. Для системы с демпфированием, у которой сила сопротивления пропорциональна скорости:

$$\ddot{q} + 2n \cdot \dot{q} + p^2 q = 0$$

$n = \frac{\delta}{\tau} = \frac{\delta \cdot p}{2\pi}$ – коэффициент пропорциональности, τ -период колебаний,

δ – лагориѳмический декремент затухания (по эксперименту). Решение уравнения ищем в виде:

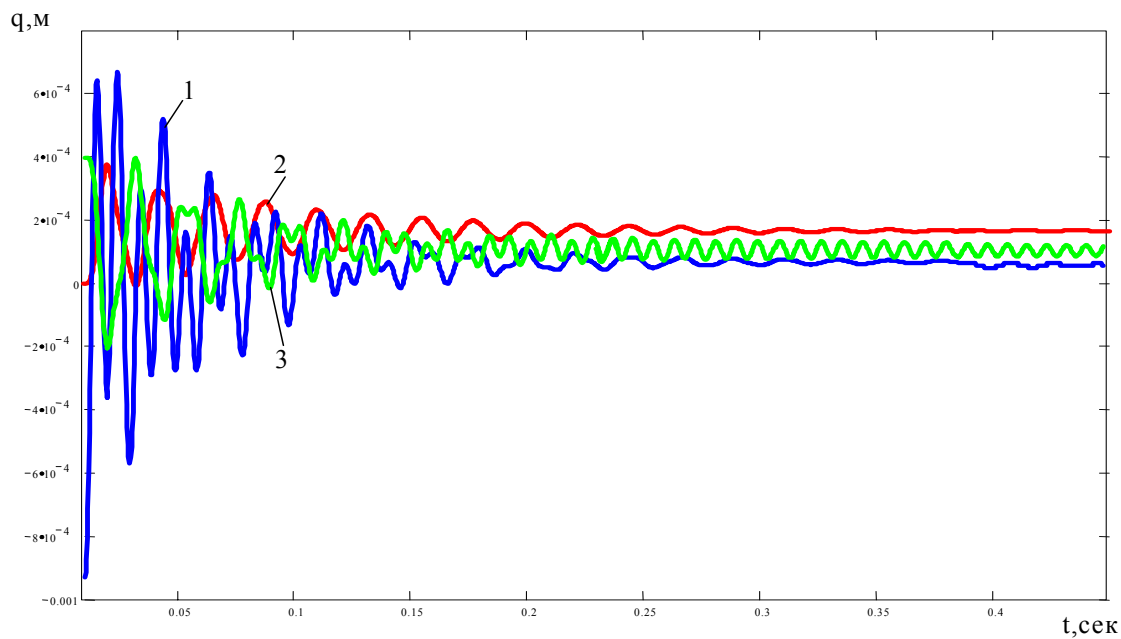
$$q(t) = C \cdot e^{-nt} \cos(pt + q);$$

Подставив в исходную систему, получим:

$$\begin{aligned}x_1 &= C_1 e^{-n_1 t} \cos(p_1 t + \varphi_1) \cdot U_{11} + C_2 e^{-n_2 t} \cos(p_2 t + \varphi_2) \cdot U_{12} \\ x_2 &= C_2 e^{-n_2 t} \cos(p_1 t + \varphi_1) \cdot U_{21} + C_2 e^{-n_2 t} \cos(p_2 t + \varphi_2) \cdot U_{22}\end{aligned}$$

Постоянные C и φ определим из начальных условий, Примем, что при горизонтальном движении руки в момент остановки ($t=0$) система находилась в положении статического равновесия. Скорость руки в вертикальном направлении $V_B=0$ и перемещения: $X_B(0) = 0; \dot{X}_B(0) = 0; X_G(0) = 0;$ Скорость руки в горизонтальном направлении $\dot{X}_G(0) = V_G$.

Расчет выполнен с использованием системы MathCAD на ПЭВМ. Временной график движения захватного устройства УАСЗЭ в процессе перемещения ЗЭ с учетом возмущающих воздействий, демпфирования и приведенных жесткостей системы показан на рис.2. При расчете использовались численные данные, полученные при выполнении испытаний и полученные из литературных источников, в частности коэффициенты демпфирования $n_1=2,66$ и $n_2=9,38$, собственная частота $3,82 \dots 6,6$ Гц, лагориѳмический декремент затухания $\delta = 0,692$, ускорение $a_{\max} = 3,4 \dots 4,5$ м/с².



- 1- масса схвата с объектом манипулирования $m=3$ Кг
- 2- масса схвата с объектом манипулирования $m=1,5$ Кг
- 3- масса схвата с объектом манипулирования $m=1$ Кг

Рисунок 2 – Временной график движения захватного устройства УАСЗЭ в процессе перемещения ЗЭ с учетом возмущающих воздействий, демпфирования и приведенных жесткостей системы

Результаты расчетов показали, что время переходного процесса на конечном этапе движения до полной остановки схвата (снижение амплитуды колебаний выходного звена до 18 мкм) составляет 0.35 с. Масса элементов манипулирования в значительной степени влияет на начальное значение амплитуды переходного процесса и частоту колебаний.

Для повышения скорости смены элементов необходимо объединить движения 2 и 3 этапов цикла.

Литература

- 1 Механика промышленных роботов: В 3-х кн. Под ред. К.В. Фролова Е.И. Воробьева. Кн. 3: Основы конструирования/ Е.И.Воробьев, А.В.Бабич, К.П.Жуков и др. -М.: Высш. шк., 1989. -383 с.
- 2 Спыну Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение. -К. :Выща школа., 1991. -368 с.

УДК 621.9

Ковалев В.Д., Пономаренко А.В., Куриленко Я.С.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ

Possibility of the using methodises of the calculation, founded on realization of the method of eventual elements is shown for practical aims. Concrete recommendations to calculation and designing hydrostatic guideways are given. The calculation happens to work to modernizations milling machine tool SKODA W 200HC by using hydrostatic guideways.

Введение

В области совершенствования опорных узлов в настоящее время проводится большое количество исследований.

Опорные узлы определяют условия сопряжения деталей формообразующей системы для обеспечения относительных перемещений их сопрягаемых поверхностей и взаимной передачи нагрузок. Поэтому, именно от опорных узлов в наибольшей мере зависит точность формообразующих движений, а значит и точность обработки, так как, в конечном счете, опоры либо компенсируют остальные составляющие погрешностей, либо приносят дополнительные. По этому признаку опорные узлы разных типов имеют кардинальные различия.

Опоры качения имеют дополнительные конструктивные элементы между сопрягаемыми деталями станка (тела качения, наружные и внутренние кольца и др.), поэтому добавляют дополнительные погрешности $\Delta_{оп}$, обусловленные отклонениями этих элементов. Опоры смешанного трения копируют форму базовых поверхностей, имеют погрешность $\Delta_{оп} \approx 0$, которая увеличивается в процессе эксплуатации станка. Опоры жидкостного трения имеют слой жидкости между сопрягаемыми поверхностями деталей рабочих органов, в пределах которого уменьшаются другие элементы погрешностей.

Основная часть

Исследование и расчет гидростатических опор представляет собой непростую проблему, так как приходится решать связанную задачу[1]: расчет параметров слоя смазки между сопрягаемыми поверхностями, упругих и тепловых деформаций элементов. Эти явления описываются системой дифференциальных уравнений II порядка в частных

производных, которая аналитически в трехмерной постановке не решается. Поэтому для моделирования и расчета надо использовать численные методы конечных разностей и конечных элементов, позволяющих с допустимой точностью определить эксплуатационные характеристики опорных узлов [4].

В основе метода конечных элементов лежит дискретизация объекта с целью решения уравнений механики сплошной среды в предположении, что эти соотношения выполняются в пределах каждого из конечных элементов. В пределах конечного элемента назначаются свойства ограничиваемого им участка объекта (это могут быть, например, характеристики жесткости и прочности материала, плотность и т. д.) и описываются поля интересующих величин (применительно к механике твердого тела это перемещения, деформации, напряжения и т. д.). Параметры из второй группы назначаются в узлах элемента, а затем вводятся интерполирующие функции, посредством которых соответствующие значения можно вычислить в любой точке внутри элемента или на его границе. Задача математического описания элемента сводится к тому, чтобы связать действующие в узлах факторы. В механике сплошной среды это, как правило, перемещения и усилия [5]. Рассмотрим прямой метод построения уравнений, связывающих эти факторы в пределах конечного элемента, в предположении линейной постановки.

1. Поле перемещений Δ в пределах элемента (для пространственной задачи $\Delta = [u, v, w]$) посредством интерполяционных функций (в так называемых изопараметрических конечных элементах, используемых, в частности, в COSMOSWorks), собранных в матрицу $[N]$, выражается через узловые перемещения $\{\Delta\}$. Смысл интерполяционных функций состоит в том, чтобы, зная величины, например, перемещений в узлах, получить их значения в любой точке элемента в зависимости от координат. В матричном виде соотношения имеют вид: $\Delta = N \cdot \{\lambda\}$. Для пространственной задачи, $\{\lambda\} = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k]$, где k – число узлов конечного элемента.

2. Поле деформаций ε выражается через степени свободы $\{\Delta\}$ посредством дифференцирования поля перемещений (а, фактически, интерполяционных функций) согласно соотношениям, собранным в матрицу $[D]$ и связывающим деформации с перемещениями: $s = [D] \cdot \{\Delta\}$

3. С учетом уравнений состояния, в основе которых лежит закон Гука и коэффициенты которых образуют матрицу $[E]$, устанавливается связь сначала между полем напряжений и полем деформаций: $\sigma = [E] \cdot \varepsilon$, а затем и между напряжениями и степенями свободы в узлах: $\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\lambda\}$

4. Формулюються вираження для сил $\{F\}$, дійсуючих в вершинах елемента, в залежності від поля напружень σ , для чого використовується матриця перетворення напружень в вузлові сили $[A]$: $\{F\} = [A] \cdot \sigma$

5. Связуються вираження для вузлових сил і переміщень в вузлах: $\{F\} = [k] \cdot \{\Delta\}$, где $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$ – матрица жорсткості кінцевого елемента.

6. Для придання матриці $[k]$ властивості симетрії добуваємося заміни матриці перетворення жорсткості матрицею, транспонированной к матриці перетворення переміщень в деформації $[D]$. Тоді:

$$[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D]$$

Перечисленні залежності дозволяють, знаю переміщення в вузлах, отримати величини сил, а також розв'язати обернену задачу: по силам знайти переміщення, зате деформації і напруження в межах кінцевого елемента.

Имея математический аппарат для получения матриц жесткости конечных элементов, приведения нагрузок, приложенных к поверхности или в объеме элемента к усилиям в узлах, а также решения обратных задач: вычисления полей деформаций и напряжений в объеме элемента на базе перемещений в узлах, можно построить алгоритм расчета шпindelного узла методом конечных элементов.

1. Производится дискретизация объема, занимаемого сборкой на элементы, или, другими словами, строится сетка конечных элементов. Для объемного тела область разбивается (в рамках функциональности COSMOSWorks) на тетраэдры с гранями, аппроксимируемыми линейными (линейная зависимость от координат) или параболическими функциями координат. Для поверхностных моделей – на плоские (линейная) или криволинейные (параболическая зависимость) треугольники.

2. Для пространственных конечных элементов степенями свободы являются перемещения в направлении осей локальной системы координат элемента. Для конечных элементов оболочек к трем перемещениям в каждом узле добавляются по три угла поворота нормали к срединной поверхности области, аппроксимируемой элементом, относительно тех же осей.

3. Определяются зависимости для перетворення переміщень і углов поворота в вузлах к глобальной системе координат.

4. Вычисляются матрицы жесткости конечных элементов. В формулы для расчета компонентов матриц жесткости конечных элементов помимо координат узлов входят модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов. То есть если анализируется сборка, то в зависимости от

принадлежности элемента детали при расчете матриц жесткости элементов используются соответствующие характеристики жесткости материала.

5. Полученные матрицы жесткости с использованием зависимостей для перехода от локальных систем координат элемента в глобальные преобразуются в глобальную систему координат.

6. Матрицы жесткости, представленные в глобальных координатах, объединяются в глобальную матрицу жесткости $[k]$.

7. Назначенные граничные условия, статические и кинематические, приводятся к нагрузкам и перемещениям в узлах, выраженным в глобальной системе координат, и включаются в столбец усилий $[F]$.

8. Полученная линейная система уравнений вида $[K] \cdot [\Delta] = [F]$ решается относительно столбца перемещений. Это наиболее трудоемкий этап расчета. Для решения используются итерационные или прямые методы. Матрица жесткости, как правило, хранится в компактной форме, структура которой определяется до этапа ее заполнения матрицами жесткости элементов.

9. Для каждого конечного элемента, имея перемещения (углы поворота) в узлах и аппроксимирующие функции, рассчитываются деформации. Если элементы линейные – деформации в пределах элементов постоянные, если элементы параболические – деформации изменяются линейно. На основе деформаций вычисляются напряжения в элементах. При необходимости (функция программы) напряжения в узлах смежных элементов осредняются (это также весьма ответственный этап, по-разному решаемый в различных программах) с последующим пересчетом напряжений в пределах каждого элемента.

10. На основе компонентов напряженно-деформированного состояния и параметров прочности материала (материалов) производится вычисление эквивалентных напряжений по какому-либо критерию прочности.

По приведенному алгоритму был произведен расчет шпиндельного узла тяжелого токарного станка мод. 165. Данные математического моделирования представлены на рисунке 1.

Данные математического моделирования были проверены на станке-стенде (рис. 2). Результаты сравнения данных, приведенные в табл.1, показывают удовлетворительное согласование, что позволяет использовать приведенные методы для разработки шпиндельных узлов новых тяжелых токарных станков.

При исследованиях плоских гидростатических направляющих для тяжелых токарных и расточных станков уравнения математической модели записываются в прямоугольной системе координат [2]. Результаты

моделирования и расчетов представлены в виде графиков зависимостей безразмерных коэффициентов, характеризующих зависимость эксплуатационных характеристик направляющих от конструктивных параметров опор. Эти данные можно использовать в нижеприведенных методиках расчета при проектировании новых станков и модернизации существующих. Рассмотрим инженерную методику расчета гидростатических направляющих.

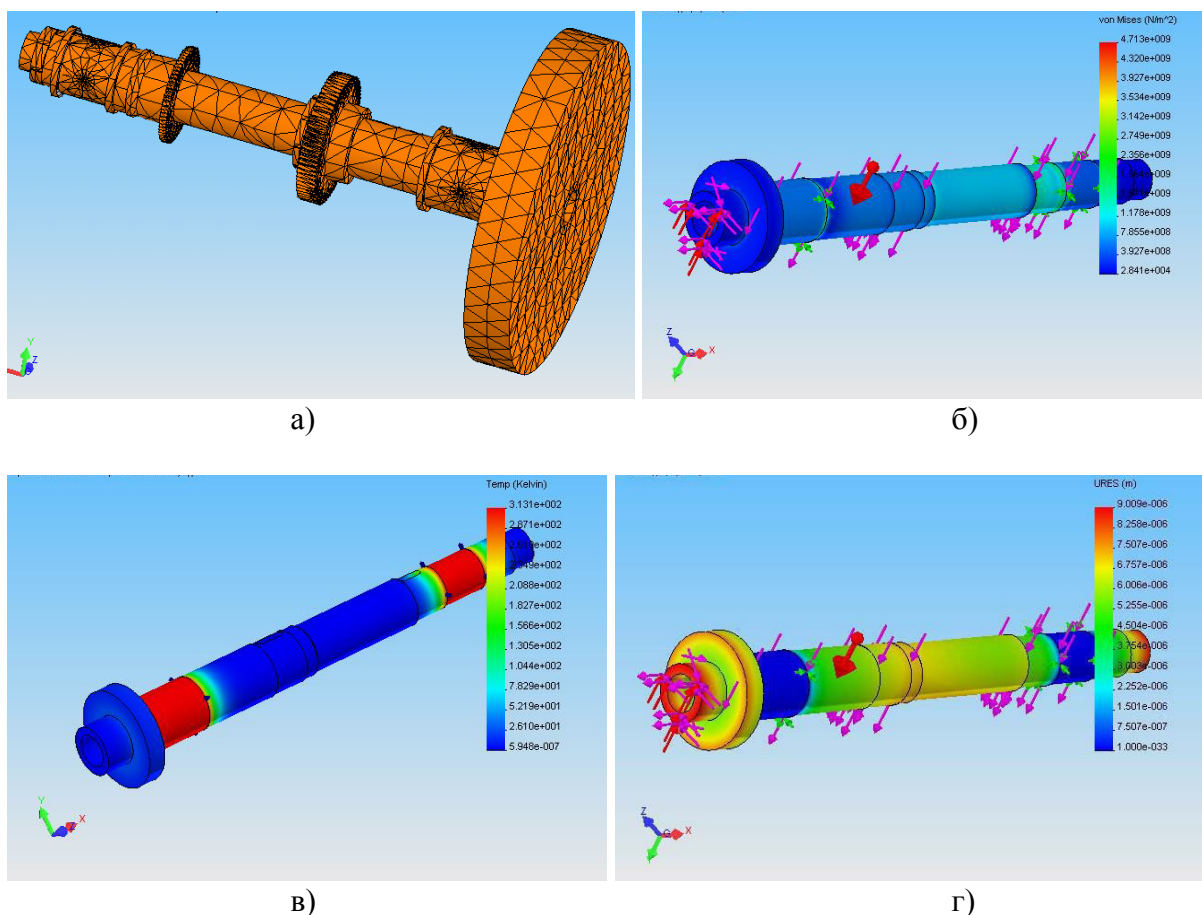
Последовательность расчета:

- определяем по техдокументации либо при работе краном вес подвижных узлов станка;
- рассчитываем общую площадь направляющих

$$F_{напр} = F_1 + F_2 + \dots + F_n,$$

где $F = AB$

здесь A – длина рассматриваемой направляющей;



а – сетка конечных элементов; б – распределение напряжений; в – деформированное состояние с учетом перемещений; г – термический анализ

Рисунок 1 – Данные математического моделирования

B – ширина рассматриваемой направляющей;

– определяем среднее удельное давление на направляющие, в предположении равномерного распределения нагрузки по ним :

$$P = \frac{W}{F_{напр}};$$

– определяем давление в камерах подвода смазочного материала

$$p_0 = \frac{P}{K_W};$$

– зная давление в камерах подвода смазочного материала, в предположении равномерного распределения нагрузки по направляющим, определяем давление в системе питания, давление, которое должен дать насос

$$P_{насоса} = 2 \cdot p_0,$$

т.к. необходимо иметь предел регулирования мембранного регулятора расхода одинаковым как "верх", так и "низ". Следовательно, давление насоса

будет равно

$$P_{насоса} = 3,4 \cdot p_0.$$

Учитывая гидравлические потери в системе питания, а также КПД насоса, окончательно получаем величину необходимого давления, на которую должен быть отрегулирован предохранительный клапан

$$P_{системы} = P_{насоса} = 4 \cdot p_0;$$

– величина расхода смазочного материала определится как сумма расходов:



Рисунок 2 – Станок-стенд для испытаний гидростатических шпиндельных опор

Таблица 1 – Результаты испытаний шпиндельного узла с четырехкамерными опорами ($p_c=2,2$ МПа, золотниковый регулятор)

Экспериментальные данные											Теоретические данные					Расхождения		
$\omega, \text{с}^{-1}$	$W, \text{кН}$	$p_1, \text{МПа}$	$p_2, \text{МПа}$	$p_3, \text{МПа}$	$p_7, \text{МПа}$	$Q_{\text{неп}} \times 10^6, \text{м}^3/\text{с}$	$T_{\text{вх неп}}, \text{°К}$	$T_{\text{вых неп}}, \text{°К}$	$\Delta_6, \text{мкм}$	$\Delta_7, \text{мкм}$	$p_1, \text{МПа}$	$p_2, \text{МПа}$	$p_3, \text{МПа}$	$Q_{\text{неп}} \times 10^6, \text{м}^3/\text{с}$	$T_{\text{ср неп}}, \text{°К}$	$\left \frac{\Delta p_3}{p_3^T} \right \times 100\%$	$\left \frac{\Delta Q}{Q^T} \right \times 100\%$	$\left \frac{\Delta T_{\text{ср}}}{T_{\text{ср}}^T} \right \times 100\%$
0	0	1,31	1,58	1,87	1,62	9,9	298	299	0	0	1,34	1,61	1,93	9,2	298,9	3,1	8,3	2,3
5		1,34	1,59	1,83	1,63	10,2	298	302	6	5	1,37	1,62	1,91	9,6	300,4	4,3	6,4	6,0
10		1,37	1,63	1,80	1,65	10,9	298	305	8	4	1,39	1,67	1,88	9,9	302,1	4,8	9,8	5,9
20		1,39	1,65	1,79	1,66	11,5	298	306	10	2	1,41	1,69	1,90	10,2	303,6	6,1	13,1	8,3
0	15	1,92	1,41	1,09	1,72	10,3	298	299	112	0	1,96	1,43	1,14	9,5	298,9	4,9	8,9	3,4
5		1,90	1,43	1,10	1,70	11,2	298	303	106	7	1,95	1,46	1,17	10,4	301,5	6,8	7,6	7,5
10		1,87	1,48	1,14	1,68	12,1	298	306	101	5	1,93	1,51	1,22	11,0	304,0	6,9	10,1	7,8
20		1,81	1,53	1,15	1,66	13,0	298	308	98	5	1,88	1,54	1,25	11,4	305,1	9,0	14,2	9,3

$$Q = \sum_{s=1}^n Q_s = \sum_{s=1}^n \frac{h_0^3}{\mu} p_c K_{Q\Gamma_0},$$

где n – число направляющих;

K – число камер в одной направляющей;

h_0 – желаемая толщина смазочного материала, разделяющего поверхности скольжения;

μ – динамический коэффициент вязкости;

$K_{Q\Gamma_0}$ – безразмерный коэффициент, характеризующий расход смазочного материала.

Мощность электродвигателя определяется как

$$N = p_c Q.$$

Пример расчета приведем для случая модернизации фрезерно-расточного станка ЗАО НКМЗ SKODA W 200НС. Было установлено, что по паспортным данным удельная нагрузка, в предположении ее равномерного распределения по направляющим равна 10^6 Н/м^2 , смазочный материал имеет коэффициент динамической вязкости при 20 °C (293 К), $\mu_{20} = 0,06 \text{ н} \cdot \text{сек} / \text{м}^2$, число направляющих $n=6$, $K=4$.

Безразмерные коэффициенты несущей способности и расхода смазочного материала для $h=const$ составляли $K_W = 0,6$, $K_{Q\Gamma_0} = 12$, откуда:

– давление в камерах подвода смазочного материала согласно

$$p_0 = 10^6 \text{ Н/м}^2 \cdot 1,67 = 1,67 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

– давление в системе питания

$$p_c = P_{насосо} = 4 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 .$$

Величина расхода смазочного материала

$$Q = \sum_{s=1}^6 4 \frac{(3 \cdot 10^{-5} \text{ м})^3}{0,06} \cdot 1,67 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 \cdot 8 = \\ = 6 \cdot 4 \cdot \frac{27 \cdot 10^{-15}}{6 \cdot 10^{-2}} \cdot 1,67 \cdot 10^6 \cdot 8 = 14,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{сек} = 12,9 \text{ л / мин}$$

Выбираем насос производительностью 18 л/мин, т.к. 5 л/мин необходимо для смазки редуктора и червячного венца.

Мощность насоса

$$N_{насосо} = 4 \cdot 10^6 \cdot 14,4 \cdot 10^{-5} = 57,6 \text{ Н} \cdot \text{м / сек} < 0,6 \text{ кВт} .$$

Результаты исследований использованы при модернизации металлорежущего оборудования на ЗАО НКМЗ.

Выводы

Дальнейшее совершенствование опорных узлов жидкостного трения для тяжелых станков должно идти в направлении адаптивного управления характеристиками опорных узлов для повышения точности траектории перемещения исполнительных органов станков. Для обеспечения высокой точности шпиндельного узла необходимо наличие автоматических регуляторов расхода золотникового типа (бесконечная жесткость слоя смазки в опоре).

Литература

- 1 Максимов В.А., Усков М.К. Гидродинамическая теория смазки. - М.: Наука, 1985. - 144 с.
- 2 Ковалев В.Д., Бабин О.Ф. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования - Краматорск:ДГМА, 2003. -с.43-70, 97-102.
- 3 Численное решение задач в гидромеханике: Механика. Новое в заруб. науке/Под ред.Р.Рихтмайера. - М.: Мир, 1997. - Сер.14.- 208с.
- 4 Приходько О.Б., Ковалев В.Д. Практика расчетов опор жидкостного трения// Трение и износ.- 1987. -с.504-511. - т.8. - №3.
- 5 Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А.И., Пономарев Н. Б. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 800 с.

УДК 62-82.001.2

Цыганаш В.Е., Гермак В.С.

ДГМА, г. Краматорск, КНТУ, г. Кировоград, Украина

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОМ

Preconditions for the decision of a problem of optimum control by means of maintenance of the maximal value of efficiency of a hydrodrive are considered

Гидросистемы преобразовывают механическую мощность в хорошо передаваемую и распределяемую гидравлическую мощность для того, чтобы она снова превращалась обратно в гидроцилиндрах или в гидродвигателях в механическую мощность. С точки зрения экономии энергии это преобразование является оптимальным, если приводная мощность (объемная подача насоса умноженная на давление) согласована с потребностью. Такой режим успешно может быть реализован в самых дорогих системах с регулированием рабочего объема насоса и двигателя. В более простых системах приходится мириться с тем, что возможны ситуации, когда насос подает больше масла, чем требуется для потребителя, или когда отрегулированный напор насоса выше требуемого для потребителя давления. Неточности в выборе подачи или давления сопровождаются также отклонениями от оптимальных значений КПД и в процессе работы гидросистемы при изменении нагрузки [1]. Это особенно нежелательно для систем, работающих при больших мощностях и высоком коэффициенте использования, равном отношению рабочего времени к общему времени. Низкий КПД (большие потери мощности) усугубляется еще и тем, что это ведет к нагреванию среды (масла) и требует обширных мероприятий по охлаждению. Наиболее эффективным решением в этой ситуации может быть переход к оптимальному управлению, причем именно к оптимальному управлению по мощности, подобно тому, как это начало практиковаться при выборе и реализации оптимальных электрических режимов в мощных электротермических установках [2].

Целью настоящей работы является анализ функциональных особенностей модели и ее роли в решении задачи оптимального управления гидроприводом.

Пусть имеется управляемая гидросистема производственной машины. Требуется найти и поддерживать по ходу технологического процесса оптимальный режим таким образом, чтобы эффективность энергопреобразования была максимальной. В качестве начального звена в цепи энергопреобразования выбираем насос. В данном случае он

выполняет функции источника питания, который выдает в гидросистему мощность $P_H(t)$, где t - время. Часть этой мощности - $P_n(t)$ полностью преобразуется в механическую мощность. Пусть $P_{nom}(t)$ - мощность, которая характеризует общие потери в гидросистеме: гидравлические (потери напора), объемные (потери на перетекание жидкости через зазоры), механические (потери на трение в механизмах насоса и гидродвигателя), тепловые (потери на нагревание среды). Обозначим через $\Delta P_p(t) = q\Delta VP + p\Delta q$ величину, которая характеризует отклонение мощности от оптимального гидравлического режима в установке, выраженную через объемную подачу насоса q , давление в гидросистеме p и приращения этих величин.

Доопределим КПД, представив его в виде отношения механической мощности гидродвигателя $P_n(t)$ к приводной мощности гидронасоса $P_H(t)$. Такое определение удобно тем, что характеризует текущее значение коэффициента использования мощности источника питания (насоса) $K_n(t)$. Тогда в принятых обозначениях для оптимизационной задачи можно записать:

$$K_n(t) = \frac{P_H(t) - P_{nom}(t) - \Delta P_p(t)}{P_H(t)} \rightarrow \max \quad (1)$$

Множество допустимых решений определяется системой равенств и ограничений

$$L = \int_0^T \sqrt{\left(\frac{dq}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dp}{dt}\right)^2} dt, \quad (2)$$

$$q \leq q_{don}; p \leq p_{don},$$

Где L - постоянная, T - рабочее время протекания процесса, $q_{don}; p_{don}$ - максимально допустимые значения для гидросистемы по подаче и давлению на данном этапе технологического процесса.

Проанализируем главные предпосылки для решения задачи и роль модели в этом процессе. Выделим определяющие условия (главные особенности решаемой задачи).

Первым по важности является фундаментальное равенство мощности P как функции времени t и мощности как суммы её отдельных спектральных составляющих $\Omega_i, i = 0, 1, 2, \dots, k$

$$P(t) = \sum_{i=0}^k P(\Omega_i) \quad (3)$$

Подчеркнем, что в существующих методах решения оптимизационных задач оно обычно не используется, поскольку решение

задач ведеться во временной области. В данном случае это задача на условный экстремум функционала $K_n(t)$ с дифференциальными связями (2). В практике эксплуатации гидропривода оптимальная функция часто может находиться на границе множества допустимых управляющих функций (например, если управляющей функцией является мощность, то очевидно, эта мощность ограничена не только максимальным ее значением для источника питания, но и не может превышать значения, которое установлено на данном этапе технологического процесса). Вместе с тем, зачастую приходится работать так, чтобы установленная (заданная) на данном этапе мощность использовалась полностью. При этом если оптимальная функция лежит на границе множества допустимых управляющих функций, то вариационный подход к решению задачи, предполагающий возможность двусторонних вариаций, неприменим [3]. Использование других методов сильно усложняет систему управления и ведет к росту объемов вычислительных работ настолько, что принимать решения приходится по устаревшей информации. Поэтому условие (3) играет ключевую роль, так как позволяет «раскрыть» область определения допустимых управляющих функций посредством перехода к новым переменным, изменяющимся уже в открытой области [3]. Технически это реализуется с помощью модели, позволяющей определять поведение целевой функции, но уже в фазочастотной области.

Вторым условием является (2). Оно характеризует мощность, доступную для энергопотребителя на данном этапе проведения процесса. Её величина задается источником питания (фиксируется) в соответствии с требованиями технологического процесса и условиями эксплуатации оборудования. При таком подходе $P_H(t)$ можно рассматривать как частный критерий, а условие (2) как ограничение.

Третье условие дает представление о том, как используется мощность, выделенная для системы. Его основу составляет уравнение баланса мощностей

$$P_n(t) = P_H(t) - P_{nom}(t) - \Delta P_p(t) \quad (4)$$

Таким образом, в составе зависимости (4) кроме $P_H(t)$ можно выделить еще два частных критерия. Полученный составной критерий $P_n(t)$ в таком виде использовать для решения задачи неудобно. Чтобы иметь возможность однозначной оценки эффективности процесса преобразования энергии в системе на всех этапах её работы, это условие лучше применять в нормированной форме в виде $K_n(t)$ (1).

Переход к новым переменным выдвигает четвертое важное условие нахождения соответствия между переменными в фазочастотной области и переменными во временной области на основе соотношения (3). Для

широкого класса задач, к которому можно отнести и рассматриваемую задачу, найти это соответствие можно, воспользовавшись квадратичным функционалом, имеющим определенный максимум или минимум [4].

Пятое условие связано с требованием установления взаимосвязи между силовыми параметрами гидросистемы и информационными. Оно состоит в том, что квадратичный функционал можно представить в виде фундаментальной теоретической закономерности, которая в дальнейшем взята за основу при разработке математической модели, характеризующей процессы энергопревращений в гидросистеме.

Рассмотрим это условие подробнее. Для последовательного колебательного контура, имеющего добротность $Q > 1$ и содержащего реактивные элементы, активное сопротивление и управляемый генератор синусоидальных колебаний, обладающий малым внутренним сопротивлением, характерно наличие максимума для амплитудных значений тока и напряжения в режиме резонанса. Процессы в контуре обычно описываются уравнением резонансной кривой тока. Однако, в данном случае удобнее воспользоваться «приведенной» резонансной кривой, ордината любой точки которой представляет собой отношение текущего значения тока i к резонансному его значению i_0 или же – что в данном случае лучше – квадрат этого отношения (равный отношению энергий) [5]. Вместо токов в этом отношении можно брать проводимости или напряжения на реактивном элементе контура. Уравнение приведенной резонансной кривой можно записать в виде

$$\frac{i^2}{i_0^2} = \frac{1}{1 + Q^2(1 - K)^2} \quad (5)$$

Здесь Q - добротность контура при резонансе, а K характеризует квадрат отношения частот внешней электродвижущей силы (ЭДС) ω к собственной частоте контура ω_0 .

Интересно отметить, что достаточная общность этого условия обнаруживается не только при методе изменения частоты внешней ЭДС при постоянной собственной частоте контура, но и в случае изменения собственной частоты контура и постоянства частоты внешней ЭДС. Оба способа получения кривых резонанса дают максимум при $K = 1$, т.е. при $\omega = \omega_0$, причем для любых значений добротности. Но поведение этих кривых вдали от резонанса неодинаково, что особенно заметно вблизи $K = 0$ [5]. Эти особенности резонансных кривых очень важны при решении оптимизационной задачи, так как позволяют сравнивать различные колебательные контуры. Максимум всех кривых имеет одну и ту же координату (1,1), и сопоставление различных кривых в области максимума открывает перспективу моделирования экстремальных

зависимостей одной физической природы экстремальными зависимостями другой физической природы.

Шестое условие связано с технической реализацией такой модели, представленной зависимостью (5). Модель М (рис.1) состоит из следящего фильтра и управляемого по частоте генератора синусоидальных колебаний (УГ).

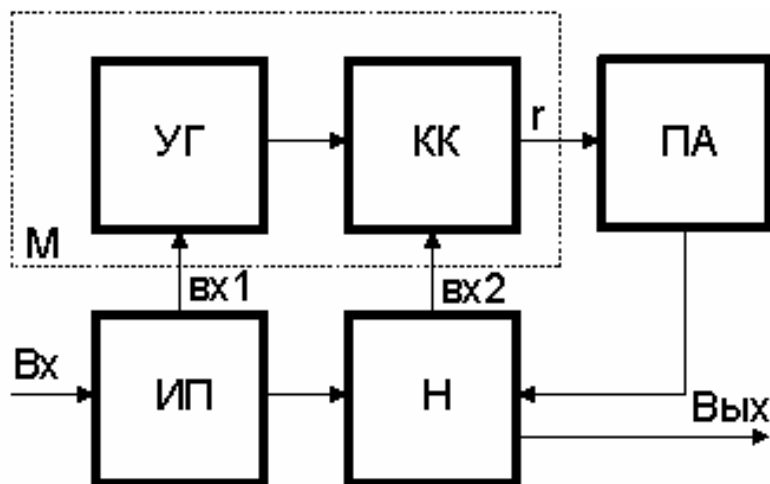


Рисунок 1 – структурная схема управления гидроприводом
 М – модель (информационная подсистема); УГ – управляемый генератор;
 КК – колебательный контур; ПА – подсистема автоматизации;
 ИП – подсистема "источник питания"; Н – подсистема "нагрузка"

Фильтр представляет последовательный колебательный контур (КК), индуктивность которого зависит от тока подмагничивания и может изменяться в широких пределах. Подключен фильтр к выходу УГ.

Воздействия, характеризующие составляющие функционала, а именно, объемную подачу насоса и давление в гидросистеме, поступают одновременно на входы модели vx_1 и vx_2 .

При воздействии первого из них, подаваемого на vx_1 , изменяется частота генерируемых колебаний управляемого генератора.

В свою очередь, при воздействии второго сигнала изменяется индуктивность колебательного контура КК, а следовательно, и его резонансная частота. Изменение частоты генерации происходит синфазно с изменением резонансной частоты КК, т.е. если первое воздействие проявляется в увеличении частоты генерируемых колебаний, то второе тоже ведет к увеличению резонансной частоты колебательного контура и наоборот. Глубина частотной модуляции по обоим входам подбирается одинаковой. При полной идентичности (одинаковости) спектральных составов входных сигналов в КК будет наблюдаться одинаковое изменение его резонансной частоты и частоты генерации. В результате при изменении обеих частот контур остается настроенным в резонанс. Подбором амплитуд и фаз спектральных составляющих входных сигналов

можно добиться, чтобы состояние резонанса в КК наступало тогда, когда рабочая точка, характеризующая процесс, находится на экстремали поверхности отклика, что соответствует оптимальному режиму. На выходе модели при этом будет только напряжение несущей частоты ω_0 . Его амплитуда будет максимальной.

Величину этого напряжения подбором параметров КК можно выбрать такой, чтобы она характеризовала оптимальное значение коэффициента использования мощности источника питания $K_n(t)$ [2].

Если полученное таким образом соответствие между моделью и моделируемым объектом поддерживать в процессе функционирования гидросистемы, то процесс в системе будет близок к оптимальному.

Более детально функциональные возможности модели и ее роль в процессе энергопреобразования может раскрыть седьмое условие. Оно связано с технической реализацией гидросистемы в целом. При этом гидропривод рассматривается как сложная система, в которой можно выделить управляющую и управляемую часть. Характерными чертами таких систем являются [6].

1. Наличие большого числа взаимосвязанных подсистем (элементов) со сложными структурными и функциональными отношениями между ними.

2. Функционирование отдельных подсистем не носит самостоятельного характера и обусловлено местом их в системе в целом. Наличие структуры ограничивает степень свободы отдельных подсистем и снижает их автономию; подобные ограничения имеют смысл в рамках согласования их совместного функционирования.

3. Иерархия (многоуровневость) структуры системы обуславливается наличием глобальной цели системы и частных целей отдельных подсистем.

4. Многокритериальность оценки функционирования системы ввиду многообразия целей отдельных подсистем и плохой формализуемости глобальной цели.

Указанные черты обуславливают объективные трудности в разработке универсальных подходов к решению задач синтеза сложных систем. В этих условиях правомерным выглядит подход, основанный на синтезе структуры системы. При этом одной из основных задач является определение состава системы; эта задача является неоднозначной и трудно формализуемой в алгоритмическом плане, для ее решения в реальных ситуациях используются разнообразные экспертные подходы.

Поскольку в нашем случае проблема синтеза структуры ориентирована на практическое приложение, то разделим ее на три составляющие [6].

1. Синтез структуры управляющей части (подсистемы), т.е. нахождение оптимального состава элементов и их взаимосвязей,

факторизация множества элементов подсистемы по типам характеристик связей.

2. Синтез структуры управляющей части (подсистемы), т.е. построение иерархии подсистемы, установление принципов организации управления с учетом координации целей подсистем различных уровней с глобальной целью всей части, распределение функций между уровнями и элементами на уровнях.

3. Синтез структуры систем передачи и обработки информации, т.е. определение связей между объектами и передаваемых массивов информации, а также размещение центров обработки информации.

На начальном этапе синтеза представим систему в виде двух подсистем: «окружающая среда» и собственно «энергопотребитель». Взаимодействие между ними осуществляется через потоки информации (управляющая часть) и энергии (силовая или управляемая часть). Распараллелим эти потоки, выделив отдельно управляемую (силовую) и управляющую часть. (Рис.1). Управляемую часть системы представим в виде двух взаимодействующих между собой подсистем, из которых первая обеспечивает отбор электроэнергии из сети, ее преобразование в гидравлическую энергию и подвод к гидродвигателю, а вторая – непосредственное преобразование гидравлической энергии в механическую работу. Условно определим первую как «источник питания» (ИП), а вторую – как «нагрузку» (Н). Обычно в первой подсистеме допускается регулирование мощности, отбираемой из сети, а во второй имеется возможность влияния на нагрузку, исходя из условий протекания технологического процесса и допустимых условий эксплуатации оборудования.

Для дальнейшей детализации структуры сформулируем требования к алгоритмам обработки информации, которые необходимо учитывать при реализации этой системы:

1. Для анализа и оценки процессов, происходящих в системе, необходимо выбрать математический аппарат (синтезировать базисную систему функций).

2. Для разрабатываемой динамической системы выбрать управление в форме программы или синтезировать оператор обратной связи.

3. Разработать процедуры принятия решений в информационной системе.

С учетом отмеченного управляющая часть также может быть представлена в виде двух взаимодействующих между собой подсистем, из которых первая по управляющим воздействиям p и q определяет оптимальное решение и отклонение от него, а вторая – устраняет эти отклонения. Условно определим первую как информационную подсистему (М), а вторую – как подсистему автоматизации (ПА). Материально

управляющая подсистема состоит из аналогового вычислителя, формирующего управляющее воздействие для подсистемы автоматизации.

В результате такой декомпозиции задача управления разбивается на два более простых этапа [7]. На первом этапе с помощью описанной модели формируется задание r (программная траектория) для подсистемы автоматизации, выполненной в виде системы автоматического регулирования (САР). На втором этапе с помощью САР осуществляется механизм реализации этой программы. От этого механизма требуется при заданном ресурсе обеспечить максимально возможную точность достижения цели, т.е. в процессе функционирования гидропривода обеспечить движение изображающей точки по оптимальной траектории.

Выводы

1 Проанализированы условия процесса энергопреобразования в гидросистеме, сформулирована задача оптимального управления гидроприводом.

2 Разработана концепция фазочастотного подхода к решению поставленной оптимизационной задачи, которую предложено решать на основе уравнения, связывающего энергию и информацию. Эффективность такого подхода подтверждена при управлении мощными электротермическими установками [7].

3 Реализована модель процесса энергопреобразования и на ее основе для гидросистемы разработана структурная схема двухэтапного решения оптимизационной задачи.

Литература

- 1 Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И.Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгорн и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988.-312с.
- 2 Цыганаш В.Е. Анализ модели силовой электрической цепи мощной электротермической установки // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація, випуск 58: -Донецьк: ДонНТУ, 2003. -С.130-135.
- 3 Гноенский Л.С., Каменский Г.А., Эльсгольц Л.Э. Математические основы теории управляемых систем. -М.: Наука, 1969.-512с.
- 4 Френкс Л. Теория сигналов. – М.: «Сов.радио», 1974. – 344с.
- 5 Калинин В.И., Герштейн Г.М. Введение в радиофизику. – М.: Госиздат тех.-теор.лит. 1957.-660с.
- 6 Дмитриев А.К., Мальцев П.А. Основы теории построения и контроля сложных систем. -Л.: Энергоатомиздат. 1988.-192с.
- 7 Цыганаш В.Е. Особенности двухэтапного решения оптимизационной задачи для сложной технологической системы // Металлургическая и горнорудная промышленность, 2005, №6.-С.105-109.

УДК 621.9

Мицьк В.Я.

ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ
И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВИБРОУСТАНОВКИ
СО ВСТРЕЧНОДВИЖУЩИМИСЯ ПОТОКАМИ РАБОЧЕЙ
СРЕДЫ В РЕЗЕРВУАРЕ**

The finishing-hardening vibration installations, used in metal working, were studied and the causes of their insufficient effectiveness were indicated. To increase the efficiency, universality and to expand the technological possibilities of such equipment the vibration installation with anti-moving flows of medium in reservoir which is, equipped by rotary deflector, is offered.

В практике металлообработки известны виброустановки, выполняющие отделочно-зачистные и упрочняющие операции при изготовлении широкой номенклатуры деталей машин и приборов [1].

Наибольшее распространение в современных производствах получили виброустановки с «U» - образными резервуарами и горизонтальной осью инерционного вибратора. Физическая сущность обработки деталей, оцениваемой количественно съёмом металла с единицы площади поверхности в единицу времени и качественно по величиной достигаемой шероховатости поверхности, во многом объясняется взаимным относительным перемещением гранул рабочей среды и деталей, вызванным закономерными колебаниями резервуара [2].

К недостаткам таких виброустановок следует отнести их невысокую эффективность, особенно на операциях черногого и чистового шлифования, где требуется получение большого ($2,5 \text{ мг/ч}\cdot\text{см}^2$ и более) съёма металла в течение непродолжительного (до 120 мин) технологического времени обработки. Наблюдениями за процессом, проведенными в НИЛ «ОСА» ВНУ им. В. Даля установлено, что при работе виброустановки в диапазоне амплитуд $0,5...4,0$ мм с использованием гранул рабочей среды с размером $5...35$ мм на удалении $250...350$ мм от рабочей поверхности резервуара, силовой импульс, передаваемый ею в глубь среды, за счёт её демпфирования гасится, что способствует образованию зоны неактивной обработки. В колеблющемся по эллипсообразной траектории резервуаре $50...60$ % одновременно обрабатываемых деталей, увлекаемых в циркуляционное движение рабочей средой, попадают в неактивную зону обработки и в силу отсутствия, необходимой для выхода из неё, кинетической энергии находятся в этой зоне на протяжении нескольких (не более $8...10$) рабочих

циклов, совершаемых средой в колеблющемся резервуаре. При этом микрорезание, определяемое разностью скоростей движения гранул и деталей, в зоне неактивной обработки практически отсутствует, в виду того, что формирующие его процессы, такие как давление гранул рабочей среды на поверхности обрабатываемых деталей и скорости относительного перемещения гранул и деталей, движущихся в резервуаре в одном направлении, минимальны [3, 4].

Известна виброустановка, имеющая резервуар с кольцеобразным поперечным сечением, наружная продольная поверхность которого охватывает рабочую среду, а внутренняя охватывается рабочей средой. Конструкция резервуара позволяет увеличить скорость движения гранул среды и обрабатываемых деталей. Вместе с тем скорость микрорезания, оставаясь равной разности скоростей движения гранул и деталей, возрастает. Для достижения различного технологического результата и с целью управления процессом обработки резервуар в сечении выполняют цилиндрической, овальной, корсетной и другой формы [5]. Таким образом, одновременно с незначительным повышением интенсивности обработки за счёт увеличения разности скоростей движения гранул среды и деталей виброустановка обладает недостатком, состоящим в необходимости сменных, различных по форме резервуаров, используемых для различных технологических целей.

С помощью скоростной киносъёмки процесса установлено, что если в конструкцию «У» - образного резервуара, обечайка которого представлена незамкнутой наружной рабочей поверхностью, охватывающей среду, ввести внутренний элемент в виде дефлектора, поверхность которого охватывается средой, то в содержимом резервуара при его движении возникают встречные потоки слоёв рабочей среды. Характер встречных потоков такой, что слои, расположенные у охватывающей поверхности, т.е. у стенок и днища, перемещаются в направлении, противоположном движению резервуара, а слои среды расположенные у охватываемой поверхности, т.е. у дефлектора перемещаются в направлении, совпадающим с направлением движения резервуара. При этом циркулирующее движение слоёв расположенных у охватывающей и охватываемой поверхностей находятся в противофазе. Очевидно, что такой характер движения среды повышает производительность процесса обработки за счёт того, что скорость относительного перемещения гранул и деталей, т.е. скорость микрорезания, значительно возрастает и становится равной не их разности, а их сумме [2].

В НИЛ «ОСА» ВНУ им. В. Даля разработана виброустановка модели ВМИ – 100Д, конструктивная схема (рис. 1), техническая характеристика (табл. 1).

На основании 1, установленном на амортизаторах 2, смонтирован электромеханический привод 3, который через вал 4 клиноременной передачи 5 и гибкую муфту 6 передаёт вращение на вал 7 инерционного вибратора, оснащённого дебалансными грузами 8 и помещённого в

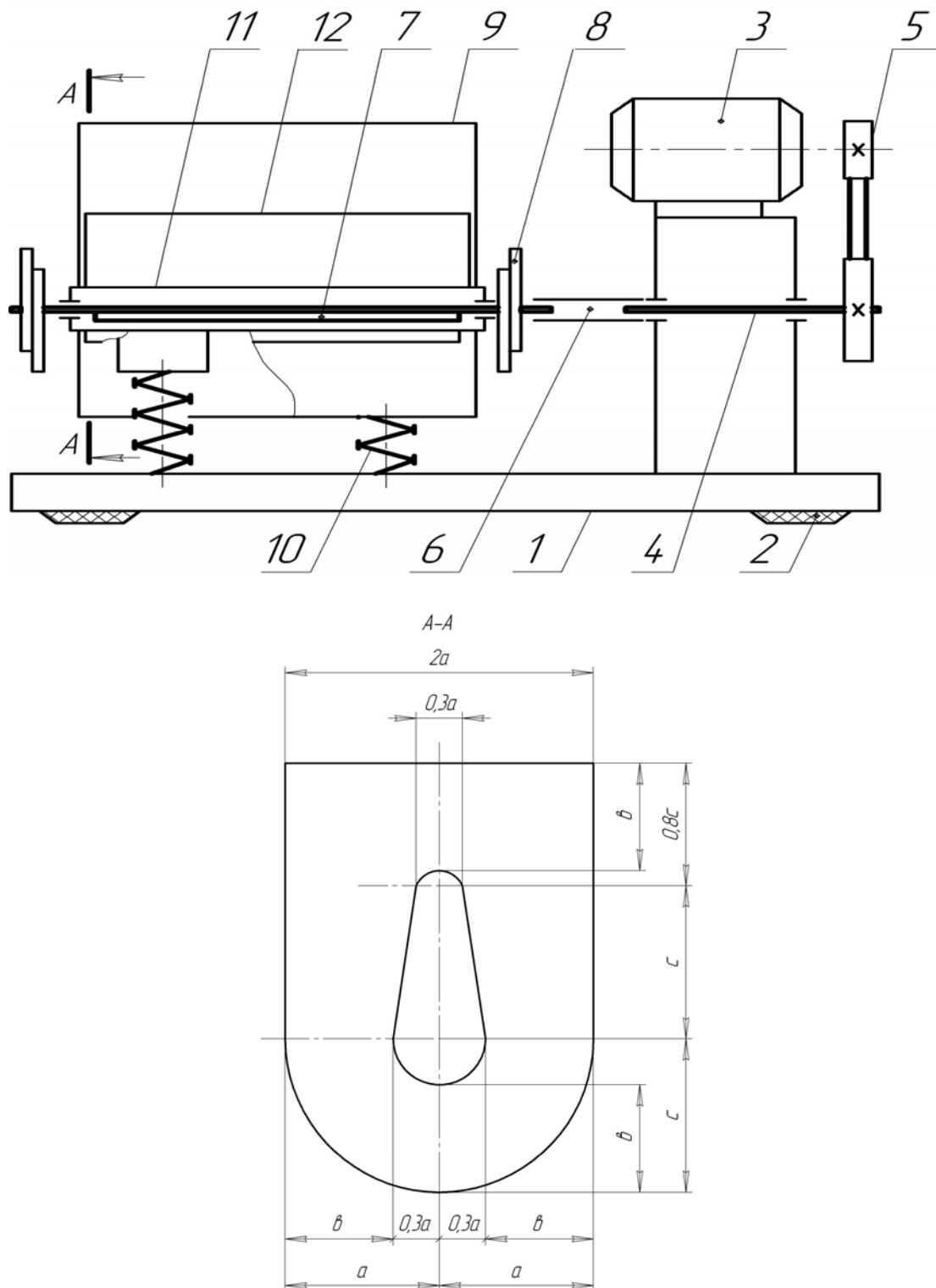


Рисунок 1 – Конструктивная схема виброустановки модели ВМИ-100Д

резервуар 9 на подшипниковых узлах. При этом ось вала 7 вибратора совпадает с продольной осью резервуара 9, который установлен на основании 1 с помощью, состоящей из четырёх цилиндрических пружин, упругой подвески 10. Внутри резервуара 9 вал 7 вибратора закрыт жёстким кожухом 11, изготовленным в виде трубы, на которой монтируется дефлектор 12, выполняющий функции охватываемой рабочей поверхности.

Таблица 1 – Техническая характеристика виброустановки модели ВМИ – 100Д

№ п/п	Наименование параметров	Значение параметров
1	Геометрический объём контейнера, дм ³	100
2	Рабочий объём контейнера, дм ³	70
2	Частота вибрации, Гц	34, 43, 52, 61
3	Амплитуда колебаний, мм	1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0
4	Коэффициент эллипсности	1,5...1,7
5	Мощность электродвигателя, кВт	3,5
6	Габаритные размеры, мм	1250×650×1100
7	Масса, кг	510

Дефлектор в своём поперечном сечении представляет собой плоскую фигуру, образованную путём сопряжения прямыми линиями двух диаметрально повернутых друг к другу полуокружностей, центры которых удалены на расстояние, равное радиусу большей полуокружности.

Дефлектор установлен в резервуаре таким образом, что центр большей полуокружности его поперечного сечения совпадает с центром радиусной части днища резервуара. Конструктивно дефлектор имеет возможность поворота относительно вертикальной оси большей полуокружности в прямом и обратном направлении движения часовой стрелки. При повороте дефлектора предусмотрены четыре жёстко фиксированных положения во внутреннем пространстве резервуара, определяемые углами отклонения вертикальной оси дефлектора от вертикальной оси резервуара.

Значения углов поворота дефлектора в направлении движения среды в резервуаре и против него, т.е. как по часовой стрелке, так и против, принимаются равными 10 и 30 градусов. Угол поворота дефлектора, равный 10 градусам, принимается из условия создания протяжённого участка внутреннего пространства резервуара, в котором среда подвергается воздействию прямолинейных, параллельных друг другу рабочих поверхностей, одна из которых, является охватывающей, а другая охватываемая средой. Угол поворота дефлектора, равный 30 градусам, принимается из условия создания в поперечном сечении резервуара двух

клиновидных участков, из которых площадь меньшего участка составляет 30...35 % площади сечения резервуара и равна площади сечения дефлектора. Площадь большего участка составляет 60...70 % площади резервуара и вдвое превышает площадь сечения дефлектора.

При повороте дефлектора на угол 10 градусов по часовой стрелке стабильный характер движения среды в резервуаре с установившимися скоростями циркуляционного и осциллирующего движения, определяющими скорости микрорезания и упругопластического деформирования, заметно изменяется. Первоначально, при переходе от зоны *I* к зоне *II*, в которых рабочая среда перемещается под воздействием рабочих поверхностей *A* и *B*, происходит увеличение ширины слоя среды в 1,6...1,7 раза. В дальнейшем, при переходе к зоне *III*, где определяющим является воздействие поверхности *K*, а затем и в зоне *IV*, где на рабочую среду воздействуют поверхности *B* и *G*, ширина слоя среды уменьшается до первоначальной, установленной в зоне *I*, величины, которая сохраняется неизменной в зонах *V* и *VI*, где воздействие на среду оказывают поверхности *D* и *M* (рис. 2, а).

Во всех закрытых зонах *I*, *II*, *IV*, *V* и *VI*, в которых среда ограничена как охватывающей так и охватываемой поверхностями наблюдается встречное движение восходящих и нисходящих потоков среды. В открытой зоне *III* встречные потоки отсутствуют и движение здесь ускоренное нисходящее. В зоне *I* стабильно протекающий активный процесс перемещения среды с установившимися скоростями циркуляционного и осциллирующего движения сменяется на вялотекущий и ярко выраженным разрежением среды и пониженными скоростями гранул и деталей. Активность встречнодвижущихся потоков у рабочих поверхностей *A* и *B* одинакова. Такому характеру кинематики в полной мере отвечают процессы, протекающие в зоне *II*. В зоне *III* уплотнение потока среды не отмечается в виду одностороннего воздействия на него со стороны рабочей поверхности *K*. Для зон *IV*, *V* и особенно *VI* характерен рост циркуляционной скорости нисходящих потоков в слое со встречнодвижущимися потоками среды, которые подвержены воздействию рабочих поверхностей *D* и *M* резервуара и дефлектора.

При повороте дефлектора по часовой стрелке в зоне *IV* резервуара уменьшается количество поступающих из зоны *III* гранул среды и деталей. Как результат в зонах *V*, *VI* и *I* уменьшается взаимное давление гранул и деталей, что приводит к наименьшему съёму металла. Такая технологическая ситуация благоприятна для проведения операций чистового шлифования и полирования, отличающихся ограниченным съёмом металла и высокими классами чистоты поверхности.

При повороте дефлектора на угол 10 градусов против часовой стрелки (рис. 2, б) изменение ширины слоя среды происходит аналогично. Отличия

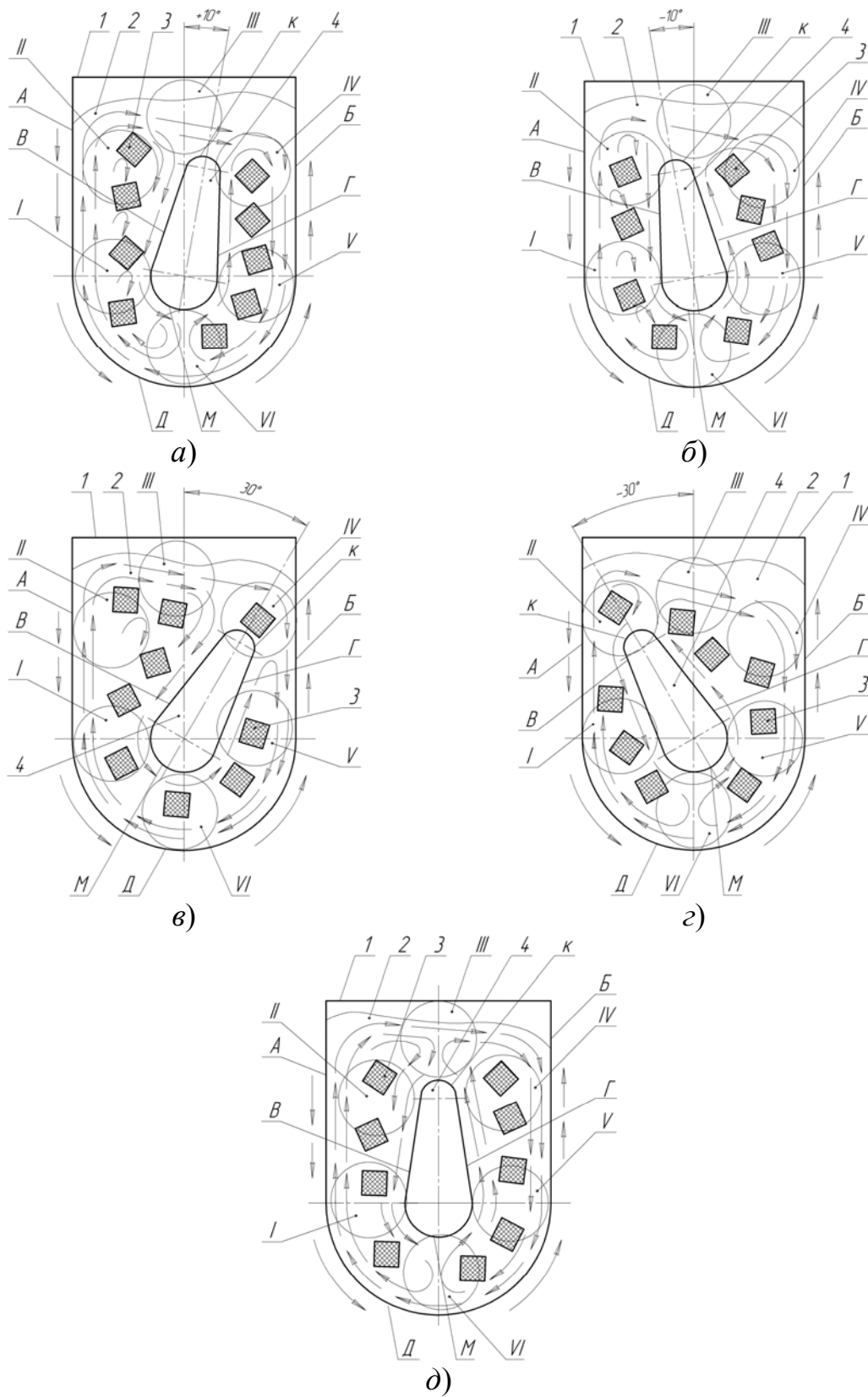


Рисунок 2 – Технологические возможности управления процессом обработки в «U» – образном резервуаре с поворотным дефлектором
 1 – резервуар; 2 – рабочая среда; 3 – обрабатываемые детали; 4 - дефлектор

от предыдущей ситуации, состоящие в расположении восходящих и нисходящих потоков среды у поверхностей *A, B, D* резервуара и *B, Г, М, К* дефлектора, позволяют наблюдать, что из зоны *IV* в зоны *V, VI, I* и *II* поступает сравнительно большее количество среды и деталей. При этом взаимное давление между гранулами и деталями достигает максимума, что приводит к увеличению съёма металла. Такая технологическая ситуация благоприятна для проведения операций очистки от пригара и окалина, черного шлифования, отличающихся повышенным съёмом металла и низкими классами чистоты поверхности.

Среднее положение дефлектора (рис. 2, д) используется для промежуточных операций, таких как шлифование, удаления заусенцев, облоя и др. Увеличение угла поворота дефлектора от 10 до 30 градусов (рис. 2, в, г) сохраняет выявленные закономерности механизма обработки, повышая степень их влияния на скорость достижения требуемого технологического результата.

Таким образом, оснащение резервуара поворотным дефлектором повышает его универсальность и расширяет технологические возможности использования виброустановок в металлообрабатывающих отраслях промышленности. Кроме того, такая конструктивная особенность даёт возможность управления процессом при достижении конкретного технологического результата виброобработки.

Литература

- 1 Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 1998. – 624 с.
- 2 Мицык В.Я. Интенсификация обработки деталей в вибрирующих резервуарах встречнодвижущимися потоками рабочей среды: Дис... канд. Техн. Наук: 05.02.08. – М., 1988. – 232 с.
- 3 Мицык В.Я. Виброустановки для отделочной и упрочняющей обработки и физико-механические особенности выбора режимов движения их резервуаров // Proc. International Conf. «Strategy of Quality in Industry and Education», June 2005. – Varna (Bulgaria). – P. 182 - 185.
- 4 Мицык В.Я. Динамическое состояние «U» - образного резервуара виброустановки для отделочно-зачистной и упрочняющей обработки // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. – Луганськ: вид-во СНУ, 2005. – С. 265 - 270.
- 5 Пат. 3918212 США, МКИ В 24 В 31/06. Apparatus for finishing parts / Harvey G. Van Fossel, (США); Mishawaka Ind. (США). - № 418556; Заявл. 23.11.73, Опубл. 11.11.75; НКИ 51/163.

УДК 621.9

Кушик В.Г.

НТУУ «КПІ», Київ, Україна

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

It is considered the mechanism of formation radial jumping in wide-range a tightening patron with animation and the factors of design and technological character influencing increase of operational accuracy of elements of target mechanisms of the metal cutting equipment.

Эксплуатационная точность одно- и многошпиндельных токарных автоматов определяется погрешностью линейных размеров, полем рассеивания значений конкретных параметров (длина, диаметр, высота уступов) обработанных деталей и погрешности формы (овальность, конусность, биение) и зависит одновременно от значительного числа факторов, причем влияние каждого из них может быть достаточно существенно [1, 3]. Для автоматов общая погрешность зависит от геометрической погрешности, погрешности изменения настройки станка, погрешностями связанными с нестабильностью положений рабочих органов станка, нестабильностью процесса резанья и погрешностями постоянно изменяющимися с течением времени. Эти погрешности возникают из-за ряда многочисленных факторов, в том числе из-за различной регулировки зажимных цанг, изменения регулировки цанг, погрешности базирования или подачи прутка до упора, колебания твердости заготовки, динамической неустойчивости системы, износом режущего инструмента, температурными деформациями системы.

Поэтапное решение проблемы обеспечения высоких показателей эксплуатационной точности является актуальной задачей для токарных автоматов.

Цель настоящего исследования – расширение технологических возможностей токарных автоматов и обеспечение заданных показателей эксплуатационной точности конструкторско-технологическими методами.

В ранее проведенных исследованиях [1, 2, 3, 4] недостаточно исследовано влияние изменения диаметра заготовок, зажимаемых в широкодиапазонных зажимных патронах (ШЗП), на показатели радиальной и осевой точности и других эксплуатационных характеристик.

При синтезе новых конструкций зажимных цанговых патронов с одно- и многорядной мультипликацией и с цилиндрической цангой использован метод гранного расчленения зажимного элемента

треугольником, а также метод морфологического анализа [1, 2]. Для повышения эксплуатационной точности предложены конструкции зажимных цанговых патронов с многорядной мультипликацией и цилиндрической цангой, неподвижной в осевом направлении (рис. 1).

Зажимной цанговый патрон с двухрядной мультипликацией [2, 4, 5, 6], (рис.1) состоит из зажимной цанги 1 с конической рабочей частью, которая размещена внутри корпуса 2. Зажимные элементы 3 цанги 1 образованы разрезами. Дополнительные элементы 4 выполнены за одно целое с упругой частью цанги 1. Между зажимными элементами 3 размещенные, Боковые грани дополнительных элементов 4 взаимодействуют с боковыми гранями зажимных элементов 3.

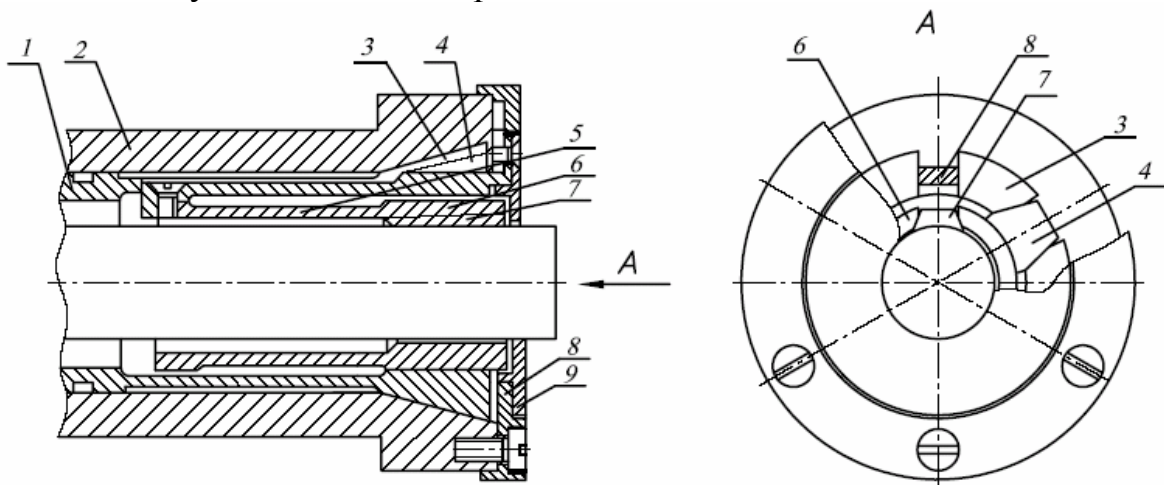


Рисунок 1 – Широкодиапазонный цанговый патрон повышенной точности.

Внутри цанги 1 с конической рабочей частью размещенная цанга 5 с цилиндрической рабочей частью, зажимные элементы которой выполнены в виде образованных разрезами сегментов 6 и размещенных между ними дополнительных элементов 7. Соединительные планки размещенные в прорезах цанги 1 с конической рабочей частью, один конец которых жестко связан с хвостовиком цанги 5 с цилиндрической рабочей частью, а второй, со стороны переднего торца патрона, находится в пазах недвижимого фланца 8. С помощью винтов соединительные планки крепятся к хвостовой части цанги 5. Крышка 9 предотвращает попадание стружки в рабочие части патрона. Винтами крышка 9 и соединительные планки крепятся к неподвижному фланцу 8. В глухих отверстиях фланца 8 размещенные пружинные шайбы, которые постоянно поджимают его и препятствуют самоотвинчиванию винтов, которыми фланец 8 крепится к торцу корпуса 2. Зажим прутка осуществляется дополнительными элементами 7 цанги 5 с цилиндрической рабочей частью. Цанги 1 и 5 установлены одна относительно другой так, что внутренние рабочие поверхности дополнительных элементов 4 контактируют с внешней

поверхностью сегментов 6. Соединительными планками цанга 5 с цилиндрической рабочей частью удерживается недвижимой в осевом направлении.

При движении трубы зажима влево цанга 1 с конической частью перемещается также влево. Зажимные элементы 3 боковыми скошенными плоскостями давят на дополнительные элементы 4, которые, в свою очередь, давят на цилиндрическую поверхность сегментов 6, и за счет скосов перемещают дополнительные элементы 7, а последние своими рабочими поверхностями взаимодействуют с прутком. Происходит зажим прутка. Разжим прутка происходит в обратной последовательности.

Независимо от отклонений диаметров обеспечивается высокая надежность и осевая точность зажима за счет жесткой связи цанги 5 с цилиндрической рабочей частью с корпусом 1 при помощи соединительной планки и недвижимого фланца 8.

Основным фактором, влияющим на образование радиальных биений заготовки при зажиме в ШЗП, являются как и в других конструкциях цанговых патронов, точность изготовления патрона и его элементов, количество сопряжений, разброс сил трения и сцепления в сопряжениях, жесткость губок цанги и ее разброс и т.д. Однако, наличие многоуровневой мультипликации при расчленении основного зажимного элемента (лепестков цанги) привело к появлению дополнительных факторов, влияющих на величину радиального биения, так, невозможно в ШЗП получить абсолютно симметрическую систему сил зажима из-за невозможности выполнить точно разрезы между элементами цанг.

При зажиме в ШЗП происходит уплотнение контакта между элементами цанги (шероховатости и волнистости) за счет контактного сближения поверхностных слоев (рис.2).

Зона радиальных биений оправки, зажатой в ШЗП, будет расположена внутри конуса описанного поворотом радиус-вектора вокруг оси вращения ШЗП. Результирующее радиальное биение находят как:

$$\bar{\Delta}p = 2(\bar{\Delta}_r + \bar{\Delta}_M + \bar{\Delta}_C)$$

где $\bar{\Delta}_r$ – смещение центра из-за геометрической неточности изготовления патрона; $\bar{\Delta}_C$ – смещение центра из-за разброса радиальных сил и жесткостей каждого элемента ШЗП; $\bar{\Delta}_M$ – смещение элементов патрона из-за разброса моментов сил и поворотных жесткостей патрона. При числе элементов цанги $z > 2$, поворот оправки происходит в пространстве и при определении результирующего биения необходимо рассматривать их векторную сумму.

Аналитическое определение величины радиального биения базируется на теоретических рассуждениях.

Погрешность из-за несимметричности и разброса сил зажима при закреплении оправки

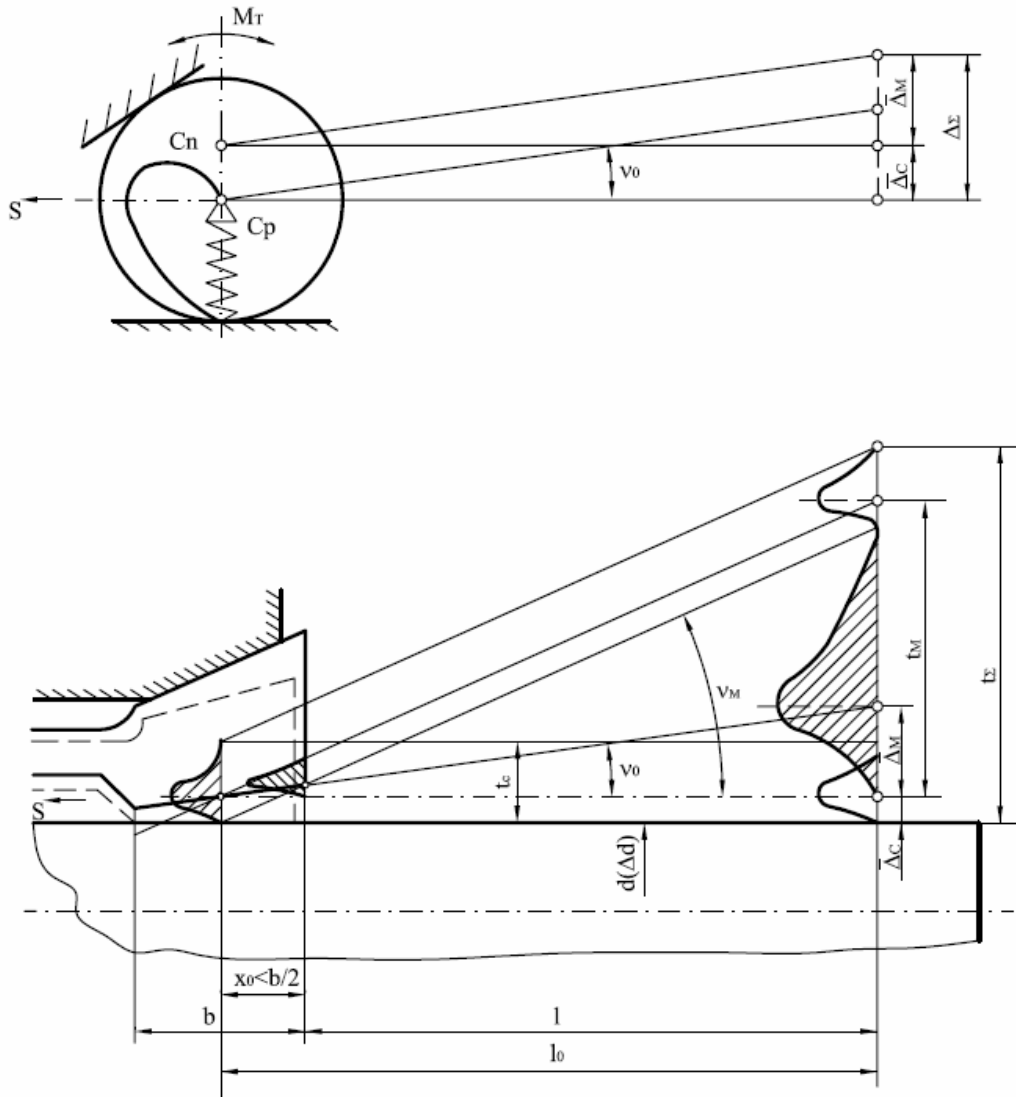


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения радиальной точности в широкодиапазонном цанговом патроне

$$\Delta_C = \frac{\Delta T}{C_p} \cdot K_M,$$

где ΔT – разброс сил зажима; C_p – радиальная жесткость ШЗП; K_M – коэффициент, учитывающий влияние многорядной мультипликации в ШЗП

$$\Delta_C = \frac{Sf \sin \alpha + \sin^m \beta_k}{2[\sin \alpha + f \cos \alpha] C_l},$$

где C_l – жесткость лепестка цанги; m – число рядов мультипликации; β_k – угол разрезки цанги.

Из-за разности моментов трения в упруго-фрикционном шарнире радиусом R_{uu} возникает отжатие Δ_M на вылете l_p

$$\Delta_M = \Theta l_p = \frac{SfR_{uu}l_p \sin(\beta_k - \varphi)}{2[\sin \alpha + f \cos \alpha]C_l}$$

При определенных допущениях, при качественной сборке и изготовлении ШЗП можно считать что $\Delta_r \approx 0$, тогда учитывая что Δ_M и Δ_C имеют разные знаки, получим

$$\Delta_p = \frac{Sf}{2(\sin \alpha + f \cos \alpha)} \left[\frac{\sin \alpha \sin^m \beta_k}{C_l} + \frac{R_{uu}l_p \sin(\beta_k + \varphi)}{C_l} \right]$$

При этом делается допущение, что коэффициенты трения и сцепления между элементами ШЗП одинаковы и постоянны.

С учетом геометрических погрешностей Δ_r , определяемых по известным методикам

$$\bar{\Delta}_p = 2\sqrt{\Delta_p^2 + (\Delta_C + \Delta_M)^2},$$

Определим радиальное биение в зависимости от колебания силы зажима ΔT и перекашивающих моментов M_T на примере ШЗП с допущениями, что поле рассеивания Δ_C и Δ_M подчиняются закону Максвелла. Можно считать, что биение при зажиме зависит от разброса сил ΔT , а из-за погрешности разгрузки на z лепестков по углу $\Delta\psi$ и разводки $\Delta\Theta$, и из-за разброса коэффициента трения f в конических и плоских сопряжениях ШЗП. Поле рассеивания

$$t_C = 3\sigma_C = \frac{\Delta T}{l_p} = \frac{1}{C_p} \sqrt{\Delta T_\theta^2 + \Delta T_\psi^2 + \Delta T_f^2} = \sqrt{t_{CB}^2 + t_{C\psi}^2 + t_{Cf}^2},$$

$$\text{где } t_{C\theta} = \frac{\Delta\Theta}{C_p} \left\{ x_m C_l + \frac{2EIctg(\alpha + \varphi)\sin(\beta_k - \varphi)(l_l + a)}{l_l(l + a)[arctg(\alpha + \varphi)]} \right\};$$

$$t_{C\psi} = \frac{Sl_l tg 2\Delta\psi}{0,00873E(R^2 - r^2)\psi \sin^m \beta_k},$$

$$t_{Cf} = \frac{S\Delta f \cdot \sin(\beta_k - \varphi)}{[1 + 2f \cos(\alpha + \varphi)]C_l},$$

где l_l , a , b - длина лепестка, конической и рабочей части губки цанги ШЗП, R и r - радиусы поперечного сечения лепестка, S - осевая сила.

Опытные образцы данного типа зажимных цанговых патронов испытаны в экспериментальных и производственных условиях, применительно к многошпиндельным токарным автоматам. Как показали экспериментальные исследования, ШЗП с одинарной и двойной

мультипликацией позволяет надежно зажимать прутки с отклонениями диаметра 2-3мм. Сравнительные испытания этих патронов показали, что коэффициент относительного разброса силы проталкивания составляет для обычной зажимной цанги 2.85, для ШЗП – 2,94; максимальный разброс величины оттягивания прутка для обычной зажимной цанги составляет 0,9мм, для ШЗП – 0,6мм; максимальный разброс радиального биения соответственно составляет 0,1 мм и 0,46мм, а коэффициент охвата диаметра – 0,025 и 0,15. Для повышения осевой точности зажима ШЗП снабжены цилиндрической цангой неподвижной в осевом направлении, жестко связанной со шпинделем.

Кроме конструкторского обеспечения эксплуатационной точности предусмотрено ряд технологических мероприятий, в частности использован метод вибрационного накатывания для создания регулярного микрорельефа на поверхностях трения и рабочих поверхностях губок зажимных цанговых патронов.

Разработанные конструкции широкодиапазонных зажимных патронов позволяют повысить осевую точность обработки прутка в 2,2 – 2,5 раза и зажимать горячекатанный прутки, а также прутки с отклонением диаметра до 3мм, при этом исследованные конструкции показали стабильную силу проталкивания и момента прокручивания при отклонениях диаметра зажима до 2 мм.

При серийном производстве ШЗП целесообразно использовать высокоэффективную малоотходную технологию изготовления зажимных цанг из литых заготовок.

Одной из особенностей технологии изготовления ШЗП является разрезка треугольником основной зажимной цанги и цилиндрической цанги и обеспечивание при этом достаточно высокой точности разрезки.

Литература

- 1 Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А. Принципы создания самонастраивающихся и широкодиапазонных зажимных механизмов. Изд-во об-ва "Знание" УССР, 1985.-21 с.
- 2 Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г. Широкодиапазонный цанговый патрон для токарных автоматов – Технология и организация производства, 1987 – №3 – с.32-34
- 3 Токарные многошпиндельные автоматы. М., Машиностроение, 1978.– 309с.
- 4 Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова – К: Техника : София : Гос. изд-во "Техника", 1988–222с.
- 5 Кушик В.Г. Характеристики широкодіапазонних затискних патронів // Технологія і техніка друкарства. – 2005 – №1. — С. 66-72.
- 6 Цанговый патрон. А.с. №1284725 СССР, МКИ В23В31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, Л.В. Левченко. - №3943919/31; заявл. 23.08.85, Опубл. 23.01.87, Бюл. №3, 1987.
- 7 Кузнецов Ю.М., Кушик В.Г., Волошин В.Н. Схеми охоплення заготовок різними затискними патронами. – Вісник ТДТУ – 2002 - №3, т.7 – С. 23-28.

УДК 621.9

Ковалев В.Д., Гаков С.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

СИНТЕЗ АДАПТИВНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ СЛОЖНОПРОФИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ

The problems of creation of adaptive systems for control of process of machining complex contoured surfaces on rigs are considered.

Введение

Как известно обеспечение высокой точности изготовления деталей сложного профиля с помощью лезвийной обработки, даже в настоящее время, сопряжено с большими трудностями. Традиционные методы решения этой задачи, такие как увеличение жесткости и точности станков, применение нового инструмента, к настоящему времени уже исчерпывают себя. Для современного производства, где с каждым годом повышаются требования, как к точности, так и к стабильности параметров изделий после механической обработки, наиболее полными критериями для оптимальности являются основные параметры – экономичность, производительность, точность и качество поверхности. При этом оптимизация процесса резания должна обеспечивать экстремум одного или нескольких параметров при достижении допустимых значений остальных.

В последние годы проблему высокой точности при достижении максимальной производительности пытаются решить интеллектуализацией систем управления, а также применением адаптивного и оптимизирующего управления процессом резания. Применением адаптивных систем в условиях сложнопрофильной обработки возможно обеспечить оптимизацию процесса резания за счет изменения условий обработки, прежде всего режимов резания, в зависимости от конкретных условий стружкообразования в каждой точке профиля детали. Новые требования, выдвигаемые современным производством, требуют комплексной реализации адаптивного управления процессом обработки.

Сложнопрофильная обработка характеризуется нестационарностью большинства ее параметров: параметров удаляемого припуска и сечений срезаемых стружек, текущих значений геометрических параметров режущих кромок инструмента, допустимыми в текущий момент времени критическими значениями скорости резания, подачи. Это приводят к неравномерному износу инструмента [1]. Наиболее простые системы контроля износа инструмента, по времени работы малоэффективны из-за значительных вариаций твердости и припусков заготовок и стойкости инструмента.

Анализ литературных источников [2,3,4] и производственных наблюдений показывает, что на точность обработки при сложнопрофильной обработке большое влияние оказывают упругие деформации технологической системы от сил резания. При обработке сложного профиля фрезами (концевыми и торцевыми) особенно велико значение упругих деформаций инструмента. Большие упругие деформации возникают не только при черновом, но и при чистовом фрезеровании. В местах изменения конфигурации детали изменяется величина и направление силы резания, деформации системы многократно возрастают, процесс деформирования носит сложный характер. Это особенно видно при обработке участков внутренних сопряжений, там, где угол контакта фрезы с деталью резко возрастает [5]. Следовательно при обработке сложнопрофильных деталей фрезами удельный вес деформации фрезы в общей податливости системы велик.

Из этого следует, что при обработке сложнопрофильных деталей на станках с ЧПУ необходимо применять комплексное адаптивное управление, учитывающее упругие перемещения инструмента и его износ в процессе резания.

Основная часть

Как отмечалось в работах [1,2,3,4], значение силы резания достаточно полно характеризует величину упругой деформации системы СПИД, а, следовательно, и зависящую от нее точность обработки. Изнашивание инструмента оказывает влияние практически на все выходные параметры обрабатываемой детали. Постепенное затупление инструмента приводит к изменению шероховатости, глубины наклепа, твердости и т.д. Увеличение величины износа по задней поверхности для концевых фрез приводит к возрастанию силы резания, что сказывается на устойчивости технологической системы. Упругие перемещения системы возрастают (особенно инструмента), а это отражается на точности готовых изделий.

Интенсивность износа инструмента зависит от нагрузок, действующих на режущие кромки инструмента. Для активного контроля износа инструмента применяют косвенные методы измерения. Экспериментальные исследования свидетельствуют о существовании определенных функциональных зависимостей между ростом значений режущих усилий и параметрами износа [7]. Кроме этого в работе [8] указано на наличие корреляционной связи между параметрами акустической эмиссии (АЭ) и состоянием рабочих поверхностей инструмента (износом). Высокая помехозащищенность акустических сигналов из зоны резания в области частот, превышающих частоты от шумов работающих узлов станка, обеспечивает получение надежной информации об износе инструмента, изменении свойств материала и т.д.

При сложнопрофильной обработке функциональную зависимость $F = f(h_s)$ (зависимость силы резания от износа инструмента) довольно

сложно, а порой и не возможно определить аналитическим выражением. На рост усилия резания помимо затупления влияют форма инструмента, глубина резания, подача, скорость резания и свойства обрабатываемого материала (легирующие примеси, твердость временное сопротивление). При установившемся режиме резания изменение сил резания возникают из-за выкрашивания режущих кромок, наличия мест повышенной твердости детали, а также изменения припуска на обработку (глубины резания). При фрезеровании происходит резание не одной, а несколькими режущими кромками многолезвийного инструмента [6], следовательно необходимо вести исследования в области создания адаптивных систем использующих не только одну единственную, как правило, традиционную термосиловую характеристику процесса обработки, но и параллельно информативные параметры АЭ и ее признаки (рис.1). Известно, что низкочастотные колебания вызываются нестационарностью процесса резания и зависят от многих внешних факторов, в первую очередь от жесткостных и инерционных характеристик элементов ТС, тогда как волны АЭ порождаются физическими процессами при обработке резанием (разрушение, трение, пластическое деформирование рис.1). Кроме того, источником сигналов АЭ является инструмент. Так как инструмент работает в области упругих деформаций, то основными источниками сигналов АЭ будут процессы зарождения, роста микротрещин, выкрашивание режущей части, его поломка. Из этого следует, что при резании источниками АЭ являются: упругое деформирование обрабатываемого материала; зоны пластического деформирования обрабатываемого материала; процесс разрушения обрабатываемого материала при образовании стружки; трение по передним и задним поверхностям РИ; выкрашивание режущей части инструмента и его поломка. Хотя большое количество сигналов АЭ из зоны резания затрудняет процесс выбора наиболее информативного из них, наличие в зоне резания параллельно-последовательных превращений различной энергоемкости дает возможность идентификации каждого из источников с помощью амплитудного распределения сигналов АЭ.

Из вышесказанного следует, что информативными сигналами для адаптивного управления процессом резания могут служить сигналы изменения силы резания от времени $F(t)$, и от угла поворота фрезы $F(\varphi)$, а также критерий оценки сигнала АЭ.

Специфика резания обуславливает наличие целого ряда источников АЭ, которые генерируют волны различной мощности и спектральной плотности. Следовательно, выбор метода обработки сигнала АЭ должен быть связан с информативностью акустического излучения: со скоростью деформирования материала, а также с трением и изнашиванием контактных поверхностей инструмента. В связи с тем, что степень корреляции между параметрами АЭ и износом инструмента может, изменяться в широких пределах, адаптивная система должна

регистривать несколько параметров АЭ, так как сами параметры надежно взаимосвязаны.

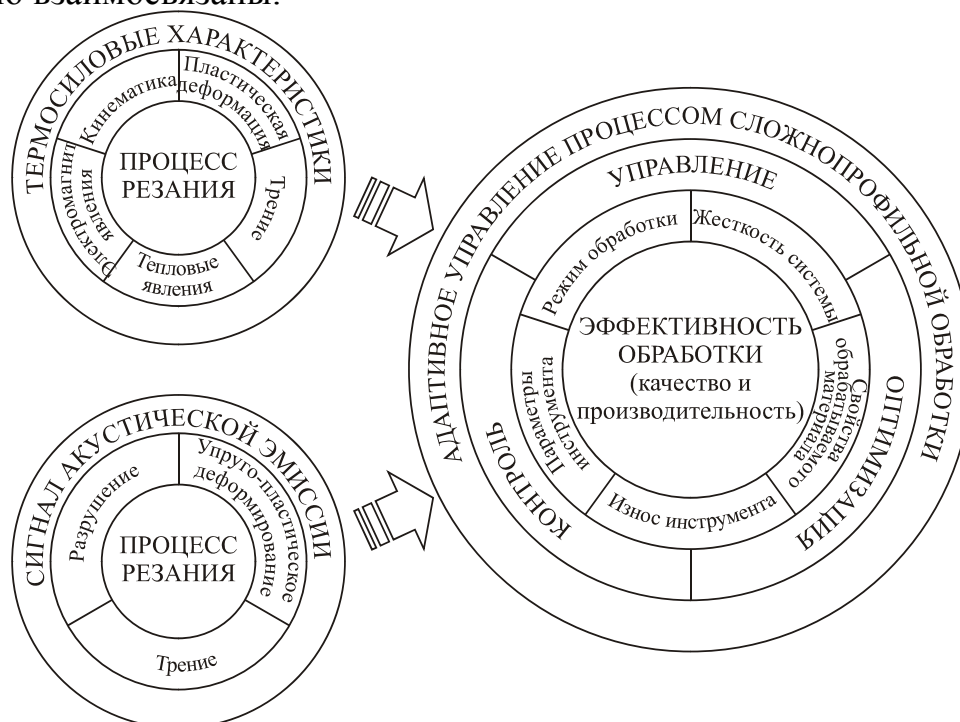


Рисунок 1 – Структурная схема применения комбинированных адаптивных систем при сложнопрофильной обработке

Критерий физической оптимизации режима резания определяться как:

$$W_M = \frac{A^2 \dot{N}_\Sigma}{P_z V_{рез}}, \quad (1)$$

где $A^2 \dot{N}_\Sigma$ – мощность акустического излучения; A – амплитуда сигнала АЭ; \dot{N}_Σ – активность сигнала АЭ; $P_z V_{рез}$ – мощность резания, $V_{рез}$ – скорость резания.

$$W_{II} = \frac{A \dot{N}_\Sigma}{V_{рез}}. \quad (2)$$

Из выражения (2) следует, что согласно критерию W_{II} минимум интенсивности износа будет иметь мест при максимальных скоростях резания, не вызывающих резкого увеличения W_{II} .

Однако недостатком применения размерных параметров АЭ, для контроля износа инструмента является высокая чувствительность к смене инструмента (что довольно часто происходит в реальных условиях), т.е. к изменению акустического сопротивления волнового тракта «зона резания–датчик». Так как датчик, как правило, устанавливается (станки фрезерной группы) довольно далеко от зоны резания – на шпинделе станка. Поэтому необходимо использовать безразмерную величину W_K (статистический коэффициент текущего состояния инструмента) амплитудного распределения сигналов АЭ [9]. Хотя он снижает точность измерений,

однако позволяет учесть статический характер процесса резания в условиях контакта «фреза – переходная втулка – шпиндель»:

$$W_K = \frac{N_{OK}}{N_{OB}}, \quad (3)$$

где N_{OK} – число импульсов в узком диапазоне амплитуд (амплитудном окне); N_{OB} – общее число зарегистрированных импульсов амплитудного распределения сигналов АЭ, при этом

$$N_{OK} = \sum_{i=j}^{i+k} N(A_i); \quad N_{OB} = \sum_{i=j}^n N(A_i),$$

где $i=1, 2, 3, \dots, i, \dots, j+k, \dots, n$; $N(A_i)$ – число импульсов в одиночном окне.

Как видно анализом только вариаций W , не всегда возможно идентифицировать причину этого изменения, а, следовательно, и принять адекватное решение в автоматическом цикле обработки. Поэтому критерий W при адаптивном управлении процессом резания, возможно использовать только в комплексе с другими параметрами АЭ и традиционными термосиловыми характеристиками процесса резания (рисунок 2).

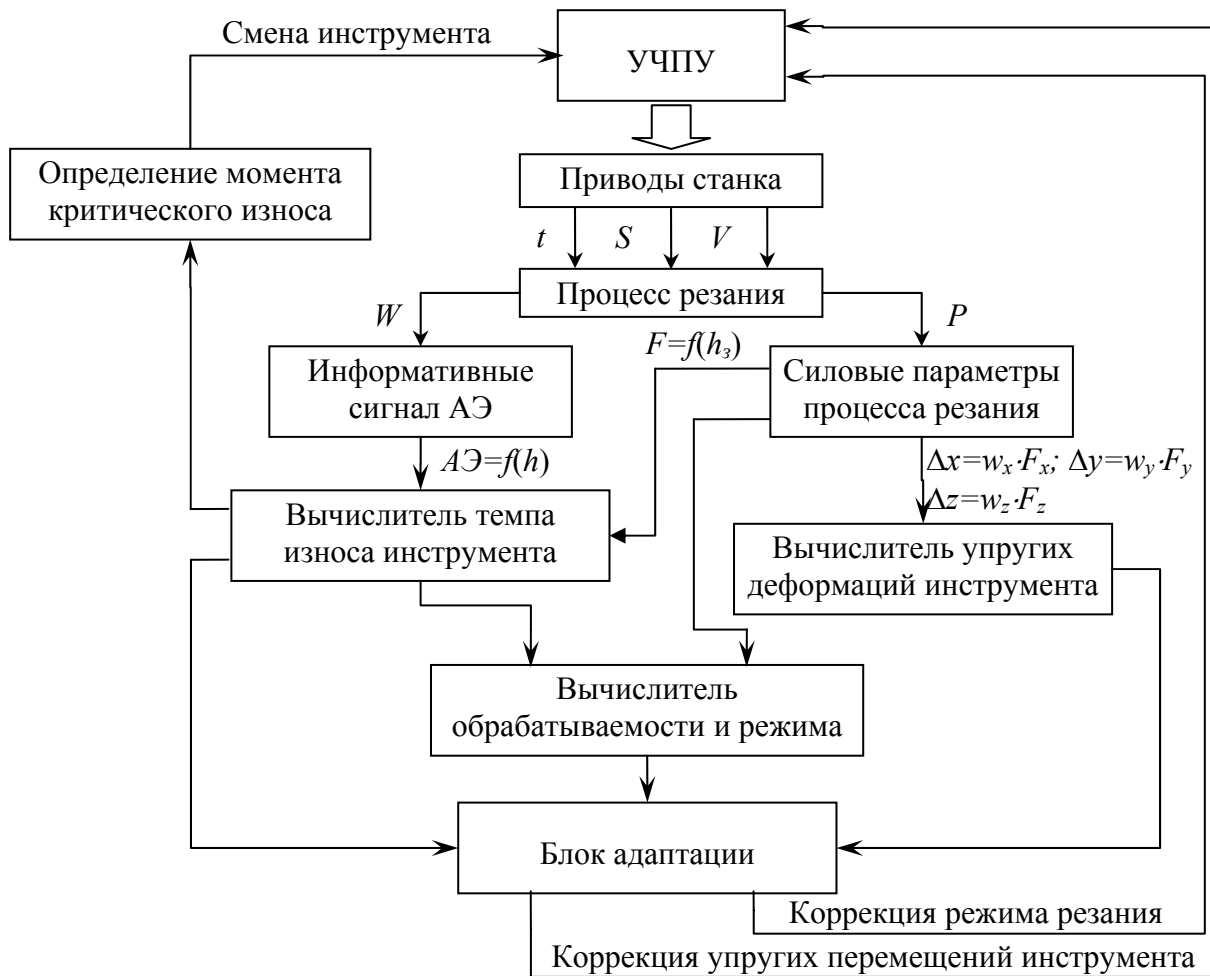


Рисунок 2 – Структурная схема адаптивной системы управления для комплексного управления процессом резания

При построении адаптивных систем для комплексного управления процессом резания необходимо использовать один из информативных сигналов, как первичный информативный признак (например, сигнал АЭ) стабильности управления процессом резания, а при выходе его из допустимых пределов необходимо включать специальную систему распознавания зафиксированных отмеченных аномальных отклонений сигнала.

Выводы

В связи с тем, что упругие перемещения и размерный износ инструмента являются основными причинами уменьшения точности обработки, поломка инструмента может привести к аварийной ситуации и вызвать брак детали, следовательно, необходим комплексный подход. Наиболее перспективно при построении адаптивных систем для комплексного управления процессом резания в качестве информативных параметров измерять усилия резания и характеристики сигнала АЭ. В дальнейшем необходимо экспериментально установить корреляционные зависимости величины износа с информативными характеристиками сигнала АЭ и получить практически реализуемую информативность зависимости $AЭ = f(h)$.

Литература

- 1 Подураев В.Н. Автоматические регулируемые и комбинированные процессы резания. М., «Машиностроение», 1977, 304 с., ил.
- 2 Комсюк М.С., Грабовский Э.Г. Определение отклонений, обусловленных обжатыми технологической системы при контурном фрезеровании, «Известия вузов. Машиностроение», 1978, №11
- 3 Додонов В.В. Критерий текущей оптимизации обработки на металлорежущем станке, «Известия вузов. Машиностроение», 1980, №6
- 4 Кондаков А.И., Курбетов А.П., Пашинцев А.И. Податливость технологической системы при контурном фрезеровании на станках с ЧПУ, «Известия вузов. Машиностроение», 1980, №3
- 5 Ковалев В.Д., Бабин О.Ф., Гаков С.А. Адаптивное управление параметрами процесса резания при обработке сложно профильной поверхности на копировальном станке // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць. Вип. 16. – Краматорськ: ДДМА, 2004. – с. 111-122.
- 6 Ковалев В.Д., Гаков С.А. Повышение точности обработки сложных поверхностей за счет применения адаптивных систем // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць. Вип. 19. – Краматорськ: ДДМА, 2005. – с. 113-118.
- 7 Кибальченко А.В. Контроль состояния режущего инструмента. – М. ВНИИТЭМР, 1986. – 44 с. 13 ил.
- 8 Автоматизация диагностики условий механической обработки / А.А. Барзов, И.А. Тутнов, А.В. Кибальченко и др. // Механизация и автоматизация производства, 1981, №10 с. 16-17.
- 9 Подураев В.Н., Барзов А.А., Кибальченко А.В. Активный контроль состояния инструмента методом акустической эмиссии. – Вестник машиностроения, 1985 №4 с. 14 – 19.

РАЗДЕЛ 3

Технология машиностроения

УДК 621.9

Михайлов А.Н.

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ОБЩИЙ ПОДХОД В СОЗДАНИИ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

In paper the general ideology of creation functionally - oriented of technologies is presented. It is founded on new principles and methodology of synthesis of these technologies. It allows to realize qualitatively new aggregate of properties and measure of utility of items of mechanical engineering. In work the circuits of their creation and general advisories are indicated a general technique of synthesis of the integrated functionally - oriented technologies.

С развитием научно-технического прогресса непрерывно повышаются требования к качеству, возможностям и эстетической красоте создаваемых машин, технических систем и оборудования. Это особенно проявляется в современных условиях с постоянно изменяющимися особенностями конъюнктуры международных рынков сбыта товаров. Поэтому выпускаемые изделия должны непрерывно совершенствоваться и при этом обеспечиваться их качественно новая совокупность свойств и мера полезности. Для решения этих вопросов необходимо постоянно обновлять и технологическое обеспечение по изготовлению изделий.

Следует отметить, что обычно в современных машинах и технологических системах каждый узел и изделие реализует целый комплекс различных по назначению функций. Это обусловлено техническим назначением машины или системы и их элементов. При этом на этапе производства процесс изготовления изделия направлен на обеспечение комплекса заданных функций всем изделием. А также применяемые технологии ориентированы обычно на достижение заданного свойства всего изделия в целом. Особенно это ярко проявляется на первых этапах изготовления изделий, получении заготовки, термической обработке, нанесении покрытия и других операциях. Применение одинакового технологического воздействия для всего изделия, в ряде случаев экономически не выгодно, так как приходится выполнять технологические воздействия в зонах, где это совершенно не потребно. Это приводит при эксплуатации изделия в машине к эффекту не равномерной потери свойств изделия в различных зонах в зависимости от времени, так как в них действуют различные по виду и параметрам

функции. При этом для определенных типов изделий это совершенно не допустимо, так как теряется функциональная устойчивость, и снижаются эксплуатационные характеристики выпускаемых машин. Все это ведет к значительному повышению себестоимости выполнения заданной функции при эксплуатации изделия, а в ряде случаев к увеличению трудовых и технико-экономических затрат. Поэтому стремительное развитие науки и техники диктует, в современных условиях, более тщательно и тонко разрабатывать и применять специальные технологии, технологические воздействия которых с необходимыми параметрами топологически точно ориентированы только на зоны изделия, где действуют отличные друг от друга функции при эксплуатации. Причем подобные воздействия необходимо выполнять на всех этапах комплексного технологического процесса, начиная от получения материала до заключительной отделочной обработки изделия, так как технологическая наследственность особенностей воздействий и параметров на каждом этапе изготовления может привести при эксплуатации изделия в машине к серьезным отклонениям от заданных параметров [1].

На основании этого в данной работе сделана попытка создания общего подхода синтеза специальных технологий, обеспечивающих реализацию качественно новой совокупности свойств и меры полезности изделий машиностроения при эксплуатации на всех этапах комплексного технологического процесса. В предлагаемой работе эти технологии именуются функционально-ориентированными технологиями. Функционально-ориентированные технологии относятся к прецизионным наукоемким технологиям, которые обеспечивают реализацию множества различных по видам и параметрам технологических воздействий орудий и средств обработки в топологически точно заданные зоны изделия, отличающиеся своими функциональными особенностями при эксплуатации. Для повышения качества изделий при эксплуатации предусматривается выполнять данные технологии на всех этапах комплексного технологического процесса. Целью данной работы является разработка основ создания общего подхода синтеза функционально-ориентированных технологий, обеспечивающих повышение технико-экономических параметров изготовления изделий и показателей качества из эксплуатации. В основе этого подхода лежат новые принципы реализации требуемого алгоритма осуществления множества технологических воздействий орудий и средств обработки с топологической ориентацией их в необходимые микро, макро зоны и участки изделия, в зависимости от множества зональных функциональных особенностей его эксплуатации. Для достижения поставленной цели планируется решить целый комплекс различных задач, а именно:

разработать общую идеологию реализации функционально-ориентированных технологий, новые принципы их синтеза, предложить общую методологию и методику создания предлагаемого класса технологий.

Функционально-ориентированная технология изготовления изделия машиностроения это специальная технология, которая основана на точной топологически ориентированной реализации необходимого множества алгоритмов технологического воздействия орудий и средств обработки в необходимые микро, макро зоны и участки изделия, которые функционально соответствуют условиям их эксплуатации в каждой отдельной его зоне. При этом их вид, тип, вариант, количество, качество и алгоритм технологического воздействия целенаправленно определяются, а также топологически, функционально и количественно ориентируются при их реализации в отдельные зоны изделия в зависимости от заданных функциональных особенностей их эксплуатации. Применение функционально-ориентированных технологий для изделий машиностроения позволяет максимально повысить их общие эксплуатационные параметры за счет местного увеличения технических возможностей и свойств отдельных элементов, поверхностей и/или зон изделия в зависимости от функциональных местных особенностей их эксплуатации. При этом изделия машиностроения, изготавливаемые по предлагаемым технологиям, максимально адаптируются по своим свойствам к особенностям их эксплуатации и проявляют свой полный потенциал возможностей в машине. Следует отметить, что предлагаемый новый класс технологий усложняет процесс изготовления изделий, но в целом обеспечивает качественно новую совокупность свойств и меру полезности изделий машиностроения при эксплуатации. Это дает возможность существенно повысить технико-экономические показатели эксплуатации и использования машин и технических систем.

Процесс создания функционально-ориентированных технологий основывается на предварительной классификации элементов изделия D_j в виде отдельных модулей [2] $D_j = \{D_{j1}, D_{j2}, \dots, D_{jZ}\}$ изделия, на каждый из которых предусматривается реализация определенного вида технологического воздействия и на базе которого реализуется заданный модуль функций при эксплуатации изделия (рис. 1). На рис. 1 показано, что каждый модуль изделия может формироваться на основе следующих элементов: поверхностных точек (элементарных площадей), объемных точек (элементарных объемов), поверхностных линий (композиции элементарных площадей), объемных линий (композиции элементарных объемных точек), поверхностей, поверхностных слоев, объемных зон. Здесь знак \oplus означает декомпозицию элементов изделия, а буквенные

обозначения $T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7$ определяют общее количество элементов каждого вида в заданном модуле изделия.

Следует иметь в виду, что каждый модуль элементов изделия D_{jz} составляется на основании операции бинарного соответствия \odot модуля функций F_{jz} , реализуемых при эксплуатации изделия, модулю элементов изделия D_{jz} (рис. 2). Процесс декомпозиции изделия D_j на элементы и составления из них модулей может выполняться на основании операции декомпозиции общей функции изделия на соответствующие модули функций F_j и в дальнейшем обеспечения заданных технологических воздействий орудий и средств обработки на все элементы модуля D_j .

Можно отметить, что функционально-ориентированные технологии относятся к специальным видам тонких (прецизионных) и высоких технологий. Эти технологии особенно эффективны только тогда, когда они

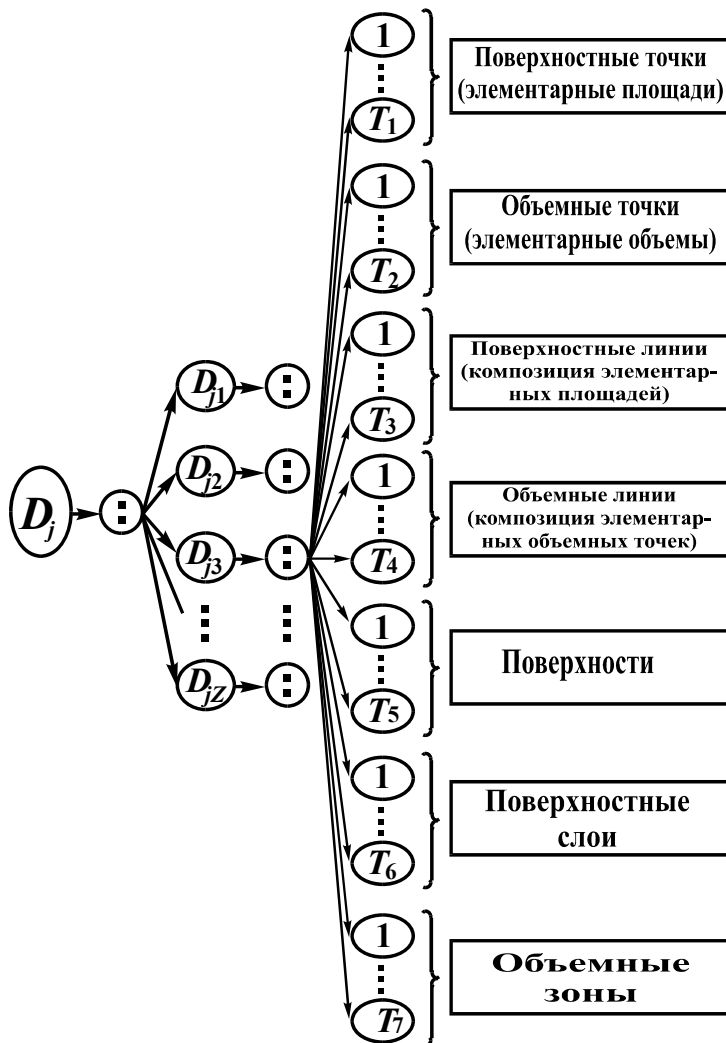


Рисунок 1 – Гипотетическая схема деления изделия на модули и элементы модулей

используются на всех этапах (этап 1, этап 2, ..., этап N) комплексного технологического процесса (рис. 3) изготовления изделия, а именно:

- на этапе получения материала заготовки,
- на этапе изготовления заготовки,
- на этапе механической обработки,
- на этапе термической обработки материала заготовки,
- на этапе нанесения специальных покрытий,
- на этапе отделочной и финишной обработки, а также других этапах изготовления изделия.

Для обеспечения необходимого процесса реализации технологий данного класса разработана

общая методология синтеза функционально-ориентированных технологий изготовления изделий машиностроения. В предлагаемой методологии, процесс создания этих технологий реализуется на основе следующих новых принципов:

1. Изоморфного топологического соответствия геометрических параметров каждого элемента модуля изделия, в котором реализуется заданная элементарная функция при эксплуатации, параметрам зон технологического воздействия орудий и средств обработки на изделие.

2. Функционального соответствия параметров качества каждого элемента модуля изделия, особенностей действия в нем эксплуатационных функций и характеристик выполнения в них технологических воздействий.

3. Полного или частичного количественного соответствия множества различных функциональных модулей изделия, имеющих при эксплуатации, множеству различных видов, типов или вариантов технологических воздействий орудий и средств обработки на изделие с заданными параметрами.

На основе разработанных принципов выполняется синтез функционально-ориентированных технологий и изготовление изделий, которые обеспечивают полную адаптацию изделия и его элементов по эксплуатационным свойствам к условиям эксплуатации.

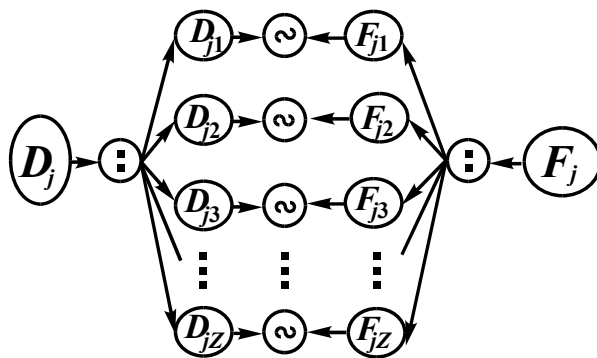


Рисунок 2 – Общая структурная схема связи модулей изделия и реализуемых ими модулей функций

Изготовление изделий на основе функционально-ориентированных технологий обеспечивает возможность реализации их полного потенциала функциональных возможностей при эксплуатации. Это существенно повышает технико-экономические показатели изготовления и эксплуатации изделий.

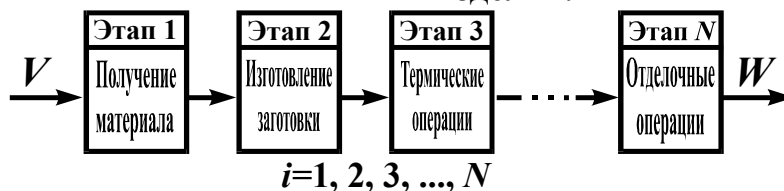


Рисунок 3 – Структура комплексного технологического процесса

Можно отметить, что на основании первого принципа при реализации функционально-ориентированной технологии обеспечивается геометрическая ориентация каждого технологического воздействия орудий

и средств обработки (по геометрии и пространственному расположению), имеющего заданные свойства, в соответствии геометрией каждой зоны действия элементарной функции в необходимом элементе модуля изделия при эксплуатации. Второй принцип накладывает ограничения по обеспечению функционального соответствия параметров качества и свойств технологического воздействия орудий и средств обработки каждой зоны особенностям действия в ней эксплуатационных функций. То есть отдельный элемент модуля изделия каждой зоны должен иметь максимально возможные параметры качества для данных условий его эксплуатации. На основании третьего принципа обеспечивается реализация множества видов технологического воздействия орудий и средств обработки в зависимости от множества элементов модулей изделия, что дает возможность обеспечения всему изделию максимально возможных свойств. Таким образом, на основании приведенных принципов на изделие реализуется целое множество различных по качеству видов технологических воздействий, параметры каждого из которых обеспечиваются в соответствии с множеством функциональных особенностей эксплуатации изделия в машине.

При реализации функционально-ориентированных технологий особенно важным является решение вопросов осуществления заданных параметров технологических воздействий орудий и средств обработки на изделия. Они могут быть исследованы на основе моделирования технологических воздействий с помощью потоков материального M , энергетического E и информационного I характеров [3].

На базе представленных схем технологического воздействия выполняется разработка функционально-ориентированных технологий комплексного изготовления изделия. Они позволяют вести автоматизированное проектирование необходимых алгоритмов и схем технологического воздействия орудий и средств обработки на изделия различных видов и типоразмеров.

В целом общая методология синтеза функционально-ориентированных технологий изготовления изделий машиностроения базируется на разработанных новых принципах. Это дает возможность обеспечить изделиям машиностроения качественно новую совокупность свойств и меру их полезности. Общая методология синтеза функционально-ориентированных технологий изготовления изделий машиностроения обусловлена реализацией множества различных по качеству и свойствам технологических воздействий, общая структура и параметры каждого из которых обеспечиваются в соответствии с функциональными особенностями эксплуатации отдельных элементов модуля изделия в машине.

Общая методика синтеза функционально-ориентированных технологий изделий машиностроения на основании общей методологии, представленной на рис 4, выполняется в следующем порядке:

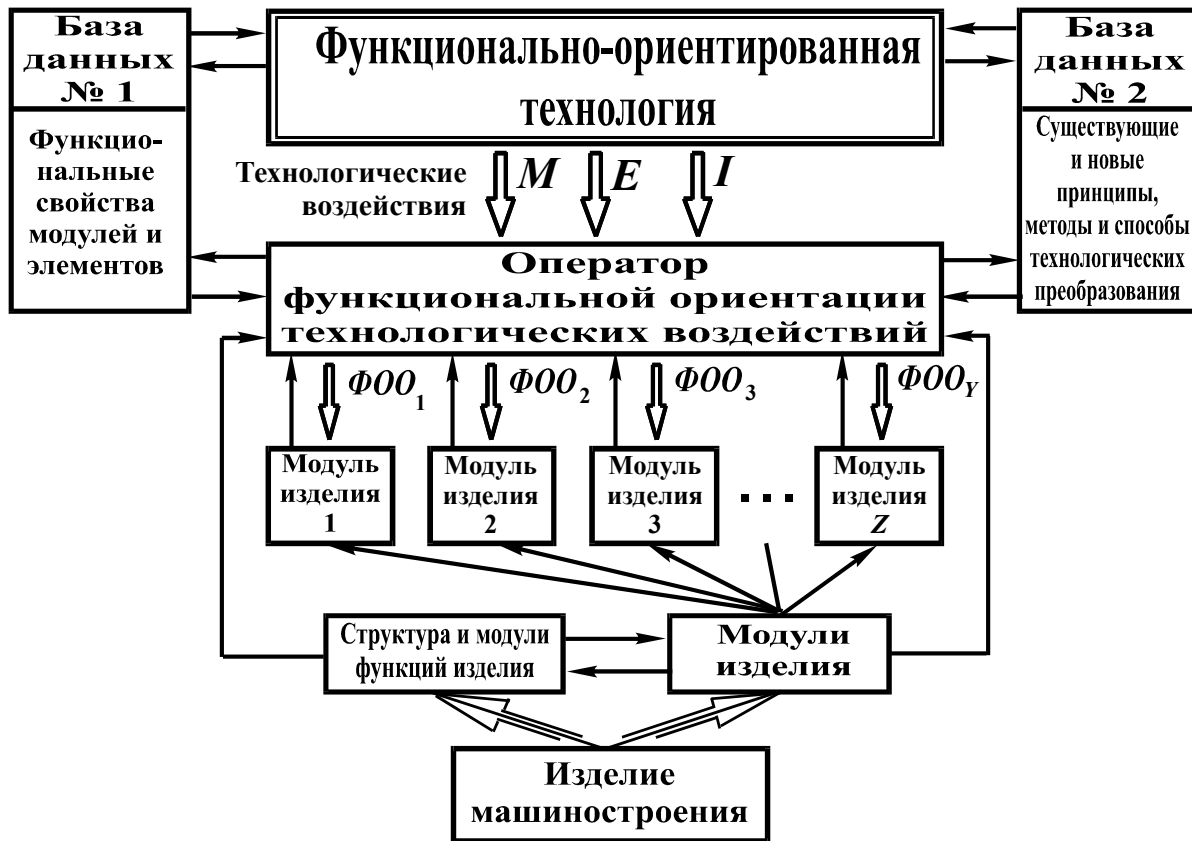


Рисунок 4 – Принципиально-структурная схема синтеза функционально-ориентированной технологии

1. В изделии D_j выделяются все его элементы (рис. 1) в зависимости от выполняемых ими функций при эксплуатации.

2. Выполняется классификация элементов изделий и их объединение в модули $\{D_{j1}, D_{j2}, \dots, D_{jz}, \dots, D_{jZ}\}$ в зависимости от функциональных особенностей эксплуатации (рис. 2), действия в них модулей функций $\{F_{j1}, F_{j2}, \dots, F_{jz}, \dots, F_{jZ}\}$ и применения к ним одинаковых видов технологического воздействия. Общее их количество генерируется во множество мощностью Z . Классификация элементов и модулей изготавливаемого изделия выполняется на основе базы данных № 1, в которой сконцентрированы данные по функциональным свойствам модулей и элементов изделия (рис. 4).

3. Последовательно определяются геометрические параметры (топология) каждого элемента изделия в зависимости от действующих в них эксплуатационных функций. Составляется общее топологическое множество для всех зон поверхностей изделия.

4. Данные по действию различных функций при эксплуатации изделия на каждый отдельный элемент или модуль изделия и их геометрическим параметрам передаются оператору функциональной ориентации технологических воздействий.

5. Для 1-го этапа комплексного технологического процесса оператор функциональной ориентации технологических воздействий на основании базы данных 2, в которой находятся данные по существующим и новым принципам, методам и способам технологических преобразований изделий, назначает сначала 1-ю функционально-ориентированную операцию (ΦOO_1) для первого модуля элементов изделия, потом 2-ю функционально-ориентированную операцию (ΦOO_2) для второго модуля элементов, затем 3-ю функционально-ориентированную операцию (ΦOO_3) для третьего модуля элементов, и так далее до полной реализации всех функционально-ориентированных операций (ΦOO_y). На базе разработанных функционально-ориентированных операций составляется 1-й функционально-ориентированный технологический процесс. Можно отметить, что при назначении функционально-ориентированной операции выполняется назначение или элементарной функционально-ориентированной операции ΦOO_{yA}^i или комплексной функционально-ориентированной операции ΦOO_{yB}^i . Описанный цикл повторяется для 2-го этапа комплексного технологического процесса, затем - для 3-го этапа, потом для 4-го этапа и так далее (рис. 3). Процесс завершается тогда, когда полностью реализовано N этапов комплексного функционально-ориентированного технологического процесса изготовления изделия (рис. 5). Во всех случаях, приведенные алгоритмы основаны на разработанных выше новых принципах проектирования функционально-ориентированных технологий. При организации производства изделий на базе функционально-ориентированных технологий, каждая функционально-ориентированная операция может реализовываться по одному из видов организационных форм: индивидуальная обработка, единичный технологический процесс, массовый технологический процесс, типовой технологический процесс, групповой технологический процесс, модульный технологический процесс.

При использовании приведенной выше методики для множества изделий организуется комплексное производство изделий на базе функционально-ориентированных технологий.

6. Выполняется реализация комплексных функционально-ориентированных технологий изготовления изделий машиностроения в реальных производственных условиях.

Следует отметить, что на базе предлагаемого общего подхода синтеза функционально-ориентированных технологий разработан частный случай технологического процесса для этапа нанесения покрытий изделий [5]. Здесь предлагается выполнять вакуумное ионно-плазменное напыление различных видов, типов и вариантов функционально-ориентированных сверхпрочных покрытий изделий машиностроения в зависимости от зональных особенностей их эксплуатации. Осуществление этой

технологии обеспечивает реализацию качественно новой совокупности свойств и меры полезности изделий.

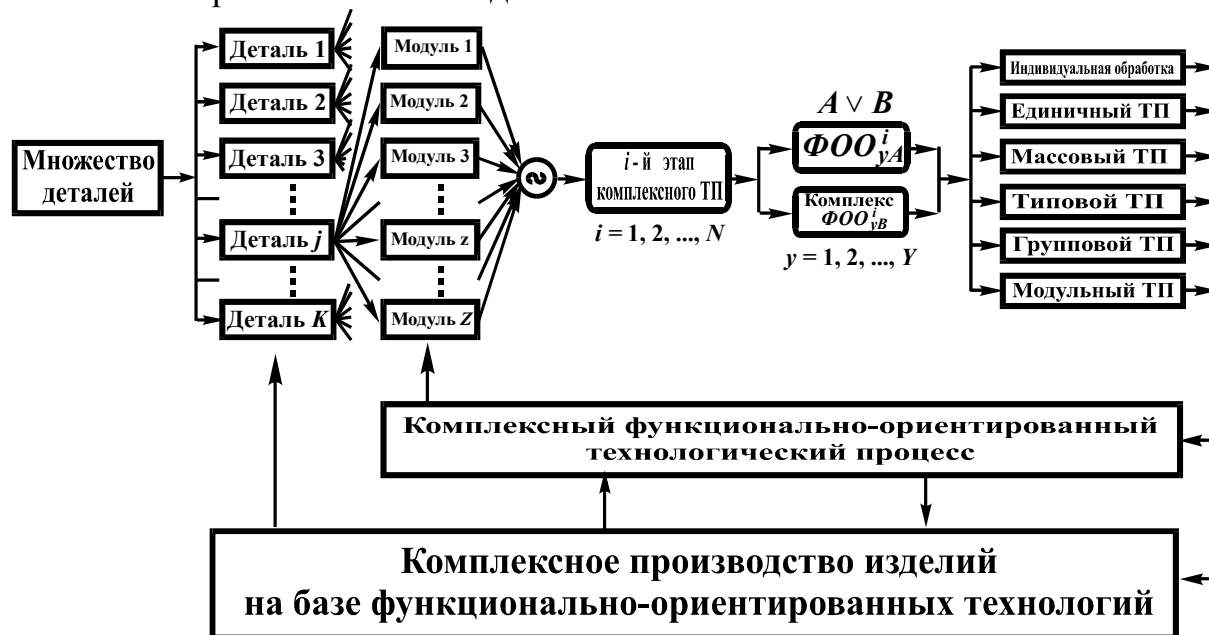


Рисунок 5 – Блок структурной схемы организации комплексного производства изделий на базе функционально-ориентированных технологий

В заключение можно отметить, что в данной работе разработан общий подход создания функционально-ориентированных технологий. Он основывается на целом комплексе новых принципов их проектирования, которые предложены в данной работе. Для реализации функционально-ориентированных технологий приведена общая методология и методика их выполнения. Разработанные функционально-ориентированные технологии существенно повышают технико-экономические показатели эксплуатации изделий и обеспечивают реализацию их полного потенциала возможностей, а также создаются возможности обеспечения равной долговечности и качества эксплуатации всех элементов изделия в целом. При этом существенно снижаются трудовые затраты по изготовлению изделий и их себестоимость.

Литература

- 1 Технологическая наследственность в машиностроении / А.М. Дальский, Б.М. Базров, А.С. Васильев и др. / Под ред. А.М. Дальского. - М.: Изд - во МАИ, 2000. - 364 с.
- 2 Базров Б.М. Модульные технологии. – М.: Машиностроение, 2000. – 368 с.
- 3 Михайлов А.Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия. - Донецк: ДонНТУ, 2002. - 379 с.
- 4 Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. Основы синтеза функционально-ориентированных вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения // Материалы шестого международного научно-практического семинара «Практика и перспективы развития партнерства» - Донецк: ДонНТУ, 2005.

УДК 621.941

Клименко С.А., Манохин А.С., Мельнийчук Ю.А.
ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, Киев, Украина

ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ, ОБРАБОТАННОЙ БЕЗВЕРШИННЫМ ТОЧЕНИЕМ ИНСТРУМЕНТОМ, ОСНАЩЕННЫМ ПСТМ НА ОСНОВЕ КНБ

There are presented the results of theoretic and experimental researches of dependence of surface roughness from conditions of beveled peakless turning with cutter equipped with cubic Boron Nitride polycrystalline Superhard material.

Состояние поверхностного слоя – одна из важнейших характеристик деталей машин. Комплекс параметров, которые его определяют, оказывает непосредственное влияние на надежность и долговечность деталей, узлов и машин в целом [1].

Одной из наиболее распространенных составляющих понятия «состояние поверхностного слоя» является шероховатость обработанной поверхности, которая формируется на финишных операциях.

Чистовая обработка труднообрабатываемых материалов высокой твердости (закаленные стали, высокопрочные, отбеленные чугуны) лезвийным инструментом из поликристаллических сверхтвердых материалов (ПСТМ) и минералокерамики проводится с подачами порядка 0,04–0,08 мм/об. При этом стабильно обеспечивается шероховатость поверхностей Ra 0,32–0,64. Однако, ввиду применения низкого диапазона подач и малых глубин резания (0,2–0,4 мм), чистовая токарная обработка является относительно низкопроизводительным технологическим процессом. В связи с этим, на операции чистового точения перспективным является использование резцов с большими углами наклона режущей кромки, позволяющими реализовать безвершинную "бреющую" обработку наружных цилиндрических поверхностей с подачами, в 10–20 раз превосходящими их общепринятые значения в рассматриваемых условиях, обеспечивая при этом высокое качество обработанной поверхности.

В ряде работ [2, 3] предложены зависимости для расчета шероховатости обработанной поверхности по параметру Rz , полученные на основании анализа кинематико-геометрических особенностей косоугольного безвершинного точения. Высота микронеровностей определяется в данном случае как разность между ординатой точки пересечения проекций огибающей поверхности резания на осевую плоскость детали и номинальным радиусом обработанной детали. Так в работе [2], приведена зависимость

$$Rz_p = \frac{S^2 \operatorname{tg}^2 \lambda}{4(2R - 2t)}, \quad (1)$$

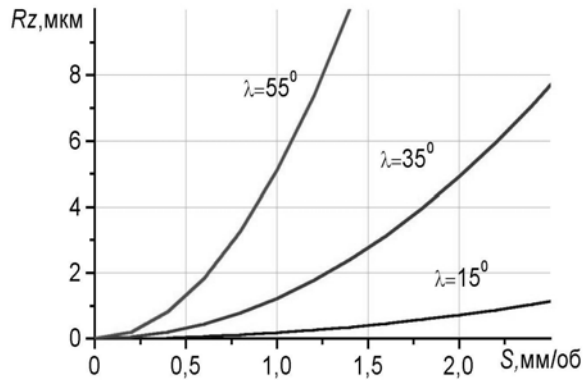


Рисунок 1 – Расчетная зависимость шероховатости поверхности от величины подачи

результаты расчета по которой представлены на рис 1. Известно, однако, что в общем виде высота неровностей определяется по зависимости $Rz = Rz_p + \Delta H$, где ΔH – составляющая, отражающая изменение высоты микронеровностей в результате вибраций в технологической системе, пластической деформации в зоне стружкообразования, упругого восстановления поверхности среза и т.д. [4, 5]. Составляющая ΔH не является

линейной функцией от параметров обработки. В этой связи, характер зависимостей высоты микронеровностей на обработанной поверхности от подачи и угла наклона режущей кромки, полученных в результате обработки и рассчитанных по выражению (1), должен отличаться.

Цель данного исследования – экспериментально установить характер влияния режимных параметров обработки (подачи и скорости резания) и угла наклона режущей кромки λ на шероховатость поверхности, обработанной безвершинным инструментом, оснащенным ПСТМ на основе КНБ. Обработываемый образец – заготовка диаметром 95 мм из закаленной стали ШХ15 (62–64 HRC). Оценка параметров шероховатости поверхности производилась на профилографе мод. 170621 завода "Калибр". Для проведения исследований был изготовлен резец специальной конструкции, позволяющий изменять угол наклона режущей кромки λ в диапазоне 0–90°. Обработка проводилась неперетачиваемыми режущими пластинами (SNUN 120308T) из ПСТМ на основе КНБ, производства ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины. При установке пластин в резец обеспечивались следующие геометрические параметры инструмента: передний угол – (–10°), задний угол — 10°.

Для изучения влияния вышеуказанных факторов на высоту микронеровностей был проведен 3-х факторный эксперимент по схеме РЦКП. На основании данных поисковых экспериментов, теоретических предпосылок, а также с учетом технологических возможностей оборудования, условия обработки варьировались в диапазонах: скорость резания 0,6–1,9 м/с, подача 0,1–2,66 мм/об, угол наклона режущей кромки резца 15–55°.

Для обеспечения постоянного исходного состояния обрабатываемого образца перед каждым проходом "бреющего" инструмента осуществлялась предварительная обработка заготовки резцом, оснащенным круглой пластиной из ПСТМ на основе КНБ киборит. Глубина резания безвершинным резцом принималась равной 0,25 мм, что обеспечивало полное удаление дефектного слоя, образовавшегося после предварительной обработки.

Математическая обработка экспериментальных данных позволила получить регрессионное уравнение, адекватное при 95 %-м уровне значимости

$$\ln(Ra) = \ln \left(v^{-5,58} \cdot S^{-6,08} \cdot \lambda^{30,04} \cdot e^{0,69 \lambda - 24,7} \right) + 0,41 \ln v \ln S + 0,83 \ln v \ln \lambda + 1,41 \ln S \cdot \ln \lambda + 0,33 \ln^2 v + 0,34 \ln^2 S - 8,08 \ln^2 \lambda \quad (2)$$

На рис. 2 представлены зависимости шероховатости поверхности от параметров процесса обработки, рассчитанные по приведенной модели. Анализ показывает, что с ростом λ параметр Ra может либо монотонно возрастать (при больших, до 2 мм/об, подачах), либо функция имеет экстремум со смещением минимума в сторону больших углов λ (при меньших подачах). Так при $S = 0,2$ мм/об минимальное значение высоты микронеровностей составляет Ra 0,3, а при $S = 1,3$ мм/об минимум функции (Ra 0,48) соответствует $\lambda = 32^\circ$.

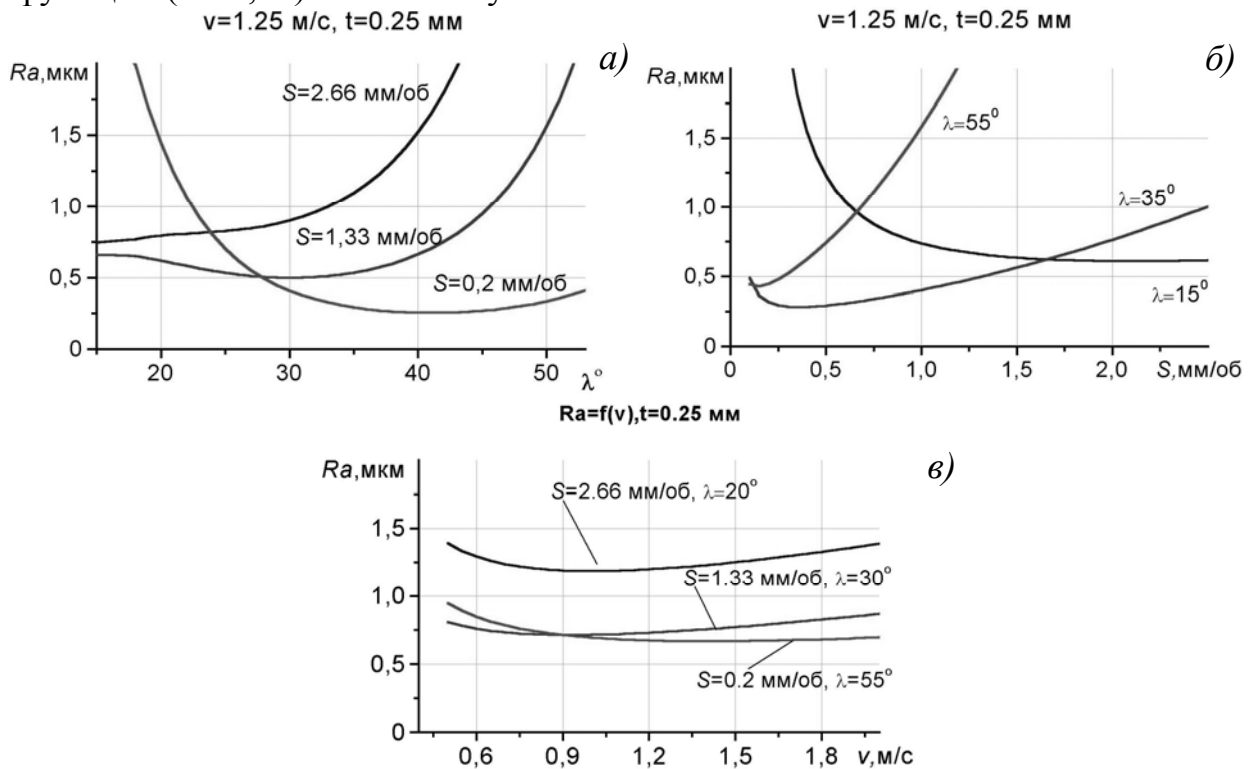


Рисунок 2 – Зависимость шероховатости поверхности от угла наклона режущей кромки резца (а), от величины подачи (б) и скорости резания (в)

Характер зависимости Ra от подачи также является экстремальным. Для повышения качества обработки с ростом подачи параметр λ необходимо уменьшать, однако, как следует из представленных графиков, при $S < 1,6$ мм/об инструмент с $\lambda = 35^\circ$ обеспечивает более высокое качество обработки, чем резец, режущая кромка которого имеет угол наклона 15° . В условиях данного эксперимента минимальная высота микронеровностей обеспечивалась при $S = 0,2-0,5$ мм/об, $\lambda = 35^\circ$ и составляла $Ra 0,30-0,32$. При $S = 1,0-1,5$ мм/об возможно получить шероховатость $Ra 0,4-0,6$, а при $S = 2,4$ мм/об и $\lambda = 15^\circ$ $Ra < 0,6-0,7$

В меньшей степени шероховатость поверхности зависит от скорости резания. Расчет по эмпирической зависимости свидетельствует о снижении шероховатости в диапазоне скоростей $0,9-1,2$ м/с. При дальнейшем увеличении скорости резания наблюдается рост высоты микронеровностей, более интенсивный при больших подачах.

Характер зависимостей шероховатости обработанной поверхности от подачи и угла наклона режущей кромки можно объяснить следующим образом. Анализ кинематико-геометрических особенностей "бреющего" точения показывает, что высота микронеровностей должна монотонно возрастать с увеличением угла λ и подачи. Увеличение при этом сил резания, которые при косоугольном безвершинном точении достигают весьма высоких значений, также должно приводить к росту шероховатости обработанной поверхности. На практике этому соответствуют правые ветви эмпирических зависимостей.

В случае, когда подача и угол наклона имеют величины меньше оптимальных значений, рост микронеровностей (левые ветви на графиках) обусловлен влиянием на процесс пластической деформации в зоне резания параметров сечения среза.

Расчет показывает, что, несмотря на большие подачи, средняя толщина среза при брющем точении очень мала. Средняя толщина среза a_{sr} сопоставима с величиной радиуса округления режущей кромки и составляет в указанном диапазоне $4-50$ мкм. В данном случае имеет место явление, подобное наблюдаемому в некоторых случаях росту микронеровностей при снижении подач до $0,01-0,02$ мм/об при обработке обычным резцом. При столь малых толщинах среза увеличивается доля участка контакта резца с обрабатываемым материалом на участке округления режущей кромки, действительный передний угол уменьшается, а усадка стружки соответственно увеличивается. Так, по данным [6], при условии отсутствия нароста и $a_{sr}/\rho \leq 2$ коэффициент усадки стружки достигает 16. Ухудшаются условия пластического деформирования материала в зоне резания, процесс стружкообразования становится нестабильным, что ведет к снижению качества обработки. Кроме того, очень мало и отношение средней толщины среза к длине контакта режущей кромки с обрабатываемым материалом, так

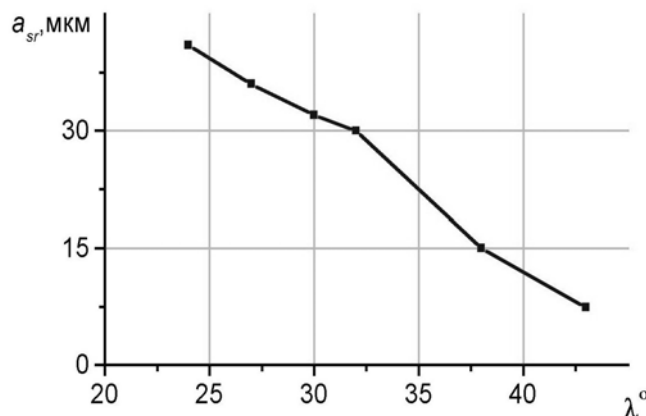


Рисунок 3 – Зависимость средней толщины среза, соответствующей экстремуму функции $Ra = f(S, \lambda)$, от λ

как ширина среза находится в пределах 3–8 мм, увеличиваясь с уменьшением угла λ . Малые отношения a_{sr}/L повышают вероятность возникновения вибраций в технологической системе.

Наличие на инструменте наклонной режущей кромки приводит к изменению в соотношении a_{sr}/ρ по ряду причин. Изменение угла λ сказывается на толщине среза – ее среднее значение возрастает по мере увеличения λ , однако и

действительная величина радиуса округления режущей кромки также изменяется. В плоскости совпадающей с вектором скорости резания величина действительного радиуса округления кромки определяется зависимостью $\rho_d = \rho / \cos^2 \lambda$. У инструментов из ПСТМ марки киборит после приработки ρ достигает 20 мкм, что сопоставимо с величиной средней толщины среза a_{cp} и при $\lambda = 60^\circ$ достигает уже 80 мкм, что должно отрицательно сказываться на условиях протекания пластической деформации в зоне резания. Однако, проследив зависимость соотношения между ρ и a_{sr} по мере увеличения λ , можно отметить, что она является экстремальной с максимумом при $\lambda = 44^\circ$. В этой связи при малых подачах (до 1 мм/об) и, соответственно, малых толщинах среза, оптимальным, как уже отмечалось, будет применение больших λ .

Непосредственное влияние угла наклона λ на процесс пластической деформации в зоне резания также весьма значимо. В работе [7] приведены данные, показывающие, что в случае применения обычного резца (обрабатываемый материал тот же), резкое ухудшение качества обработки наблюдается при S менее 0,05 мм/об, что приблизительно соответствует толщине среза 30 мкм. Рассчитав толщины среза, которые соответствуют точкам экстремума на графиках (рис. 2) и сопоставив их с параметром λ , видим (рис. 3), что изменение толщины среза, при которой шероховатость минимальна, от угла наклона режущей кромки близко к линейному и чем больше λ , тем меньшей будет оптимальная величина a_{sr} , составляющая 12 мкм при $\lambda=40^\circ$. Учитывая, что с ростом λ действительный радиус округления кромки растет, снижение величин оптимальной, по критерию минимальной шероховатости, толщины среза объясняется исключительно тем фактом, что косоугольное точение создает условия для более свободного перемещения деформируемого материала по передней поверхности инструмента и перехода его в стружку. Следовательно, для

данного інструмента ухудшення умов різання происходит при менших отношениях a_{sr}/ρ , чем для інструмента, имеющего вершину.

В общем случае шероховатость поверхности при “бреющем” точении зависит не только от режимов обработки, угла λ , переднего и заднего углов інструмента, свойств обрабатываемого материала, но и в большой степени определяется радиусом округления режущей кромки. Минимум этого параметра обеспечит снижение радиальной составляющей силы резания, а также толщины слоя, который подвергается упруго-пластическому подмятию округленным участком режущей кромки. Так применение інструмента, оснащенного мелкозернистыми инструментальными материалами, например гексанитом-Р, позволяет достигать шероховатость обработанной поверхности на уровне $Ra = 0,07-0,014$ при $S = 0,05$ мм/об и $\lambda=60^\circ$ [8].



Рисунок 4 – Фаска износа на задней поверхности інструмента (x280)

Еще одним фактором, оказывающим сильное влияние на качество обработки, является степень износа інструмента и состояние режущей кромки. На снимке фаски износа на задней поверхности резца (рис. 4) видны характерные борозды, которые имеют направление, совпадающее с направлением вектора результирующей скорости резания, и, соответственно, угол их наклона по отношению к кромке равен $90^\circ - \lambda$. Указанные борозды формируют

микрорельеф участка задней поверхности резца, который копируется на обработанной поверхности в виде повторяющихся близких по форме микронеровностей, расстояние между которыми соответствует величине подачи. На профилограмме с обработанной поверхности (рис. 5) видно, что высота выступов, появляющихся, вследствие специфического изнашивания поликристаллического інструмента может быть весьма значительной, достигая 2–3 мкм. Средняя же высота микронеровностей, вызванных эффектом копирования, составляет 0,5-1 мкм. Чтобы снизить влияние копирования неровностей изношенной поверхности інструмента, в процессе обработки после достижения фаской износа определенной ширины, угол наклона інструмента следует изменять.

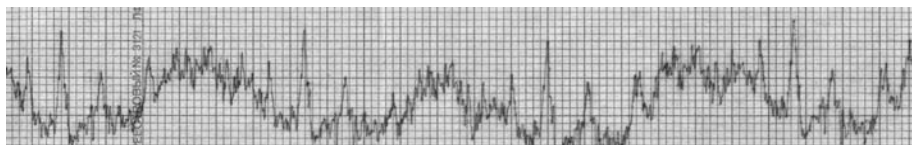


Рисунок 5 – Профилограмма с обработанной поверхности (50 ГУ; 5000 ВУ; $S = 1,33$; $v = 1,5$ м/с; $\lambda = 35^\circ$)

При “бреющем” точении как, следует из вышеизложенного, основными факторами, влияющими на шероховатость поверхности, являются угол λ , S и микрорельеф режущей кромки, с которыми связаны детерминированные микронеровности, а также пластические явления, обуславливающие случайную составляющую суммарной шероховатости. При этом, с уменьшением толщины среза, последний фактор будет приобретать все большее влияние. В целом, процесс безвершинного точения с применением режущего инструмента, оснащенного ПСТМ на основе КНБ, позволяет существенно повысить производительность чистовой обработки. Как показывают экспериментальные данные, шероховатость обработанной поверхности при $S = 0,3-1,6$ мм/об составляет Ra 0,3–0,6, при $S = 1,6-2,6$ мм/об – Ra 0,6–0,8. С целью обеспечения минимальной высоты микронеровностей необходимо производить обработку при скоростях 0,9–1,2 м/с. В зависимости от применяемых подач, угол наклона режущей кромки следует принимать:

при $S < 0,3$ мм/об $\lambda = 40-50^\circ$
 при $S = 0,3-1,5$ мм/об $\lambda = 30-35^\circ$
 при $S = 1,6-2,6$ мм/об $\lambda = 15-20^\circ$.

Литература

- 1 Технологические основы управления качеством машин / А.С. Васильев, А.М. Дальский, С.А. Клименко и др. – М.: Машиностроение, 2003. – 256 с.
- 2 Байкалов А.К., Халфен Р.В. Образование обработанной поверхности при чистовом точении с большими подачами // Физические явления при деформирующем протягивании и резании пластичных металлов: Сб. науч. тр. – Киев: ИСМ, 1978. – С. 148–163.
- 3 Теоретический расчет шероховатости обработанной поверхности при безвершинном точении / А.В. Остроухов, К.В. Гузий, Б.И. Димитров, Б.А. Перепелица // Резание и инструмент в технологических системах: Респ. науч.-техн. сб. – Харьков: Высшая школа, 1990. – Вып. 44. – С. 46–48.
- 4 Исаев А.И. Процесс образования поверхностного слоя при обработке металлов резанием. – М.: Машгиз, 1950. – 278 с.
- 5 Клименко С.А. К вопросу о механизме формирования микрогеометрии поверхности при лезвийной обработке // Сверхтвердые материалы. – 1997. – № 5. – С. 43–53
- 6 Филоненко С.Н., Деревянко А.Г. Особенности стружкообразования при резании с малыми толщинами среза. // Резание и инструмент в технологических системах: Международ. науч.-техн. сб. – Харьков: Высшая школа, 1977. – Вып. 18. – С. 73–77.
- 7 Особенности лезвийной обработки с малыми толщинами среза // Резание и инструмент в технологических системах: Международ. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2002. – Вып. 62. – С. 95–99.
- 8 Шероховатость обработанной поверхности при точении закаленной стали безвершинными резцами из гексанита-Р / А.В. Остроухов, Б.А. Перепелица и др. // Резание и инструмент – Харьков: Высшая школа, 1987. – Вып. 37. – С. 68–71.

УДК 621.9

Ковалевский С.В., Тулупов В.И.
ДГМА, г. Краматорськ, Украина

ПОВЕРХНОСТНАЯ ОБРАБОТКА ИМПУЛЬСНЫМ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

In article the question on removal of residual pressure in a superficial layer of a detail after machining by processing of a surface of a detail by a pulse magnetic field is considered.

Электромагнитное поле успешно применяют в современной технике и технологии для управления свойствами твердого тела. Магнитную обработку используют для улучшения свойств конструкционных материалов, воды, растворов, дисперсных систем и т.п. Магнитную и термомагнитную обработку широко применяют в машиностроении. С 70-х годов значительно расширилось применение обработки импульсными магнитными полями (ИМП) лезвийного режущего инструмента и динамически нагруженных деталей машин для увеличения их стойкости и надежности работы.

Детали машин, как правило, разрушаются с поверхности. Это происходит в результате того, что в большинстве случаев поверхностные слои оказываются наиболее напряжёнными и в первую очередь подвергаются активному воздействию внешней среды. На эксплуатационные свойства деталей влияют остаточные напряжения и наклёп, которые образуются в процессе механической обработки. Это влияние было изучено и описано в работах А.Д. Макарова [1,2].

Для снятия остаточных напряжений в поверхностном слое детали после механической обработки предлагается обработка импульсным магнитным полем. При импульсном магнитном воздействии вещество изменяет свои физико-механические свойства. Изменение свойств у ферромагнитных деталей, прошедших обработку ИМП, достигается в результате комплекса структурных изменений магнитострикционной природы, при этом импульсный характер магнитного поля позволяет легко осуществлять интенсивное энергетическое воздействие на материал посредством электромагнитных волн [3]. Своеобразное импульсное электромагнитное встряхивание позволяет ускорить темпы релаксации и изменяет структуру материала [4]. Структурные изменения происходят в результате активации дислокационных или диффузионных процессов. В результате обработки ИМП происходит уменьшение избыточной энергии материала, связанной с концентрацией напряжений в поверхностных слоях, и тем самым повышается износостойчивость детали [5,6,7].

Изменение избыточной энергии поля при обработке ИМП стальных деталей показаны на рис.1.

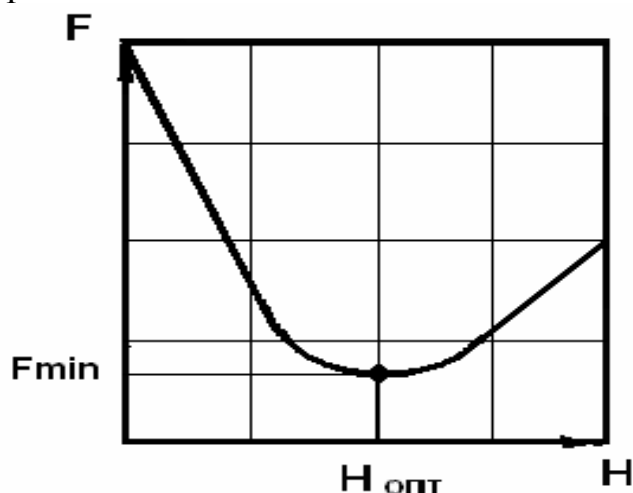


Рисунок 1 – Изменение избыточной энергии F в образце из ферромагнитного сплава в зависимости от напряженности поля H при обработке ИМП

Для каждого материала существует оптимальное значение напряженности магнитного поля $H_{опт}$, при котором концентрация напряжений в материале, а следовательно, и избыточная энергия F предельно уменьшаются ($F \rightarrow F_{min}$)

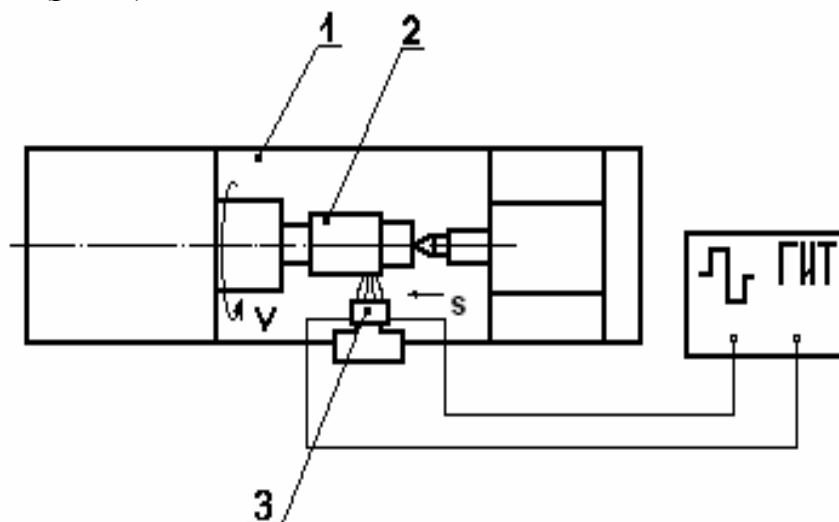
Для уменьшения значения F в материале конкретной детали необходимо затратить некоторое количество электромагнитной энергии W_0 , значение которой зависит от глубины обрабатываемого слоя h и состояния ϕ материала детали. При намагничивании (или повторном намагничивании) в структуре ферромагнитных деталей за счет энергии происходят два процесса: процесс смещения границ доменов, состоящий в росте их объемов, у которых намагниченность ориентирована близко к направлению поля за счет изменения объема соседних доменов, что повышает теплопроводность образцов; процесс изменения направления самопроизвольной намагниченности отдельных доменов и кристаллитов путем поворота вектора намагниченности, вследствие чего повышаются вязкость и износостойкость материала.

Оба процесса связаны с магнитной восприимчивостью материала детали.

Для каждой стали существует определенная величина напряженности импульсного магнитного поля, а следовательно, и величина магнитной энергии W_i , которая поглощается материалом в течение времени обработки t и максимально улучшает его механические и технологические свойства. Причем между повышением стойкости детали и магнитной проницаемостью существует корреляционная зависимость. Импульсное магнитное поле, взаимодействуя с материалом детали, изменяет ее

тепловые и электромагнитные свойства, улучшает - структуру и эксплуатационные характеристики, что положено в основу технологии магнитного упрочнения.

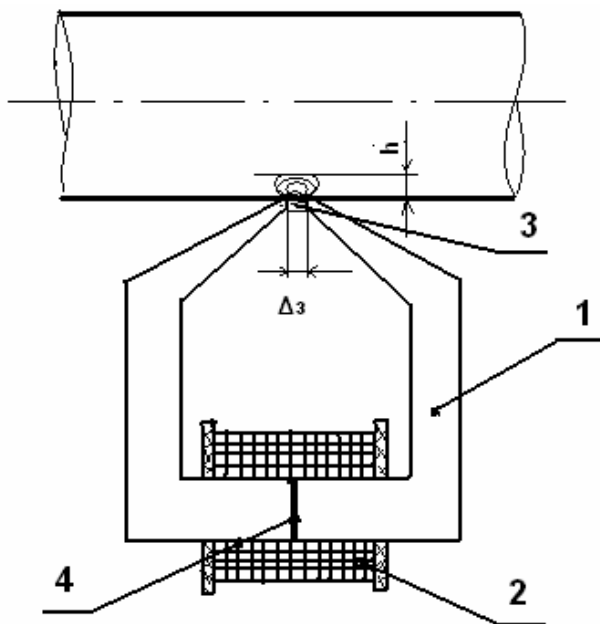
Технология обработки импульсным магнитным полем деталей типа тел вращения сводится к следующему. Деталь закрепляют на токарном станке, в резцедержатель устанавливают концентратор импульсного магнитного поля (КИМП), который подводится к обрабатываемой поверхности (рис.2).



1-токарно-винторезный станок; 2-обрабатываемая деталь; 3-КИМП

Рисунок 2 – Схема обработки ИМП деталей типа тел вращения на токарно-винторезном станке

Задаются механические (продольная подача и частота вращения шпинделя) и электрические (ток и частота) режимы обработки. Производится пуск шпинделя, с генератора импульсных токов (ГИТ) подается ток на катушку КИМП, включается продольная подача и производится обработка поверхности детали. Концентратор импульсного магнитного поля (рис.3) состоит из составного магнитопровода, имеющего передний и задний зазор и катушки. Подводя импульсные токи с переменной полярностью в магнитопроводе будет возбуждаться магнитное поле, силовые линии которого, концентрируясь в нем и выходя через передний зазор, будут замыкаться через поверхностные слои детали. От величины переднего зазора зависит глубина h проникновения импульсного магнитного поля в поверхностный слой обрабатываемой детали. Чем больше зазор Δz тем больше h . При увеличении зазора, необходимо увеличить и ток, для обеспечения определенной напряженности магнитного поля.



1 - магнітопровід; 2 - катушка; 3 - передній зазор; 4 - задній зазор

Рисунок 3 – Концентратор імпульсного магнітного поля

Задній зазор в КИМП передбачено для уникнення насичення магнітопроводу. Продольна подача S повинна бути менше або рівна величині переднього зазору Δz з метою перекриття зони обробки. Швидкість V можна знайти з формули:

$$V = \Delta z / \tau, \quad (1)$$

де Δz - величина переднього зазору; τ - час проходження елемента об'єму поверхнового шару через зазор.

Кількість циклів N перемагнічування елементів об'єму поверхнового шару деталі буде дорівнювати:

$$N = \tau / T, \quad (2)$$

де T - період імпульсів струму в катушці КИМП.

При обробці поверхності деталі ІМП, внаслідок неоднорідної кристалічної структури в ній виникають вихреві токи. Вихреві токи обумовлюють магнітне поле і локальні мікроевихри, які, в свою чергу, нагрівають ділянки навколо кристалітів напружених блоків і неоднорідностей структури металу.

Градієнт теплового потоку при обробці ІМП тим вище, чим менше однорідна мікроструктура металу. В місцях концентрацій залишкових або усталостних напружень, пов'язаних з технологією виробництва, обробки або експлуатації деталі тепло, наведена при обробці ІМП вихревіми токами, частково зменшує надлишкову енергію складових кристалітів і зерен структури зразка особливо в зоні контакту напружених ділянок. Мікроструктура сплаву покращується в часі 0,01 ... 1,0 с.

Кроме того, вихревое магнитное поле обуславливает более равномерное ее охлаждение. Одновременно с тепловыми процессами за счет импульсного магнитного поля в металле происходит полярная ориентация спинов электронов атомов, расположенных в области контакта кристаллитов и зерен сплавов, вследствие чего улучшаются механические свойства материала.

Для завершения внутренних процессов, связанных с рассеянием электромагнитной энергии, в материале деталей необходимо время t , которое меняется от 5 до 24 ч.

Выводы

Внедрение поверхностной обработки ИМП позволит уменьшить остаточные напряжения в деталях после механообработки, а также уменьшить усталостные напряжения поверхностей детали которые уже эксплуатировались, повысить их усталостную прочность.

Предложенный способ имеет преимущества такие, как:

- способ менее энергоемок по отношению к имеющимся на этот момент времени в машиностроении
- нет необходимости обработки всей детали (обрабатываются только заданные поверхности)
- незначительная стоимость и высокая производительность установки

Литература

- 1 Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. // М.: Машиностроение, 1976. – 278 с.
- 2 Вопросы оптимального резания металлов. // под ред. А.Д. Макарова: сборник трудов Уфимского авиационного института // Уфа, 1975. -224с.
- 3 Масловский В.М., Постников С.Н. О механизме влияния слабого магнитного поля на структуру конденсированных сред // Обработка импульсным магнитным полем (метод и техника) / Под ред. С.Н. Постникова. Матер. 4 науч.-техн. семинара с международным участием по нетрадиционным технологиям АМО'89 (Ботевград, 12-14 окт. 1989 г.). - София-Горький, 1989. - С. 5-14.
- 4 Муравьев В.А., Постников С.Н. Микрокинетика критических явлений во внешнем магнитном поле. //Обработка импульсным магнитным полем (метод и техника) Под ред. С.Н. Постникова: Матер. 4 науч.-техн. семинара с международным участием по нетрадиционным технологиям АМО'89 (Ботевград, 12–14 окт. 1989 г.) – София - Горький, 1989. - с. 15-*29.
- 5 Малыгин Б.В. Магнитное упрочнение инструмента и деталей машин. // М.: Машиностроение, 1989. – 112 с.: ил.
- 6 Постников С.Н. Физические основы обработки материалов и изделий последовательностью импульсов слабого магнитного поля // Докл. Третьего научно-техн. семинара с международным участием по технологии финишной обработки АМО'87 (Варна, окт. 1987 г.). - София, 1988. - С. 199-207.
- 7 Постников С.Н., Иляхинский А.В. Субструктурное упрочнение быстрорежущих сталей в импульсных магнитных полях // Прикладные проблемы прочности и пластичности. Механика деформируемых систем: Всесоюз. межвуз. сб./ Горьк. ун-т. - 1979. - С. 143-149.

УДК 621.9

Гусев В.В.

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ТРЕБОВАНИЙ К ИЗДЕЛИЯМ ИЗ ТЕХНИЧЕСКОЙ КЕРАМИКИ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ОПЕРАЦИИ АЛМАЗНОГО ШЛИФОВАНИЯ

In article the technique of choice of characteristic of a diamond wheel and grinding conditions in view of maintenance of operational requirements to details from constructional ceramics is offered.

Введение

Применение КК требует новых принципов конструирования [1, 2], так, например, при проектировании изделий из керамики рекомендуется избегать значительных концентраций напряжений и использовать более чем четырехкратные запасы по сравнению с расчетной прочностью при изгибе. При проектировании приходится отклоняться от форм изделий, признанных для металлов оптимальными. Необходимо, чтобы уровень напряжений в процессе эксплуатации был ниже прочности материала при заданном уровне вероятности разрушения. Обычно процессы повреждения и разрушения формируются в поверхностных слоях деталей и элементов машин и конструкций. Другим, не менее важным показателем состояния поверхностного слоя изделий из керамики, оказывающим влияние на их эксплуатационные свойства, являются высотные параметры микрорельефа поверхностного слоя. Эксплуатационные свойства изделий из керамики по прочности $\sigma_{p(u)}$ и интенсивности линейного или объемного износа $I_{L(V)}$ зависят от нагрузок P^p и температурного режима T^p работы. Надежность работы машиностроительной продукции может быть достигнута за счет улучшения качественных показателей поверхностного слоя.

Целью работы является разработка методики выбора технологических условий обработки с учетом требований по вероятности безотказной работы по прочности изделия и требованиям по высотным параметрам микрорельефа поверхностного слоя деталей из керамики.

Расчетное прогнозирование надежности работы на стадии проектирования является актуальным для разработки конкурентоспособных машин, расчет эксплуатационного ресурса детали для требуемой вероятности неразрушения. При проектировании конструктор, выбирая физико-механические характеристики материала (модуль упругости E , трещиностойкость K_{Ic} , твердость по Виккерсу H_V , коэффициент Пуассона μ

и др.), размеры детали и качество рабочих поверхностей (высотные параметры микрорельефа R_a, R_z), стремится к созданию конкурентоспособной машины, повышению надежности ее работы. Исходные данные для решения задачи выбираются из технической и справочной литературы, опыта эксплуатации. При этом конструктор, как правило, не оговаривает требования к структуре дефектного слоя керамики, который оказывает непосредственное влияние на прочность детали [3].

Если в качестве показателя эффективности изделия, в состав которой входит деталь из керамики, выбран функционал Φ , то значения этого показателя зависят не только параметров идеального изделия Φ^0 , но и от значений характеристик надежности $\Phi_{\text{над}}$ ее элементов (в том числе и по прочности). В качестве показателя надежности работы изделия [4] может быть выбрана величина

$$\Delta\Phi_{\text{над}} = |\Phi^0 - \Phi_{\text{над}}|, \quad (1)$$

показывающая насколько снижается эффективность изделия вследствие возможных отказов ее элементов из керамики по сравнению с эффективностью идеальной, элементы которого абсолютно надежны. Таким образом, вероятность безотказной работы изделия (детали) из керамики может характеризовать качество его функционирования и является показателем эффективности.

Основным показателем, характеризующим несущую способность детали из КК, является коэффициент запаса прочности, равный отношению допустимой прочности на растяжения σ_p материала к максимальному напряжению σ_{max} , возникающему в нем от воздействия на деталь тепловых и силовых нагрузок. В случае нормального распределения напряжений при эксплуатации, они характеризуются математическим ожиданием $m(\sigma_{\text{max}})$ и среднеквадратическим отклонением $s(\sigma_{\text{max}})$. Максимальное напряжение характеризует вероятность безотказной работы по прочности изделия, которая определяется через функцию Лапласа [5]

$$P(\sigma_{\text{max}} < |\sigma_{\text{д}}|) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz, \quad (2)$$

где $z = (|\sigma_{\text{д}}| - m(\sigma_{\text{max}})) / s(\sigma_{\text{max}})$.

Требования к физико-механическим свойствам и поверхностному слою детали вытекают из ее назначения, места и условий эксплуатации. Требования к физико-механическим свойствам и поверхностному слою детали вытекают из ее назначения, места и условий эксплуатации. Для обеспечения надежности работы деталей из керамических материалов необходимо уменьшать разброс показателей качества изделий, к наиболее важным из которых относится их прочность. Использование статических и динамических номинальных и локальных напряжений σ^0 и деформаций ϵ^0

от эксплуатационных нагрузок при расчетах на прочность должны учитывать размеры дефектов $l^э$, коэффициенты интенсивности напряжений K_{1c} , и температурные условия нагружения. Это позволяет использовать для расчета зависимости вида

$$\left\{ \sigma^э, e^э, K_{1c}^э \right\} = f(P^э, T^э, l^э) \leq \left\{ \frac{\sigma_p}{n_p}, \frac{K_{1c}}{n_k} \right\}, \quad (3)$$

где n_p и n_k - коэффициенты запаса по прочности и интенсивности напряжений.

Тепловые и силовые нагрузки, действующие на деталь, вызывают в ней напряженно-деформированное состояние. Условия работы деталей из конструкционной керамики, сложность из формы и трудоемкость изготовления [2,5] делают исключительно трудным и дорогим осуществление натурального эксперимента, особенно, если речь идет об установлении предельных (разрушающих) нагрузок. Поэтому для исследования напряженно-деформированного состояния деталей из конструкционной керамики может быть использован метод конечных элементов, например, реализованный в программном пакете ANSYS. Он позволяет определить величину и место на детали с максимальными напряжениями.

Нагрузочный спектр, соответствующий конкретным условиям работы, схематизируется одним из известных методов. С помощью метода статистических испытаний (нагрузка принимает случайные значения), согласно которому производится многократный прочностной расчет. Это позволяет определить математическое ожиданием $m(\sigma_{max})$ максимального напряжения и его среднеквадратическое отклонение $s(\sigma_{max})$.

При технологической подготовке производства технолог должен разработать техпроцесс, обеспечивающий требования конструктора с наименьшей технологической себестоимостью. Алгоритм расчета технологических условий обработки для обеспечения требуемых значений по прочности и износостойкости представлен на рис.1.

Задачей технолога является обеспечение комплекса показателей качества поверхностного слоя Φ_{nc} за счет назначения технологических условий обработки: схемы обработки (ее геометрических и кинематических параметров), характеристики алмазного круга $\Phi_{II}(\tau)$ и режимов резания (t, V_k, V_d) . Взаимосвязь условий обработки с требованиями по надежности эксплуатации изделия из керамики может быть представлена следующей зависимостью

$$(t, V_k, V_d, \Phi_{II}(\tau)) = \Phi_{nc}(K_{1c}, E, H_V, \lambda, \mu, R_a, R_z, f(l_c, \alpha_c, l_o, \alpha_o), n_c, n_o) = \Phi(P^э, T^э) \leq \left\{ \sigma_{p(u)}, I_{I(V)} \right\}.$$

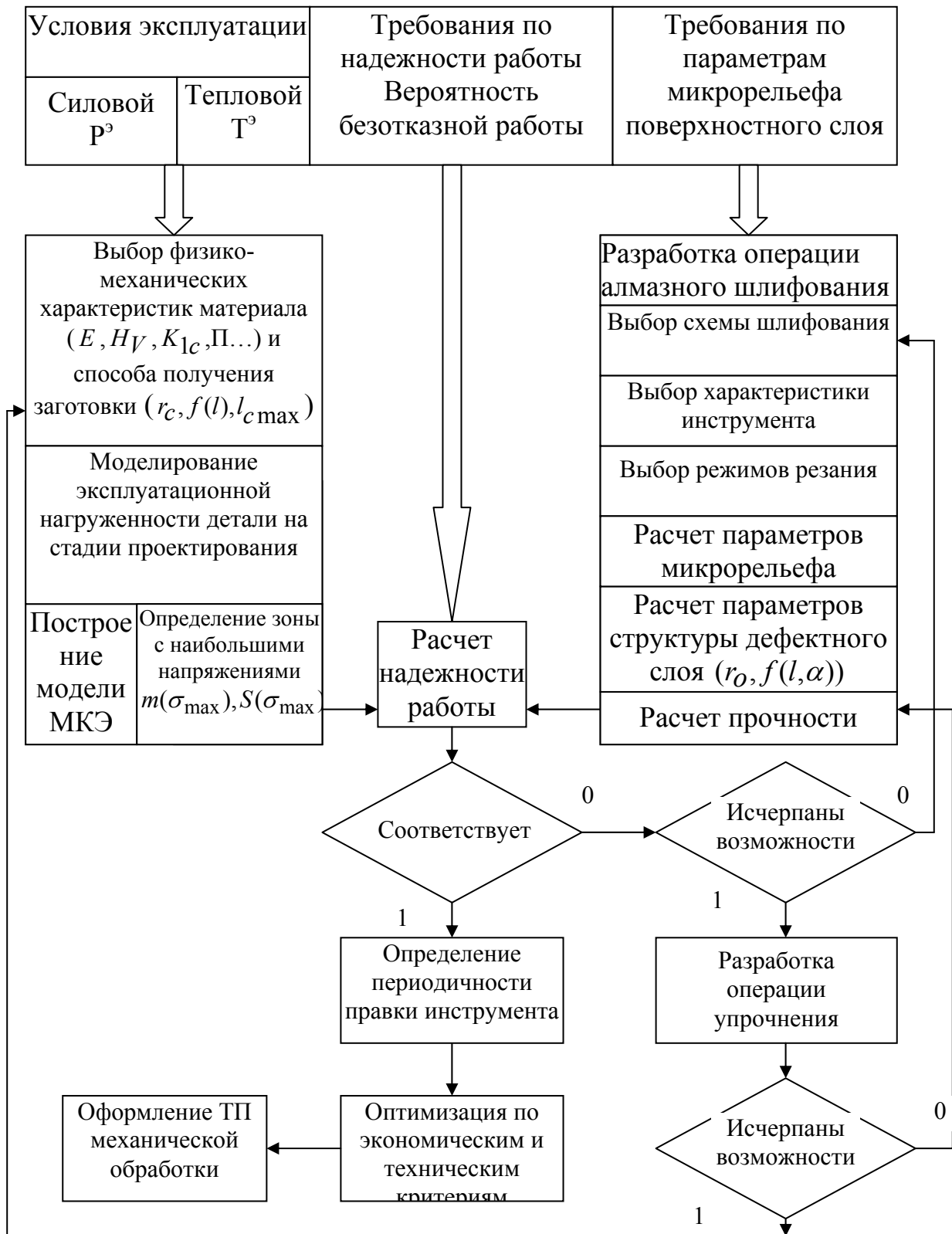


Рисунок 1 – Схема разработки операции алмазного шлифования керамики

Влияние режимов резания и состояния режущей способности инструмента при алмазном шлифовании на формирование структуры дефектного слоя подробно рассмотрено в работах [6,7]. Вследствие изменения режущей способности круга в процессе шлифования, происходит увеличения силы резания, что приводит к росту размеров обработочных дефектов и как следствие к снижению прочности детали. Вследствие этого в алгоритме расчета (см. рис.1) предусмотрен блок определения периодичности правки инструмента, что позволяет обеспечить требуемую структуру поверхностного слоя детали.

Если за счет совершенствования параметров алмазного шлифования не возможно достичь требуемой надежности работы детали из КК, то возможно применение операции упрочнения. Эффективным способом упрочнения является создание в поверхностном слое изделия сжимающих напряжений, которые залечивают имеющиеся дефекты и препятствуют возникновению новых. Методы упрочнения, поверхностного слоя, как правило, трудоемки, могут привести к потере геометрической точности детали, а в ряде случаев не экологичны. Для снижения трудоемкости операций упрочнения необходимо в подсистеме механической обработки уменьшать глубину дефектного слоя. Указанные причины привели к тому, что подсистему упрочнения в производственных условиях стараются не применять.

Вывод

Предложенный подход назначения режимов обработки позволяет учесть конкретные условия работы изделий из конструкционной керамики и обеспечить качество их поверхностного слоя из условия требуемой вероятности безотказной работы по прочности.

Литература

- 1 Баринов С.М. Трещиностойкость конструкционной машиностроительной керамики//Серия. Технология силикатных тугоплавких неметаллических материалов. – М.: ВИНТИ, 1988. – Том 1. – С.72-132.
- 2 Ромашин А.Г., Викулин В.В. Опыт создания термонапряженных керамических элементов горячей зоны газотурбинных двигателей // Огнеупоры и техническая керамика. – 2003. – №1. – С.25-32.
- 3 Витвицкий П.М., Пожена С.Ю. Прочность и критерии хрупкого разрушения стохастически дефектных тел – Киев: Наукова думка, 1980. – 187с.
- 4 Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. – М.: Наука, 1978. – 400с.
- 5 Анализ соответствия прочности стеклокерамики ОТМ357 требованиям к конструкции обтекателя / Е.И. Суздальцев, М.Ю. Русин, В.И. Куракин, А.С. Хамицаев // Огнеупоры и техническая керамика. – 2004. – №7. – С.9-12.
- 6 Гусев В.В. Силы резания и формирование дефектного слоя при алмазном шлифовании керамики // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА. – 2003. – Вип. №13. – С. 70-76.
- 7 Гусев В.В. Влияние состояния алмазного круга на качество поверхностного слоя изделий из керамики // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА. – 2002. – Вип. №12. – С.234-241.

УДК 621.785.5

Заблоцкий В.К., Дьяченко Ю.Г.
ДГМА, Краматорск, Украина

ВЛИЯНИЕ АКТИВАТОРА НА ФОРМИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ БОРОХРОМИРОВАННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЯХ

Questions of change of structure and properties of coverings on carbonaceous steels after saturation by a pine forest and chrome in powder mixes are considered. Laws of formation of wearproof coverings are established.

Введение

Долговечность различных деталей машин, механизмов, приборов, установок, а также инструмента, испытывающих воздействие агрессивных сред (при нормальных условиях и повышенных температурах) и подвергающихся циклической нагрузке или интенсивному изнашиванию, определяется механическими и физико-химическими свойствами их рабочих поверхностей.

Одним из основных методов повышения стойкости указанных деталей является химико-термическая обработка.

Эффективным методом упрочнения деталей машин и инструмента является борирование, обеспечивающее высокую твердость и износостойкость поверхностного слоя [1]. Однако существует ряд недостатков, ограничивающих область применения процесса борирования и замедляющих его распространение. Одним из таких недостатков является повышенная хрупкость боридных слоев. Другим важным недостатком является отсутствие в литературе системных исследований целесообразности применения того или иного активатора процесса. Так, авторы [2] в качестве активатора при борировании предлагают использовать хлористый аммоний, а в работе [3] указывается, что применение в качестве активатора хлористого аммония приводит к образованию пористости борированного слоя и, следовательно, к снижению его износостойкости.

Борохромирование является эффективным методом повышения качества боридных покрытий. С его помощью можно снизить хрупкость, повысить износостойкость, коррозионную и жаростойкость борированного слоя [1]. Однако для этого процесса, так же, как и для процесса борирования, не выяснено влияние активатора на формирование слоя.

В связи с этим основной целью работы явилось исследование закономерностей формирования диффузионных слоев при борохромировании с различным составом и количеством активаторов.

Результаты экспериментальных исследований

Для достижения поставленной цели проводили исследование образцов из углеродистых сталей 10 и У13, подвергнутых диффузионному борохромированию в порошковых смесях, состоящих из: 10 - 40% В₄С + 40 – 10% FeCr + 48% Al₂O₃ + 2% NH₄Cl и 10 - 40% В₄С + 40 – 10% FeCr + 43% Al₂O₃ + 7% Na₃AlF₆. Насыщение проводили в контейнерах с плавким затвором, температура процесса составляла 1000⁰С, выдержка - 5 часов, охлаждение контейнера - с печью. Структуру слоя исследовали с помощью металлографического микроскопа МИМ – 8 и микротвердомера ПМТ – 3. Применяли химическое травление микрошлифов в 4% растворе азотной кислоты в этиловом спирте и тепловое травление.

Результаты исследований, приведены в таблице 1 и на рисунке 1.

Были установлены характерные особенности формирования микроструктуры поверхностного слоя покрытий в зависимости от состава смеси и активаторов, которые приведены в таблице и на рисунке.

Непосредственно после борохромирования стали 10 и У13 на поверхности образцов образуются следующие структуры:

При использовании в качестве активатора хлористого аммония (смесь №1), на поверхности образца из стали 10 образуется твердый раствор хрома и бора в Fe_α. Микротвердость составляет Н₁₀₀ 2440 МПа (рис. 1 а). На границе с основным металлом, видна слабо выраженная полоса бирюзового цвета, характеризующая зону, обогащенную углеродом. Глубина слоя составляет 0,06 мм. Микротвердость основного металла Н₁₀₀ 1320 МПа.

На стали У13 при насыщении в том же составе, структура поверхностного слоя представляет собой сплошной карбидный слой белого цвета (рис. 1 б). Микротвердость карбидного слоя составляет Н₁₀₀ 17770 МПа, глубина 0,03 мм. Подобная структура поверхностного слоя соответствует структуре хромированного слоя, что согласуются с литературными данными [1].

С увеличением содержания карбида бора и уменьшения феррохрома в смеси (смеси 2-5) микроструктура слоя на стали 10 представляет собой слой боридов железа, имеющих пористость (рис.1 д). Количество пор зависит от содержания карбида бора в смеси. такая же зависимость наблюдается и при насыщении в этих смесях стали У13(рис.1 е). Однако на высокоуглеродистой стали пористость менее выражена, чем на малоуглеродистой. Следовательно, применение в качестве активатора хлористого аммония для борохромирования приводит к снижению качества покрытий и поэтому нецелесообразно.

При борохромировании с применением в качестве активатора криолита Na₃AlF₆ (составы №6-10) на поверхности образцов из стали 10 образуется слой, представляющий собой бориды на основе железа (Fe, Cr)₂B или (Fe, Cr)B игольчатой формы (рис. 1 в). Глубина слоя при

Таблица 1 – Влияние состава насыщающей смеси на глубину и микротвердость слоя при борхромировании углеродистых сталей

№ опыта	Марка стали	Состав смеси, %	Глубина слоя, мм	Микротвердость, МПа			
				Слой			Осн. металл
				Внешн.	Средн.	Внутр.	
1	10	10 B ₄ C + 40 FeCr + 48 Al ₂ O ₃ + 2 NH ₄ Cl	0,06	2440	2440	2440	1320
	У13		0,03	17770	17770	17770	2850
2	10	20 B ₄ C + 30 FeCr + 48 Al ₂ O ₃ + 2 NH ₄ Cl	0,37	14800	18500	14800	2060
	У13		0,26	12870	15300	16300	2770
3	10	25 B ₄ C + 25 FeCr + 48 Al ₂ O ₃ + 2 NH ₄ Cl	0,39	13500	14800	13500	1200
	У13		0,26	15300	17770	15300	3660
4	10	30 B ₄ C + 20 FeCr + 48 Al ₂ O ₃ + 2 NH ₄ Cl	0,45	8730	-	14494	1700
	У13		0,05	-	5020	-	2900
5	10	40 B ₄ C + 10 FeCr + 48 Al ₂ O ₃ + 2 NH ₄ Cl	0,36	-	-	17586	1270
	У13		0,19	11572	16342	17402	3660
6	10	10 B ₄ C + 40 FeCr + 43 Al ₂ O ₃ + 7 Na ₃ AlF ₆	0,1	-	12870	15090	1380
	У13		0,14	14564	15534	14694	4210
7	10	20 B ₄ C + 30 FeCr + 43 Al ₂ O ₃ + 7 Na ₃ AlF ₆	0,27	16194	16340	15250	1580
	У13		0,19	15622	16165	16302	2500
8	10	25 B ₄ C + 25 FeCr + 43 Al ₂ O ₃ + 7 Na ₃ AlF ₆	0,21	14117	18027	15192	1480
	У13		0,08	16225	16905	15667	2500
9	10	30 B ₄ C + 20 FeCr + 43 Al ₂ O ₃ + 7 Na ₃ AlF ₆	0,33	14032	15700	16088	1420
	У13		0,23	16040	15740	14890	3190
10	10	40 B ₄ C + 10 FeCr + 43 Al ₂ O ₃ + 7 Na ₃ AlF ₆	0,23	13648	12370	16240	1400
	У13		0,18	15658	14505	15728	2370

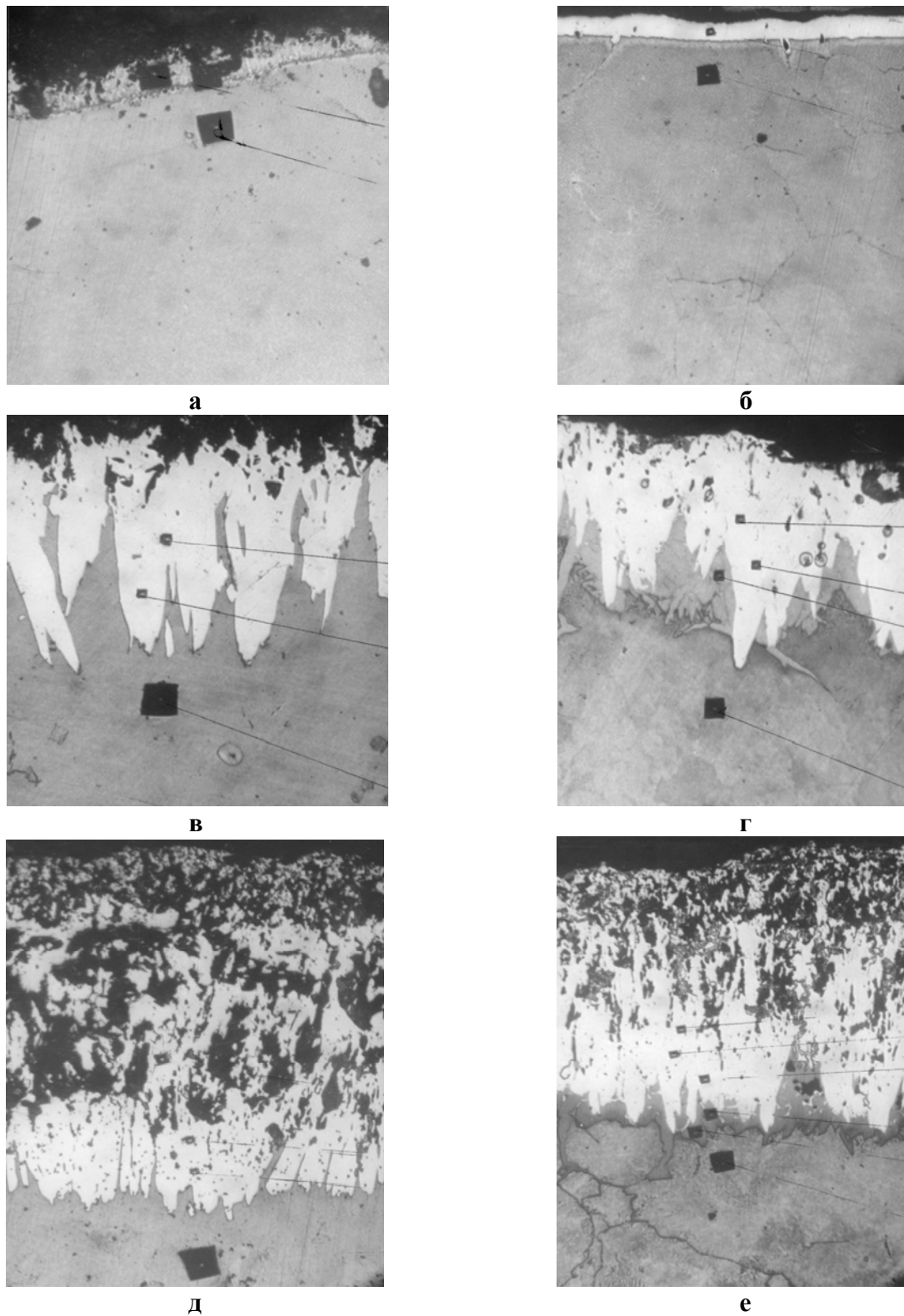


Рисунок 1 – Влияние состава смеси на структуру борохромированного слоя
а – Сталь 10, **б** – Сталь У13 (10% B_4C + 40% FeCr + 48% Al_2O_3 + 2% NH_4Cl);
в – Сталь 10, **г** – Сталь У13 (10% B_4C + 40% FeCr + 43% Al_2O_3 + 7% Na_3AlF_6);
д – Сталь 10, **е** – Сталь У13 (40% B_4C + 10% FeCr + 48% Al_2O_3 + 2% NH_4Cl)

различных соотношениях насыщающих компонентов находится в пределах 0,1...0,33 мм и максимальное значение приходится на состав №9. Пористость в слое отсутствует. Наиболее оптимальным для борохромирования является состав смеси №8, обеспечивающий наиболее высокое сочетание свойств слоя – высокую микротвердость $H_{100}18027...14117$ МПа и достаточную глубину – 0,21 мм.

На стали У13 подвергнутой насыщению в таких же смесях, структура поверхностного слоя состоит из боридов железа, легированных хромом с микротвердостью в пределах $H_{100}16905...14564$ МПа (рис. 1 г). Непосредственно к иглам боридов примыкают перистые выделения карбоборидной фазы оранжевого цвета с микротвердостью около $H_{100}12870$ МПа. Пористость в слое отсутствует.

Выводы

Таким образом, установлен важный фактор влияния состава смеси и активатора на формирование структуры поверхностного слоя при борохромировании в порошковых смесях.

Применение в качестве активатора хлористого аммония в составе насыщающей смеси способствует образованию пористых слоев. Варьируя процентным содержанием компонентов смеси, можно получать слои различной пористости при достаточной глубине поверхностного слоя. Однако такие слои имеют низкую твердость по сравнению с сплошными и их использование с целью упрочнения нецелесообразно.

Применяя в качестве активатора криолит, можно получить беспористые слои, имеющие высокую твердость и износостойкость. Алюминий, входящий в состав криолита может дополнительно легировать бориды, повышая их жаростойкость.

Следовательно, применение криолита в качестве активатора при борохромировании с целью упрочнения деталей машин и инструмента является более предпочтительным, чем применение хлористого аммония.

Литература

- 1 Минкевич А.Н. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Второе переработанное издание. М.: Машиностроение, 1965. 492с.
- 2 Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Справочник / Под ред. Л.С. Ляховича. – М.: Металлургия, 1981. – 422 с.
- 3 Кайдаш Н. Г., Похмурский В.И., Влияние борирования на усталостную и коррозионно – усталостную прочность стали. / Физико-химическая механика материалов, 1965, №6. – 712 с.

УДК 621.9

Кривий П.Д., Бондаренко О.Л., Сенік А.А.
ТДТУ, м. Тернопіль, Україна

ГАРМОНІЧНИЙ АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ФОРМИ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ І ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Deviations from the rounding of inner cylinder surface (ICS) of built-up bushings of transmission roller and bushing chains along ICS perimeter as well as in built-up joints and diametral opposite areas are obtained as the result of circlegram statistic processing. It is demonstrated on the basis of harmonic analysis that minimum values of variances of deviations from ICS circle are present in the area located opposite to built-up joint.

Річна потреба народногосподарського комплексу України в приводних роликівих і втулкових ланцюгах (ПРВЛ) складає близько 40 млн. погонних метрів. На їх виготовлення витрачають сотні тисяч тон високоякісного прокату. Значний вплив на умови тертя поверхонь шарнірів ПРВЛ та їх зносостійкість має такий показник точності форми як відхилення від круглості внутрішніх циліндричних поверхонь (ВЦП) згортних втулок.

Аналіз існуючих літературних джерел [1, 3, 6], присвячених дослідженню точності форми згортних втулок, показав, що оцінка відхилень від круглості ВЦП згортних втулок давалась без врахування суттєвості впливу технологічного процесу певного виробника на точність форми ВЦП, а також без елементів дисперсійного аналізу, що значно знизило практичну цінність відомих досліджень.

Тому здійснення гармонічно-дисперсійного аналізу відхилень від круглості ВЦП згортних втулок ПРВЛ, на основі статистичних даних, в результаті якого будуть встановлені зони контакту ВЦП втулок із їх найвищими показниками точності з валиками, що забезпечить значне підвищення зносостійкості ПРВЛ, є актуальною задачею.

Дослідження відхилення від круглості ВЦП здійснювали на втулках до ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм, 15,875 мм Даугавпілського виробництва (Латвія), а також на втулках з кроками 19,05 мм, 25,4 мм відповідно Тульського (Росія) і Бішкекського (Киргизія) виробництва.

З метою отримання оціночних характеристик круглості згідно із вимогами існуючих стандартів утворювали виборки величиною $N = 30$ шт. На кругломірі БЕ-20А знімали круглограми ВЦП згортних втулок запресованих у пластини внутрішніх ланок ПРВЛ.

Для кожної круглограми як окремої реалізації з використанням прозорого шаблона визначали відхилення від прилягаючого кола у 48-и

фіксованих положеннях. За точку відліку прийняли положення згортного шва. Відхилення від круглості ВЦП втулок певного типорозміру ПРВЛ подавали як ансамбль реалізацій.

Стабільність технологічного процесу виготовлення втулок та достовірність статистичних оцінок за гіпотезами: постійності миттєвого розсіювання відхилення від круглості – Δ і відсутності систематичних похибок перевіряли за критерієм λ_0 [2].

При однакових об'ємах виборок $N = \text{const}$ величину критерію λ_0 визначали за формулою:

$$\lambda_0 = \frac{S^2}{(S_{M_1}^2 \cdot S_{M_2}^2 \dots S_{M_m}^2)^{1/m}},$$

де $S^2 = \left(\sum_{i=1}^m S_{M_i} + \sum_{i=1}^m (\bar{\Delta}_{M_i} - \bar{\Delta})^2 \right) / m$ - дисперсія виборки об'ємом N ;

$\bar{\Delta}_{M_i}$ – середнє значення відхилення від круглості малої i -тої виборки;

$\bar{\Delta} = \left(\sum_{i=1}^m n \cdot \bar{\Delta}_{M_i} \right) / (m \cdot n)$ – середнє значення відхилення від круглості

виборки N .

$S_{M_i}^2$ – дисперсія i -ої малої виборки; m – кількість малих виборок; n – об'єм малої виборки.

В результаті розрахунків встановили, що для всіх типорозмірів втулок виконувалась умова $\lambda_{\text{от}} < \lambda_0$, яка означає те, що гіпотеза однорідності приймається і свідчить про стабільність технологічного процесу за критерієм величини відхилення від круглості ВЦП згортних втулок.

Отримані за 30 круглограмами результати табулювали та усереднювали для кожного із 48-и положень і отримували усередненні круглограми. Для кожної з цих круглограм за методом Р.С. Спрега [4]

визначали координати центра $X_0 = 2 \sum_{i=1}^{N_n} X_i, Y_0 = 2 \sum_{i=1}^{N_n} Y_i$ і величину радіуса

базового кола $R_0 = \sum_{i=1}^N r_i / N_n$, де X_i, Y_i і r_i - відповідно декартові

координати і радіус-вектор i -тої точки усередненої круглограми; $N_n = 48$ – кількість фіксованих положень. Потім на приведених круглограмах, показаних на рис. 1, знаходили біжучі відхилення радіуса-вектора R_i , які мають характер випадкових похибок і являють собою періодичну функцію з періодом 2π , аргументом якої будемо вважати кут повороту φ .

Реалізація відхилення від круглості приведеної круглограми в цьому випадку може бути подана тригонометричним рядом Фур'є [5]:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cdot \cos kx + b_k \cdot \sin kx),$$

де a_0 - вільний член;

a_k і b_k - тригонометричні коефіцієнти Фур'є:

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cos kx \cdot dx; \quad b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \sin kx \cdot dx.$$

Здійснюючи чисельне інтегрування випадкової функції $f(x)$ для 48-ми значень аргумента (через кожні $7,5^\circ$), визначали коефіцієнти тригонометричного полінома Фур'є для гармонік 10-го порядку за формулами:

$$a_k = \frac{1}{24} \sum_{i=0}^{48} f(x_i) \cdot \cos \frac{ik\pi}{24}; \quad b_k = \frac{1}{24} \sum_{i=0}^{48} f(x_i) \cdot \sin \frac{ik\pi}{24}.$$

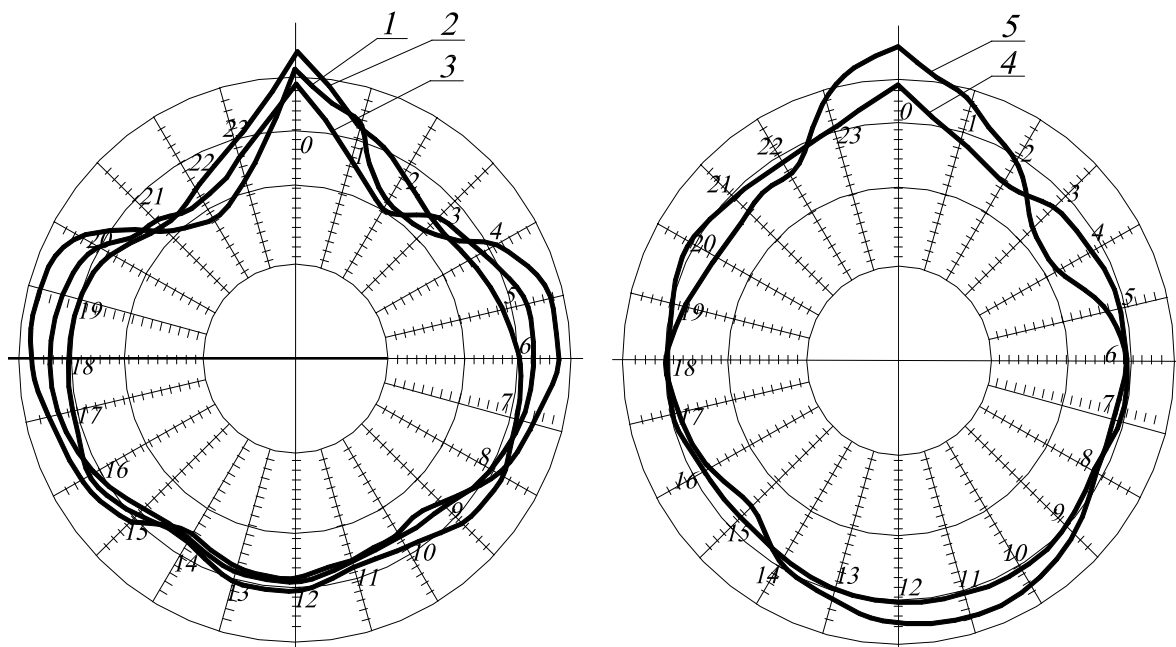


Рисунок 1 – Приведені круглограми ВЦП згортних втулок:

1, 2, 3, 4, 5 – відповідно для втулок до ланцюгів з кроками: 9,525 мм; 12,7 мм; 15, 875 мм; 19,05 мм; 25,4 мм. Масштабний коефіцієнт $\mu_{\Delta} = 0,675$ мкм/мм

Для визначення коефіцієнтів тригонометричного полінома Фур'є для 24 значень аргумента в зоні згортного шва ($-\pi/4 \leq \varphi \leq \pi/4$); і у зоні, яка протилежна до згортного шва ($3\pi/4 \leq \varphi \leq 5\pi/4$), тобто коли період $2l \neq 2\pi$, де l – півперіод і врахувавши, що $l = \pi/4$ отримаємо:

$$a_k = \frac{1}{12} \sum_{i=0}^{24} f(x_i) \cdot \cos \frac{ik\pi}{12}; \quad b_k = \frac{1}{12} \sum_{i=0}^{24} f(x_i) \cdot \sin \frac{ik\pi}{12}.$$

Значення сумарних амплітуд A_k гармонік ряду Фур'є дорівнюють $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$. Так як складові спектра амплітуд некорельовані між собою,

то дисперсія відхилень від круглості ВЦП втулок визначиться за формулою $D(A_k) = \sum_{i=1}^{\infty} A_k^2 / 2$ [7]. Значення $D(A_k)$ для різних зон ВЦП втулок подані в таблиці 1.

Таблиця 1 – Дисперсії $D(A_k)$ мкм² відхилень від круглості ВЦП згортних втулок для різних типорозмірів приводних ланцюгів і різних областей зміни аргумента φ

№ п/п	Втулки для приводних ланцюгів	Область зміни аргумента φ , рад.		
		$0 \leq \varphi \leq 2\pi$	$-\pi/4 \leq \varphi \leq \pi/4$	$3\pi/4 \leq \varphi \leq 5\pi/4$
1.	Дворядний з кроком 9,525 мм. ТУ 37.004.039-80	100,3	200,2	3,4
2.	ПР-12,7-1820-2 ГОСТ 13568-75	71,3	216,0	7,1
3.	ПР-15,875-2270-2 ГОСТ 13568-75	159,7	270,4	3,7
4.	ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-75	22,2	35,1	5,9
5.	ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568-75	191,8	196,1	14,2

Розрахунки значень амплітуд і початкових фаз для десяти гармонік складових (з 1-ої по 10-у), дисперсії відхилень від круглості, а також питомої ваги кожної гармоніки в результуючій дисперсії $D(A_k)$ здійснені за розробленою програмою з використанням комп'ютерної техніки.

Спектри амплітуд відхилення від круглості ВЦП згортних втулок подані на рис. 2.

На основі результатів гармонічного аналізу встановлено наступне.

Основна частка в результуючих похибках відхилення від круглості ВЦП згортних втулок належить гармонікам 2, 3 і 4 порядків, їх частка в загальній дисперсії некруглості ВЦП складає 67,6...89,2%. Для оцінки некруглості ВЦП згортних втулок в інтервалі $0 - 2\pi$ необхідно врахувати не менше 6-ти гармонік.

Оцінка відхилень від круглості ВЦП згортних втулок ПРВЛ різних виробників за критерієм Фішера t_k вказує на суттєві відмінності. Найбільшу точність форми згортних втулок забезпечує технологічний процес, реалізований Тульським виробництвом.

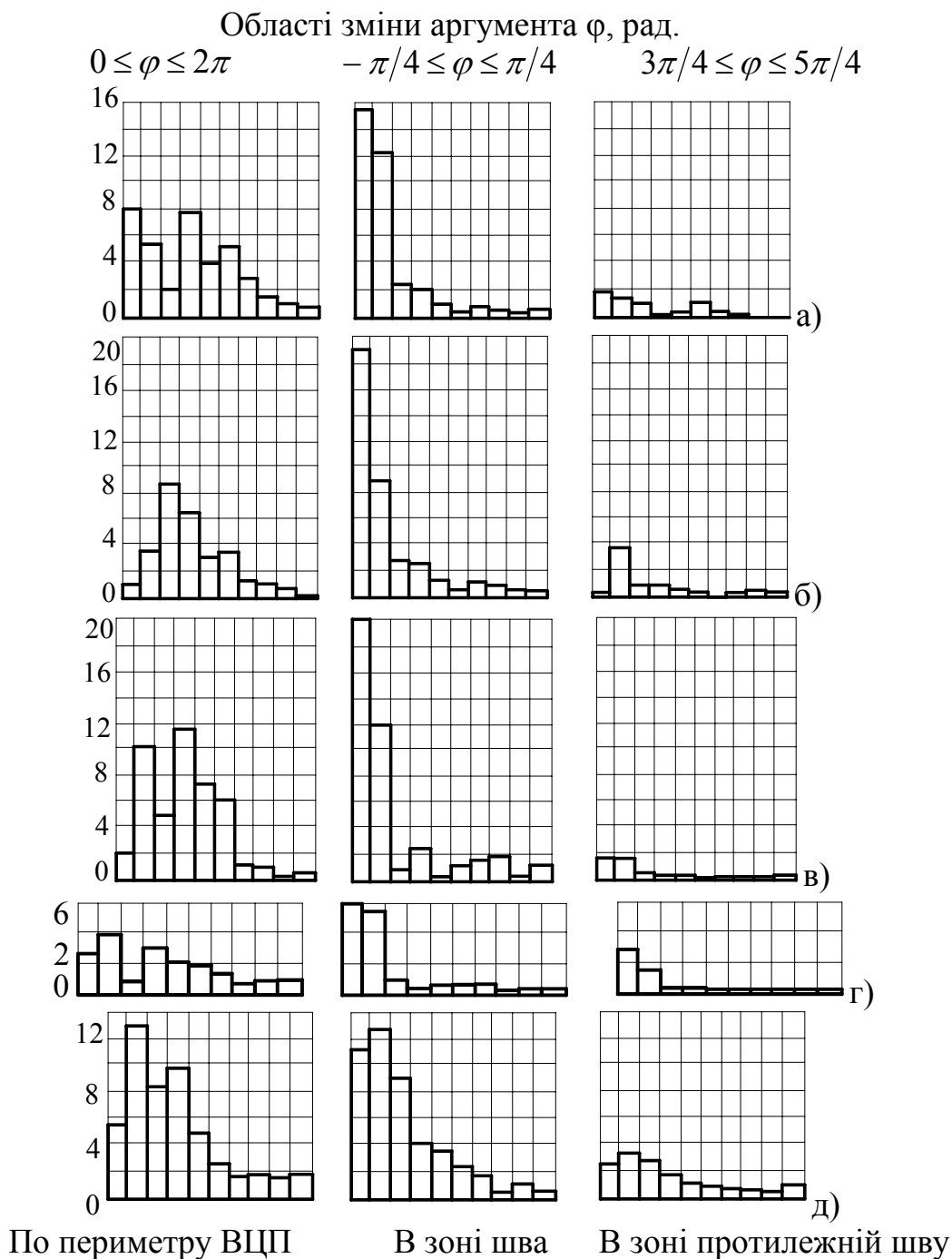


Рисунок 2 – Експериментальні лінійчасті спектри амплітуд відхилень від круглості ВЦП втулок для приводних ланцюгів з кроками відповідно: а), б), в), г), д) - 9,525 мм; 12,7 мм; 15, 875 мм; 19,05 мм; 25,4 мм.

Відхилення від круглості ВЦП в зоні шва ($-\pi/4 \leq \varphi \leq \pi/4$) і діаметрально протилежній ($3\pi/4 \leq \varphi \leq 5\pi/4$) може бути оцінена за амплітудами перших двох гармонік, так як $(A_1^2 + A_2^2)/2 = (0.9...0.95) \sum_{k=1}^{10} A_k^2/2$.

Дисперсії відхилень від круглості ВЦП в зоні, яка протилежна до шва ($3\pi/4 \leq \varphi \leq 5\pi/4$), мають мінімальні значення незалежно від типорозміру ланцюга і на порядок менші, ніж дисперсії відхилень в зоні шва ($-\pi/4 \leq \varphi \leq \pi/4$). Півсума квадратів двох перших гармонік відхилень від круглості ВЦП згортних втулок для зони, яка розміщена протилежно до зони шва, складає 3...5% від відповідної півсуми аналогічних гармонік і відхилень від круглості для зони шва.

Відхилення від круглості ВЦП згортних втулок по всьому периметру ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) характеризується деякими середніми значеннями порівняно із розглянутими в інших зонах. Для їх оцінки необхідно врахувати більшу кількість гармонік.

Відхилення від круглості ВЦП втулок різних типорозмірів ланцюгів залежить від багатьох конструктивних і технологічних факторів (технологічні процеси згортання, умови запресування втулок, діаметри й товщини стінок втулок).

Висновок. Встановлено, що у згортних, запресованих в пластини внутрішніх ланок ПРВЛ втулок є розміщена навпроти шва зона, яка має найвищі якісні показники точності форми по відношенню до інших ділянок ВЦП. На основі вищенаведеного доцільно при складанні внутрішніх ланок ПРВЛ орієнтувати втулки згортним швом всередину ланки, забезпечуючи тим самим виведення із контакту втулка-валик ділянки ВЦП із погіршеними якісними показниками, що призводить до покращення умов контактування робочих поверхонь шарнірів ПРВЛ та підвищення їх зносостійкості.

Література

- 1 Дубиняк С.А., Кривый П.Д., КуцевичА.В. Исследование макрогеометрии свертных втулок и ее влияние на износостойкость приводных цепей // Цепные передачи и приводы. Сб. науч. трудов. – Краснодар: изд. КПИ, 1988. – с 57-68.
- 2 Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки. – Киев: Техника, 1976. – 200с.
- 3 Кривый П.Д. Работоспособность приводных роликовых и втулочных цепей с ориентированными втулками. Автореф. дис... канд. тех.наук: 05.02.02 / Львовск. политех. ин-т. – Л., 1990. – 18 с.
- 4 Ляндон Ю.Н. Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1967. – 178с.
- 5 Ряды Фурье. Теория поля. Аналитические и специальные функции. Преобразование Лапласа. Романовский П.И. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 336с.
- 6 Скрипкин С.П., Афанасев Е.Н., Ровнова Э.Л. Исследование влияния ориентации стыка свертных втулок на износостойкость приводных роликовых цепей / Вестник машиностроения. № 3. 1987. с. 36-38.
- 7 Сухов М.Ф. Статистическая оценка точности опорных валков станов холодной прокатки на основе гармонического анализа. / Изв. вузов: Машиностроение, 1973, №3, с. 145-149.

УДК 621.9

Гурей Т.А.

ПІ ім. В.Чорновола, м. Тернопіль, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В ЗОНІ КОНТАКТУ ПРИ ФРИКЦІЙНОМУ ЗМІЦНЕННІ

Mathematical model is developed, that enable calculate by temperature in contact zone of tool and part by friction hardening. Temperature in contact zone has pulse effect.

Сучасні технології повинні забезпечувати не тільки високу точність, продуктивність, технологічність, але і необхідну довговічність деталей машин в експлуатації. Широке застосування на практиці знаходять методи поверхневого зміцнення деталей машин із використанням висококонцентрованих джерел енергії. Ці методи характеризуються дією з великими швидкостями високих питомих енергій на відносно малі об'єми металу з наступним їх швидким охолодженням. Структурно-фазові зміни, які проходять у процесі цих обробок суттєво залежать від хімічного складу і вихідної термічної обробки матеріалу. Вони характеризуються формуванням двох якісно різних структурних зон - зони вторинного гартування або так званого слаботравимого білого шару та зони підвищеної травимості або зони термічного впливу зі структурою високошвидкісного відпуску, які суттєво відрізняються по своїх фізико-механічних і електрохімічних властивостях від основного металу.

Білий шар формується в результаті дії висококонцентрованого потоку енергії на порівняно невеликий об'єм металу. Фізико-механічні властивості зміцненого шару в значній мірі залежать від температури його формування [1]. Пряме вимірювання температури на поверхні металу в зоні контакту зміцнювального інструмента і деталі утруднено через високу швидкоплинності процесу і локальність його дії. Тому важливо знати її величину та розподіл по глибині. Метою роботи є визначення температури у зоні контакту інструменту і деталі з використанням аналітико-експериментальним методом.

При теоретичному розрахунку температури основна складність полягає в тому, що невідомо розподіл джерел теплоти в області контакту оброблюваної деталі і зміцнювального інструмента. Інтенсивність джерел теплоти переважно пропорційна силам тертя, але для оцінки їх необхідно знати температурні поля в деталі. Також, при інтенсивному зсувному деформуванні у поверхневих шарах виділяється тепло, яке йде на нагрів деталі та інструмента, а також виділяється у навколишнє середовище. Врахувати дані фактори є достатньо проблематично.

Одним із можливих і найбільш точних способів її визначення є аналітико-експериментальний метод. Припустимо, що джерела тепла в оброблюваній циліндричній деталі радіусом R виникають тільки в області контакту S , причому їх інтенсивність Q невідома. Вважаємо також, що зміцнення деталі доволі тривале і тоді задачу можна розглядати у квазістаціонарній постановці (у рухомій системі координат температура є встановленою). Через бічну поверхню циліндра поза областю контакту S здійснюється теплообмін з оточуючим середовищем нульової температури за законом Ньютона. Область контакту інструмент-деталь рухаються по гвинтовій лінії, нахиленій під кутом γ до твірної циліндра. Розподіл джерел тепла в області S , а потім і температури в деталі визначали експериментальним заміром температури на її поверхні перед областю контакту [2].

При визначенні температурного поля циліндричної деталі приймаються наступні допущення: джерела теплоти всередині циліндра відсутні; коефіцієнти теплопровідності λ , температуропроводності a та тепловіддачі α постійні і не залежать від температури.

Введемо рухому циліндричну систему координат $z = z_1 - v_o \tau$, $\varphi = \varphi_1 - \omega \tau$. При цьому, $v_o = v \cos \gamma$. У нашому випадку v – абсолютна швидкість переміщення інструмента-диска відносно циліндра; ω - кутова швидкість обертання циліндра; τ - час; z_1 та φ_1 - нерухомі координати.

У даній системі координат температура

$$T(r, z, \varphi) = T(r, z_1, \varphi_1, \tau)$$

визначається з рівняння [3]:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{v_o}{a} \frac{\partial}{\partial z} + \frac{\omega}{a} \frac{\partial}{\partial \varphi} \right) T(r, z, \varphi) = 0$$

і задовольняє граничну умову

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} + \alpha T(R, z, \varphi) = \alpha f(z, \varphi),$$

$$\text{де } f(z, \varphi) = \begin{cases} \frac{1}{\alpha} [\alpha T(R, z, \varphi)] + Q(z, \varphi) \text{ у } S \\ 0 \text{ поза } S \end{cases}.$$

Теоретичний розв'язок задачі теплопровідності у рухомій циліндричній системі координат r, z, φ має вигляд:

$$T(r, z, \varphi) = A_0(r, z) + 2 \operatorname{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} A_n(r, z) e^{in\varphi} \right],$$

$$\text{де } A_n(r, z) = \sum D_{nj} J_n(q_{nj} \rho) \Phi_{nj}(\xi), \quad D_{nj} = \frac{2Bi \cdot q_{nj}^2}{(h^2 - Bi^2 - q_{nj}^2) I_n(q_{nj})},$$

$$\Phi_{nj}(\xi) = \begin{cases} 2b_{nj} \lambda_{nj}^{(2)} sh(\lambda_{nj}^{(1)} \xi_0) e^{\lambda_{nj}^{(1)} \xi} & \text{при } \xi < -\xi_0; \\ b_{nj} \left[\lambda_{nj}^{(2)} (1 - e^{\lambda_{nj}^{(1)} (\xi - \xi_0)}) - \lambda_{nj}^{(1)} (1 - e^{\lambda_{nj}^{(2)} (\xi - \xi_0)}) \right] & \text{при } |\xi| \leq \xi_0; \\ 2b_{nj} \lambda_{nj}^{(1)} sh(\lambda_{nj}^{(2)} \xi_0) e^{\lambda_{nj}^{(2)} \xi} & \text{при } \xi > \xi_0; \end{cases}$$

$$b_{nj} = \frac{c_n}{\omega_{nj} (\lambda_{nj}^{(1)} - \lambda_{nj}^{(2)})}; \quad \lambda_{nj}^{(1,2)} = \frac{-\omega_1}{2 \pm \sqrt{\frac{\omega_1^2}{4} + \omega_{nj}}}; \quad \omega_{nj} = q_{nj}^2 - in\omega_2;$$

$$\omega_1 = \frac{v_0 R}{a}; \quad \omega_2 = \frac{\omega R^2}{a}; \quad c_0 = \frac{C \varphi_0}{\pi}; \quad c_n = \frac{C}{\pi} \cdot \frac{\sin(n\varphi_0)}{n};$$

$$\text{при } n \neq 0; \quad \rho = \frac{r}{R}; \quad \xi = \frac{z}{R}; \quad \xi_0 = \frac{z_0}{R}; \quad v_0 = v \cos \gamma;$$

Bi – критерій Біо; a – коефіцієнт теплопровідності; ω – кутова швидкість обертання циліндричної деталі; v – швидкість ковзання інструмента відносно деталі; $I_n(x)$ – функція Бесселя першого роду n -го порядку; q_{nj} – додатні корені рівняння $(Bi + n)I_n(q_n) - q_n I_{n+1}(q_n) = 0$.

Приймаємо, що область контакту S у рухомій системі координат обмежується розмірами $[-z_0, +z_0]$ по осі Oz і $[-\varphi_0, +\varphi_0]$ по куту φ і що величина

$$\frac{\alpha T(R, z, \varphi) + Q(z, \varphi)}{\alpha} = C = const.$$

Розміри області контакту по куту φ знаходимо, виходячи з задачі Герца для двох стичних циліндрів із паралельними осями. Якщо $l = 2z_0$ - ширина області контакту по осі Oz , то

$$\varphi_0 = 1.522 \sqrt{\frac{PR_0}{EIR(R_0 + R)}},$$

де P – сила притиску інструменту до деталі; E – модуль Юнга; R_0 – радіус інструмента.

Припускаємо, що фізико-механічні характеристики матеріалів інструмента та оброблюваної деталі однакові, причому коефіцієнт Пуасона рівний $\nu = 0,3$.

За отриманими формулами провели чисельні розрахунки температури

з допомогою ЕОМ, підставивши у формули теплофізичні характеристики матеріалу зміцнювального інструмента та деталі [4], а також параметри фрикційного зміцнення: $Bi = 0,08$; $r = R = 0,008$ м; $R_0 = 0,1175$ м; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $P = 500$ Н; $\omega = \pi$ с⁻¹; $a = 67 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $z_0 = 0,001$ м.

Отримані графічні залежності показують, що при фрикційному зміцненні циліндричних деталей максимально високі температури локалізовані безпосередньо в зоні контакту (рис. 1). При цьому слід відмітити, що максимальні значення температури суттєво залежать від швидкості переміщення зони контакту, тобто від швидкості обертання деталі, і на деякій відстані від центру зони (при $|z| \geq 10$ мм) температура в зоні контакту не залежить від кутової координати φ .

З метою повного розв'язку поставленої задачі знаходимо за експериментальними замірами температури деталі в деякому січенні $z = z_p > 10$ мм критерій Біо Bi , який характеризує теплообмін зони контакту з навколишнім середовищем, і постійну C . Прирівнюючи теоретично розраховану при різних значеннях критерію Біо Bi температуру в січенні $z = z_p$ та температуру, отриману експериментально у цьому ж січенні, визначаємо для кожного значення критерію Біо Bi відповідну постійну C . У цьому і полягає сутність теоретико-експериментального метода визначення температури деталі при зміцненні.

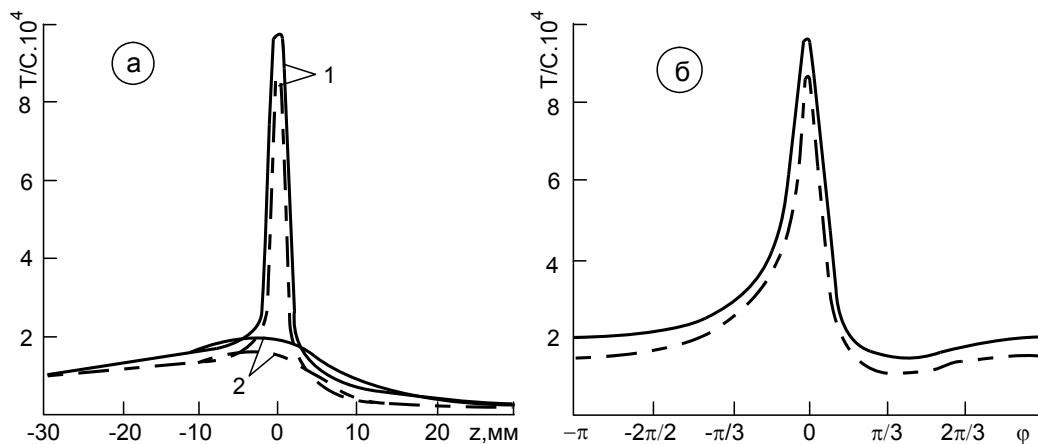


Рисунок 1 – Розподіл теоретично обчисленої температури в деталі в залежності від координат z (а) та φ (б): 1 - $\varphi = 0$; 2 - $\varphi = \pi$.

Суцільні лінії - $v_0 = 0,0006$ м/с; пунктирні лінії - $v_0 = 0,009$ м/с.

Використовуючи отримані функціональні залежності та експериментальні дані, побудували залежності розподілу температури в залежності від різних розмірів області контакту. Фрикційне зміцнення циліндричних деталей проводили при швидкості обертання деталі $v_0 = 0,0006$ м/с. Температуру біля зони контакту інструмента та оброблюваної деталі реєстрували з допомогою привареної мідно-константової

термопарі осцилографом Н-700. Заміри проводили на відстані 10-30 мм від центра зони контакту.

Отримані графічні залежності показали, що максимальна температура в зоні контакту інструмента та деталі суттєво залежать від розмірів зони контакту (рис. 2). Так, при значенні півширини зони контакту по осі Oz рівній $z_0 = 1$ мм максимальна температура в зоні контакту досягає до $T_{max} = 1250$ К, при збільшенні зони контакту до значення $z_0 = 2$ мм максимальна температура в зоні контакту зменшується вже до $T_{max} = 1000$ К.

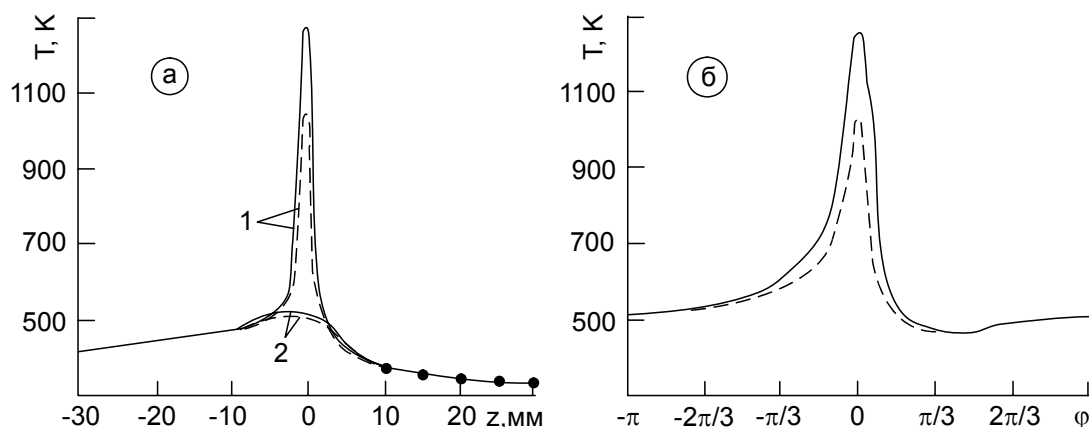


Рисунок 2 – Розподіл отриманої теоретико-експериментальним методом температури на поверхні деталі для різних розмірів зони контакту в залежності від координат z (а) та φ (б): 1 - $\varphi = 0$; 2 - $\varphi = \pi$. Суцільні лінії - $z_0 = 0,001$ м; пунктирні лінії - $z_0 = 0,002$ м; точки - експериментальні дані.

Висновки

Отримані залежності дозволяють оцінити величину температури в зоні контакту інструменту і деталі при фрикційному зміцненні та її розподіл на поверхні деталі.

Література

- 1 Гурей І.В., Гурей Т.А., Плахтій Л.В. Вплив фрикційного зміцнення на товщину поверхневого шару чавуну // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 1999. - Т. 4, № 2. - С. 45-50.
- 2 Температурное поле в цилиндрических деталях, возникающее при фрикционном упрочнении /Пляцко Г.В., Максимович В.Н., Хомляк Л.В., Бабей Ю.И. – Физ.-хим. механика материалов. – 1981. - № 6. – С. 82-87.
- 3 Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
- 4 Таблицы физических величин: Справочник / Под. ред. акад. И.К.Кикоина. - М.: Атомиздат, 1976. - 1008 с.

УДК 621.002

Мишура Е.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СУХОГО РЕЗАНИЯ НА ПОЛУЧИСТОВЫХ И ЧИСТОВЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЯХ МЕХАНООБРАБОТКИ ВАЛКОВ ХОЛОДНОГО ПРОКАТА

In article the basic aspects of application of draft cutting for tooling of heavy mechanical engineering are considered. In particular at samifinishing and fair heavy turning processing shafts cold hire. The effects compensating use greasing-cooling liquids are offered to application.

Введение

На сегодняшний день, одним из основных средств повышения эффективности проектируемых технологических процессов механообработки деталей тяжелого машиностроения является рост производительности и качества обработки в основном за счет роста скорости резания и применения смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС) с учетом действия физических эффектов последних, направленных на снижение термомеханической напряженности, воздействующей на систему резания (режущий инструмент, обрабатываемую заготовку, узлы станка и т.д.). Между тем, использование технологических операций механообработки с применением высоких и сверхвысоких скоростей резания характеризуется уменьшением проникающей способности смазочно-охлаждающих жидкостей даже при их обильной подаче в зону обработки и соответствующим снижением основных физических эффектов. В ряде случаев применение смазочно-охлаждающих жидкостей вообще не рекомендуется из-за высокой вероятности снижения физико-механических свойств ряда конструкционных материалов в связи с их высокой склонностью к поверхностному поглощению газов в процессе обработки. Кроме того, применение смазочно-охлаждающих жидкостей приводит к заметному росту издержек производства и возникновению отрицательных техногенных эффектов.

Таким образом, современной стратегией проектирования технологических операций механообработки деталей тяжелого машиностроения с использованием высоких скоростей резания будет являться создание технологий обработки без применения смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) с частичной или полной компенсацией их физических эффектов.

Анализ исследований и публикаций по проблеме

Современные машиностроительные производства базируются на технологических процессах лезвийной обработки резанием с применением смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС). При проектировании новых производств или разработке новых высокоэффективных технологических процессов основным средством интенсификации резания является широкое применение СОТС. Это связано с тем, что СОТС при резании выполняет многоцелевые функции. В частности, СОТС способствует снижению термической нагрузки на систему резания, уменьшает трение на контактных площадках инструмента, а также мощность резания, таким образом, предохраняет инструмент, обрабатываемую заготовку и узлы станка от чрезмерного нагрева, повышает стойкость инструмента. СОТС также уменьшает наростообразование и его влияние на качество и точность обработанных деталей, очищает зоны резания от мелкой стружки, способствует формированию типа стружки более удобной для удаления из зоны обработки.

Различным аспектам проблемы резания с применением СОТС посвящены работы многих исследователей: Ю.М. Виноградова, М.Б.Гордона Н.Н. Зорева, В.Н.Латышева Т.Н. Лоладзе, А.Н. Резникова, А.М. Розенберга, Л.В.Худобина, В.А. Годлевского, А.Г.Наумова, а также зарубежных исследователей: П. Бэрлоу, К. Бейли, Л. Де Шифре, Е.Д. Дойла, Б. Ивковича, М. Мерчанта, В.Кенига, Г. Роу, и др.

Анализ же современных методов интенсификации обработки резанием и снижения вредного экологического воздействия на окружающую среду показал, что международные тенденции и стратегия ведущих стран мира по созданию технологий формообразующей механической обработки резанием будущего связаны с полным или частичным отказом от применения СОТС при проектировании новых производств из-за их большого влияния на загрязненность окружающей среды, особенно при использовании таких типов СОТС, которые содержат опасные для окружающей среды ингредиенты.

Радикальным решением проблемы является полный отказ от применения СОТС, особенно, при обработке на повышенных скоростях резания, однако в этом случае возникают другие проблемы, связанные с отсутствием основных физических эффектов СОТС и, прежде всего, охлаждающего и смазочного. При резании без использования СОТС можно уверенно прогнозировать:

- сильную трансформацию основных параметров процесса резания;
- отсутствие конвективной роли СОТС, как переносчика тепла;

- увеличение тепловой нагрузки на режущий инструмент и области формирования поверхностного слоя обработанной детали;
- заметное снижение стойкости инструмента;
- ухудшение процесса стружкообразования;
- снижение точности обработки.

Решение проблемы разработки экологически безопасных технологий обработки резанием может быть осуществлено по следующим направлениям:

- обработка резанием с минимизацией экологического ущерба окружающей среде от применения различных типов СОТС, включающая такие направления как:

- обработка с применением модернизированных по составу, экологически чистых СОТС;
- обработка с применением методов эффективной очистки регенерации и утилизации стандартных типов СОТС;
- обработка с заменой жидких СОТС твердыми смазками и, прежде всего, органическими.

Обработка с минимизацией количества СОТС, подаваемой в зону обработки, включает следующие направления:

- обработка с применением новых методов транспортировки СОТС в зону резания;
- обработка с применением систем, минимизирующих количество СОТС, подаваемой в зону резания;
- обработка при использовании активированных СОТС с увеличенной проникающей способностью и эффективностью.

Резание с полным отказом от применения СОТС при обработке (сухое резание) включает несколько направлений:

- обработка с применением нового поколения инструментальных материалов повышенной износостойкости, теплостойкости и физико-химической пассивности по отношению к обрабатываемому материалу.

К таким материалам относятся: инструментальные материалы с многофункциональными износостойкими покрытиями:

- высокопрочная керамика расширенной области применения;
- новые марки синтетических сверхтвердых инструментальных материалов.

Применение технологий, комбинирующих обработку резанием с введением в зону обработки дополнительной энергии. К технологиям комбинированной обработки относятся:

- плазменно-механическая обработка;
- лазерно-механическая обработка;
- резание с введением низко-, средне- и высокочастотных вибраций.

Несмотря на достаточно широкую гамму направлений совершенствования процессов резания с низким уровнем загрязняющего экологического воздействия, наиболее радикальным решением проблемы экологически безопасного резания следует считать применением технологий сухой обработки. Однако в этом случае необходимо создавать технологические процессы обработки с частичной или полной компенсацией физических эффектов СОТС.

Методика исследований

Особенностями чистовых тяжелых токарных операций механообработки бочки рабочих валков холодной прокатки являются:

- высокая твердость бочек после термообработки;
- разброс твердости по бочке.

Традиционно получистовая и чистовая обработка производится резцами, оснащенными сменными непerezатачиваемыми многогранными пластинами из твердого сплава марки ТК10 с активным применением СОТС.

Работа ведется на низких оборотах ($n = 5-6 \text{ мин}^{-1}$), подача S выбирается в диапазоне 0,2 – 1,0 мм/об в зависимости от твердости стали, глубина резания составляет 7 мм. Таким образом, время обработки составляет 30-40 часов на механообработку бочки.

Проводя исследования по оптимизации получистовых и чистовых тяжелых токарных операций на основе использования сетей с однородной структурой было выявлено, что при оптимизации режимов обработки, а так же при использовании технологии сухого резания, производительность обработки возрастет на 20%, при неизменном уровне качества обработки и при незначительном снижении стоимости операции.

Для компенсации эффектов использования СОЖ предлагается провести работу в двух направлениях (рисунок 1).

Основываясь на ряде работ установлено, что при обработке высокохромистых сталей в диапазоне скоростей резания до 100 м/мин, инструмент, оснащенный пластинами из твердого сплава независимо от используемой технологической среды снижает шероховатость обработанной поверхности. Это связано со способностью уменьшать склонность инструментального материала к наростообразованию за счет пассивации адгезионной активности твердого сплава. Максимальное снижение шероховатости ожидается при применении сухого резания с компенсацией.

В качестве компенсатора эффектов СОЖ предлагается использовать систему подачи ионизированной газовой среды в зону обработки по схеме, приведенной на рисунке 2. В качестве газовой среды предлагается использовать воздух, состав которого (до 70-75% азота, до 13-15 % кислорода) удовлетворяет условиям резания с компенсацией эффектов СОЖ.

Проведенные теоретические исследования позволяют предположить, что максимальную износостойкость инструмента будет обеспечивать схема подачи ионизированной газовой среды одновременно со стороны передней и задней поверхности инструмента (рисунок 3). Полученный результат, по видимому, можно объяснить лучшей проникающей способностью ионизированной газовой среды в зону резания, что снижает трение в зоне формообразования обработанной поверхности и уменьшает наростообразование на передней поверхности инструмента.

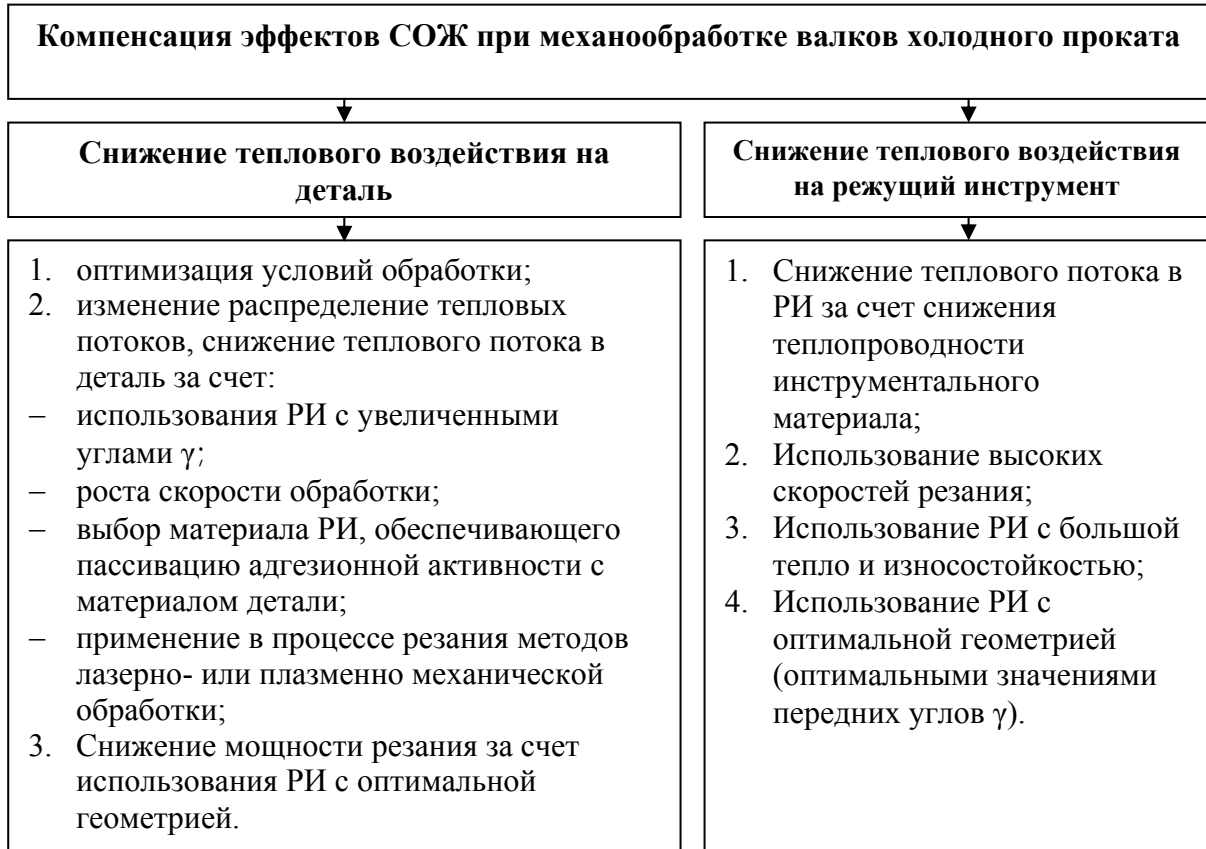


Рисунок 1 – варианты компенсации эффектов СОЖ при механообработке валков холодного проката.

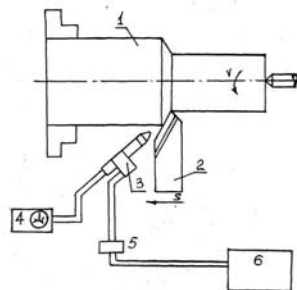


Рисунок 2 – схема подачи ионизированной газовой среды в зону резания: 1 – обрабатываемая деталь, 2 – режущий инструмент, 3 – плазмотрон – ионизатор, 4 – источник питания, 5 – штуцер, 6 – источник газовой среды.

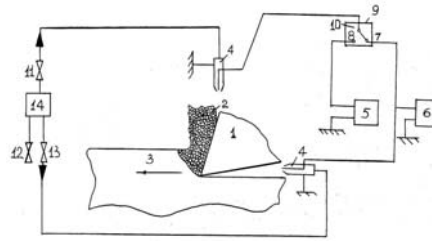


Рисунок 3 – Принципиальная схема сухого резания: 1 – режущий инструмент, 2 – обработанная поверхность, 3 – обрабатываемая деталь, 4 – система ионизации газовой среды, 5, 6 – источники питания системы ионизации, используемые для генерации коронного разряда, 7,8,9,10 – контакторы для изменения полярности коронного разряда, 11,12,13,14 – система подачи газовой среды.

Выводы

Основываясь на вышесказанное – ожидаемым эффектом от применения сухого резания с компенсирующими эффектами при обработке валков холодного проката будет являться то, что взаимодействие элементов ионизированной воздушной среды и материала твердого сплава при обработке валков холодного проката изготовленных из высокохромистых сталей, приведет к образованию прочных антифрикционных пленок, которые будут выполнять роль твердой смазки и усиливать антифрикционные свойства в результате чего ожидается снижение трения, деформации, усилий резания, температуры в контактных зонах, изнашивания инструмента и формирование высококачественных обработанных поверхностей не только по сравнению с процессами резания всухую, но и резания со смазочно-охлаждаемыми жидкостями. Это позволит проводить полустовую и чистовую обработку валков на повышенных скоростях резания, что, в свою очередь, приведет к увеличению производительности механообработки, снизит стоимость обработки и позволит улучшить экологическую безопасность производства.

Литература

- 1 Верещака А.С., Полоскин В.Ю., Кириллов А.К., Хаустова О.Ю. Анализ проблемы использования экологически безопасного сухого резания. Высокие технологии: тенденции развития. Материалы XII международного научно-технического семинара. Харьков-Алушта: НТУ ХПИ, 2002. с.9-16.
- 2 Годлевский В.А. Повышение эффективности и качества обработки материалов резанием путем управления смазочным действием СОТС. Дис. на соискание ученой степени д.т.н. –Иваново. ИвГУ, 1995. 556 с.
- 3 Дробышева О.А., Латышев В.Н. О взаимодействии твердого сплава и смазочно-охлаждающих жидкостей// Физико-химическая механика металлов. 1972, №3. с.38-40
- 4 Клокке Ф. Гершвилер К. Сухая обработка – основы, границы, перспективы. Сообщение VDI 1240 «На пути к сухой обработке – технологический вызов». Изд-во VDI, Дюссельдорф, 1996. – с.1-39.
- 5 Латышев В.Н. Повышение эффективности СОЖ. – М., Машиностроение, 1985. 65 с.
- 6 Рабочие процессы высоких технологий в машиностроении: Учебное пособие/ Под редакцией А.И. Грабченко. – Харьков, ХГПУ, 1999г. – 436 с.

УДК 621.785.5

Заблоцкий В.К., Лапченко А.В.
ДГМА, Краматорск, Украина

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ДИФФУЗИОННЫХ ТИТАНОВЫХ ПОКРЫТИЙ НА ИНСТРУМЕНТАХ ИЗ УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ

The mechanism of formation of a layer is offered at saturation steels and irons the titan. Influence of structure and a percentage parity of a sating component, the inert additive and the activator in a sating mix on formation of a layer is established.

Введение

Титанирование проводят с целью повышения коррозионной и кавитационной стойкости мало-, средне- и высокоуглеродистых сталей (нелегированных и легированных), а также поверхностной твердости и износостойкости двух последних видов сталей.

Из всех известных способов титанирования наиболее широко в промышленности применяется насыщение в порошковых смесях, поскольку обеспечивает возможность получения комплексностойких покрытий, отличается простотой исполнения, не требует дорогостоящей оснастки, взрывобезопасно. Однако, недостатком этого процесса является трудность получения качественных поверхностных слоев с учетом марки стали и чугуна, состава насыщающей смеси [1, 2].

Сегодня важным для промышленного применения титанирования в порошковых смесях является прогнозирование структуры и свойств получаемого слоя. Для выполнения этого условия нужны данные о влиянии содержания углерода в сталях и чугунах, а также состава насыщающих смесей на строение и свойства поверхности слоя. В первую очередь это относится к компонентам, которые поставляют атомы титана и к активаторам, влияющим на диффузию процесса.

Целью данной работы является изучение влияния содержания титана в компонентах смеси, типа инертной добавки и активатора на формирование структуры поверхностного слоя углеродистых сталей и чугуна при насыщении в порошковых смесях.

Результаты экспериментальных исследований

Влияние содержания титана в компонентах смеси изучали, применяя в качестве поставщиков титана порошки FeTi (25% Ti) и Ti. При этом использовали различные типы активаторов: хлористый аммоний, криолит и фтористый кальций. Инертными добавками служили маршалит, глинозем, речной песок. Исследования проводили на сталях 10, 45, У8, У13 и белом чугуне. Титанирование проводили в контейнерах с плавким затвором при

1000⁰ С в течение 5 часов с последующим охлаждением с печью. Микроструктуру образцов исследовали с помощью микроскопа МИМ – 8 на микрошлифах после теплового травления. Микротвердость определяли с помощью микротвердомера ПМТ – 3.

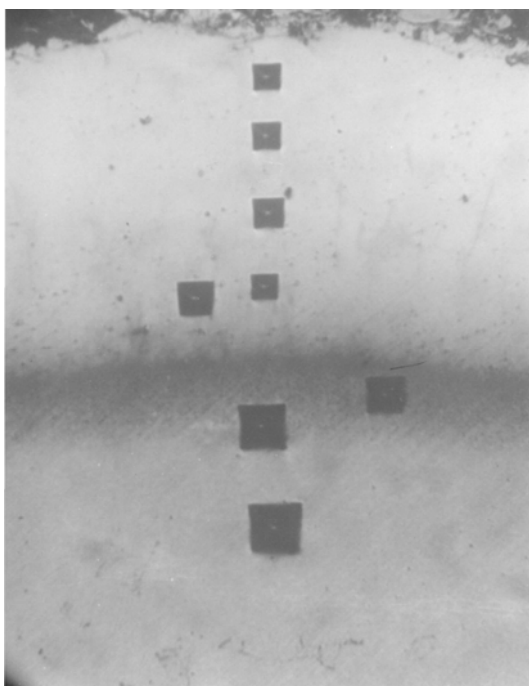
Результаты исследований, приведенные в таблице 1 и на рис. 1, показывают, что при титанировании сталей 10 и У13 в смесях, содержащих 50% FeTi или 50% Ti и одинаковое количество 48% Al₂O₃ и 2% CaF₂, на поверхности образцов формируется слой твердого раствора титана в железе (опыты 1, 4, 5, 6). По глубине этот слой, если судить по отпечаткам алмазной пирамиды, имеет практически одинаковую микротвердость (рис 1а). Несколько ниже твердость на границе слоя твердого раствора с основным металлом. Это можно объяснить меньшим содержанием титана в данной части слоя, что подтверждается большей окисленностью металла при тепловом травлении. Аналогичные результаты по структуре и твердости слоя были получены и для других исследованных сталей 45 (опыт 2) и У8 (опыт 3) после титанирования в указанных смесях.

Анализ микроструктуры слоев, полученных после титанирования в смесях с 50% FeTi и 50% Ti, показывает, что более насыщенным титаном есть слой, сформированный в смеси с 50% Ti. Об этом свидетельствует повышенное содержание углерода в зоне контакта твердого раствора с основным металлом, что подтверждает бирюзовая зона после теплового травления. Механизм такого явления можно предположить следующим. Титан в твердом растворе диффундирует от поверхности к центру. Навстречу ему под действием сил сродства титана к углероду диффундирует углерод из металла сердцевины. Из-за этого, в какой-то момент на границе основного металла с твердым раствором сосредотачивается значительное количество углерода. Направленность диффузии углерода подтверждают наблюдаемые бирюзовые иглы, расположенные перпендикулярно к фронту твердого раствора. Они могут свидетельствовать о перемещении углерода по определенным кристаллографическим плоскостям в решетке феррита основного металла. Отсутствие карбида титана в поверхностном слое указывает на недостаток атомов титана и углерода для образования этой фазы.

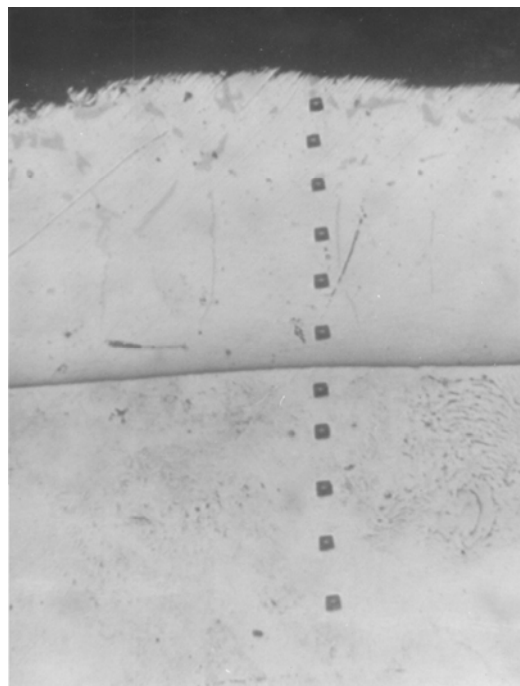
Можно предположить, что для образования на поверхности образцов карбидов титана, сталь должна содержать значительное количество углерода, а в насыщающей смеси должно содержаться значительное количество атомов титана. Это подтверждают опыты 11...14, проведенные на образцах из стали и чугуна (таблица 1). При достаточном количестве атомов титана (опыт 11) на стали У13 карбид TiC образуется (рис. 1в), при меньшем количестве атомов титана карбид TiC на той же стали У13 (рис. 1б) не образуется (опыт 20). При значительном количестве углерода в образцах из белого чугуна карбид титана TiC образуется, несмотря на небольшое количество титана в насыщающей смеси, как следует из результатов опытов 13 и 21, приведенных в таблице 1 и на рис. 1 г.

Таблица 1 – Влияние состава насыщающей смеси на фазовый состав и микротвердость слоя на сталях и чугунах

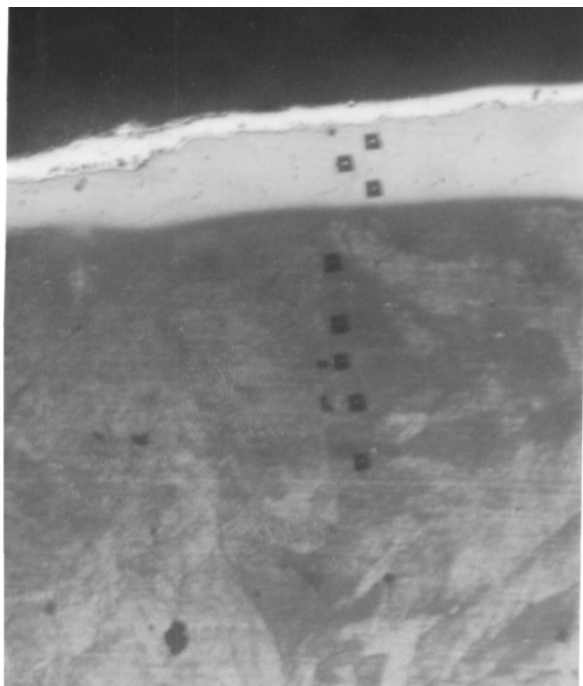
№ опыта	Марка стали	Состав смеси	Фазовый состав слоя	Глубина слоя, мм	Микротвердость, МПа	
					слоя	осн. металла
1	10	50% FeTi, 48% Al ₂ O ₃ , 2% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,15	H ₁₀₀ 2770...1670	H ₁₀₀ 1440...1150
2	45		α-тв. p-p Ti в Fe	0,05	H ₁₀₀ 3370	H ₁₀₀ 2610...2380
3	У8		α-тв. p-p Ti в Fe	0,05	H ₁₀₀ 3780	H ₁₀₀ 2500...2340
4	У13		α-тв. p-p Ti в Fe	0,02	H ₂₀ 3780	H ₁₀₀ 2860...2460
5	10	50% Ti, 48% Al ₂ O ₃ , 2% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,15	H ₁₀₀ 2230...1480	H ₁₀₀ 1110
6	У13		α-тв. p-p Ti в Fe	0,02	H ₂₀ 4010	H ₁₀₀ 2900...2500
7	10	50% Ti, 48% Al ₂ O ₃ и 2% NH ₄ Cl	Слоя нет			
8	10	50% FeTi, 48% Al ₂ O ₃ и 2% NH ₄ Cl	Слоя нет			
9	10	50% Ti, 43% Al ₂ O ₃ и 7% Na ₃ AlF ₆	α-тв. p-p Ti в Fe	0,2	H ₁₀₀ 3370...2230	H ₁₀₀ 1210
10	У13		α-тв. p-p Ti в Fe	0,03	H ₂₀ 4520...3370	H ₂₀ 2570...2240
11	У13	70% Ti, 23% Al ₂ O ₃ и 7% CaF ₂ .	TiC	0,02	H ₂₀ 34000	H ₁₀₀ 2860...2460
			α-тв. p-p Ti в Fe	0,05	H ₂₀ 3700...3180	
12	Белый чугун		TiC	0,01	H ₂₀ 34000...28000	H ₁₀₀ 6180...5620
13	Белый чугун	70% FeTi, 23% Al ₂ O ₃ и 7% CaF ₂	TiC	0,02	H ₂₀ 34000...28000	H ₂₀ 4210...4120
			α-тв. p-p Ti в Fe	0,03	H ₂₀ 3970...3860	
14	У13	80% Ti, 13% Al ₂ O ₃ и 7% CaF ₂ .	TiC	0,02	H ₂₀ 28600...21000	H ₂₀ 3190...3140
			α-тв. p-p Ti в Fe	0,06	H ₂₀ 3860...3660	
15	У13	80% FeTi, 13% Al ₂ O ₃ и 7% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,17	H ₂₀ 3560...3310	H ₂₀ 3310...3190
16	У13	80% Ti, 16% Al ₂ O ₃ и 4% CaF ₂	TiC	0,005	H ₂₀ 21000	H ₂₀ 3180...3050
			α-тв. p-p Ti в Fe	0,06	H ₂₀ 3780...3560	
17	У13	80% Ti, 18% Al ₂ O ₃ и 2% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,05	H ₂₀ 4010...3780	H ₂₀ 3360...3180
18	У13	80% Ti, 16% Al ₂ O ₃ и 4% Na ₃ AlF ₆	α-тв. p-p Ti в Fe	0,1	H ₂₀ 4600...4370	H ₂₀ 3780...3560
19	У13	80% Ti, 18% Al ₂ O ₃ и 2% Na ₃ AlF ₆	α-тв. p-p Ti в Fe	0,1	H ₂₀ 4370...4010	H ₂₀ 3360...3050
20	У13	70% FeTi, 23% SiO ₂ , 7% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,1	H ₂₀ 4520...4310	H ₂₀ 4210...4120
21	Белый чугун		TiC	0,02	H ₂₀ 28000...25000	H ₂₀ 3860...3660
			α-тв. p-p Ti в Fe	0,08	H ₂₀ 4880...4630	
22	У13	50% FeTi, 43% SiO ₂ , 7% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,06	H ₂₀ 3970...3860	H ₂₀ 3860...3660
23	У13	30% FeTi, 63% SiO ₂ , 7% CaF ₂	α-тв. p-p Ti в Fe	0,04	H ₂₀ 3860...3780	H ₂₀ 3660...3500



а



б



в



г

Рисунок 1 – Микроструктура титанірованого слоя:
а) на сталі 10 б) на сталі У13 (с использованием ферротитана);
в) на сталі У13 (с использованием титана); г) на белом чугуна.

Выводы

Предложен механизм образования диффузионного слоя при титанировании сталей и чугунов, который заключается в диффузии атомов титана в металл и встречной диффузии к ним атомов углерода. При недостатке атомов титана и углерода для образования карбида TiC образуется твердый раствор Ti и C в железе.

После титанирования углеродистых сталей с содержанием углерода до 1,3% независимо от состава и количества поставщика атомов титана и активатора, поверхностный слой представляет собой твердый раствор титана в железе.

На процесс карбидообразования при титанировании высокоуглеродистых сталей и белого чугуна оказывает влияние как состав поставщика атомов титана и активатора, так и их процентное содержание в насыщающей смеси. Наиболее оптимальным составом является: 70...80% Ti, 13...23% Al₂O₃ и 7% CaF₂. В результате на поверхности высокоуглеродистых сталей образуется слой карбида титана, под ним - твердый раствор титана в железе, а на поверхности белого чугуна – сплошной карбидный слой без переходной зоны твердого раствора. Используя в качестве насыщающего компонента ферротитан, и в качестве активатора – криолит на высокоуглеродистой стали можно получить только слой твердого раствора титана в железе. На белом чугуне в этом случае образуется карбидный слой, однако под ним находится зона твердого раствора, а между ними – пористость, что снижает степень сцепляемости карбидного слоя с основой и может привести к его отслаиванию.

Для титанирования в качестве инертной добавки с целью предотвращения спекания смеси, снижения степени привариваемости частиц насыщающего компонента к поверхности изделий и получения наилучшей чистоты поверхности титанированного слоя целесообразно применять окись алюминия.

Галогениды аммония в качестве активатора при титанировании использовать нецелесообразно, поскольку это приводит к образованию нитридной пленки на поверхности гранул насыщающего компонента, что препятствует образованию и росту титанированного слоя на поверхности стали и чугуна.

Литература

- 1 Минкевич А.Н. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Второе переработанное издание. М.: Машиностроение, 1965. 492с.
- 2 Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Справочник / Под ред. Л.С. Ляховича. – М.: Металлургия, 1981. – 422 с.

УДК 612.74.34

Гуцько І.І., Порохня С.В., Жирков А.С.

ДГМА, г. Краматорск, Україна

ДОЗАТОР ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕННЯ СМЕСИ ХТС С АВТОМАТИЧЕСКИМ ИЗМЕНЕНИЕМ ПАРАМЕТРОВ

It Is Received dosator, allowing exactly adjust dose fluid component mixture HTS depending on change the limit to toughness of the mold, made from HTS that allows to produce fabrication a mixture, which characteristic hang from hardness ready core or mold.

В последние годы в Украине широко распространен способ производства отливок в формах из холоднотвердеющих смесей (ХТС). Известны положительные стороны форм и стержней, изготовленных из этих смесей: стойкость к разрушению, повышенная размерная точность, термическая стабильность, улучшенная выбиваемость, отсутствуют проблемы при удалении стержней из стержневого ящика, повышенная чистота отливок [1,2]. Для изготовления форм из ХТС важнейшей является стадия приготовления смеси: засыпка сыпучих компонентов в смеситель, впрыск жидких компонентов (смола-катализатора, активатора), перемешивание. Для создания заданной прочности ХТС необходимо уделить большое внимание приготовлению смеси, т.е. четкое дозирование компонентов (как сыпучих, так и жидких), четкую подачу материалов в смеситель, необходимое время и скорость перемешивания. Качество перемешивания зависит от конструкции смесителя, особенно конструкции лопаток, угла их поворота, скорости вращения вала с лопатками. Конструкция смесителя (точнее смешивающей камеры с лопастным валом), в автоматическом режиме изменяющая указанные параметры (угол поворота лопаток, скорость вращения вала и мощность привода), рассмотрены в ранних авторских работах [3,4].

Для дальнейшего совершенствования конструкции смесителя необходимо изменить дозаторы для жидких компонентов, которые изменяли бы дозы активатора и катализатора в автоматическом режиме в зависимости от изменения предела прочности готовой формы или. Поэтому целью данной работы и является создание такого дозатора.

Путь создания дозатора следующий.

Выбираем известную конструкцию простейшего поршневого насоса [5]. Он содержит цилиндр, в котором имеется поршень с прикрепленным на него штоком. Передняя часть цилиндра имеет два отверстия (для входа и выхода жидкости). На входе закреплен всасывающий клапан, на выходе нагнетательный. Шток крепится к приводу возвратно-поступательного действия. При работе такого насоса происходит выталкивание одного и того же объема жидкости, т.е. объем вещества проходящего через поршневую камеру остается постоянным.

Для того чтобы данный насос изменял объем поршневой камеры, вводим следующие изменения (рис. 1).

Видоизмененный насос будет содержать поршень, шток квадратного сечения 1, который фиксирует поршень в осевом направлении. На шток насажена трубка 2 с внешней резьбой. Трубка на конце имеет опору в виде пластины. Все это установлено в корпусе цилиндра. На крышке передней части цилиндра имеется два отверстия для входа и выхода жидкости. Соединяются впускной клапан и нагнетательный клапан с передней крышкой при помощи двух муфт. На задней крышке цилиндра 3 установлена на подшипнике 4 втулка 5. с зубчатым колесом 6. Это колесо 6 входит в зацепление с колесом 7, насаженным на вал электродвигателя 8. Конец штока 1 крепится к приводу 9 (привод-цилиндр).

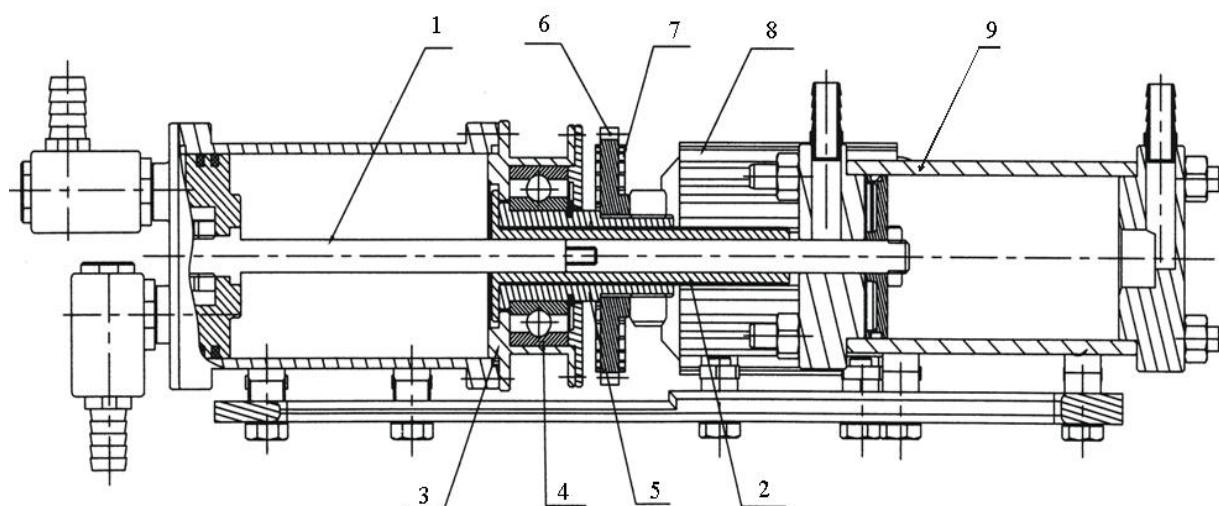


Рисунок 1 – Поршневой насос с изменяемым объемом поршневой камеры
1- Шток; 2- Трубка; 3- Крышка задняя; 4- Подшипник; 5- Втулка; 6- Ведомое зубчатое колесо; 7- Ведущее зубчатое колесо; 8- Электродвигатель; 9- Цилиндр

Работа предложенной конструкции заключается в следующем. При движении поршня от передней крышки к задней объем поршневой камеры увеличивается, что приводит к уменьшению в ней давления. Жидкость из бака или резервуара через всасывающий клапан поступает в рабочую камеру. Происходит это до тех пор, пока поршень не достигнет основания трубки 2. Затем поршень начинает движение в обратном направлении и заполненный жидкостью объем рабочей камеры уменьшается, а давление в камере повышается. Под действием давления всасывающий клапан закрывается, при этом нагнетательный открывается, жидкость из рабочей камеры вытесняется. Расстояние от крышки к основанию трубки 2 регулируется поворотом втулки 5, которая вкручивает или выкручивает трубку 2. Крутящий момент передается на втулку 5 при помощи зубчатого колеса 6, которое входит в зацепление с зубчатым колесом 7, насаженным на электродвигатель 8. Движение поршня происходит при помощи привода – цилиндра 9.

Предложенный поршневой насос, с изменяемым объемом поршневой камеры, работает как дозатор, если его установить на лопастной смеситель (рис. 2) для приготовления холоднотвердеющей смеси для дозирования жидких компонентов смеси ХТС.

Принцип работы смесителя с новым дозатором в автоматическом режиме следующий (рис. 2): по команде электронного блока управления (ЭБУ) через электромагнитный пускатель NS1 включается электродвигатель 1а рабочего рукава смесителя (обороты двигателя 1 контролирует тахогенератор TG1), а через пускатель NS2 привод дозатора 2а. Происходит перемешивание сыпучих и впрыск дозы жидких компонентов. При работе смесителя происходит отбор смеси в отборник 3, где по истечении заданного промежутка времени измеряется прочность и посредством датчика GE3 информация передается на ЭБУ. Электронный блок управления сравнивает показания заданные с полученными и посылает импульс на электромагнитный пускатель NS4. Происходит включение электродвигателя дозатора 4а, регулирующего дозу жидких компонентов смеси ХТС, в зависимости от предела прочности.

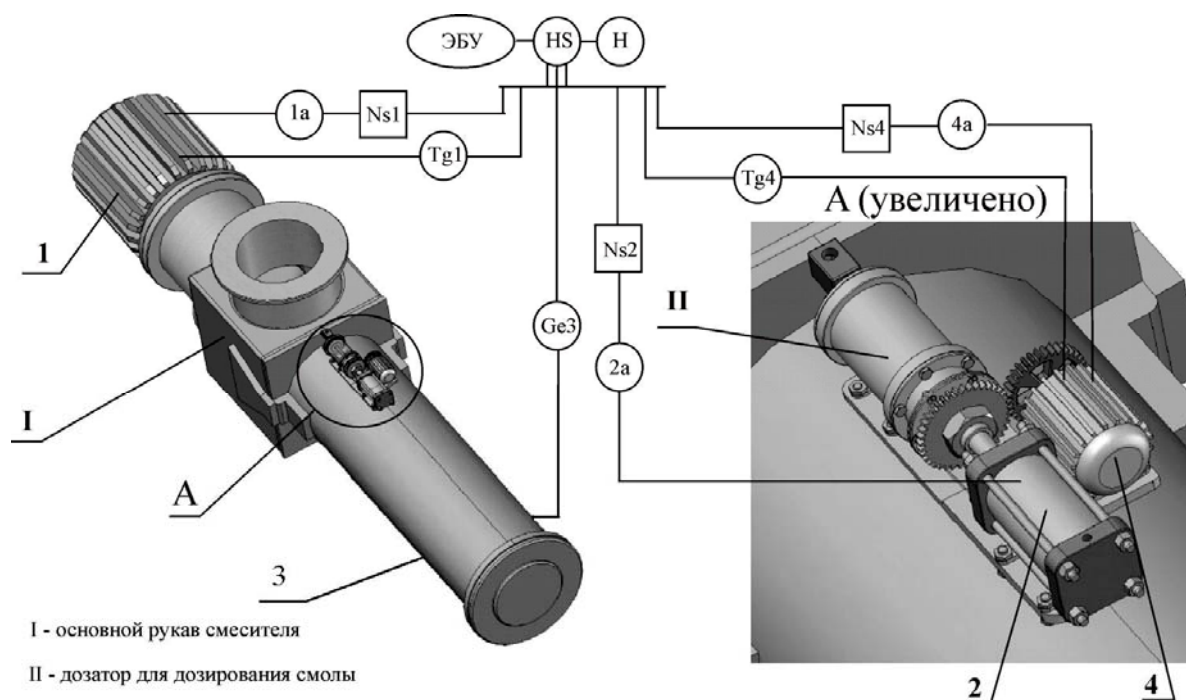


Рисунок 2 – Смеситель с автоматизированным изменением параметров
1- Электродвигатель основного рукава смесителя; 2 – Привод дозатора;
3 – рукав с отборником; 4 – Электродвигатель дозатора

Выводы

Данный тип дозатора позволяет точно регулировать дозу жидких компонентов смеси ХТС в зависимости от изменения предела прочности формы, изготовленной из ХТС, что позволяет произвести изготовление смеси, свойства которой зависят от твердости готового стержня или формы.

Литература

- 1 Жуковский С.С. ХТС в современных технологиях //Литейщик России, №3, 2002, - С.10-25.
- 2 Холоднотвердеющие связующие на основе синтетических смол. /ООО "Політег Мет Україна".-mailto:sas@tsua.net.XТС.htm, 2005, с. «Формовочные материалы»
- 3 Гунько И.И., Порохня С.В., Жирков А.С. Оптимизация состава смеси ХТС с помощью компьютерных технологий // Вестник ДГМА №1, 2005, -С. 88-92.
- 4 Патент на «Корисну модель» №7485, В01/Ғ7/04 «Змішувач безперервної дії для приготування холоднотверддючих сумішей», Гунько І.І., Дудченко А.В.Бюлетень №6 от 15.06.2005
- 5 Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины / Москва: - Манинстроение, 1992, -С.324.

УДК 621.9

Косячков В.А., Фесенко М.А., Фесенко А.Н.
НТУУ "КПІ", г. Киев, ДГМА, г. Краматорск, Украина

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЧУГУННЫХ ОТЛИВОК ДЛЯ ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

The method of production of the bimetallic castings is described with a hard wearproof working surface from white cast-iron and viscid basis from high - strength cast-iron with a spherical graphite. The technological parameters of process, providing differentiation of structure and properties of cast-iron on 50-mm to the section of wall of castings by mass 10 kg, are resulted.

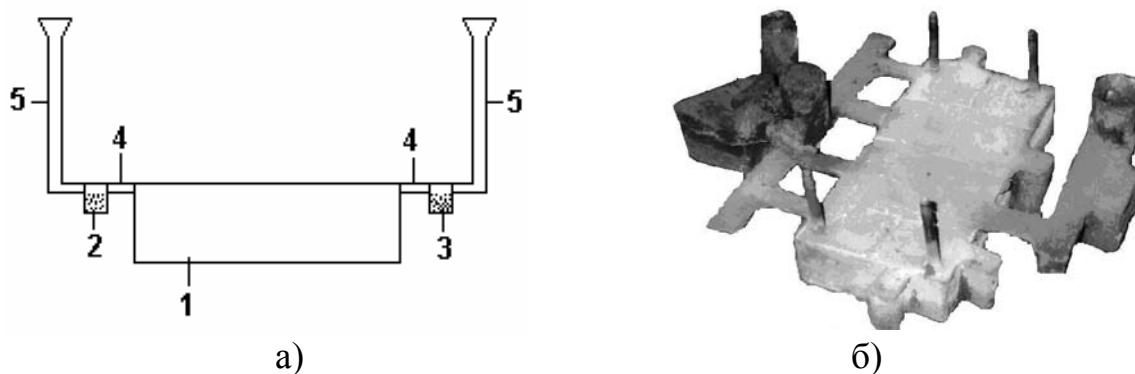
Замена обычных отливок на биметаллические позволяет получить детали механизмов и машин, отличающиеся благоприятным сочетанием механических и служебных характеристик. Для чугуновых деталей, работающих в условиях ударно – абразивного износа, желаемое сочетание служебных свойств может быть обеспечено применением биметаллических деталей с сочетанием пары из пластичного и ударно – вязкого высокопрочного чугуна с шаровидным графитом ферритного класса и твердого износостойкого белого чугуна с карбидами железа, хрома и других легирующих элементов в структуре.

Однако получение таких отливок сегодня является проблематичным, так как известным в настоящее время технологиям получения биметаллических чугуновых отливок свойственны существенные недостатки [1].

В работе предложен и исследован новый способ производства биметаллических чугуновых отливок с дифференцированными свойствами по объему непосредственно из базового жидкого металла.

Способ заключается в заполнении литейной формы жидким эвтектическим чугуном с разделением потока и внутриформенным модифицированием его частей в реакционных камерах независимых литниковых систем различными по функциональному назначению присадками.

В качестве объекта исследований выбрали экспериментальную призматическую отливку с размерами 240×120×50 мм массой 10,0±0,2 кг, заливаемую горизонтально (рис.1).



1 – отливка; 2 – реакционная камера с карбидостабилизирующим модификатором; 3 – реакционная камера с сфероидизирующим модификатором; 4 – питатели; 5 – стояк.

Рисунок 1 – Схема (а) и внешний вид (б) экспериментальной отливки с литниковой системой

Подвод металла в рабочую полость формы при получении горизонтальной призматической отливки осуществляли по плоскости разреза с двух противоположных по ширине сторон через две независимые литниковые системы. Первая литниковая система состояла из воронки, стояка, реакционной камеры размером $40 \times 40 \times 40$ мм, прямого питателя и предназначалась для первоначальной заливки 5 кг базового чугуна с внутриформенной обработкой заливаемого расплава карбидостабилизирующим модификатором в реакционной камере литниковой системы. Вторая литниковая система включала в себя приемную воронку, стояк, кубическую реакционную камеру размером $40 \times 40 \times 40$ мм, призматический, центробежный и тупиковый шлакоуловитель, а также четыре плоских питателя. Эта система обеспечивала окончательную доливку литейной формы тем же базовым чугуном с внутриформенной сфероидизирующей обработкой заливаемого расплава модификатором в промежуточной реакционной камере. Рассредоточенное, близкое к ламинарному поступление металла в полость формы через четыре питателя второй литниковой системы препятствовало интенсивному гидродинамическому перемешиванию разнородных чугунов в процессе заливки нижней и верхней частей рабочей полости формы.

В реакционную камеру первой литниковой системы помещали никель – магниевую лигатуру НМг15, выбранную в качестве карбидостабилизирующего модификатора [2], с целью получения нижнего слоя отливки из белого износостойкого чугуна. В реакционную камеру второй литниковой системы помещали сфероидизирующий ферросилиций – магниевый модификатор ФСМг7, для получения в верхнем слое отливки высокопрочного чугуна с шаровидным графитом ферритного класса

В промежуточные реакционные камеры обеих литниковых систем перед сборкой форм загружали соответствующие модификаторы в количестве 2,0% от массы пропускаемого через реакционную камеру металла.

Данное количество карбидостабилизирующего модификатора обеспечивало кристаллизацию чугуна по метастабильной системе, а сфероидизирующего модификатора гарантировало полную сфероидизацию графита в структуре 5 кг модифицируемого чугуна.

Исходный чугун эвтектического состава выплавляли в индукционной электропечи ИСТ – 006 с кислой футеровкой с использованием шихты, которая состояла из 80% доменного чушкового чугуна и 20% стальной высечки.

Сухие песчано – глинистые формы заливали серым чугуном при температуре расплава $1420 \pm 20^\circ\text{C}$ сначала открытым калиброванным на 5 кг ручным ковшом через первую литниковую систему, а затем доливали через вторую литниковую систему. В процессе заливки жидкий чугун, проходя через реакционную камеру с модификатором, подвергался модифицирующей обработке, после чего поступал в полость формы.

Результаты экспериментов оценивали по характеру и цвету излома центрального сечения стенки опытных отливок, химическому и металлографическому анализу, а также сравнением твердости чугуна базовых (верхней и нижней по заливке) поверхностей и образцов, вырезанных из различных зон отливок.

Обработка экспериментальных отливок показала, что во всех опытных плавках исходный не модифицированный чугун кристаллизовался с мелкокристаллическим серым изломом по всему сечению отливки. В микроструктуре чугуна наблюдалось образование пластинчатого графита в феррито – перлитной металлической матрице (рис.2, а).

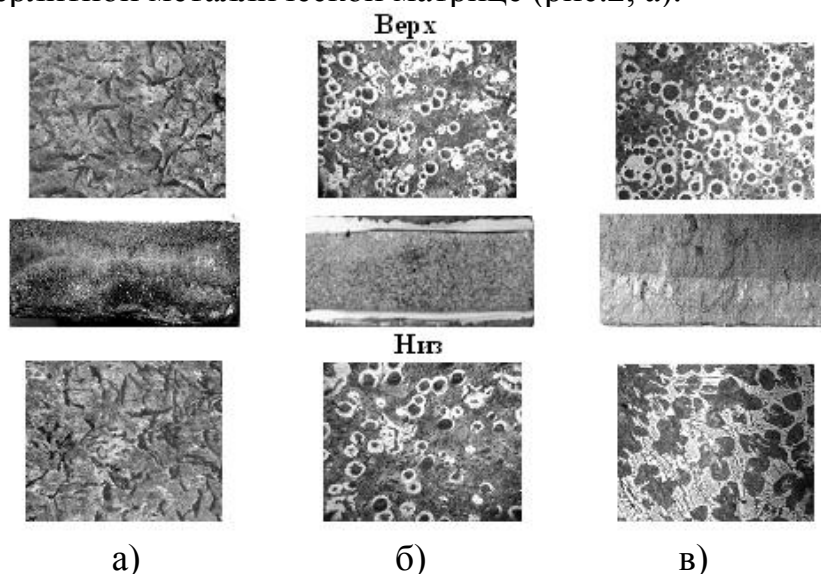


Рис.2 - Вид излома, микроструктура верхнего и нижнего слоя биметаллической отливки исходного (а), модифицированного без выдержки (б) и модифицированного с выдержкой 90 сек. (в) чугуна

При изготовлении биметаллических отливок по предлагаемой технологии многочисленные попытки дифференцировать структуру и свойства чугуна по высоте сечения отливок при минимально возможном перерыве между первым и вторым этапами заливки формы (до 5 сек.)

результатов не принесли. Во всех подобных случаях чугун кристаллизовался по высоте сечения без отбела с мелкокристаллическим светло-серым изломом, с преимущественно шаровидным графитом в феррито-перлитной металлической матрице (рис.2, б). Все это свидетельствовало о взаимном гидродинамическом перемешивании жидких чугунов, заливаемых последовательно через две независимые литниковые системы, и о диффузионном перераспределении модифицирующих элементов и выравнивании их концентрации по объему отливки.

Возможным барьером, препятствующим протеканию данных процессов, могла бы служить твердая или полутвердая фаза на зеркале исходного чугуна, залитого на первом этапе в нижнюю часть полости формы. Для ее образования необходима определенная выдержка во времени между двумя этапами заливки. При этом было бы желательно, чтобы после второго этапа заливки такая разграничительная корочка полностью расплавлялась теплом модифицированного чугуна верхнего слоя отливки.

Для определения оптимальных условий образования и последующего растворения твердофазного разграничительного барьера между верхним и нижним слоями биметаллической отливки интервал времени между двумя этапами заливки дискретно увеличивали от 5 до 120 сек.

В условиях эксперимента установлено, что для исследуемого типа (призматических) отливок качественный плотный излом с четкой границей раздела между белым и высокопрочным чугуном с шаровидным графитом обеспечивается при 60...90 секундной выдержке между двумя этапами заливки формы. В нижней части ниже переходной зоны сплавления таких отливок просматриваются контуры дендритов первичного аустенита, между которыми расположена ледебуритная эвтектика, а верхние слои отливок кристаллизуются из относительно мягкого модифицированного чугуна с шаровидным графитом в ферритной оторочке с преимущественно перлитной металлической матрицей (рис. 2, в).

В итоге дифференциации микроструктуры достигается разница твердости между верхней и нижней базовыми плоскостями отливки до 140...150 НВ. При этом твердость верхней поверхности плиты в литом состоянии составляет 200...220 НВ, а нижней – 370...390 НВ.

Дополнительные исследования показали, что низкотемпературный отжиг отливок при 760°C в течение 4 часов с последующим медленным их охлаждением вместе с печью увеличивает разницу твердости противоположных плоскостей отливок до 170...180 НВ за счет полной ферритизации металлической матрицы высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

Более длительная выдержка между двумя этапами заливки формы жидким чугуном (более 90 сек.) также обеспечивает получение биметаллической отливки с четкой границей раздела между белым и высокопрочным чугуном с шаровидным графитом. Однако в этом случае

вблизи границы раздела двух чугунов возможно образование газоусадочных раковин и пор, существенно снижающих качество и, в первую очередь, прочность получаемых чугуновых биметаллических отливок. Причиной образования подобных дефектов отливок является то, что сформировавшаяся после заливки в форму первой порции чугуна твердая корочка на ее зеркале, при заданном перегреве чугуна полностью не расплавляется теплом заливаемого металла второй порции. Вследствие этого незатвердевшая центральная часть нижней части отливки затвердевает в условиях недостатка питающего расплава, что и приводит к образованию разрыва и формированию газоусадочной пористости.

Следует отметить, что попытки использования в качестве карбидостабилизирующей добавки вместо никель–магниевого лигатуры NiMg15 ферромарганца и феррохрома не привели к желаемым результатам, что, по всей видимости, связано с высокой температурой плавления указанных ферросплавов. Поэтому с целью поиска оптимальных карбидостабилизирующих добавок для внутриформенной обработки чугуна требуется проведение дополнительных исследований.

Предложенная технология изготовления биметаллических отливок непосредственно из базового жидкого чугуна, по сравнению с существующими [3,4,5] обладает рядом существенных преимуществ, главным из которых является исключение необходимости использования двух и более плавильных агрегатов для выплавки разнородных чугунов, заливаемых последовательно или одновременно в литейную форму, или же исключение необходимости обработки части выплавленного в одном плавильном агрегате чугуна (модифицирование, легирование и т. д.) перед заливкой в литейную форму.

Данным способом предполагается отливать детали машин и механизмов, работающие при значительных статических и динамических нагрузках, а также в условиях ударно – абразивного износа, в условиях трения-скольжения и т. д., например, станины металлообрабатывающих станков.

Литература

- 1 Позняк Л.А., Костенко Г.Д., Снежко А.А. Основные направления производства литых биметаллов. – Сб. "Литье биметаллических изделий". – ИПЛ АН УССР, Киев, 1976, с. 3 – 15.
- 2 Косячков В. А., Фесенко М. А., Денисенко Д. В. Оптимизация присадок для дифференцированного графитизирующего, карбидостабилизирующего и сфероидизирующего модифицирования чугуна в литейной форме // Процессы литья. – 2005. - №4. – С. 34- 40.
- 3 Лузан П. П. Способ получения многослойных литых деталей. // Авторское свидетельство СССР №195065, кл. 31с,17 заявл. 25.12.65. – Оpubл. «Бюллетень изобретений», 1967, №9.
- 4 Лузан П. П., Кураев В. П., Токарев В. А. и др. Особенности технологии изготовления отливок с дифференцированными свойствами. // Литейное производство. – 1969. – №10. – С.4–6.
- 5 E. A. Thompson. Improvements in and relating to composite articles. Patent GB №991513 – 1965-05-12. B22D19/00.

РАЗДЕЛ 4

Моделирование и оптимизация элементов технологической системы

УДК 621.9

Клименко Г.П., Андронов А.Ю.

ДГМА, г.Краматорск, Украина

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНЫ ИНСТРУМЕНТА С УЧЕТОМ НАКОПЛЕНИЯ ЕГО ПОВРЕЖДЕНИЙ

The quantitative features, which enable to forecast the level to reliability for given designs incisor or define the sizes of the cross-section of the plate for given level of its no-failure operation are received.

Особенностью эксплуатации твердосплавного инструмента на тяжелых станках является большая доля выкрашиваний и поломок режущей части. Выкрашивание и поломка (скол) являются видами хрупкого разрушения режущего клина инструмента. Выкрашивание проявляется в отделении малых частиц режущей кромки. Сколы происходят в виде отделения относительно большого объема режущего клина инструмента. сколы являются результатом однократного нагружения достаточно большой силой при непрерывном резании статическом и прерывистом резании динамически (подогрев). При данных обрабатываемом и инструментальном материалах величина этой нагрузки определяется предельной, разрушающей. Выкрашивание происходит при циклическом нагружении. В этом случае прочностные характеристики инструментального материала определяется как числом циклов до разрушения, так и величиной действующего напряжения, т.е. усталостными характеристиками. Выкрашивание является результатом постепенного развития и накопления микротрещин. Скол происходит в результате воздействия нагрузки режущего клина на наиболее слабое сечение, обусловленное имеющийся трещиной. Характер нагружения режущей части инструмента зависит от конструкции инструмента и режимов резания.

Исследования условий обработки деталей на тяжелых токарных станках на основе информационного банка данных показал, что фактически применяемые режимы резания на заводах разных отраслей тяжелого машиностроения подвержены значительному рассеиванию [6].

Установлено, что коэффициенты вариации параметров эксплуатации инструментов, характеризующих степень их рассеивания, колеблются в очень широких пределах.

Статистическая обработка данных сил резания при точении твердосплавным инструментом показала, что их распределение не противоречит логарифмически нормальному закону.

На рис.1 представлены распределения составляющей силы резания P_z для тяжелых станков разных типоразмеров. Максимальные значения сил до 10 раз превышают среднее значения, по которым обычно производят расчеты режущих инструментов.

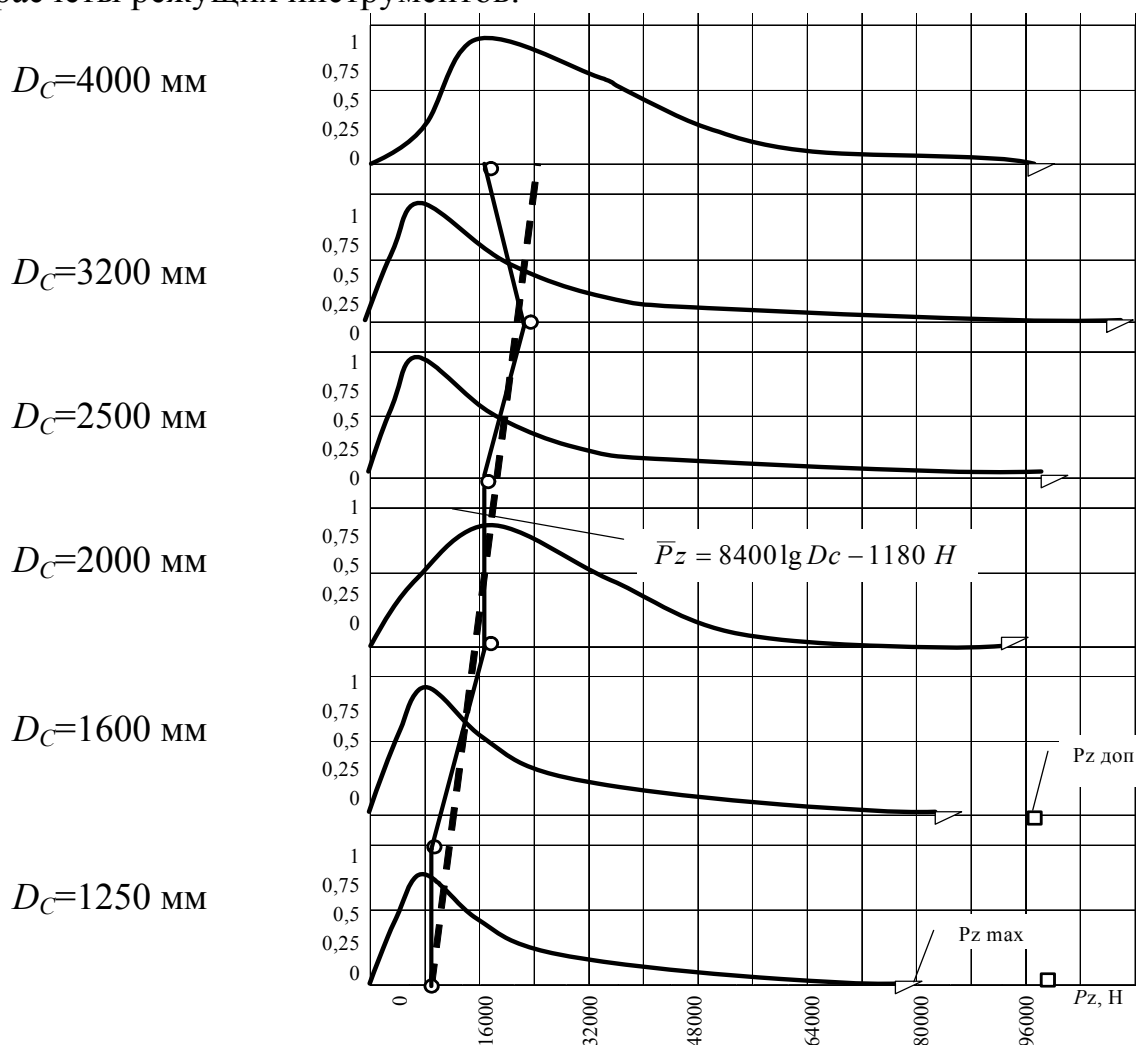


Рисунок 1 – Распределение составляющей силы резания P_z на один суппорт тяжелого токарного станка

В связи с этим, для повышения стабильности свойств инструмента, уменьшения поломок и выкрашиваний при обработке деталей на тяжелых станках возникает необходимость учета рассеивания как

внешних нагрузок, так и свойств самого инструмента при выборе их конструктивных параметров, в частности, размеров режущей пластины, увеличение которых до определенной величины существенно повышает прочность инструмента.

Известно, что длина пластины l_{nl} выбирается в зависимости от глубины резания. Распределение фактически применяемой глубины резания для станков разных типоразмеров может служить основой для установления зависимости $l_{nl}=f(t)$. Поскольку эта зависимость носит линейный характер, то распределение длин пластин имеет тот же закон, что и распределение глубин резания.

Для проходных резцов поверхность разрушения часто проходит через всю ширину пластины. Поэтому увеличение ширины повышает момент инерции пластины и площадь опоры, что способствует уменьшению взаимного перемещения пластины и державки. Ширина пластины обычно определяется из условия обеспечения максимальной величины стачивания, регламентированный действующими нормативами. Некоторые машиностроительные заводы для тяжело нагруженного инструмента с целью повышения производительности, повышения долговечности инструмента или стабильности его работы практикуют изготовление инструмента с увеличенными, по сравнению с нормами машиностроения, пластинами. Однако, наблюдения и расчеты себестоимости обработки показывают, что это далеко не всегда целесообразно. Различная степень влияния длины, ширины и толщины пластины на прочность и надежность инструмента указывают на возможность повышения их показателей без увеличения массы пластины. Уменьшив длину пластины в соответствии с распределением фактически применяемых глубин резания и оставив ширину пластины неизменной, можно увеличить толщину пластины. Поскольку момент инерции пластины в наибольшей степени зависит от ее толщины, влияние ее на прочность инструмента является наибольшей. Расчет толщины пластины обычно производится на основании определения напряженно-деформированного состояния режущей пластины, которое определяется исходя из средних значений нагрузки на резец. Эксплуатационная прочность инструмента может быть косвенно оценена уровнем разрушающей подачи. Испытания резцов разных типов конструкций методом ступенчато – возрастающей подачи показывают, что характеристика прочности – разрушающая подача (табл.1) носит случайный характер, и каждая из конструкций может быть охарактеризована распределением сил резания, соответствующим

разрушающей подаче.

Таблица 1 – Результаты испытаний на прочность сборных резцов ($D_c=1600$ мм, 90ХФ, Т5К10, $t=8$ мм, $V=20$ м/мин)

Тип конструкции	Средняя разрушающая подача S_p , мм/об	Средняя сила резания P_{z_p} , Н	Коэффициент вариации V_{Pz}	Закон распределения Pz	Параметры закона распределения
Е	2,2	28000	0,22	нормальный	$P_{z_p} = 28000$ $\sigma = 6160$
W	3,0	35000	0,35	Вейбулла-Гнеденко	$a = 38900$ $b = 1,5$
Н	3,8	43000	0,28	Логнормальный	$\lg P_{z_p} = 4,63$ $\sigma = 1,27$

В зависимости от уровня нагрузки на резец, свойств конструкции и инструментального материала закон распределения составляющей силы резания P_{z_p} , соответствующей разрушающей подаче, может не противоречить нормальному, логарифмически-нормальному, экспоненциальному или Вейбулла-Гнеденко законам. Напряжения, возникающие в резце и соответствующие разрушающей подаче, могут быть количественной оценкой несущей способности его конструкции.

Таким образом, стохастический характер имеют как внешние воздействия на режущий инструмент, так и свойства самого инструмента. Для обоснования конструктивных параметров режущей части инструментов необходимо, как правило, исследование напряженного состояния инструмента под воздействием внешних нагрузок с учетом несущей способности конструкции. Но в связи с вероятностным характером нагрузок, действующих на режущий инструмент, и рассеиванием свойств, характеризующих несущую способность конструкций инструментов, часто при их проектировании необходимо закладывать требуемый уровень надежности, обеспечивающий безотказную работу инструментов в заданных условиях эксплуатации.

Целью настоящей работы является повышение прочности резцов для тяжелых станков путем определения рациональных размеров пластины как нагрузки на резец так и свойств конструкции резца.

Зависимость максимальных напряжений S от нагрузки q в общем случае можно записать в виде линейной функции: $S = Kq$, где K – коэффициент, зависящий от размеров поперечных сечений инструмента. Вероятность того, что максимальное напряжение, возникающее под действием нагрузки, не превысит несущей способности, будет

вероятностью безотказной работы инструмента: $P(\tau) = P(R > S)$, где $P(\tau)$ – вероятность безотказной работы, P – вероятность события, R – несущая способность, S – действующее максимальное напряжение.

Если закон распределения нагрузки известен, то пользуясь правилами нахождения закона распределения функций случайного аргумента, можно найти закон распределения максимальных напряжений, действующих в конструкции резца $f_1(S)$.

$$f_1(S) = \frac{1}{K} f_3\left(\frac{S}{K}\right)$$

Закон распределения случайной нагрузки $q = f_2(q)$, а несущая способность конструкции резца также случайна и закон ее распределения $f_2(R)$. Требуется найти размеры поперечного сечения конструкции для заданного уровня надежности.

Надежность или вероятность безотказной работы может быть определена:

$$P(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} f_2(R) \left[\int_{-\infty}^{\infty} f_1(S) dS \right] dR \quad (1)$$

или

$$P(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(S) \left[\int_{-\infty}^{\infty} f_2(R) dR \right] dS \quad (2)$$

Подставляя известные $f_1(S)$ и $f_2(R)$ в (1) или (2), проинтегрировав с учетом заданного уровня надежности $P(\tau)_{зад}$, получим $K = \varphi(a_1, a_2, \dots, a_n, P(\tau)_{зад})$, где a_1, a_2, \dots, a_n – известные заранее параметры законов распределения нагрузки и несущей способности.

Зная K , легко найти размеры поперечного сечения державки инструмента или режущей пластины. Такой подход применен при различных законах распределения нагрузки и несущей способности: нормальном [3], логарифмически-нормальном и законе Вейбулла [4].

Задача определения размеров поперечного сечения пластины резца, обеспечивающих заданный уровень надежности рассматривалась в предположение внезапного отказа (поломки или выкрашивания) резца. Но характер действия нагрузок при резании таков, что разрушение инструмента наступает часто в результате накопления усталостных повреждений.

Пусть на резец действует нагрузка $q(t)$, которая представляет собой случайную функцию времени, но характер ее изменения таков, что напряжение определяются $S = Kq(t)$.

Рассмотрим общий случай, когда нагрузка и, следовательно, напряжения меняются по асимметричному циклу. Приведенная амплитуда напряжений асимметричного цикла определяется по формуле Серенсена-Кинасашвили [5]

$$S_{a.прив.} = S_{a.экв.} + \psi m_S,$$

где ψ – коэффициент приведения асимметричного цикла к симметричному; $S_{a.экв.}$ – амплитуда симметричного цикла, эквивалентная повреждаемости действующим случайным нагрузкам.

Воспользовавшись линейной теорией накопления усталостных повреждений и считая, что нагрузка $q(t)$ – нормальный стационарный процесс, $S_{a.экв.}$ можно определить:

$$S_{a.экв.} = \sigma_S m \sqrt{\frac{T}{T_e N_0}} \psi(m+2) P(y_0^2, m+2), \quad (3)$$

где σ_S – среднеквадратическое отклонение напряжений, N_0, m – параметры кривой усталости; $P(y_0^2, m+2)$ – функция χ^2 -распределения Пирсона; $\psi(m+2)$ – функция, выражаемая через полную гамма-функцию.

$$\psi(m+2) = 2^{m/2} \Gamma((m+2)/2). \quad (4)$$

Для целых положительных значений $(m+2)$

$$\psi(m+2) = \begin{cases} m! \sqrt{\pi/2} & (m - \text{нечетное}), \\ 2^{m/2} (m/2)! & (m - \text{четное}), \end{cases} \quad (5)$$

$$m! = 1 \cdot 3 \cdot 5 \dots (m-2) \cdot m,$$

где T_e – эффективный период стойкости, для заданного уровня надежности – гамма-процентная стойкость.

Предположим, что y_0 достаточно мало, чтобы при заданном m можно было принять $P(y_0^2, m+2) = 1$. Это означает высокий уровень напряженности и обеспечивает запас прочности режущей пластины

$$S_{a.экв.} = \sigma_S m \sqrt{\frac{T}{T_e N_0}} \psi(m+2). \quad (6)$$

Учитывая выражение (3), определяем предел выносливости пластины, при котором будет обеспечен период ее стойкости T

$$R_{-1} = \sigma_S m \sqrt{\frac{T}{T_e N_0}} \psi(m+2) + \psi m_S. \quad (7)$$

где $P(\tau)$ – вероятность того, что предел выносливости не менее R_{-1} (вероятность безотказной работы); a и b – параметры распределения.

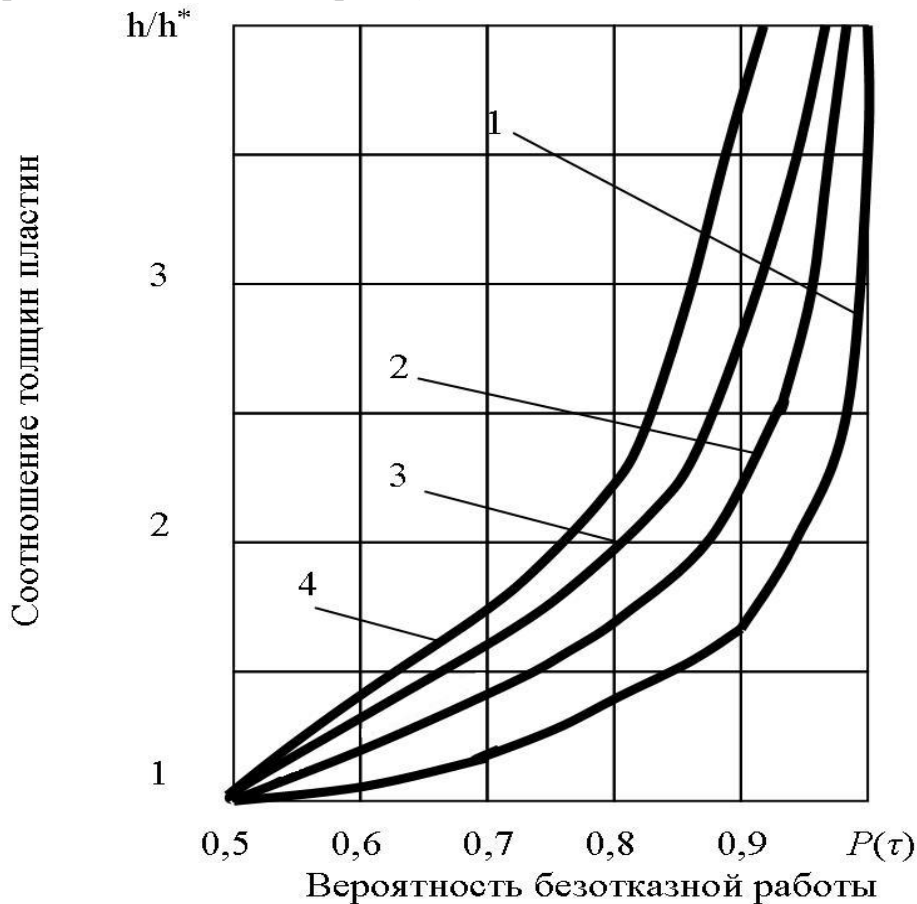
Подставим уравнение (7) в (1) и получим формулу для определения безотказной работы

$$P(\tau) = \exp \left[- \left(\sigma_S^m \sqrt{\frac{T}{T_e N_0}} \psi(m+2) + \psi m_S - R_0 \right)^{b/a} \right]. \quad (8)$$

Так как $m_S = Km_q$; $\sigma_S = K\sigma_q$, подставим их в уравнение (8) и определим K

$$K = \frac{R_0 + \sqrt[b]{-a \ln P(\tau)}}{\sigma_q^m \sqrt{\frac{T}{T_e N_0}} \psi(m+2) + \psi m_S}.$$

Для резцов с одинаковой схемой крепления можно определить относительный показатель h/h^* – соотношение толщин пластины для разных уровней надежности (рис.2).



- 1 – нормальный – нормальный
- 2 – логарифмически-нормальный – логарифмически-нормальный
- 3 – распределение Вейбулла – распределение Вейбулла
- 4 – распределение Вейбулла с учетом накопления повреждений

Рисунок 2 – Зависимость относительных размеров режущей пластины от вероятности безотказной работы для различных комбинаций законов распределения нагрузки и несущей способности реза

Сравнение полученных результатов с учетом и без учета накопления повреждений при расчете толщины пластины показывает, что для получения требуемого уровня надежности резца необходим больший запас прочности для учета накопленных повреждений.

Полученные количественные характеристики дают возможность прогнозировать уровень надежности для заданной конструкции резца или определять размеры поперечного сечения пластины для заданного уровня ее безотказной работы.

Литература

- 1 Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Андронов О.Ю. Анализ вероятности разрушения режущих инструментов тяжелых станков / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – вип. 13. – Краматорськ: ДДМА, 2003. – С.77-81.
- 2 Клименко Г.П. Исследование условий обработки деталей тяжелого машиностроения / Надійність інструменту та оптимізація техно-логічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, вип. 13, 2003. – С.24-30.
- 3 Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Штученко С.Ю. Вероятностный подход к определению конструктивных параметров резцов // Вестник ХГПУ.– Харьков: ХГПУ, 2000.– Вып.110.– С.118-122.
- 4 Равская Н.С., Клименко Г.П. Обеспечение заданного уровня надежности инструментов при расчете их конструктивных параметров // Резание и инструмент в технологических системах.– Межд. научн.-техн. сборник.– Харьков:ХГПУ, 2001.– Вып.60.– С.200-204.
- 5 Серенсен С.В., Кочаев В.П., Шнейдерович Р.М. несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
- 6 Клименко Г.П. Анализ условий обработки деталей на тяжелых станках на основе информационного банка данных // Высокие технологии в машиностроении «Интерпартнер-97».– Харьков: ХГПУ, 1997.– С.196-201.

УДК 621.9

Мироненко Е.В., Казакова Т.В., Колесник В.Д.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В СРЕДЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

The structural model of forming of the technological system, graf designs of the systems of the instrumental providing and special matrix, representing the cycles of search of standard, normalized and special instrument, is developed, and similarly cycles of planning and making of the special toolpiece.

Введение

Системный анализ любой технологической системы (ТС) предполагает формирование обобщённой модели реальной станочной системы на базе анализа известных станочных систем. На структуру системы инструментального обеспечения (СИО) влияет структура технологической системы (ТС) и технологического процесса (ТП), которые по отношению к СИО являются моделями внешней среды. Всё многообразие структур указанных систем и их взаимодействие целесообразно представить и описать, используя теорию имитационного моделирования, базирующегося на теории графов /1,2/.

Цель работы

Разработать структурную модель формирования технологической системы для условий тяжёлого машиностроения и модель выбора и проектирования модульного инструмента в рамках этой системы.

Основная часть

При разработке модели необходимо учитывать особенности организации и управления производством, т.е. модель должна быть основой анализа различных систем для оптимального проектирования производственных систем с учётом структуры технологических процессов (ТП).

Структурная модель формирования ТС может быть представлена в виде гиперграфа $\Gamma_1 = (l_{ij}, E)$, состоящего из множества вершин модульного l_{ij} и множества рёбер E (рисунок 1). Каждое ребро $l_n \in E$ представляет собой некоторое подмножество вершин, т.е. $l_n \subset l_{ij}$:

$$\begin{aligned}
 l_1 &= \{l_{11}, l_{12}, l_{13}, l_{14}\}; \\
 l_2 &= \{l_{21}, l_{22}, l_{23}, l_{24}, l_{25}\}; \\
 l_3 &= \{l_{31}, l_{32}, l_{33}, l_{34}, l_{35}, l_{36}, l_{37}, l_{38}, l_{39}\}; \\
 l_4 &= \{l_{41}, l_{42}, l_{43}, l_{44}, l_{45}, l_{46}, l_{47}, l_{48}, l_{49}\}; \\
 l_5 &= l_1 \cup l_2 \cup l_3 \cup l_4,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где l_1 – область формирования исходных данных; l_2 – область формирования подсистем ТП (или САПР ТП); l_3 – тип технологической системы (гибкое автоматизированное производство, участок по выпуску изделий, многооперационные станочные комплексы, обрабатывающие центры); l_4 – система баз данных; l_5 – система, объединяющая $l_1 - l_4$.

Принятая модель структуризации в виде гиперграфа позволяет устанавливать связь между подсистемами модели ТС и элементами СИО.

Составляющие принятой структуры ТС имеют следующее назначение:

1 Область формирования исходных данных отображается ребром l_1 , представляющим собой объединение множеств $l_{11} \cup l_{12} \cup l_{13} \cup l_{14}$. Каждое множество из этого объединения соответствует наборам данных l_{11} об обрабатываемой детали (Д), l_{12} – о технологическом процессе (ТП), l_{13} – о планировке (ЦЕХ) ТС, l_{14} – о стоимости (С) ТС;

2 Область формирования подсистем ТП (или САПР ТП) – ребро l_2 гиперграфа состоит из объединения множества подсистем $l_{21} \cup l_{22} \cup l_{23} \cup l_{24} \cup l_{25}$, которые решают следующие задачи:

- подсистема l_{21} (ИД) осуществляет проверку полноты и качества входной документации, ввод данных в систему, контроль и корректировку исходных данных;
- подсистема l_{22} (АТЗ) выполняет анализ технического задания, выявляет возможность обеспечения заданных параметров обработки и производит корректировку технического задания;
- подсистема l_{23} (ТП) обеспечивает разработку структуры ТП обработки детали;
- в подсистеме l_{24} (КТС) решается задача компоновки ТС и её размещения на производственных площадях;
- подсистема l_{25} (ТЭП) определяет технико-экономические показатели ТС.

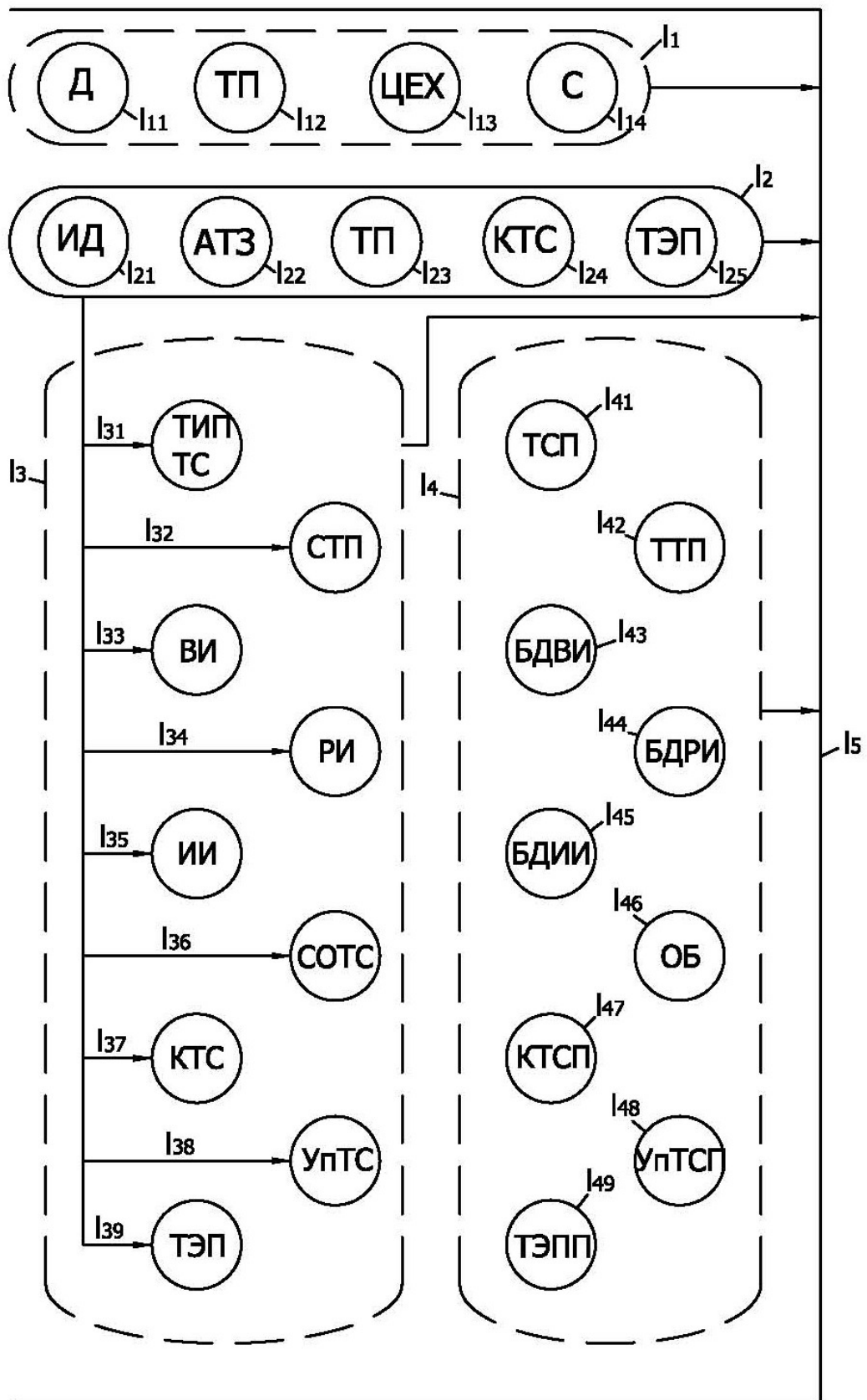


Рисунок 1 – Гиперграф формирования ТС

Результаты работы подсистемы $l_{21} - l_{25}$ отображаются областью выходных данных в виде ребра l_3 гиперграфа с вершинами $l_{31} - l_{39}$, каждая из которых определяет множество параметров, характеризующих ТС для изготовления заданной номенклатуры деталей с заданной точностью и производительностью: l_{31} (ТИП ТС) – тип технологической системы; l_{32} – структура ТП; l_{33} (ВИ) – перечень вспомогательного инструмента; l_{34} (РИ) – перечень модульного режущего инструмента; l_{35} (ИИ) – перечень контрольно-измерительного инструмента; l_{36} (СОТС) – состав оборудования технологической системы; l_{37} (КТС) – компоновка ТС; l_{38} (УпТС) – управление ТС; l_{39} (ТЭП) – технико-экономические показатели работы ТС.

Для обеспечения функционирования перечисленных подсистем необходима система баз данных (ребро l_4 гиперграфа), которая состоит из следующего набора баз данных (вершины $l_{41} - l_{49}$): l_{41} (ТСП) – ТС прототипы; l_{42} (ТТП) – типовые ТП; l_{43} (БДВИ) – база данных на вспомогательные инструменты; l_{44} (БДРИ) – база данных на модульные режущие инструменты; l_{45} (БДИИ) – база данных на контрольно-измерительные инструменты; l_{46} (ОБ) – база данных на основное и вспомогательное оборудование; l_{47} (КТСП) – компоновка ТС-прототипов; l_{48} (УпТСП) – управление ТС - прототипами; l_{49} (ТЭПП) – технико-экономические показатели ТС- прототипов.

Отдельным элементом ТС является станок (станочный модуль), оснащённый системой модульных инструментов (инструментальным магазином). Такой элемент можно представить в следующем виде (рисунок 2). Станок (обрабатывающий центр) для обработки заданной детали оснащается требуемой системой модульных режущих инструментов, которая включает требуемые типы, размеры и конструкции инструмента. Для обеспечения необходимой надёжности и других технико-экономических показателей ТС станок должен быть снабжён системой диагностики РИ.

Моделирование систем инструментального обеспечения ТС и её отдельного элемента может быть представлено в виде графа Γ_2 (рисунок 3).

Вершина графа X_l соответствует заказу на конкретный вид РИ. Цикл C_{nl} предусматривает следующую последовательность работы программ поиска инструмента:

1 Поиск РИ в базе данных (БД) на стандартные РИ (X_2 -ИИС). База данных формируется с учётом использования на предприятии определённых типов и размеров РИ. При наличии необходимого

інструмента в базі даних пошук здійснюється в сервісному центрі (X_5 - $СКРІ$). Якщо в сервісному центрі інструмент має, то інструмент направляється безпосередньо на станок (X_9 - $ОБР$), а в центрі, з урахуванням програми обробки і періода стійкості інструмента створюється його необхідний запас (X_{10} - $ЗАП$).

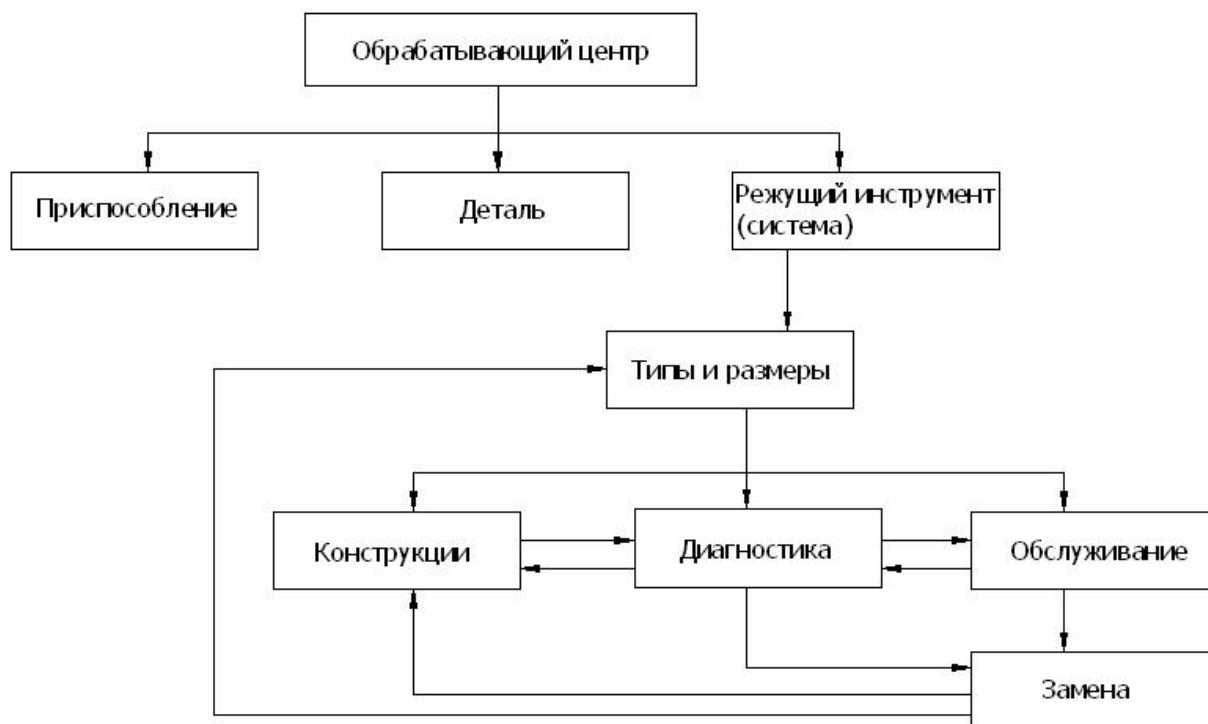


Рисунок 2 – Блок-схема элемента ТС в среде системы инструментального обеспечения

2 Цикл C_{n2} предполагает отсутствие в базе данных требуемого стандартного инструмента и поиск его в БД по отраслевым нормам или стандартам предприятия (X_3 - $РІН$) с последующим запросом в центре (X_5 - $СКРІ$) и далее X_{5-9} , X_{9-10} и завершением формирования требуемой системы инструментов (X_{11} - $СИИ$).

3 Цикл C_{n3} предполагает поиск специального РИ (X_4 - $СПРІ$), ранее спроектированного с последующим поиском его в сервисном центре X_{4-5} и далее X_{5-9} , X_{9-10} , X_{10-11} .

4 Цикл C_{n4} характеризует проектирование (САПР) специального режущего инструмента (X_6 - $ПРРІ$) с разработкой технологического процесса (X_7 - $ТП$) и изготовлением РИ (X_8 - $ИЗГ$) с последующим направлением в сервисный центр и далее X_{5-9} , X_{9-10} , X_{10-11} .

5 В цикле C_{n5} показана возможность заказа стандартного РИ (X_{12} - $ЗАК$) заводским инструментальным службам (X_3 - $ЗИИ$) с последующей доставкой в сервисный центр.

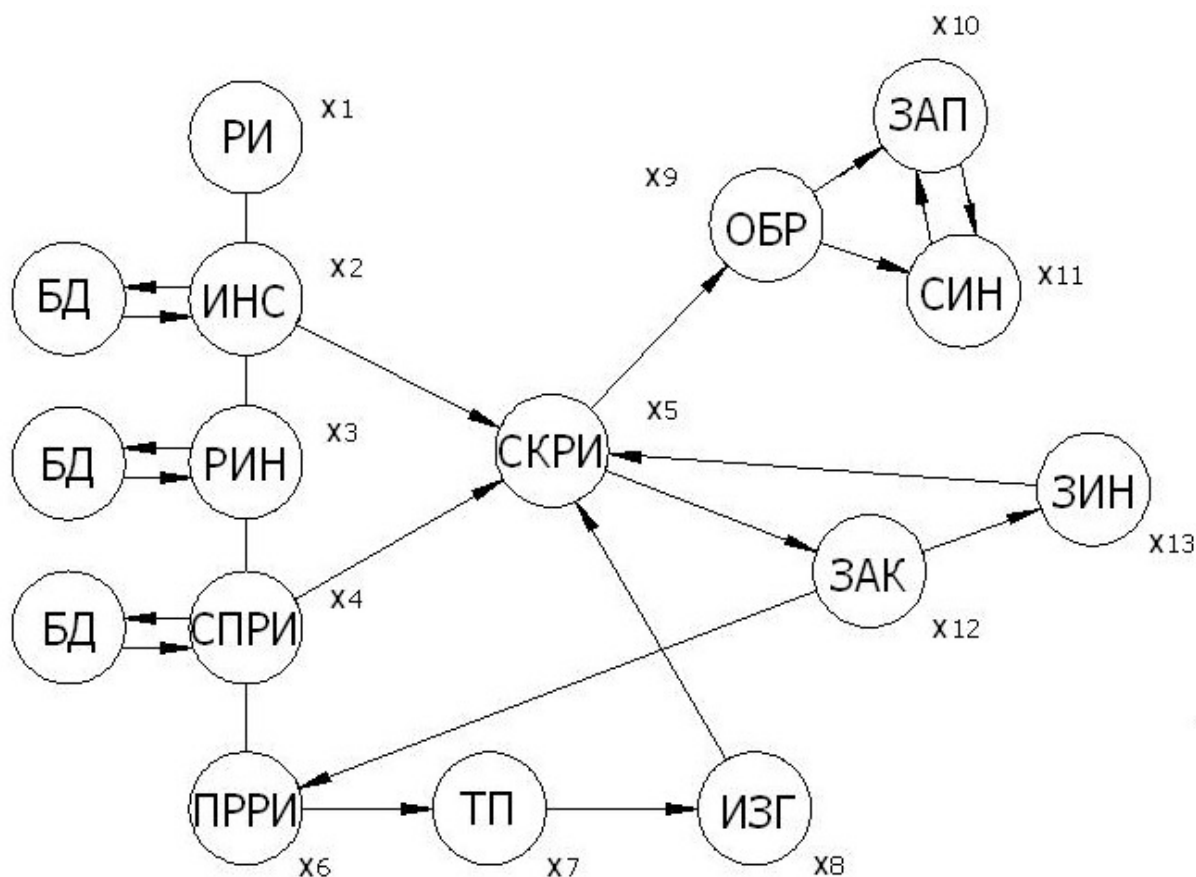


Рисунок 3 – Орграф G_2 моделювання систем інструментального забезпечення

6 Цикл C_{n6} здійснює заказ на проектування спеціального РИ (X_6) з наступною розробкою ТП (X_7) і виготовленням РИ (X_8).

Матриця циклів має вигляд:

		X_{1-2}	X_{2-3}	X_{3-4}	X_{4-6}	X_{5-5}	X_{3-5}	X_{4-5}	X_{6-7}	X_{7-8}
$C(\Gamma_2)=$	C_{n1}	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	C_{n2}	1	1	0	0	0	1	0	0	0
	C_{n3}	1	1	1	0	0	0	1		0
	C_{n4}	1	1	1	1	0	0	0	1	0
	C_{n5}	1	0	0	0	1	0	0	0	0
	C_{n6}	1	0	0	0	1	0	0	1	1

X_{8-5}	X_{5-12}	X_{12-6}	X_{5-9}	X_{9-10}	X_{10-11}	X_{12-13}	X_{13-5}
0	0	0	1	1	1	0	0
0	0	0	1	1	1	0	0
0	0	0	1	1	1	0	0
1	0	0	1	1	1	0	0
0	1	0	0	0	0	1	1
1	1	1	0	0	0	0	0

Выводы

1 Разработана структурная модель формирования технологической системы для условий тяжёлого машиностроения, включающая подсистемы формирования исходных данных, технологических процессов, типов технологических систем и баз данных.

2 Предложена блок-схема элемента технологической системы в среде системы инструментального обеспечения, предусматривающая выбор типа и типоразмера инструмента, диагностику его состояния, обслуживание и замену.

3 Разработан оргграф моделирования систем инструментального обеспечения и специальная матрица, включающая циклы поиска стандартного, нормализованного и специального инструмента, а так же циклы проектирования и изготовления специального инструмента, и заказа стандартного.

Литература

- 1 Томашевский В.М. Моделирование систем. – К.: Видавнича група ВНУ, 2005 –352с.
- 2 Гречишников В.А. Моделирование систем инструментального обеспечения автоматизированных производств. Обзор информ. Вып. 4 – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 60с.

УДК 621.9

Мельничук П.П., Крижанівський В.Б.
ЖДТУ, Житомир, Україна

ПРОГРАМНІ ЗАСОБИ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В ПОВЕРХНЕВОМУ ШАРІ ПРИ МЕХАНІЧНІЙ ОБРОБЦІ

The problem of creation of application for designing high-efficiency cutting tool which is capable to provide given parameters of surface layer is considered. The basic attention is given to mechanical properties of the machined surface. On the basis of standard means of a package MATLAB the function for plastic deformations computing is created.

Постановка проблеми в загальному вигляді

Механічна обробка сьогодні фактично є головною технологією машинобудування. Незважаючи на свою тривалу історію, її методи та засоби постійно удосконалюються. Одним з перспективних напрямків є створення нового лезового інструменту, який розширює можливості виготовлення, зменшує тривалість обробки та дозволяє отримувати недосяжний раніше рівень якості.

Основна мета процесу різання – отримання заданих експлуатаційних показників досягається за рахунок зняття шару метала з заготовки. Умови його деформування та відокремлення визначають усі інші параметри процесу. Саме з механіки процесу різання, як з ключової проблеми, яка визначає продуктивність і якість обробки, і почався розвиток науки про різання металів. Незважаючи на велику кількість досліджень в цьому напрямку, ряд питань залишаються нерозв'язаними і можуть бути розв'язані лише чисельними методами [1]. До цих питань відносяться: розподіл напружень, швидкостей деформування в зоні стружкоутворення і в обробленій поверхні, розрахунок температурного поля тощо.

Одним з основних показників якості деталей є надійність, яка, головним чином, визначається через експлуатаційні показники. Ці показники залежать від матеріалу деталей, точності розмірів і якості робочих поверхонь. Як правило, руйнування деталей починається з поверхні. Таким чином, розв'язання проблеми підвищення якості деталей машин в значній мірі обумовлюється можливістю технологічного забезпечення якості поверхневого шару деталей, яка включає в себе як геометричні характеристики, так і фізико-хімічні властивості [2].

Значна частина деталей має плоскі поверхні, до яких пред'явлені підвищені вимоги щодо експлуатаційних властивостей. Фінішна обробка плоских поверхонь виконується, головним чином, за допомогою шліфування або торцевого фрезерування. Останнє має значні переваги. Це, насамперед,

підвищена продуктивність у порівнянні зі шліфуванням, стискаючи залишкові напруження, відсутність мікроструктурних перетворень [3].

Формулювання цілей статті і виклад основного матеріалу

Відзначимо, що недостатня теоретична вивченість процесу чистової обробки поверхонь торцевими фрезами з НТМ знижує ефективність їх використання для фінішної обробки і ускладнює процес створення нових перспективних конструкцій. Конструювання фрез є багатопараметричною задачею і обрання того чи іншого конструктивного варіанту без попередніх розрахунків є досить неефективним. Значно перспективнішим виглядає підхід, який використовує комп'ютерне моделювання процесів в зоні різання. Але, як вже зазначалося, загально визнаної точки зору на ці процеси не вироблено. Універсальної математичної моделі також не створено. Стосовно розробки моделей робочих процесів, що мають місце в машинах різного виду в [4] зазначається, що надзвичайно складним, з точки зору математичного моделювання, є процес різання, який має місце в технологічних машинах, зокрема, в металорізальних верстатах. В зв'язку з цим, використання програмного забезпечення, яке створене на основі тої чи іншої фіксованої математичної моделі не є доцільним. Особливо в дослідницькій роботі. Більш привабливим виглядає підхід, який передбачає створення власного програмного забезпечення. Такий програмний продукт повинен містити математичну модель, яка відповідає технології, що досліджується. До того ж в ньому повинні бути передбачені засоби при необхідності легко змінити базову математичну модель процесу, який досліджується.

Природно, що «з нуля» написати самотужки такий програмний комплекс навряд чи можливо. Тому пропонується використовувати для чисто математичних розрахунків універсальний програмний пакет MATLAB. Але сама математична модель формується засобами універсальної мови програмування C++. Завдяки можливостям, які закладені розробниками в пакет MATLAB, загальну схему обчислень можна представити наступним чином:

1. Відкривається сесія MATLAB, запускається ActiveX канал на сервер MATLAB;
2. Передаються в MATLAB команди у вигляді текстового рядку на мові MATLAB;
3. Відбувається зворотній обмін даними між MATLAB та Visual C++;
4. Закривається сесія.

Зокрема, дана стаття присвячена розрахунку напруженого стану в зоні стружкоутворення на основі деформаційної теорії пластичності.

Відомо, що розв'язування задач теорії пластичності зводиться до розв'язку нелінійних диференціальних рівнянь [5]. Можливості MATLAB

щодо розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь недостатні для задач теорії пластичності. Тому доцільно використати наближений метод, який ґрунтується на лінеаризації рівнянь теорії пластичності – метод пружних розв'язків [5]. В основу методу покладена постановка задачі в переміщеннях. Ступінь зміцнення металу характеризується функцією виду:

$$\omega(\varepsilon_i) = 1 - \frac{\sigma_i(\varepsilon_i)}{E\varepsilon_i}, \quad (1)$$

де ε_i, σ_i – інтенсивності деформацій та напружень відповідно, E – модуль пружності. З використанням функції фізичні співвідношення між напруженнями та деформаціями записуються наступним чином:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \left(\lambda + \frac{2}{3} G \omega \right) e + 2G(1 - \omega) \varepsilon_x, \\ \sigma_y &= \left(\lambda + \frac{2}{3} G \omega \right) e + 2G(1 - \omega) \varepsilon_y, \\ \tau_{xy} &= G(1 - \omega) \gamma_{xy}. \end{aligned} \quad (2)$$

В цих рівняннях λ, G – коефіцієнти Ляме, $e = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}$, u, v – переміщення.

З рівнянь рівноваги ми отримуємо систему нелінійних диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} G\Delta u + (\lambda + G) \frac{\partial e}{\partial x} + X - \omega \left(\Delta u + \frac{1}{3} \frac{\partial e}{\partial x} \right) + \\ + G \left[\frac{\partial \omega}{\partial x} \left(\frac{2}{3} e - 2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) - \frac{\partial \omega}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} G\Delta v + (\lambda + G) \frac{\partial e}{\partial y} + Y - \omega \left(\Delta v + \frac{1}{3} \frac{\partial e}{\partial y} \right) + \\ + G \left[\frac{\partial \omega}{\partial y} \left(\frac{2}{3} e - 2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial \omega}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Граничні умови записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} \left[\left(\lambda + \frac{2}{3} G \omega \right) e + 2G(1 - \omega) \frac{\partial u}{\partial x} \right] l + \\ + G(1 - \omega) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) m = P_{x\eta} \end{aligned}, \quad (5)$$

$$G(1-\omega)\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)l + \left[\left(\lambda + \frac{2}{3}G\omega\right)e + 2G(1-\omega)\frac{\partial v}{\partial y}\right]m = P_{y\eta} \quad (6)$$

Для розв'язування цієї задачі використовується метод послідовних наближень. На кожному кроці методу отримуємо розв'язок задачі теорії пружності. При $\omega = 0$ маємо систему рівнянь, яка відповідає пружному матеріалу. Знаходимо розв'язок цієї задачі. Для цього викликається бібліотечна функція MATLAB'а **asmpde()**.

Фрагменти коду на C++, які ілюструють взаємозв'язок C++ та MATLAB.

```
#include <vcl.h>
#pragma hdrstop
#include "MatLab.h"
#include "MyMin.h"
HMODULE engdll, mxdll; // системний тип, покажчик на dll
// визначення необхідних типів
typedef Engine* (*Func_engOpen)(const char*);
typedef int (*Func_engClose)( Engine*);
typedef int (*Func_engEvalString)( Engine*, const char*);
typedef mxArray* (*Func_engGetArray)( Engine*, const char*);
...
typedef mxArray* (*Func_mxCreateDoubleMatrix)(int m, int n,
mxComplexity flag);
...
//визначення необхідних екземплярів об'єктів
Func_engOpen          fengOpen;
Func_engClose         fengClose;
Func_engEvalString    fengEvalString;
Func_engGetArray      fengGetArray;
...
//ініціалізація сесії MATLAB
bool InitMatLabEngine()
{
if((engdll = LoadLibrary("libeng.dll"))== NULL) return false;
if((mxdll = LoadLibrary("libmx.dll" ))== NULL) return false;
// відповідності для взаємодії MATLAB та C++
if((fengOpen=(Func_engOpen)(GetProcAddress(engdll, "engOpen")))==
NULL)
return false;
if((fengClose=(Func_engClose)(GetProcAddress(engdll, "engClose"))
)==NULL) return false;
if((fengEvalString=(Func_engEvalString)(GetProcAddress(engdll, "e
ngEvalString")))==NULL) return false;
if((fengGetArray=(Func_engGetArray)(GetProcAddress(engdll, "engGe
tArray")))==NULL) return false;
...
if((fmxCreateDoubleMatrix=(Func_mxCreateDoubleMatrix)(GetProcAddress
(mxdll, "mxCreateDoubleMatrix")))==NULL) return false;
...

```

```
return true;
}
...
// передача даних
gd = (*fmxCreateDoubleMatrix)(m_gd, n_gd, mxREAL);
(*fmxSetName)(gd, "gd");
// отримуємо адресу початку даних у MATLAB'і
memcpy((char*)(( *fmxGetPr)(gd)), (char*)C_gd, sizeof(double)*
m_gd*n_gd);
...
//передача команд в MATLAB
(*fengEvalString)(ep, "[dl,bt]=decsq(gd)");
(*fengEvalString)(ep, "[p,e,t]=initmesh(dl)");
...
#pragma package(smart_init)
```

На основі отриманого розв'язку визначається функція ω за формулою (1). За її значенням, в свою чергу, визначаються нові значення навантажень в задачі теорії пружності (3)-(6). Розв'язуючи повторно цю задачу з новими об'ємними силами і граничними навантаженнями отримуємо нове наближення і т.д. Ітераційний процес закінчується, коли наступний розв'язок відрізняється від попереднього менше, ніж ε , де ε – задана точність.

Тестові розрахунки за запропонованою методикою добре узгоджуються з опублікованими результатами.

Висновок

Запропонована методика використання бібліотечних функцій MATLAB з середовища програмування VisualC++ показала свою перспективність при створенні програмного забезпечення для розрахунку пластичних деформацій при обробці металів лезовим інструментом. Крім дослідницьких цілей запропонована методика може бути з успіхом використана в навчальному процесі.

Напрямок подальших досліджень полягає в створенні засобів поєднання математичних моделей окремих фізичних явищ, які відбуваються в зоні стружкоутворення в єдину системну модель.

Література

- 1 Остафьев В.А. и др. Физические основы резания металлов. – К.: Вища школа, 1976. – 136 с.
- 2 Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. – М.: Машиностроение, 2000. – 320 с.
- 3 Виговський Г.М., Мельничук П.П. Процес різання торцевими ступінчастими фрезами з косокутною геометрією різальних частин, що оснащені надтвердими матеріалами (НТМ). // Вісник Житомирського інж.–технол. ін-ту, вип.7, Житомир: ЖІТІ, 1998. – С. 73-81.
- 4 Струтинський В.Б. Тензорні моделі процесів та систем. – Житомир: ЖДТУ, 2005. – 635 с.
- 5 Варданян Г.С. и др. Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности. – М.: Издательство АСВ, 1995. – 568 с.

УДК 621.9

Петраков Ю.В., Біланенко В.Г.
НТУУ «КПІ», Київ, Україна

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ТОЧІННЯ У САМ-СИСТЕМІ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ

New approach is represented to drafting of cutting processes mathematical model. A model is based of one empiric dependence and geometrical correlations between the vector of cutting force's constituents. A model is intended for the use in CNC control system.

Аналіз тенденцій розвитку машинобудівного виробництва в світових індустріальних країнах свідчить, що його висока ефективність досягається переважно за рахунок застосування обладнання з ЧПУ і особливо багатоцільових верстатів, які доцільно використовувати для широких умов виробництва, в тому числі і обмеженої номенклатури виробів. Наразі застосування верстатів з ЧПУ потребує використання САМ-системи (Computer Aided Manufacturing), яка автоматизує технологічну підготовку виробництва і керування верстатом у процесі виготовлення деталі. Однак, на жаль, першими розробниками таких систем були спеціалісти з програмування, нарисної геометрії і, в останню чергу, спеціалісти з металообробки. Такі системи блискуче вирішують завдання з проектування формоутворюючих рухів для виготовлення поверхонь майже будь-якої складності, але не враховують, що така поверхня утворюється на верстаті в результаті процесу різання, який має силові, температурні збурення, зношування інструменту тощо. Таким чином, склалася ситуація, коли з боку обладнання з'явилися можливості управління процесом різання у широкому діапазоні, а з боку систем управління такі можливості просто не використовуються.

Відомо, що у сучасних умовах розвитку техніки найбільш ефективним методом управління процесом різання є управління за апріорною інформацією з використанням у якості засобу управління САМ-системи. Безумовною перевагою такого методу є можливість його використання на сучасному обладнанні з ЧПУ без будь-якої його модернізації, а управління виконується через САМ-систему технологічного підготовки виробництва.

У такому напрямку ведуться роботи і набувається позитивний досвід. На кафедрі Технології машинобудування НТУУ «КПІ» такі роботи були розпочаті ще у 90 роках ХХ століття, а тепер можна побачити перші результати втілення таких ідей, на жаль, у закордонних розробках відомих фірм у галузі створення САМ-систем. Найбільш «просуненим» у такому напрямку є продукт фірми DelCAM, а саме, пакет MasterCAM.

Ефективність такого управління цілком залежатиме від адекватності математичної моделі, що закладена у програмне забезпечення. Тому з'являється нове замовлення виробничників до науковців: отримати більш адекватні математичні моделі процесів різання для різних видів і різних умов оброблення.

Відомо, що найбільш вивченим є процес токарного оброблення. За результатами досліджень в довідниковій літературі [1] наводяться чисельні значення параметрів математичних моделей окремо для кожної складової сили оброблення. Наявність таких даних дає змогу розрахувати чисельне значення окремої складової сили різання, але не визначає точку дії рівнодіючої сили різання та напрям дії.

Практичне застосування таких математичних моделей у складі САМ-систем практично неможливе тому, що чисельні дані для розрахунків складових сили оброблення не наведені для всіх груп матеріалів та основних видів оброблення [1]. Так для токарного оброблення всіх груп оброблюваних матеріалів та окремих видів оброблення наведені тільки необхідні дані для розрахунку головної складової сили різання P_x . Поправочні коефіцієнти на відмінні умови оброблення наводяться дискретними значеннями [1], що також створює певні труднощі їх застосування у формалізованих системах визначення режимів різання та характеристик процесу оброблення. Відсутність достатніх даних для розрахунків складових сили різання робить неможливим визначення рівнодіючої сили різання, та, відповідно, окремих похибок оброблення і створювати адекватні моделі управління процесами оброблення.

Оскільки головна складова сили різання P_z може бути визначена найбільш достовірно та найбільш просто виміряна навіть без застосування спеціальної динамометричної апаратури за потужністю різання, вважається за доцільне прийняти саме цю складову за основу розрахунку сили різання та її складових при токарному обробленні. При такому підході вплив таких факторів, як матеріалу заготовки, інструментального матеріалу та складових режиму різання урахується у формулі для розрахунку складової P_z , а складові P_y і P_x визначаються за їх первинним змістом, тобто як геометричні складові розкладу вектора сили різання за осями координат (рис.1).

Таким чином, складова P_z сили різання визначається емпіричною залежністю, яка дещо відрізняється від традиційної:

$$P_z = C_{P_z} h^{x_{P_z}} S^{y_{P_z}} V^{n_{P_z}} k, \quad (1)$$

де C_{P_z} – коефіцієнт, що залежить тільки від матеріалу заготовки; k – поправочний коефіцієнт, що залежить тільки від матеріалу інструменту; $x_{P_z}, y_{P_z}, n_{P_z}$ – показники ступеня; h, S, V – складові режиму різання – глибина (мм), подача (мм/об) та швидкість різання (м/хв) відповідно.

Складові P_x і P_y є векторами розкладу складової P_{xy} , яка діє по передній поверхні у напрямку, що співпадає з напрямком сходження стружки. Модуль складової P_{xy} визначається за спрощеною залежністю [2]:

$$P_{xy} = 0,6P_z. \quad (2)$$

Для визначення напрямку сходження стружки зручно скористатися геометричними співвідношеннями рис.1, де представлений вид у плані зони різання. На рис.1 наведені два положення різальних кромки інструменту, що відрізняються одним обортом заготовки і позначені 1 і 2 відповідно на попередньому і на поточному оберті. З геометричних співвідношень схеми за рис.1 маємо:

$$S_{o\phi} = \frac{GC}{\operatorname{tg}\varphi} + \frac{GC}{\operatorname{tg}\varphi_1}, \quad (3)$$

$$AC = CG / \operatorname{Sin}\varphi_1. \quad (4)$$

де φ і φ_1 - головний і допоміжний кути у плані різця відповідно.

Після підстановки виразу для CG з (3) в (4) і нескладних математичних перетворень, отримуємо:

$$AC = S_{o\phi} \frac{\operatorname{Sin}\varphi}{\operatorname{Sin}(\varphi + \varphi_1)}. \quad (5)$$

За теоремою синусів, з ΔABC :

$$\frac{\operatorname{Sin}\angle ABC}{\operatorname{Sin}\angle ACB} = \frac{AC}{AB}. \quad (6)$$

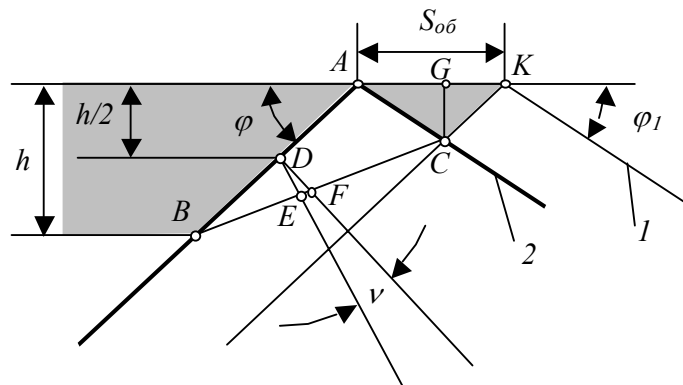


Рисунок 1 – До визначення кута сходження стружки

З геометричних співвідношень ΔABC , маючи на увазі, що $\angle ABC = \nu$, а $\angle ACB = \pi - \angle BAC - \nu = \varphi + \varphi_1 - \nu$ і крім того $AB = h / \operatorname{Sin}\varphi$, з формули (6) після нескладних математичних перетворень можна отримати вираз для розрахунку кута ν сходження стружки:

$$\nu = \operatorname{arctg} \left(\frac{S_{o\phi} \operatorname{Sin}(\varphi + \varphi_1) \operatorname{Sin}^2 \varphi}{h \operatorname{Sin}(\varphi + \varphi_1) + S_{o\phi} \operatorname{Cos}(\varphi + \varphi_1) \operatorname{Sin}^2 \varphi} \right). \quad (7)$$

Таким чином визначений вектор складової P_{xy} сили різання, модуль якого розраховується за формулою (2), а кут по відношенню к нормалі до головної різальної кромки – за залежністю (7).

Для визначення складових P_x і P_y треба розглянути вплив на них переднього кута γ і кута λ нахилу головної різальної кромки.

На рис. 2 наведено положення передньої поверхні Π інструменту при передньому куті $\gamma=0$, а також $\lambda=0$ з відповідною системою координат, що прив'язана до неї: вісь N – нормальна до різальної кромки у точці прикладення сили різання, вісь T – дотична до різальної кромки і вісь Z – нормальна до неї.

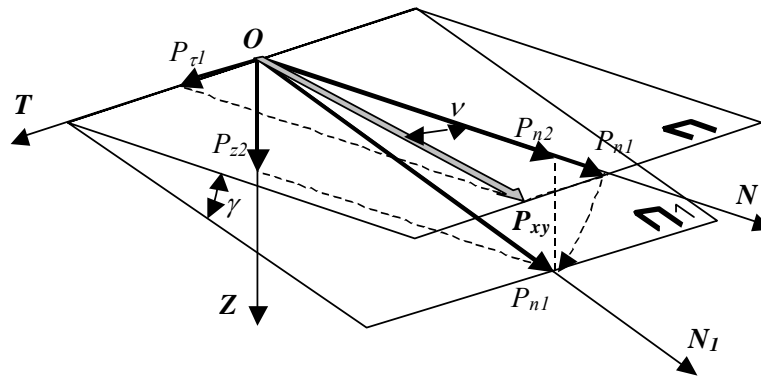


Рисунок 2 – Розклад горизонтальної складової сили різання при $\gamma \neq 0$ і $\lambda = 0$

Горизонтальна складова P_{xy} сили різання може бути розкладена за осями N і T :

$$P_{n1} = P_{xy} \cos \nu; \quad P_{\tau1} = P_{xy} \sin \nu, \quad (8)$$

де ν – кут сходу стружки.

При наявності переднього кута ($\gamma \neq 0$) передня поверхня займає, наприклад, положення $\Pi\Pi$ на рис.2, повертаючись на кут γ навколо вісі T . Складова $P_{\tau1}$ розкладу (8) не змінюється, але складова P_{n1} повертається, чим викликає зміну складової за віссю N у горизонтальній площині, а також появу вертикальної складової P_{z2} . Таким чином, у випадку, коли $\gamma \neq 0$ і $\lambda = 0$, з геометричних співвідношень рис.2 отримаємо:

$$P_{n2} = P_{n1} \cos \gamma; \quad P_{\tau2} = P_{\tau1}; \quad P_{z2} = P_{n1} \sin \gamma. \quad (9)$$

Якщо всі кути відмінні від нуля ($\gamma \neq 0$ і $\lambda \neq 0$), то перерозподіл складових вектора P_{xy} змінюється (рис.3). У такому разі вважаємо, що передня площина Π з рис.3 разом із розташованими у ній векторами P_{n2} , $P_{\tau2}$, P_{z2} складових сили різання повертається навколо вісі N на кут λ нахилу різальної кромки.

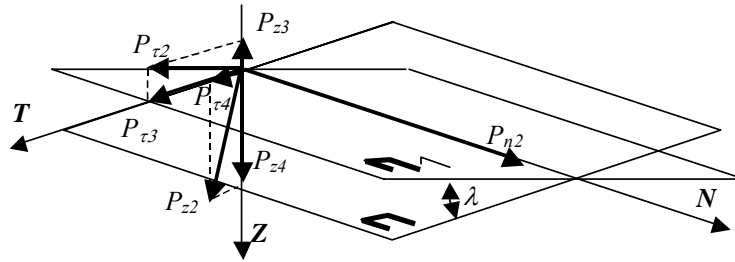


Рисунок 3 – Розклад горизонтальної складової сили різання при $\gamma \neq 0$ і $\lambda \neq 0$

З геометричних співвідношень рис.3 можуть бути отримані наступні залежності:

$$\begin{aligned} P_{n3} &= P_{n2}; & P_{\tau 3} &= P_{\tau 2} \cos \lambda; & P_{\tau 4} &= P_{z 2} \sin \lambda; \\ P_{z 3} &= P_{\tau 2} \sin \lambda; & P_{z 4} &= P_{z 2} \cos \lambda. \end{aligned} \quad (10)$$

Після підстановки залежностей (8) в (9) і потім в (10), з урахуванням напрямку векторів складових на рис.3, остаточно можна отримати придатні для моделювання формули визначення розкладу складової P_{xy} в представленій системі координат **NTZ**:

$$\begin{aligned} P_n &= P_{xy} \cos \nu \cos \gamma; \\ P_\tau &= P_{xy} (\sin \nu \cos \lambda + \cos \nu \sin \gamma \sin \lambda); \\ P_{zz} &= P_{xy} (\cos \nu \sin \gamma \cos \lambda - \sin \nu \sin \lambda); \end{aligned} \quad (11)$$

Отримані залежності повинні задовольняти загальній формулі розкладу вектора на складові:

$$P_{xy}^2 = P_n^2 + P_\tau^2 + P_{zz}^2.$$

Дійсно, при підстановці у таку формулу виразів (11) складових і нескладних алгебраїчних перетворень можна отримати тотожний вираз, що підтверджує вірність отриманих залежностей.

Для визначення складових P_y , P_x і P_z сили різання скористаємось схемою за рис.4, де наведені вище знайдені вектори складових P_n , P_τ і P_{zz} . З рис.4 випливає, що складова P_{zz} , яка виникає з причини наявності переднього кута і кута нахилу різальної кромки, буде впливати на складову P_z розкладу сили різання. Тому доцільно, ураховуючи загально визнане позначення у залежності (1), позначити таку сумарну складову як $(P_z)_0$. Оскільки складові у горизонтальній площині зв'язані між собою головним кутом φ у плані, то з геометричних співвідношень рис.4 можна встановити наступні залежності:

$$\begin{aligned} (P_z)_0 &= P_z + P_{zz}; \\ P_y &= P_\tau \sin \varphi + P_n \cos \varphi; \\ P_x &= P_n \sin \varphi - P_\tau \cos \varphi. \end{aligned} \quad (12)$$

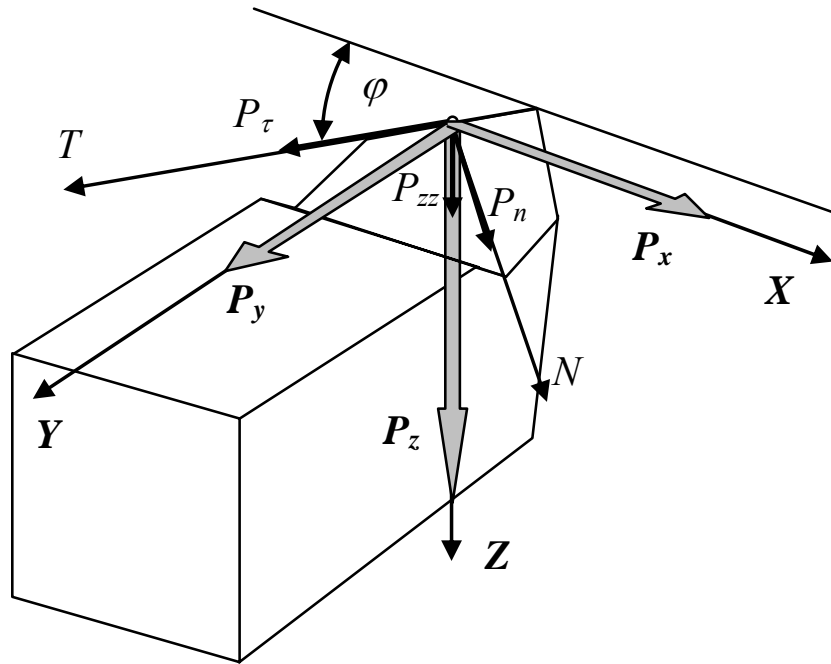


Рисунок 4 – Схема розташування складових сили різання для поздовжнього токарного оброблення

Таким чином, математична модель визначення складових сили різання за осями координат XYZ, з урахуванням залежностей (1), (2), (7), (11) і (12) має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_z = C_{Pz} h^{x_{Pz}} S^{y_{Pz}} V^{n_{Pz}} k; \\ P_{xy} = 0,6P_z; \\ v = \arctg\left(\frac{S_{ob} \sin(\varphi + \varphi_1) \sin^2 \varphi}{h \sin(\varphi + \varphi_1) + S_{ob} \cos(\varphi + \varphi_1) \sin^2 \varphi}\right); \\ (P_z)_0 = P_z + P_{xy} (\cos v \sin \gamma \cos \lambda - \sin v \sin \lambda); \\ P_y = P_{xy} (\sin v \cos \lambda \sin \varphi + \cos v \sin \gamma \sin \lambda \sin \varphi + \cos v \cos \gamma \cos \varphi); \\ P_x = P_{xy} (\cos v \cos \gamma \sin \varphi - \sin v \cos \lambda \cos \varphi - \cos v \sin \gamma \sin \lambda \cos \varphi); \end{array} \right. \quad (13)$$

Розроблена вище математична модель покладена в основу прикладної програми, головний інтерфейс якої представлений на рис.5. Інструкції і пояснення до роботи з прикладною програмою з'являються на додатковому інтерфейсі при натисканні кнопки Help. За допомогою розробленої програми можна проводити дослідження впливу усіх змінних параметрів процесу оброблення на силу різання при точінні. На рис.5. представлений інтерфейс прикладної програми наприкінці експерименту щодо визначення залежності складових сили різання від головного кута у плані різця.

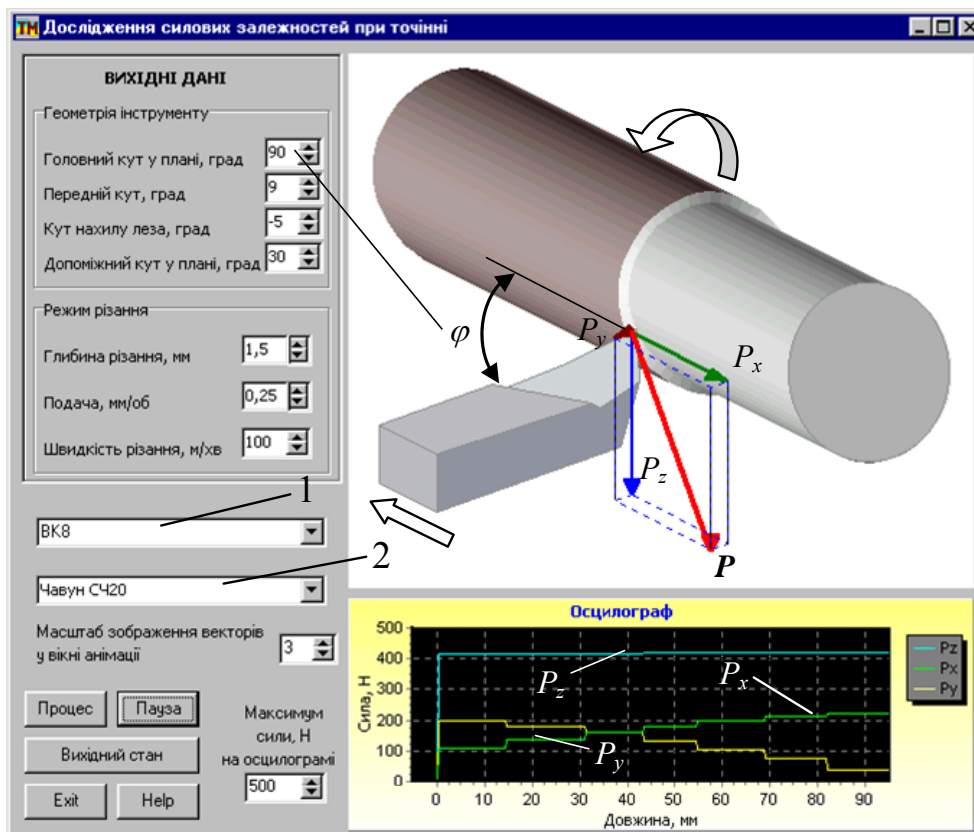


Рисунок 5 – Інтерфейс програми наприкінці дослідження

На головному інтерфейсі у вікнах 1 і 2 вибираються матеріал інструменту і заготовки відповідно. На анімаційному полі зображені вектори сили P різання та її складових, а на осцилографі – осцилограми складових сили різання. При зміні всіх геометричних параметрів різальної частини інструменту відповідні зміни відображаються на анімаційному полі прикладної програми.

Запропонована узагальнена математична модель (13) адекватно відображає залежність складових сили різання від глибини h різання, поздовжньої подачі S , швидкості різання V , геометричних параметрів різальної частини, а саме: переднього кута γ , головного кута φ в плані та кута λ нахилу різальної кромки. Вплив інших геометричних параметрів різальної частини, а саме: заднього кута α та допоміжного кута φ_1 в плані є несуттєвим і до математичних моделей їх не введено, але на графічному зображенні їхній вплив збережений. Таким чином, адекватність моделювання обмежується тим, що у математичній моделі проігноровані процеси зношування різального інструменту, статичні і динамічні характеристики ТОС, випадкові збурення, теплові явища тощо. За результатами експериментальних досліджень побудовані графіки відповідних залежностей рис.6.

Рисунок 6 – Залежність складових сили різання від кута φ у плані

В результаті виконаних аналітичних досліджень розроблено адекватну математичну модель для визначення сили різання та її складових при точінні, що дає можливість оцінювати точність виготовлення у частині пружних деформацій технологічної оброблюючої системи за всіма координатами. Перевагою розробленої моделі є можливість використання початкових вихідних даних довідникової літератури з подальшими формалізованими розрахунками, які призначені для застосування у САМ-системах верстатів з ЧПУ. Розроблена математична модель забезпечує дослідження впливу всіх змінних параметрів процесу оброблення на силу різання і успішно використовується у навчальному процесі при підготовці фахівців з інженерної механіки.

Література

- 1 Справочник технолога-машиностроителя. Т.2 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова - М.: Машиностроение - 1, 2003, 944с.
- 2 Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. - М.: Машиностроение, 1975. - 344 с.

УДК 621.9

Нечепаяев В.Г., Гнисько А.Н.
ДонНТУ, г. Донецк, Украина

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ АДЕКВАТНОСТИ МОДЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ УСТРОЙСТВ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ

For an estimation of mathematical models adequacy of a swaft elements accumulation and moving processes in space between mills teeth and a groove the technique is developed. For a technique development experimental data of a swaft accumulation and moving in space between mills teeth and a groove are received, mathematical models adequacy is checked up at the set probability level, the received experimental data are approximated, the modeling error is appreciated.

Введение

Закрытые и полужакрытые профильные (Т-образные, типа «ласточкин хвост» и т.п.), а также другие пазы с затрудненным отводом стружки (далее ПЗОС), являются весьма нетехнологичными элементами конструкций и составляют значительную часть общего объема металлообработки. Очевидным средством повышения эффективности обработки таких пазов является устранение ограничения по фактору своевременной эвакуации стружки из зоны обработки [1 и др.]. Эффективным вариантом устранения этого ограничения является принудительное удаление стружки при помощи устройств, использующих гидродинамический потенциал напорных струй жидкости, водо-воздушной смеси и т.д. [2]. В то же время, теоретические основы функционирования таких устройств не разработаны в достаточной мере.

Для создания устройств [3], обеспечивающих надежное принудительное удаление стружки при фрезеровании ПЗОС, выполнены теоретические исследования процессов накопления и удаления стружки при их обработке. С использованием методологии системного подхода и принятых допущений [4] разработаны 5 математических моделей (ММ), описывающих основные этапы рабочего процесса таких устройств (применительно к фрезерованию Т-образных пазов).

Теоретические исследования

1. ММ1 заполнения стружкой пространства между зубьями фрезы в процессе резания, позволяющая устанавливать степень заполнения этого пространства в процессе обработки. Показано, что заполнение пространства между зубьями происходит в среднем за 0,5...5 оборотов

фрезы (в зависимости от условий обработки).

2. ММ2 перемещения элемента стружки вдоль передней поверхности зуба фрезы под действием инерционных сил и гидродинамической силы принудительного воздействия, позволяющая определять мгновенное значение скорости перемещения элемента стружки в результате инерционного и (или) принудительного воздействия на него в пределах инструмента (фрезы). Из анализа модели следует, что при обработке сталей и чугунов в рекомендованном диапазоне геометрических параметров и режимов [5, 6] в 30...100 % случаев отсутствует возможность самоудаления элементов стружки за счет действующих сил инерции.

3. ММ3 перемещения элемента стружки вдоль паза под действием гидродинамической силы принудительного воздействия [7], позволяющая определять расстояние, на которое перемещается элемент стружки в результате воздействия на него струи рабочей жидкости за пределами фрезы.

4. ММ4 процесса заполнения стружкой пространства пазов [8], позволяющая устанавливать продолжительность заполнения пазов. Выполненный анализ ММ4 позволил установить, что стружка заполняет пространство после обработки 10...30 мм заготовки в зависимости от конкретных условий.

5. В случае несвоевременного удаления элементов стружки они образуют тела волочения значительной длины. Для определения потребного значения силы воздействия на тело волочения для его принудительного перемещения разработана математическая модель ММ5 [9]. Анализ ММ5 позволил установить, что связь между основными параметрами модели (сила и длина) имеет существенно нелинейный характер.

Для оценки уровня адекватности и погрешности созданных математических моделей разработана методика, включающая следующие основные этапы:

- получение экспериментальных данных (по накоплению и перемещению стружки);
- проверка адекватности математических моделей при заданном уровне вероятности;
- аппроксимация полученных экспериментальных данных;
- оценка погрешности моделирования.

Получение экспериментальных данных осуществляется в условиях натурального стенда (рис. 1), основой которого является широкоуниверсальный фрезерный станок. На стол станка устанавливается и закрепляется универсальный тензометрический динамометр. К динамометру крепится приспособление с обрабатываемой заготовкой. Сигналы, формируемые динамометром при фрезеровании Т-образного паза, передаются на регистрирующий комплекс при помощи линий передач.

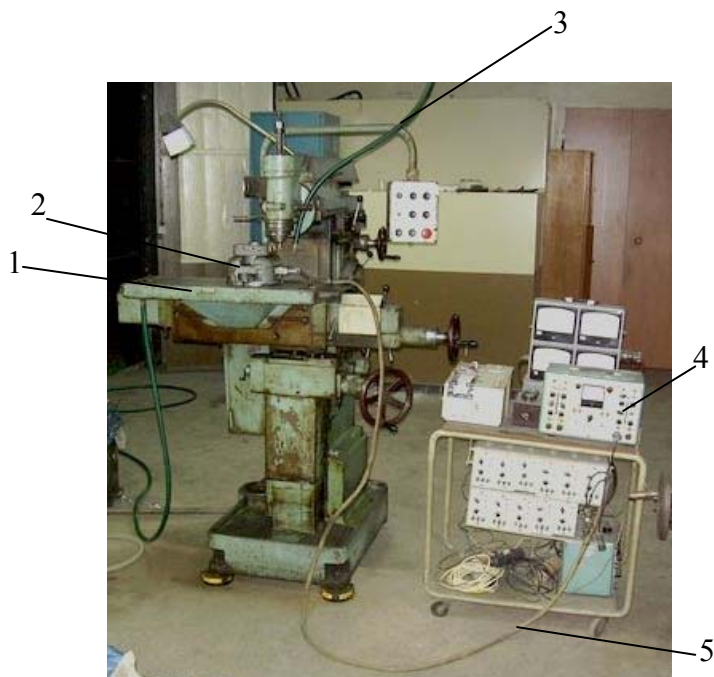


Рисунок 1 – Общий вид стенда для проведения экспериментальных исследований (1 – фрезерный станок 6М76П-1; 2 – динамометр УДМ600; 3 – устройство принудительного удаления стружки; 4 – регистрирующий комплекс; 5 – линии передачи сигналов)

Принятые и реализованные конструкция стенда и приборный комплекс позволяют измерять значения силовых параметров, дифференциально характеризующих процессы накопления и перемещения стружки во всем возможном диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров исследуемых устройств (систем).

На рис. 2 представлена схематизация составляющих силы резания при обработке Т-образной фрезой, из которой следует, что горизонтальные составляющие P_{hi} силы резания на зубьях фрезы, находящиеся по разные стороны от предварительно обработанного прямоугольного паза (поз. 1), направлены противоположно. Поэтому значение результирующего вектора

$\sum_{i=1}^n P_{hi}$ (n – количество зубьев фрезы, находящиеся одновременно в

обработке) определяется их разностью, а измерение величины $\sum_{i=1}^n P_{hi}$ не

позволяет судить об истинных мгновенных значениях составляющих P_{hi} .

Вертикальные же составляющие P_{vi} силы резания на зубьях фрезы, находящиеся по разные стороны от предварительно обработанного прямоугольного паза, направлены одинаково. Поэтому значение

результирующего вектора $\sum_{i=1}^n P_{vi}$ определяется их суммой, а измерение

величини $\sum_{i=1}^n P_{vi}$ позволяет судить об истинных мгновенных значениях составляющих P_{vi} .

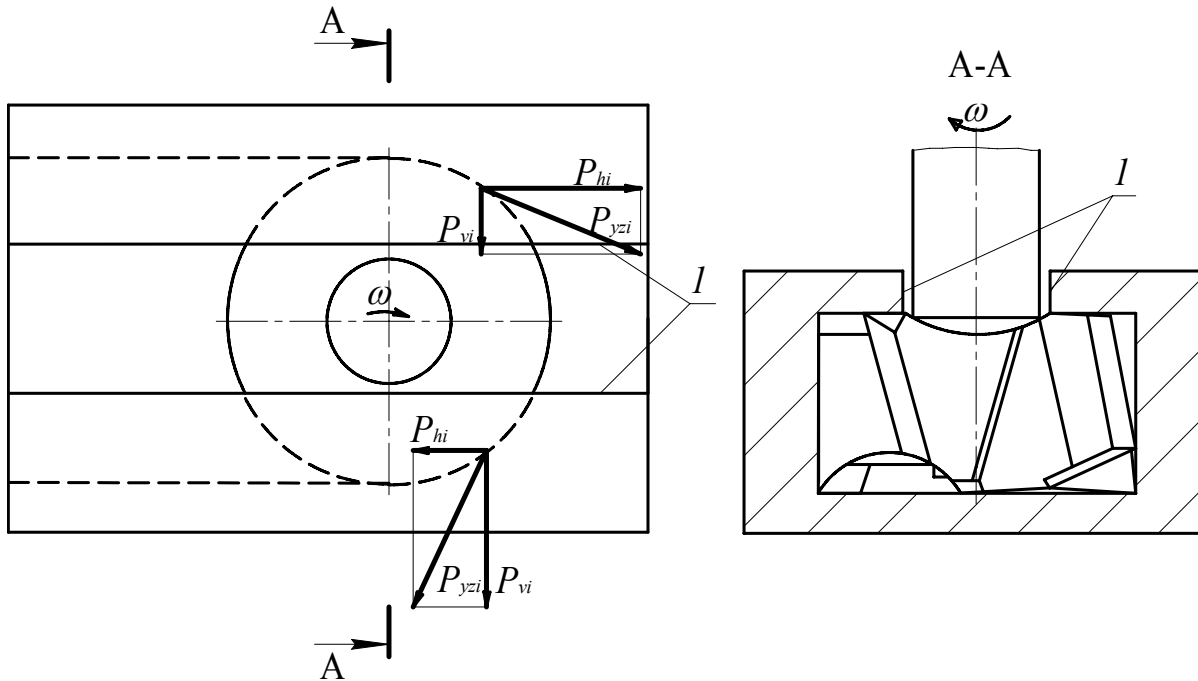


Рисунок 2 – Схема измерения составляющих сил резания

Проверка адекватности математических моделей при заданном уровне вероятности. Чтобы проверить гипотезу об уровне адекватности математической модели опытным данным, достаточно оценить отклонение предсказанной по полученному уравнению величины отклика \hat{y}^i от результатов наблюдений \tilde{y}^i в x^i точках факторного пространства.

Рассеяние результатов наблюдений вблизи полученной теоретической кривой, оценивающей истинную функцию отклика, характеризуется с помощью дисперсии адекватности [10, 11]

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\tilde{y}^i - \hat{y}^i)^2,$$

где N - число точек факторного пространства, в которых проводится эксперимент.

Проверка гипотезы об адекватности состоит в выяснении соотношения между дисперсией адекватности S_{ad}^2 и дисперсией воспроизводимости отклика $S_{вос}^2$

$$S_{вос}^2 = \frac{1}{N(\nu-1)} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{\nu} (\tilde{y}^{ij} - \tilde{y}^i)^2,$$

где ν - число параллельных опытов в каждой из N точек;

\tilde{y}^{ij} - результат наблюдения в отдельном параллельном опыте.

Если дисперсии однородны, то математическое описание адекватно представляет результаты опыта. Если дисперсии неоднородны, то описание считается неадекватным.

Проверка гипотезы об адекватности модели производится с использованием F -критерия Фишера. Модель адекватна, если выполняется условие

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_{вос}^2} \leq F(\alpha, f_{ад}; f_{вос}),$$

где $F(\alpha, f_{ад}, f_{вос})$ - критерий Фишера при заданном уровне значимости α ;

$f_{ад}$ - число степеней свободы $S_{ад}^2$

$$f_{ад} = N - 1;$$

$f_{вос}$ - число степеней свободы $S_{вос}^2$

$$f_{вос} = N(\nu - 1).$$

В табл. 1 в качестве примера приведены данные по оценке уровня адекватности ММ1 (заполнения стружкой пространства между зубьями фрезы в процессе резания) результатам экспериментальных исследований.

Таблица 1 – Исходные данные для установления уровней адекватности ММ1

Материал заготовки	Сталь 45 ГОСТ 1050-74	Серый чугун СЧ18-36 ГОСТ 1412-79
Дисперсия адекватности $S_{ад}^2$	0,235	0,007
Число степеней свободы $f_{ад}$	2	
Дисперсия воспроизводимости $S_{в}^2$	0,358	0,003
Число степеней свободы $f_{в}$	8	
Расчетное значение F - критерия Фишера	1,52	1,66
Табличное значение F - критерия Фишера (при уровне значимости $q=0,05$)	19,37	

Аппроксимация полученных экспериментальных данных осуществляется методом полиномиальной регрессии, реализованном средствами стандартной MathCAD - программы. Суть метода заключается в отыскании единственного полинома произвольного порядка, либо набора полиномов второго порядка, которые наилучшим образом приближают окрестности выборочных точек, определенные в соответствующих векторах.

На рис. 3 в качестве примера приведены аппроксимирующие кривые теоретически (ММ1) и экспериментально полученных данных зависимости количества оборотов фрезы N до заполнения пространства между зубьями как функция подачи на зуб S_z . Аппроксимирующая кривая представлена набором полиномов второго порядка.

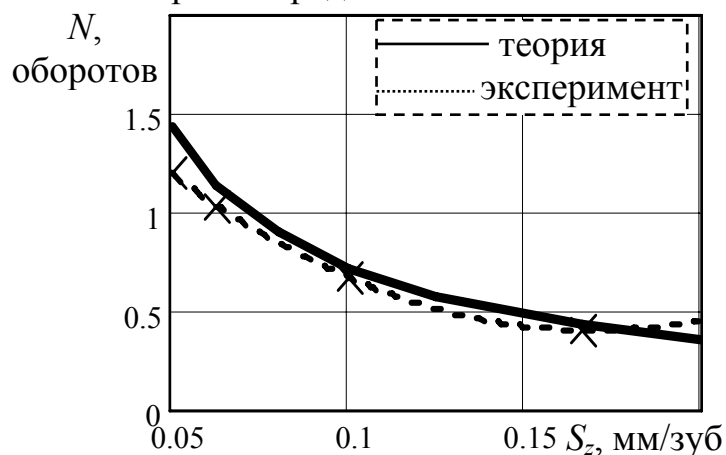


Рисунок 3 – Графики зависимости количества оборотов фрезы N до заполнения пространства между зубьями как функция подачи на зуб S_z (обрабатываемый материал – СЧ18-36, паз 12, диаметр фрезы $d_\phi = 21$ мм)

Оценка погрешности моделирования осуществляется путем вычисления абсолютной и относительной погрешностей рассогласования теоретической кривой и кривой, аппроксимирующей экспериментально полученные данные (рис. 3). В табл. 2 приведены исходные данные для оценки уровня адекватности и погрешности модели в рассматриваемом случае.

Таблица 2 – Исходные данные для оценки погрешности ММ1 (материал заготовки чугун СЧ18-36)

Оцениваемые величины	Подача на зуб, мм			
	0,050	0,063	0,100	0,166
Экспериментально зафиксированные значения N , оборотов	1,19	1,03	0,66	0,40
Расчетные значения N , оборотов	1,43	1,14	0,71	0,43
Абсолютная погрешность $\Delta_{\text{абс}}$	0,24	0,11	0,05	0,03
Относительная погрешность $\delta_{\text{отн}}$, %	20	10,7	7,6	7,5

$$\Delta_{\text{абс. ср}} = 0,11 \text{ оборота}$$

$$\delta_{\text{отн. ср}} = 11,45\%$$

Выводы

1. Разработана методика оценки адекватности и погрешности математических моделей при исследованиях устройств удаления стружки, включающая следующие основные этапы:

- получение экспериментальных данных накопления и перемещения стружки в пространстве между зубьями фрезы и паза;
- проверка адекватности математических моделей при заданном уровне вероятности;
- аппроксимация полученных экспериментальных данных;
- оценка погрешности моделирования.

2. Разработанная методика может быть использована при исследованиях широкого круга устройств, аналогичных рассмотренным.

Литература

- 1 Родин П. Р. Металлорежущие инструменты: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд.- во, 1986. – 455 с.
- 2 Нечепаяев В.Г., Гнисько А.Н. Предпосылки создания технологических систем с комплексным использованием СОТС// ИНЖЕНЕР: студенческий научно-технический журнал / Донецк: ДонГТУ, 2000. - № 1. С. 74-77.
- 3 Пат. 68794 А України, 7 В23Q11/02, В23Q11/10. Різальний інструмент: В.Г. Нечепаяев, Т.Г. Івченко, О.М. Гнисько (Україна).- № 2003109627; Заявл. 27.10.2003; Опубл. 16.08.2004, Бюл. №8. – 3 с.
- 4 Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Математична модель переміщення стружки різальним інструментом при фрезеруванні закритих профільних пазів. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 92. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С. 72-82.
- 5 ГОСТ 7063 – 72 (СТ СЭВ 115 – 79, СТ СЭВ 4632 – 84) Фрезы для обработки Т-образных пазов. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1985.
- 6 ГОСТ 10673 – 75 Фрезы с напаянными твердосплавными пластинами для обработки Т-образных пазов. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1985.
- 7 Нечепаяев В., Гнисько А. Математическая модель эвакуации стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов // Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare. Vol. 4. Chisinau, Universitatea tehnica a Moldovei, 2005, p. 197 - 182.
- 8 Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Исследование процесса заполнения закрытых профильных пазов стружкой при их фрезеровании // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2005. Вып. 29. - С. 229-238.
- 9 Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Разработка математической модели удаления стружки напорными струями СОТС при фрезеровании Т-образных пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 21. - С.146-150.
- 10 Хартман К., Лецкий Э., Шефер В. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. - М., Мир, 1977, - 552 С.
- 11 Статистические методы в инженерных исследованиях (лабораторный практикум): Учеб. пособие / Бородюк В.П., Воцинин А.П., Иванов А.З. и др.; Под ред. Г.К. Круга. – М.: Высш. школа. 1983.-216 С.

УДК 621.785.375

Колот О.В., Колот В.О.

ЗАТ “МІНТЕК”, м. Краматорськ, Україна

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА ОСНОВІ ЇХ ФІЗИЧНОЇ СУТНОСТІ

The new approach in mathematical modelling of residual stress is proposed on the basis of their electromagnetic nature.

Проблема технологічного забезпечення якості металевих виробів особливо актуальна на сучасному етапі розвитку виробництва машин і механізмів в умовах ринкової конкуренції.

Надійність і ефективність їх функціонування в значній мірі визначається стабільністю форми і точністю геометричних параметрів відповідальних деталей.

Здебільше, відповідальні деталі відносяться до класу високоточних або прецизійних, відзначаються складною конфігурацією, тонкостінністю і нерівномірною твердістю.

Основною перешкодою на шляху підвищення якості і продуктивності виготовлення таких деталей є деформації, що виникають під впливом залишкових напружень при різних видах технологічного впливу, як правило, при термічній обробці, обробці зняттям припусків і поверхневим пластичним деформуванням. При цьому отримані відхилення від необхідних геометричних форм і розмірів носять стійкий спадкоємний характер.

Явище технологічної спадкоємності спостерігається в будь-якому технологічному процесі, однак його прояв особливо інтенсивний [1, 2] при виготовленні й експлуатації нежорстких високоточних деталей.

Для підвищення якості таких деталей застосовують технологічні операції і прийоми, що служать свого роду "бар'єрами" на шляху втрати точності. Останнім бар'єром у технологічній системі обробки виступають доводочні операції. Проміжні бар'єри створюють в технологічному ланцюзі, вирішуючи при цьому суперечливу задачу: при мінімальних виробничих витратах – забезпечити максимальний результат якості.

Складність і багатогранність цієї проблеми, її недостатня теоретична і експериментальна вивченість роблять доцільним пошук таких шляхів її рішення, що дозволили б на основі вивчення природи залишкових напружень і механізмів явищ, що спостерігаються при обробці, поширити технологічні можливості існуючих методів обробки металевих виробів і довести її до інженерно керованої.

Як прийнято вважати, залишкові напруження – це напруження, що врівноважуються усередині тіла у випадку, коли будь-який зовнішній вплив відсутній. З точки зору механіки суцільного середовища причиною напружень (у т.ч. залишкових) є дія сил. Внутрішні сили, які виникають в механічних системах матеріальних точок (часток), викликають внутрішні напруження.

Отже, основною умовою існування залишкових напружень є наявність взаємодії внутрішніх сил, що неоднозначно можуть проявляти себе при порушенні їх рівноваги.

Діючі сили можуть викликати квазістаціонарний, нестаціонарний і стаціонарний напружені стани.

Квазістаціонарний напружений стан характеризується частковим збереженням неоднорідно протікаючих лінійних або об'ємних змін після усунення зовнішніх причин. Такому стану відповідає явище релаксації.

Нестаціонарний – викликається як внутрішніми так і зовнішніми тимчасовими напруженнями. Характерним для нього є оборотні лінійні й об'ємні зміни в суміжних ділянках матеріальних часток. Прикладом їх можуть служити температурні, механічні, гравітаційні та інші напруження. Ці напруження зникають після виключення причин які їх викликали.

Стаціонарний напружений стан визначається рівноважним станом внутрішніх сил, при якому будь-які зовнішні сили не викликають їх зміну.

Дотримуючись закону мінімуму енергії деформації нестаціонарний напружений стан через квазістаціонарний переходить у стаціонарний, що цілком відповідає третьому закону динаміки:

$$\sum \bar{F}_k^i = \int_T \sigma_0 dV = 0,$$

$$\sum \bar{m}_x (\bar{F}_k^i) = \int_T \sigma_0 x dV = 0,$$

де $\bar{F}_k^i, \bar{m}_x (\bar{F}_k^i)$ – головний вектор і головний момент внутрішніх сил відповідно.

Залишкові напруження бувають такими, що розтягують і стискають. Це пояснюється різновидом взаємодії силових полів суміжних елементарних об'ємів.

Як відомо потенціал силового поля напруження околиці обсягу dV , є рішенням рівняння Лапласа, що описує стаціонарне поле залишкових напружень

$$\nabla^2 \sigma = 0,$$

$$\frac{d^2 \sigma}{dx^2} + \frac{d^2 \sigma}{dy^2} + \frac{d^2 \sigma}{dz^2} = 0. \quad (1)$$

Потенціал представимо у виді:

$$\frac{1}{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{ноб}^2 - 2\sigma_o \cdot \sigma_{ноб} \cos\theta}}, \quad (2)$$

при $t = \frac{\sigma_o}{\sigma_{ноб}} < 1, \frac{z}{d} = \cos\theta = x (-1 \leq x \leq 1)$.

Рішення цього рівняння при розкладанні в ряд по ступенях t виражається через поліноми Лежандра

$$\frac{1}{\sigma} = \frac{1}{\sigma_{ноб}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} P_n(x) t^n. \quad (3)$$

Після перетворень з використанням формули Коші і виразивши значення функції в будь-якій точці z всередині області через її значення на контурі і похідну одержимо:

$$\frac{d^n}{dx^n} \int_{C_1} \frac{(z^2 - 1)^n}{z - x} dz = n! \int_{C_1} \frac{(z^2 - 1)^n}{(z - x)^{n+1}} dz, \quad (4)$$

Розподіл залишкових напружень у розрізі площини деталі будь-якої форми при стаціонарному режимі може бути представлений у виді:

$$\sigma_n\left(\frac{z}{b}\right) = \frac{\sigma_{ноб}}{2^n n!} \cdot \frac{d^n}{d\left(\frac{z}{b}\right)} \cdot \left[\left(\frac{z^2}{b^2} - 1\right)^n \right]. \quad (5)$$

Співвідношення (5) має n -у кількість рішень при $-b \leq z \leq b$ і може служити визначенням функції ймовірного розподілу залишкових напружень у залежності від напружень на поверхні суцільного твердого тіла. Воно характеризує зміну залишкових напружень по перетину деталі в площині розрізу, у залежності від напружень у поверхні.

Значення функції розподілу залишкових напружень, що виникають при регулярному режимі теплообміну, відповідає рішенням (5) у вигляді поліному Лежандра другого ступеня і погоджується з даними [3] про параболічну форму епюри залишкових напружень (див. рис. 1, 2).

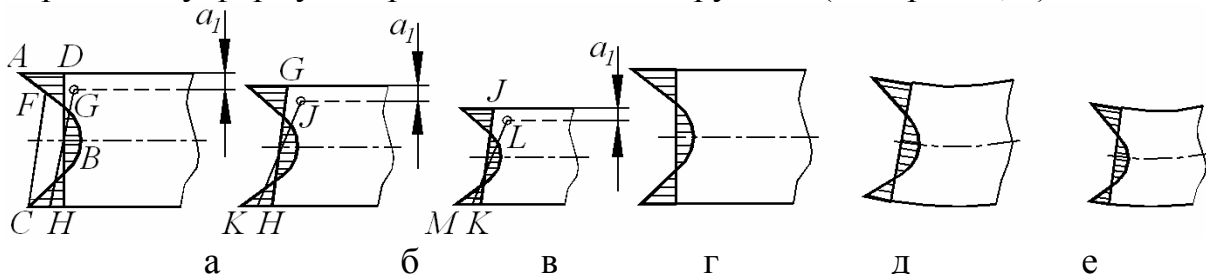


Рисунок 1 – Характер жолоблення заготовок при видаленні припуску [3]

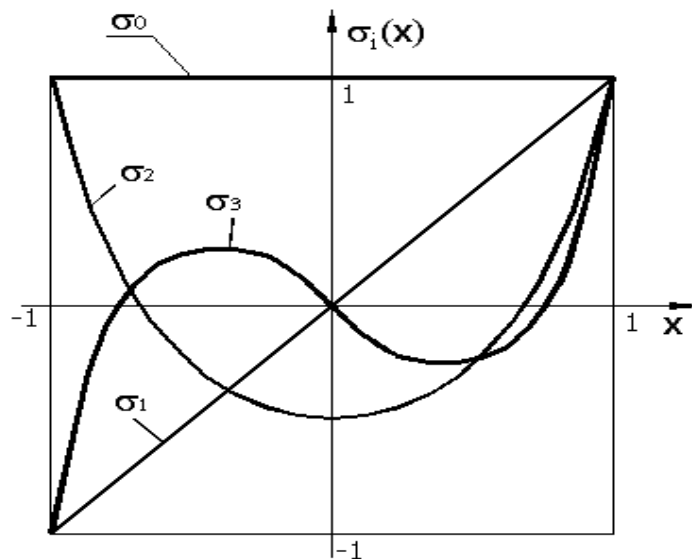


Рис. 2. Графіки розподілу залишкових напружень відносно поліномів Лежандра 0, 1, 2, 3 ступенів

Рішення залежності (5) з поліномом Лежандра першого ступеня дає лінійний характер епюри залишкових напружень, що відповідає стаціонарному станові. Інші рішення дають можливість зробити оцінку квазістаціонарному і нестаціонарному станам.

Такий підхід з урахуванням викладених теоретичних аспектів, дозволяє моделювати характер залишкових напружень у деталях і запропонувати їх наступне узагальнене формулювання з погляду фізичної сутності: залишкові напруження – це напруження, що обумовлені нестійкою рівновагою електромагнітних внутрішніх сил взаємодії в матеріалах [4].

Отже, такі параметри, як величина залишкових напружень, характер їх розподілу по перетину заготовок, знак напружень (стиснення, розтягнення), ступінь стабільності, можна змінити, якщо знайти засіб впливати на електромагнітні сили. Такі засоби добре відомі і широко використовуються у виробництві. Вони засновані на дії температурних і силових полів і ставлять своєю метою забезпечення стійкої їх рівноваги.

Ступінь стійкості рівноважного стану (стабільності) залишкових напружень виявляється неоднозначним ступенем жолоблення однакових деталей. Важливим фактором при цьому є рівномірність зміни залишкових напружень у всьому об'ємі деталі. Через різний запас стійкості внутрішніх сил, що діють у різних обсягах деталі, відбувається за певних умов нерівномірна пластична деформація, а отже, і жолоблення. Для металевих виробів це можуть бути умови, створювані температурними або механічним (силовим) градієнтами, а також їх сполученням.

Таким чином, основна причина жолоблення – нерівномірна пластична деформація, викликана неоднаковим ступенем стійкості урівноважених електромагнітних сил у деталі при впливі зовнішніх джерел енергії.

На підставі вищевикладеного випливає, що залишкові напруження будуть мати абсолютно стійку рівновагу за умови, коли в процесі формування твердої металевої фази швидкість охолодження заготовки (вилівки) буде нескінченно великою (ефект миттєвого охолодження). У цьому випадку будь-який елементарний обсяг металу сформується (формується) за принципом мінімуму енергії деформації, утворивши при цьому стійку рівноважну систему внутрішніх сил, тобто буде мати місце стаціонарний напружений стан.

Але оскільки в реальних умовах цього досягти неможливо залишкові напруження, як результат нестійкої рівноваги внутрішніх сил у металевій основі, будуть незмінними супутниками будь-якого технологічного процесу (явище технологічної спадкоємності), а отже, і причиною виникнення залишкових деформацій. У загальному випадку $\sigma_T > n \cdot \sigma_0$ (де σ_T – границя текучості металу, σ_0 – залишкові напруження, n – коефіцієнт запасу стабільності – $n > 1$).

Залишкові напруження, сформовані в початковій стадії одержання заготовки і, як наслідок їх, залишкові деформації при видаленні припусків, будемо називати початковими. Наступні етапи впливу на залишковий напружений стан заготовки, які зв'язані зі зміною структури і властивостей металу (кування, штампування, прокат, відпалювання, загартування, обробка різанням, поверхневе пластичне деформування та ін.), приводять до повної або часткової видозміни початкових залишкових напружень, внаслідок їх перерозподілу, або створенню нових.

Література

- 1 Ящерицын П.И., Белкин М.Я., Колот В.А., Колот Л.П. Повышение качества нежестких деталей на финишных операциях. // Изд. "Машиностроение", журнал "Вестник машиностроения" №9, 1990, с.60-62.
- 2 Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченков В.И. Технологическая наследственность в машиностроении. – Минск: Наука и техника, 1977. -256с.
- 3 Константинов Л.С. Механизм искривления отливок при их механической обработке. – Известия вузов. Машиностроение, 1964, № 1, с. 204-209.
- 4 Колот О.В. Підвищення надійності технології вібростабілізуючої обробки на основі оптимізації її режимів. Автореф., канд. тех. наук, Київ, 1997. -16с.

УДК 621.9

Ткаченко Н.А.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТКАЗОВ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ИНСТРУМЕНТА

In article modelling refusals of Carbide Cutting Tools used on turning operations with application of systems of mass service is considered. Probabilistic dependences of non-failure operation of the tool are received.

Одним из путей повышения эффективности механообработки является снижение простоев металлорежущего оборудования путем своевременного устранения отказов инструмента, прогнозирование которых возможно путем их моделирования.

Моделирование процесса эксплуатации режущего инструмента до появления какого-либо вида отказа предлагается осуществлять работой многоканальных систем массового обслуживания с очередью на обслуживание [1, 2] при следующих допущениях:

- в данной системе требованием на обслуживание является инструмент, используемый на операциях токарной обработки;
- под обслуживанием понимается выход инструмента из строя в процессе обработки партии деталей вследствие возникновения преимущественного вида отказа;
- время между поступлениями требований на обслуживание равно среднему времени нагружения инструмента при обработке партии заготовок;
- под каналами обслуживания понимаются наиболее критичные к отказам элементы инструмента;
- среднее время обслуживания в каналах одинаково и равно среднему времени эксплуатации инструмента до возникновения определённого вида отказа (принимается равным среднему числу заготовок в партии N_{0i} , обработка которых возможна до возникновения этого отказа).

Если время нагружения инструмента при обработке партии заготовок оказывается меньше, чем время, за которое возникает рассматриваемый отказ, то инструмент получает "отказ в обслуживании" и поступает в "очередь на обслуживание". Время первого, второго, третьего и т.д. "ожидания в очереди на обслуживание" это время нагружения инструмента

при обработке первой, второй, третьей и т.д. партии заготовок. При нагружении инструмента в ходе обработке второй, третьей и т.д. партии заготовок вероятность возникновения отказов повышается. Нагружение инструмента и выход его из строя вследствие возникновения отказов образуют во времени пуассоновские потоки случайных событий, обладающие свойствами ординарности стационарности и отсутствия последействия. Система может находиться в следующих состояниях: "0" – система "готова к обслуживанию" требования или содержит "обслуженное требование", что соответствует выходу инструмента из строя; "1" – в системе происходит обслуживание требования во всех каналах при обработке первой партии заготовок; "2" – в системе происходит обслуживание требования во всех каналах при обработке первой партии заготовок и повторное обслуживание того инструмента, который получил "отказ в обслуживании" при обработке первой партии заготовок; "k" – в системе происходит обслуживание инструмента во всех каналах при обработке первой партии заготовок и повторное обслуживание инструмента после первого, второго, третьего, ... "k" отказов в обслуживании.

Параметры данной системы определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \theta_{0.1.i} &= \theta_{1.2.i} = \theta_{2.3.i} = \dots \theta_{k-1.k.i} = \frac{1}{N_\partial}, \\ \theta_{1.0.i} &= \theta_{2.1.i} = \theta_{3.2.i} = \dots \theta_{k.k-1.i} = \frac{l_i}{N_{0.i}}, \\ v_{2.1.i} &= \frac{l_i^2 N_\partial}{N_{0.i}^2}, v_{3.2.i} = 2 \frac{l_i^2 N_\partial}{N_{0.i}^2}, \dots, v_{k.k-1.i} = (k-1) \frac{l_i^2 N_\partial}{N_{0.i}^2}. \end{aligned} \quad (1)$$

Функционирование данной системы в стационарном режиме описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} -\theta_{0.1.i} P_{0.i} + \theta_{0.1.i} P_{1.i} = 0 \\ -(\theta_{1.0.i} + \theta_{1.2.i}) P_{1.i} + \theta_{0.1.i} P_{0.i} + (\theta_{2.1.i} + v_{2.1.i}) P_2 = 0 \\ \dots\dots\dots \\ P_0 + P_1 + P_2 + \dots + P_k + \dots = 1 \end{cases} \quad (2)$$

Вероятность отсутствия при эксплуатации инструмента i -го вида преимущественного отказа оценивается выражением [1, 2]:

$$P_{n,i} = 1 - \frac{1}{1 + \beta_i \left(1 + \frac{\beta_i^2}{1 + \beta_i} + \frac{\beta_i^4}{(1 + \beta_i)(2 + \beta_i)} + \frac{\beta_i^6}{(1 + \beta_i)(2 + \beta_i)(3 + \beta_i)} + \dots \right)}$$

$$\beta_i = \frac{N_{0,i}}{l_i N_\delta}, \quad (3)$$

где $N_{0,i}$ – среднее число заготовок, обработка которых возможна до возникновения i -го отказа в инструменте; l_i – число элементов инструмента наиболее критичных к возникновению i -го отказа; N_δ – число заготовок в партии.

Интегральная оценка вероятности безотказной работы режущего инструмента

Для комплексной оценки надежности функционирования инструмента на технологических операциях с учетом отсутствия возникновения отказов предлагается использовать многоканальную систему массового обслуживания с двумя состояниями, каждый канал которой представляет собой одноканальную систему-аналог, полученную в результате свертки многоканальной системы, моделирующей образование определенного вида отказа. Требованием на обслуживание в данной системе является инструмент, используемый на операции токарной обработки. Под обслуживанием требования понимается выход из строя инструмента из-за возникновения одного или нескольких преимущественных видов отказов. Возможны следующие состояния системы: "1" – состояние "обслуживания требования", что соответствует нагружению инструмента при обработке партии заготовок N_δ . "0" – система "готова к обслуживанию" или содержит "обслуженное требование", что означает выход инструмента из строя в результате возникновения какого-либо из отказов.

Параметры данной системы определяются выражениями:

$$\theta_{0,1} = \frac{1}{N_\delta}, \quad \vartheta_{1,0,i} = \theta_{0,1} \frac{1 - P_{n,i}}{P_{n,i}}, \quad (4)$$

где $P_{n,i}$ – вероятность отсутствия i -ого преимущественного вида отказа, определяемая выражением (3).

Вероятность безотказной работы инструмента принимается равной вероятности нахождения системы в состоянии "1". Функционирование данной системы в нестационарном режиме описывается системой дифференциальных уравнений Колмогорова:

$$\begin{cases} \frac{dP_0}{dt} = -\theta_{0,1}P_0(t) + (\mathcal{G}_{1,0,1} + \mathcal{G}_{1,0,2} + \dots + \mathcal{G}_{1,0,i})P_1(t) \\ \frac{dP_1}{dt} = +\theta_{0,1}P_0(t) - (\mathcal{G}_{1,0,1} + \mathcal{G}_{1,0,2} + \dots + \mathcal{G}_{1,0,i})P_1(t) \\ P_0(t) + P_1(t) = 1 \\ P_0(0) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Решение данной системы дает следующую оценку искомой вероятности:

$$P_1 = \frac{1}{A_m} (1 + (A_m - 1) \exp(-A_m)), \quad A_m = \sum_{i=1}^{L_m} \frac{1}{P_{n,i}} - (L_m - 1) \quad (6)$$

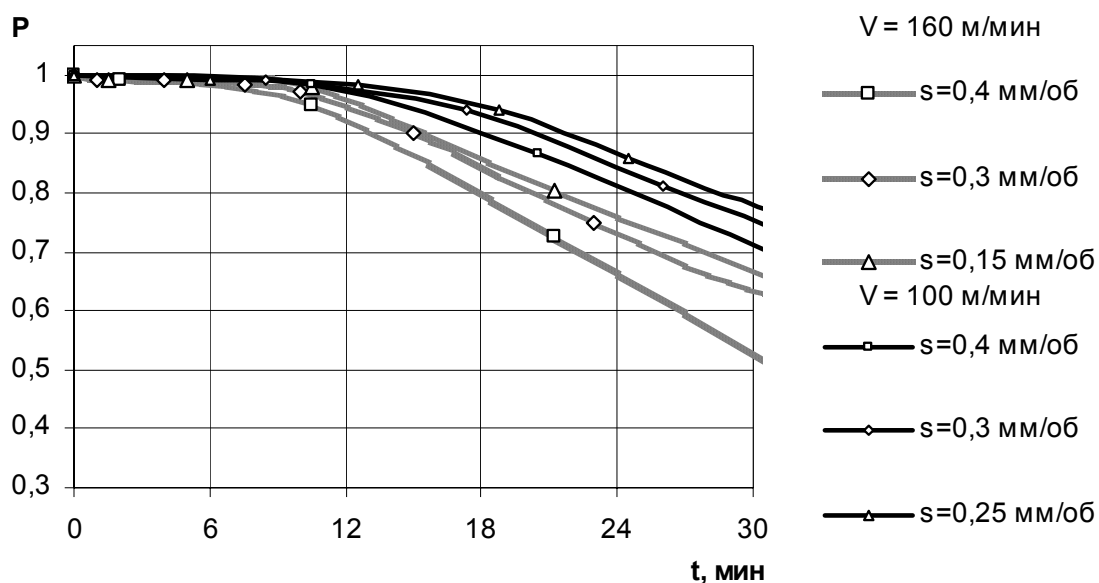
где L_m – количество преимущественных видов отказов, возникновение которых возможно при эксплуатации инструмента на технологической операции; $P_{n,i}$ – вероятность отсутствия i -го преимущественного вида отказа оцениваемая выражением (3).

На рисунке 1 приведены зависимости вероятности безотказной работы режущего инструмента от времени его эксплуатации для различных сочетаний инструментального и обрабатываемого материалов.

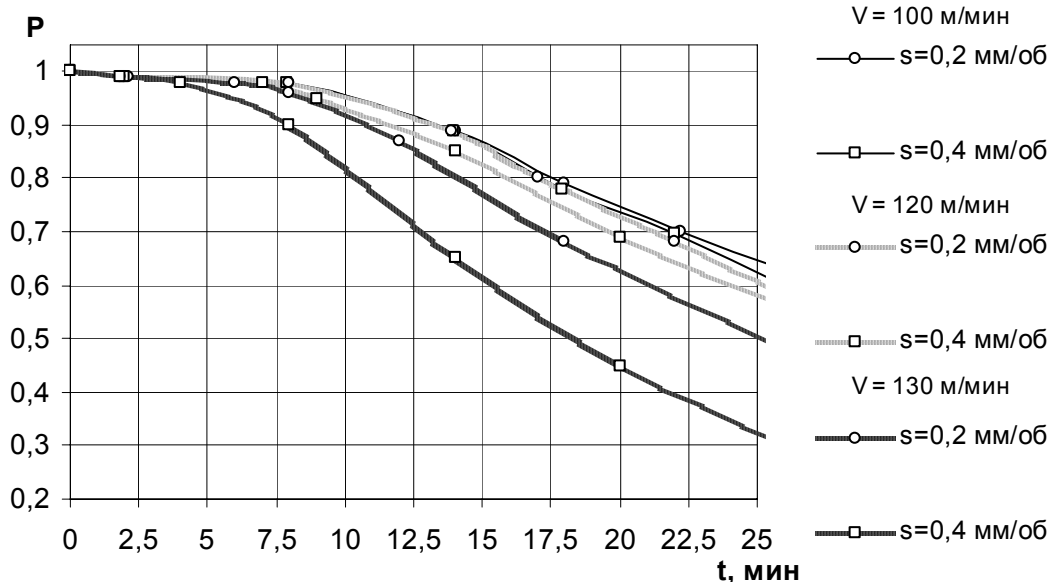
Оценка вероятности безотказной работы режущего инструмента осуществлялась при средних значениях величин $N_{0,i}$, входящих в зависимость для определения P_1 (6). В качестве оценки влияния колебаний этих параметров на расчетные значения вероятности безотказной работы используются коэффициенты вариации: $V_{P_1} = \frac{\sigma_{P_1}}{P_1}$, где σ_{P_1} – среднеквадратическое отклонение величины P_1 , определяемое по формуле:

$\sigma_{P_1} = \sqrt{\sum_{i=1}^l \left(\frac{\partial P_1}{\partial N_{0,i}} \right)^2 \cdot \sigma_{N_{0,i}}^2}$, где $\sigma_{N_{0,i}}$ – среднеквадратические отклонения величин $N_{0,i}$.

Возможность применения систем массового обслуживания для прогнозирования надежности инструмента основана на предположении о том, что инструмент в процессе обработки находится под воздействием пуассоновских потоков случайных событий, т.е. случайные величины, оказывающие наиболее существенное влияние на возникновение отказов, подчиняются пуассоновскому закону распределения случайных величин.



a



б

a – Т15К6-сталь 40; *б* – Т14К8-сталь 40ХНМА.

Рисунок 1 – Вероятность безотказной работы инструмента

При рассмотрении соответствия данных измерений линейных размеров, диаметров, отклонений формы и твердости заготовок распределению Пуассона обмерялось по 10 заготовок каждого типоразмера и оценивалась вероятность того, что количество отклонений параметров от номинальных значений, приходящихся на одну заготовку, подчинено закону Пуассона. В результате определено количество отклонений параметров на одну заготовку " k_i ", значения количества поволоков имеющих количество отклонений " k_i ", приведена теоретическая, по закону Пуассона,

вероятность P_{T_i} того, что количество отклонений на одну заготовку равно " k_i ", определяемая следующей зависимостью:

$$P_{T_i} = \frac{\lambda^{k_i}}{k!} \exp(-\lambda),$$

где λ – несмещенная оценка интенсивности потока случайных событий, состоящая в появлении определенного количества отклонений на одну заготовку:

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^N m_i k_i}{\sum_{i=1}^N m_i},$$

теоретическая частота m_{T_i} определенного количества отклонений на одну заготовку " k_i ", которая соответствовала бы распределению этого количества по закону Пуассона:

$$m_{T_i} = P_{T_i} \sum_{i=1}^N m_i, \quad (11)$$

мера расхождения между практическим и теоретическим распределением количества отклонений " k_i " на одну заготовку:

$$\frac{(m_i - m_{T_i})^2}{m_{T_i}}. \quad (12)$$

суммарная мера расхождения между практическим и теоретическим распределением количества отклонений " k_i " по критерию Пирсона. Устанавливаемая по таблицам $P(\chi^2)$ – вероятность того, что случайная величина (количество отклонений на одну заготовку) подчиняется закону распределения Пуассона. Значения величины $P(\chi^2) = 0,79 \dots 0,99$ позволяют сделать вывод об удовлетворительном соответствии этих данных закону Пуассона.

Литература

- 1 Вентцель Е.С. Теория вероятностей: Учебник. М.: Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 4-е изд., 1969. – 576 с.
- 2 Кениг Д., Штоян Д. Методы теории массового обслуживания: Пер. с нем./ под ред. Климова Г.П. – М.ж Радио и связь, 1981. – 128 с.
- 3 Степанский Л.Г. Прогнозирование надежности деформирующего инструмента. – М.: МГТУ "Станкин", 1995. – 99 с.

УДК 004.032.26

Ковалевский С.В., Гитис В.Б., Поставная Е.Ю.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

**МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ ТЕХНИКО-
ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОДУКЦИИ
ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

This article considers the model for research of technical economic indexes of industrial system functioning and relations between them.

Постановка проблемы

В настоящее время перед промышленными предприятиями Украины стоит ряд задач, нуждающихся в эффективном решении. Одной из них является задача обеспечения рационального управления производством. Конечная цель управления состоит в возможности прогнозирования ситуации в будущем. Все больше возрастает необходимость в системах, которые способны не только выполнять однажды запрограммированную последовательность действий над заранее определенными данными, но и способны сами анализировать вновь поступающую информацию, находить в ней закономерности, проводить прогнозирование и т.д. В этой области приложений хорошо зарекомендовали себя нейронные сети – самообучающиеся системы, имитирующие деятельность человеческого мозга [1, 2].

Процесс производства продукции представляет сложную динамическую систему, стремящуюся к гомеостатическому равновесию. Применительно к структурам управления принцип гомеостата может быть сформулирован как свойство структуры, позволяющее реализовывать основные цели функционирования производственной системы в условиях внутренних противоречий и внешних воздействий. Актуальной проблемой для современных промышленных предприятий является определение в кратчайшие сроки трудоемкости и себестоимости изготовления изделия, а также необходимых для производства материальных ресурсов на этапе формирования пакета заказов.

Анализ последних исследований и публикаций

Гомеостат - свойство любых систем поддерживать динамическое постоянство наиболее важных их параметров в различных условиях. Это новое направление в развитии современных взглядов на управление, названо гомеостатикой. Начало формированию научно-теоретического описания гомеостата, положила концепция кибернетики Н. Винера. Он формально описал механизм возникновения и поддержания гомеостата как

контур отрицательной обратной связи с задающим сигналом. Будучи весьма упрощенной, оставившей без внимания значительную часть уже накопленного эмпирического материала и его обобщений, эта трактовка открыла возможность использования такого инструмента познания как математика, что обусловило бурное развитие основ современной теории управления. В итоге это, в числе прочего, привело и к формированию основ теоретического аппарата описания гомеостата как формы структурно-функциональной организации [3]. Далее это направление развил Ю. Горский, положив этот принцип в основу построения организационно-штатной структуры фирмы [4].

В настоящее время возрастает интерес к гомеостатическим моделям в различных отраслях деятельности. Это связано с возможностью создания адекватных моделей сложных систем с учетом процессов обеспечения устойчивости, а также их универсальностью и применимостью для решения различных задач. В общем виде модель гомеостатического равновесия описывается системой уравнений (1), имеющий следующий вид:

$$\begin{cases} X1 = F(X2, X3) \\ X2 = F(X1, X3) \\ X3 = F(X1, X2) \end{cases} \quad (1)$$

где $X1, X2, X3$ - параметры системы.

Из выражения (1) можно сделать вывод о том, что каждая из переменных X_i может стать как «выходом», так и входом системы: все зависит от постановки задачи исследования, а значит от моделирования. Для каждой конкретной поставленной задачи определяется набор входов и выходов модели, отдельные переменные представляются в виде констант в случае их несущественности.

Цель работы

Создание модели для исследования технико-экономических показателей функционирования производственной системы и взаимосвязей этих показателей.

Результаты исследований

Построение математической модели оптимального сочетания технико-экономических показателей продукции основывается на системном подходе к моделированию объекта исследования:

1 Процесс производства продукции представляет собой гомеостатическую систему, в которой выходы одних элементов являются входами других;

2 Равновесие производственной системы должно быть сохранено при условии ее функционирования;

3 Изменяя параметры такой системы можно достичь состояния гомеостатического равновесия, что означает моделирование различных качественных состояний системы.

Из выражения (1) вытекает, что существующий математический аппарат моделирования систем с одним выходом и $k-1$ входами (k - общее число учитываемых показателей) приводит к однородности систем и вырождению решения, а также невозможности построения такой модели традиционными методами.

Преодоление этой проблемы возможно с использованием нейросетевых технологий. Обладая свойствами обучаться на некотором множестве примеров и стабильно прогнозировать новые ситуации с высокой степенью точности, причем в условиях сильных внешних помех, например, появления противоречивых или неполных значений, нейронные сети удовлетворяют представленным требованиям. По сравнению с традиционными методами математической статистики, нейросетевые технологии обеспечивают высокое качество решений при меньших затратах времени.

Для апробации предложенного подхода выбрана группа прокатных гладких валков для прокатных станов. Используя свойство нейросетей прогнозировать новые ситуации, необходимо определить в отдельности значения каждого из трех описанных в (1) показателей системы. Пусть X_1 – себестоимость продукции, X_2 – трудоемкость изготовления продукции, X_3 – материалоемкость продукции. Техничко-экономические показатели изделия определяются согласно анализу конструкторско-технологической и экономической документации следующим образом: материалоемкость - характеристиками материала (Z_k), из которого изделие изготовлено, себестоимость - экономическими факторами (Y_j), влияющими на нее, и трудоемкость – характеристиками изделия (X_i). При определении материалоемкости и себестоимости учитываются также характеристики детали. В результате анализа были выявлены факторы, оказывающие влияние на каждый из трех технико-экономических показателей продукции

Для трудоемкости:

$$T = f_1(d_1, d_2, D, l_1, l_2, l_3, L, m, HB, Ra, R_{asp1}, R_{asp2}, IT, IT_{cp}, k), \quad (2)$$

где f_1 – функция соответствия для расчета трудоемкости; d_1 – диаметр концевой части валка; d_2 – диаметр шейки валка; D – диаметр бочки (рабочей части валка); l_1 – длина концевой части валка; l_2 – длина шейки валка; l_3 – длина рабочей части валка; L – общая длина изделия; M – масса изделия; HB – твердость поверхности валка по Бринеллю; Ra – шероховатость поверхности бочки валка; R_{asp1} – средняя шероховатость поверхности концевой части валка; R_{asp2} – средняя шероховатость поверхности шейки валка; IT – точность диаметрального размера рабочей части валка; IT_{cp} – средняя точность диаметрального размера шейки валка; k – вид концевой части валка (трефы, цилиндрические, лопасти).

Для себестоимости продукции:

$$C = f_2(d_1, d_2, D, l_1, l_2, l_3, L, m, P, raz), \quad (3)$$

где f_1 – функция соответствия для расчета себестоимости; P – цена за 1т металла; raz – разряд работ.

Для материалоемкости:

$$M = f_3(d_1, d_2, D, l_1, l_2, l_3, L, m, HB, Ra, R_{asp1}, R_{asp2}, IT, IT_{cp}, k, \sigma_n, \sigma_m, \delta_y), \quad (4)$$

где f_1 – функция соответствия для расчета материалоемкости; σ_n – предел прочности материала валка; σ_m – предел текучести материала валка; δ_y – относительное удлинение материала валка.

Многофакторность, наличие скрытых зависимостей между факторами и их комплексное влияние на результирующий показатель, зашумленность данных, возникающая вследствие различной структуры технологических процессов, отличия в материале изделия, сложности выполняемых работ, их разрядности и т. д. определяют невозможность адекватного представления отображения исходного пространства признаков в вектора технико-экономических показателей. Вследствие вышеперечисленных сложностей для получения достоверных прогнозов технико-экономических показателей необходимо построить модель, способную интегрировать и обобщать теоретические знания и опыт определения значений трудоемкости, себестоимости и материалоемкости продукции.

Для определения значений технико-экономических показателей продукции предлагается использовать три многослойных нейронных сети следующего вида:

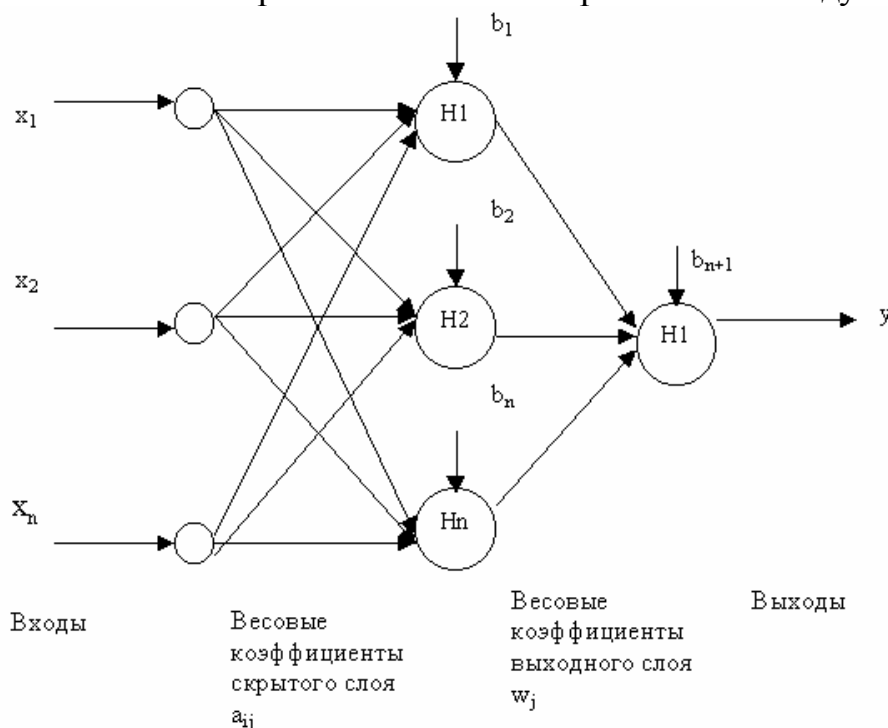


Рисунок 1 – Архитектура нейронной сети системы расчета технико-экономических показателей продукции

Таким образом, функция вход-выход используемой нейронной сети будет иметь следующий вид:

$$y(x_i) = \psi_1 \left(\sum_{j=1}^m w_j \psi_2 \left(\sum_{i=1}^n (x_i a_{ij} + b_k) \right) + b_s \right), \quad k = \overline{(1, m)}, \quad s = m + 1, \quad (5)$$

где a_{ij} , w_j – весовые коэффициенты, определяемые в процессе обучения; m – количество нейронов в скрытом слое; n – количество входов; b_k , b_s – адаптируемые смещения.

Обучение нейронной сети проводится с учителем, для этого на ее входы подается обучающая выборка. При этом каждому входному вектору соответствует целевой вектор, представляющий собой требуемый выход [5].

Гомеостатическая модель строится на основе прогнозных значений технико-экономических показателей с учетом значимости каждого из них. Целью построения гомеостатической модели на нейросетевом базисе является определение изменения отклика в результате изменения одного или нескольких экзогенных факторов. Объединив формулы (1) – (4) получим комплексную модель представления взаимного влияния технико-экономических показателей (рис. 2).

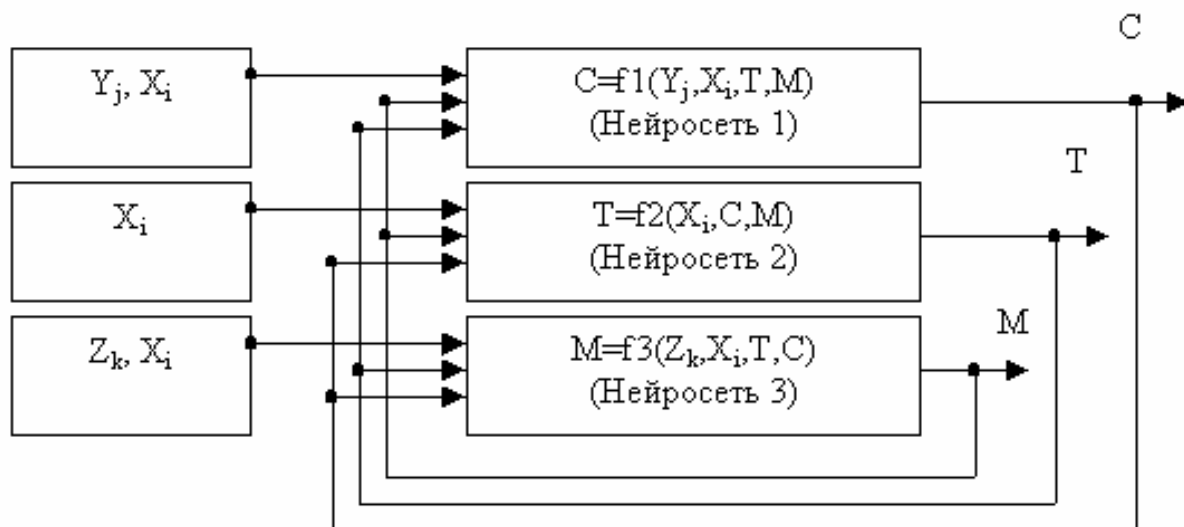


Рисунок 2 – Комплексная модель представления внутрисистемных связей технико-экономических показателей продукции

В результате тестирования обученных нейросетевых модулей гомеостатической системы максимальная относительная погрешность решения примеров тестовой выборке составила:

- для модуля расчета себестоимости прокатных валков – 4,8 %;
- для модуля расчета трудоемкости прокатных валков – 12 %;
- для модуля расчета материалоемкости прокатных валков – 5 %.

Предложенная нейросетевая гомеостатическая модель позволит выполнять исследования производственной системы на уровне модельных экспериментов. Изменение количества показателей, входящих в состав системы уравнений (1), приводит к усложнению гомеостатической модели, более детально отражающей функционирование производственной системы. Сокращение времени на получение значений технико-экономических показателей продукции позволит ускорить процесс принятия управленческих решений и повысить эффективность планирования и организации производства.

Выводы

В результате проведенных исследований получены следующие результаты:

- определены основные характеристики гладких прокатных валков, определяющие величину их технико-экономических показателей;
- синтезированы три нейросетевых модуля, выполняющих прогнозирование технико-экономических показателей гладких прокатных валков;
- построена нейросетевая гомеостатическая модель, позволяющая исследовать статические состояния и динамику производственной системы при изменении одного или нескольких факторов, влияющих на ее функционирование.

Литература

- 1 Галушкин А. И. Теория нейронных сетей. Кн. 1: Учебное пособие для вузов / Общая ред. А. И. Галушкина. – М.: ИПРЖР, 2000. – 416 с.
- 2 Горбань А. Н. Обобщенная аппроксимационная теорема и вычислительные возможности нейронных сетей // Сибирский журнал вычислительной математики. – Том 1. – Новосибирск: РАН. Сибирское отделение.– 1998. – № 1. – С. 11-24.
- 3 Винер Н. Кибернетика. – М.: Советское радио, 1968. – 325 с.
- 4 Горский Ю.М. Основы гомеостатики: Монография. – Иркутск: Изд-во ИГЭА, 1998. – 337 с.
- 5 Заенцев И.В. Нейронные сети: основные модели. – Воронеж: ВГУ, 1999. – 157 с.

УДК 621.941.1.025:001.8

Борискина Н.А., Сердюк А.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

РЕШЕНИЕ ЧАСТНОГО ФУНКЦИОНАЛА ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ДЛЯ ИГРОВОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ

The methods of determination of optimum cutting parameters are developed and investigated. The mathematical model of milling cost dependence on technological parameters are presented. Presented graphs illustrate the essential milling cost dependence on cutting conditions.

Введение

В настоящее время наблюдается устойчивая тенденция повышения потребительских свойств продукции, в том числе и машиностроительного производства. Это требует увеличения затрат на производство и вынуждает производителя продукции изыскивать возможности оптимизации технологических процессов.

Для разрешения проблемы многокритериальной оптимизации принято предположение, что в условиях неопределенностей факторов процессов и характеров их взаимодействия наиболее эффективны игровые алгоритмы выбора решений в сочетании с интеллектуальными экспертными системами [1].

Решение глобальной задачи оптимизации механической обработки лежит в пространстве основных критериев эффективности процессов, в первую очередь, производительности, точности обработки, уровня приведенных затрат [2-3].

Целью работы является повышение эффективности фрезерования за счет определения рациональных режимов фрезерных операций по критерию себестоимости обработки, как частного функционала оптимизации.

Методика работы

Себестоимость обработки одной детали определяется из выражения [4]:

$$C_{mex} = c_c(t_0 + t_s) + c_{nz} + c_{ин} \left(\frac{t_0}{T} - \frac{1}{N} \right), \quad (1)$$

где $\left(\frac{t_0}{T} - \frac{1}{N} \right) = \frac{n_{ин}}{N}$ – количество замен режущего лезвия, отнесенных к одной детали;

C_c – стоимость 1 мин. работы станка; $C_{нз}$ – подготовительно-заключительные расходы при запуске партии изделий в производство, отнесенные к одной детали; $C_{ин}$ – расходы на одно режущее лезвие.

Учитывая, что расходы на режущее лезвие включают его стоимость C_0 , расходы на заточку $C_{зам}$, расходы, связанные с простоем станка во время замены инструмента C_n :

$$c_{ин} = C_0 + C_{зам} + C_n = \frac{Ц}{n_{зам} + 1} + a_{зам} t_{зам} \frac{n_{зам}}{n_{зам} + 1} + c_c T_{ин}, \quad (2)$$

где $Ц$ – общая цена нового инструмента; $n_{зам}$ – количество переточек инструмента; $a_{зам}$ – часовой тариф затачивания; $t_{зам}$ – время затачивания, час.

Таким образом, себестоимость обработки при фрезеровании может быть представлена выражением:

$$C_{тех} = c_c t_e + c_{нз} \cdot \frac{c_{ин}}{N} + c_c \frac{\pi DL}{1000 S_z z V} + c_{ин} \frac{\pi DL}{1000 S_z z V} \cdot \frac{V^m t^m S_z^m B^m z^m}{C_v^m D^m} = C_1 + C_2 + C_3, \quad (3)$$

где каждая из составляющих себестоимости C_1 , C_2 , C_3 , имеет различное влияние:

- составляющая C_1 описывает постоянные затраты и не зависит от режимов резания;
- составляющая C_2 описывает затраты на процесс резания, которые уменьшается при увеличении скорости резания;
- составляющая C_3 описывает затраты на инструмент, которые возрастают при увеличении скорости резания.

Так как составляющие C_2 и C_3 изменяются в зависимости от скорости резания в противоположных направлениях, то возможно существует оптимальное решение, которое обеспечит наименьшую себестоимость обработки. Таким образом, задача сводится к определению оптимальных значений скорости резания V_e и подачи S_e .

Методика определения оптимальных значений параметров, связанных общей зависимостью, обычно предусматривает исследование одного параметра при фиксации другого. Для определения оптимальной

(экономической) скорости резания приравняем производную по скорости к нулю (выражение 3) и получим выражение:

$$V_e = \left[\frac{m}{1-m} \cdot \frac{c_c}{c_{ин}} \right]^m \cdot \frac{C_v D^q}{t^x S_z^y B^u z^p}. \quad (4)$$

Как видно из выражения, экономическая стойкость инструмента при оптимальной скорости резания равна:

$$T_e = \left(\frac{1-m}{m} \right) \cdot \frac{c_{ин}}{c_c}. \quad (5)$$

Анализ этого выражения позволяет сделать такие практические выводы, которыми следует пользоваться во время выбора режимов резания:

Если операция выполняется на дорогостоящем станке, возрастает влияние величины C_c . При этом роль экономической стойкости инструмента уменьшается и следует стремиться к интенсификации режимов резания для максимального использования возможностей станка.

Если при выполнении операции применяется дорогостоящий инструмент, тогда возрастает влияние величины $C_{ин}$ и необходимо стремиться к уменьшению значений скорости резания.

Аналогично определяем оптимальное значение экономической подачи, которая минимизирует себестоимость обработки при постоянной скорости резания. Для этого требуется приравнять нулю производную по подаче (выражение 3). В результате получим:

$$S_e = \left[\frac{m}{y-m} \cdot \frac{c_c}{c_{ин}} \right]^m \cdot \frac{C_v D^q}{t^x B^u z^p V}. \quad (6)$$

Здесь значение экономической стойкости инструмента описывается выражением:

$$T_e = \left(\frac{y-m}{m} \right) \cdot \frac{c_{ин}}{c_c}. \quad (7)$$

Для иллюстрации практического применения методики выбора оптимальных режимов фрезирования, рассмотрим следующий пример.

Необходимо определить оптимальные значения скорости резания и подачи при фрезеровании бруска из заготовки 60×60×300 (сталь с $\sigma_s = 650 \text{ МПа}$) торцевой фрезой с механическим креплением пластин из твердого сплава.

Принимаем фиксированное значение подачи $S_z = 0,15 \text{ мм/зуб}$. Определили для этого значения зависимость себестоимости обработки от скорости резания. График этой зависимости, построенный с применением пакета MathCad, представлен на рис. 1. Оптимальная скорость резания

составляет: $V_e = 215 м / мин.$.

Графики зависимость себестоимости обработки от скорости резания при других значениях подач так же представлены на рисунке 1.

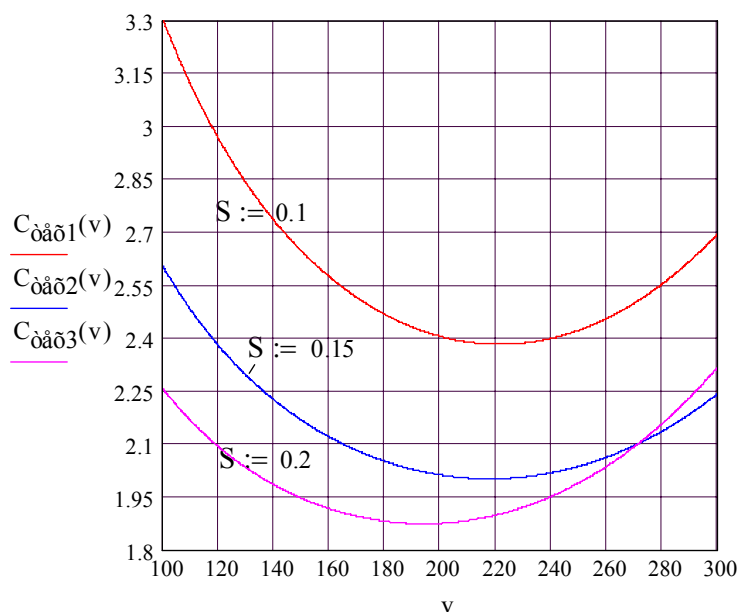


Рисунок 1 – Графики оптимальных значений скорости при разных подачах

2. Далее, анализируем зависимость себестоимости резания C от подачи при обработке с оптимальной скоростью резания.

На рисунке 2 представлены графики зависимостей себестоимости обработки от подачи при оптимальных скоростях резания (например, кривая C_{mex2} соответствует обработке на оптимальной скорости при подаче $S_z = 0.15 мм / зуб$).

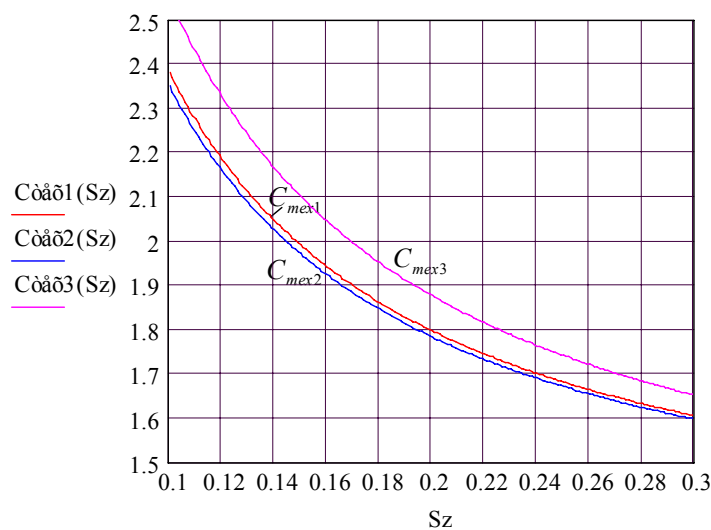


Рисунок 2 – Графики зависимостей себестоимости обработки C_{mex} , грн от подачи S_z , мм / зуб при оптимальных скоростях резания

Анализ графика зависимости (рис. 2) позволяет сделать вывод о том, что при выборе оптимальных режимов резания для уменьшения стоимости механической обработки следует принимать максимально допустимую (с учетом других условий) подачу.

3. На завершающем этапе проводим анализ ограничений, которые следует учитывать при оптимизации.

Ограничения скорости резания мощностью привода главного движения станка.

Ограничение подачи.

Выводы

Сравнение себестоимости обработки для расчетных значений рациональной скорости:

$$V_e = 220 \text{ м / мин при подаче } S_z = 0,1 \text{ мм / зуб ,}$$

$$V_e = 215,8 \text{ м / мин при подаче } S_z = 0,15 \text{ мм / зуб}$$

и себестоимости обработки при режимах практически применяемых в заводских условиях:

$$V_e = 170 \text{ м / мин при подаче } S_z = 0,1 \text{ мм / зуб ,}$$

$$V_e = 220 \text{ м / мин при подаче } S_z = 0,15 \text{ мм / зуб}$$

показывает, что себестоимость обработки реального производственного процесса выше в первом случае на 5 %, а во втором она осталась на том же уровне. Таким образом, при эксплуатации станка потери могут составить тысячи грн. в год.

Литература

- 1 Сердюк А.А., Борискина Н.А. О применении игровых подходов для решения проблем многокритериальной оптимизации процессов обработки на станках с ЧПУ. III міжнародна науково-технічна конференція "Важке машинобудування, проблеми та перспективи розвитку", Краматорськ, 2005 р. Тезис доклада.
- 2 Г.Реклейтис, А.Рейвидран, К.Рэгсдел. Оптимизация в технике. – М.: «МИР», 1986, 349 с., т.1.
- 3 Гилл Ф., Мюррей У., Практическая оптимизация. – М.: Мир, 1985 – 509 с.
- 4 Пальчевський Б.О. Дослідження технологічних систем (моделювання, проектування, оптимізація): Навч. Посібник. – Львів: Світ, 2001. – 232 с.

УДК 621.9

Крупко В.Г., Дорохов Н.Ю., Алешичев П.В.
ДГМА, Краматорск, Украина

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

The dynamic model of wave chain transfer carried out. The received equations allow to determine efforts in the chain contour, arising at work of a drive with wave chain transfer.

Введение

Важной научно-технической проблемой является создание систем приводов машин и механизмов, требующих высокой точности позиционирования, позволяющих повысить технический уровень машины в целом, добиться наибольшей удельной производительности [1]. В данной работе приведена динамическая модель волновой цепной передачи [4] как одно из возможных решений вышеупомянутой проблемы.

В источниках, посвященных динамике цепных передач [2,3], приведены расчетные схемы, основы расчетов различных типов цепных передач. Динамические модели волновой цепной передачи ранее не рассматривались.

Основные положения

Для решения вопросов динамики цепной передачи, а также для уточненного расчета натяжений в ветвях передач необходимо располагать данными о жесткости цепи и ее ветвей. Валы, их опоры и звездочки можно считать по сравнению с ветвями цепи абсолютно жесткими.

Исследования [2, 3] показывают, что для практических расчетов можно принять линейную зависимость между удлинением цепи и нагрузкой и определять жесткость цепи модулем жесткости $E_{\text{ц}}$.

Таким образом, расчетная жесткость цепи длиной $l_{\text{ц}}$

$$c_{\text{ц}} = E_{\text{ц}} F_{\text{он}} / l_{\text{ц}},$$

где $F_{\text{он}}$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира; $\Delta l_{\text{ц}}$ - приращение длины цепи.

Жесткость ведущей ветви цепи $c_{\text{вц}}$ при рабочих нагрузках

$$c_{\text{вц}} = E_{\text{цн}} F_{\text{он}} / l, \quad (1)$$

где l - межцентровое расстояние передачи.

Жесткость ведомой ветви цепи определяется усилием, необходимым для регулирования провисания

$$c_{\text{вм}} = \frac{12P_{\text{вм}}^3}{q_1^2 l^3 \cos^2 \gamma}, \quad (2)$$

где $P_{\text{вм}}$ - усилие от провисания ветви цепи; q_1 - вес погонного метра цепи; γ - угол наклона ветви относительно горизонтальной плоскости.

Центробежные силы инерции для одного звена, считая массу его сосредоточенной в шарнире, возникающие вследствие движения цепи по замкнутой криволинейной траектории

$$F_{\text{зб}} = q_{\text{зб}} v^2 / gR,$$

где $q_{\text{зб}}$ - вес одного звена; v - скорость движения шарнира цепи; g - ускорение земного притяжения; R - радиус кривизны траектории шарнира.

Сила $F_{\text{зб}}$ уравнивается центробежными натяжениями $P_{\text{цб}}$, направленными в противоположные стороны от центра шарнира вдоль звеньев

$$P_{\text{цб}} \approx q_1 v_{\text{ц}}^2 / g$$

Для определения скорости удара шарнира звена, направленной нормально к касательной катка (рис. 1, а), использовано допущение [2], что при остановленном в своем движении с угловой скоростью ω водилом, звено цепи поворачивается относительно оси со скоростью ω в противоположном направлении.

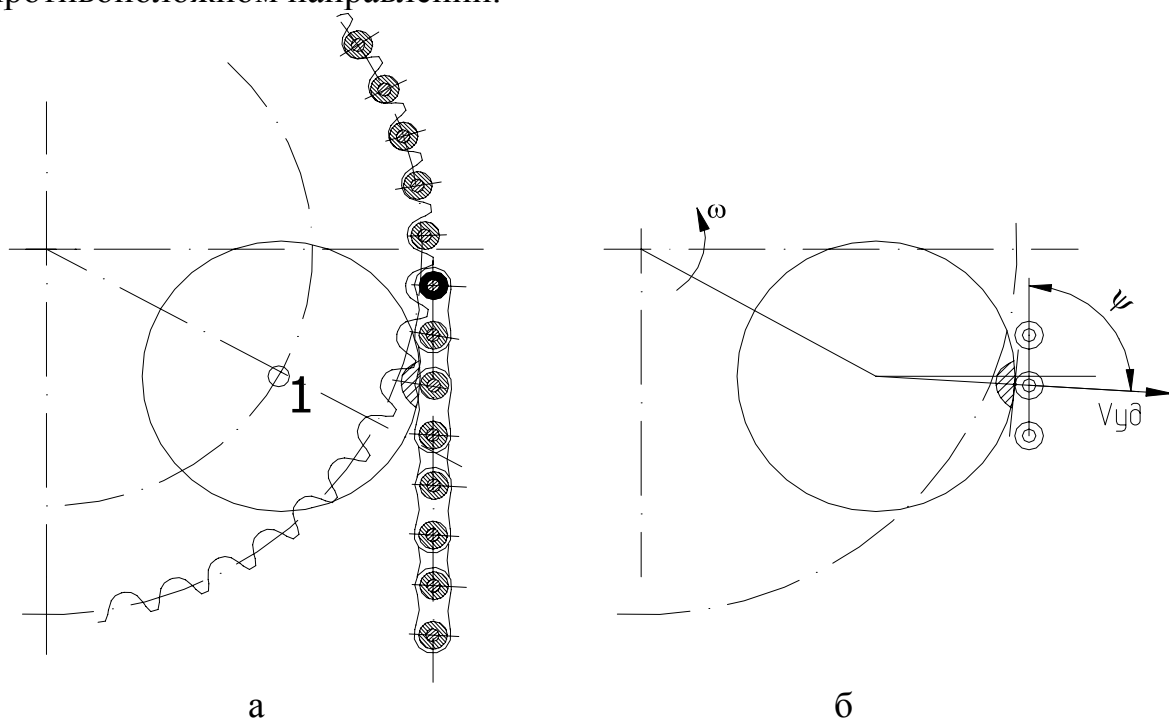


Рисунок 3.3 – Расчетная схема определения удара водила о ролик цепи: а - схема входа цепи в контакт с катком водила; б - замещающая схема

Тогда скорость удара $v_{y\partial} = \omega t \sin \psi$. Так как угол $\psi \approx 90^\circ$, то $\sin \psi \approx 1$, и, следовательно $v_{y\partial} \approx \omega t$.

На основании изложенного принята модель (рис. 1, б), у которой тело (каток), движущееся со скоростью $v_{y\partial}$, ударяется о неподвижную преграду (ролик цепи), обладающую по сравнению с этим телом весьма большой массой и жесткостью.

Если пренебречь контактными деформациями, то горизонтальная составляющая скорости удара $v_{y\partial l} = v_{y\partial} \cos \psi \approx \omega t / 2$, определяет кинетическую энергию, теряемую на работу сил упругости цепи.

Таким образом, $m_{\text{ц}} v_{y\partial l}^2 = P_{y\partial \text{ц}} \Delta l_{\text{ц}}$.

Так как $\Delta l_{\text{ц}} = \frac{P_{y\partial \text{ц}}}{c_{\text{в.ц}}}$, то

$$P_{y\partial \text{ц}} = v_{y\partial l} \sqrt{m_{\text{ц}} \cdot c_{\text{в.ц}}} \approx \frac{l}{2} \omega \cdot t \sqrt{m_{\text{ц}} \cdot c_{\text{в.ц}}},$$

где $P_{y\partial \text{ц}}$ - сила удара вдоль звена цепи, эквивалентная по своему действию статической силе; $m_{\text{ц}}$ - масса цепи, приведенная к точке удара; $\Delta l_{\text{ц}}$ - деформация цепи, приведенная к точке удара; $c_{\text{в.ц}}$ - жесткость ветви цепи, приведенная к точке удара.

Массу $m_{\text{ц}}$ и жесткость $c_{\text{в.ц}}$ определяем, исходя из того, что деформация ведущей ветви происходит по закону квадратной параболы

$$m_{\text{ц}} = \frac{l}{7} \cdot \frac{q_1 l}{g}; \quad J_{\text{ц}} = 5c_{\text{в.ц}},$$

где $c_{\text{в.ц}} = E_{\text{цн}} F_{\text{он}} / l$,

где $F_{\text{он}}$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира.

После соответствующих подстановок $P_{y\partial \text{ц}} = 14 \cdot 10^{-6} n t \sqrt{E_{\text{цн}} F_{\text{он}} q_1}$.

Работа волновой цепной передачи характеризуется пульсирующим движением цепи при постоянной скорости вращения водила (рис. 2).

Определение динамических усилий в цепном контуре сводится к решению дифференциального уравнения

$$\ddot{\varphi} + K^2 \varphi = \frac{J_0}{J_n} \cdot S''(t),$$

где $K = \sqrt{C / J_0}$ - угловая частота собственных колебаний контура; J_0 - приведенный момент инерции цепного контура; J_n - момент инерции привода; C - приведенная жесткость цепного контура, $C = C_1 + C_2$.

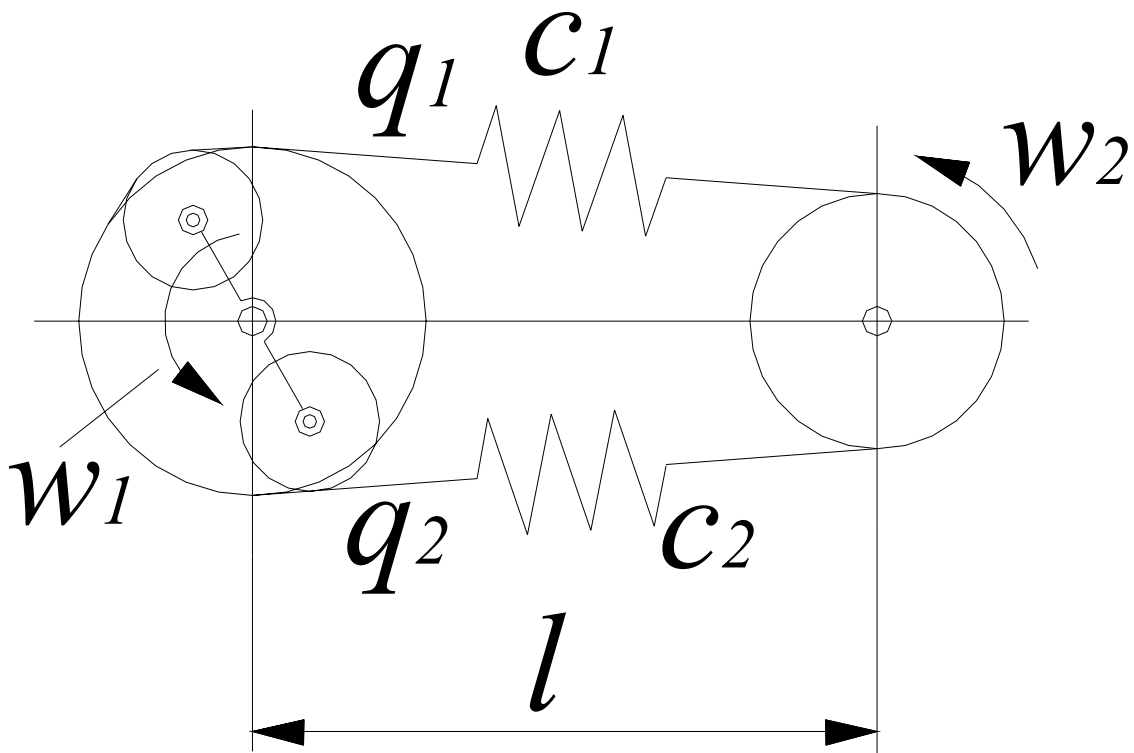


Рисунок 2 – Динамическая модель волновой цепной передачи

Согласно формулам (1) и (2)

$$C = \frac{E_{ун} F_{он}}{l} + \frac{12P_{эм}^3}{q_1^2 l^3}.$$

Приведенный момент инерции контура $J_n = J + (K_1 m_1 + K_2 m_2) \cdot R^2$,

где J - момент инерции блока звездочек и канатного барабана; K_1 и K_2 – безразмерные коэффициенты, зависящие от провисания ветвей.

Масса ветвей цепи при погонном весе ветвей цепи q_1 и q_2

$$m_1 = \frac{q_1 \cdot l}{g}; \quad m_2 = \frac{q_2 \cdot l}{g}.$$

Решение уравнения вынужденных колебаний цепного контура [2]

$$\varphi = \frac{a}{K^2 - \omega^2} [\sin(\alpha - \omega \cdot t) + A \cdot \cos Kt + B \cdot \sin Kt],$$

где $A = -\sin \alpha$; $B = \sin \alpha \cdot \operatorname{ctg} \frac{Kt}{2}$; $a = \frac{2J_p}{J_0 \cdot R} S''_{max}$; $S''_{max} = \omega^2 \cdot R$.

Амплитуда колебаний цепного контура

$$A_6 = \frac{J_n}{J_0} \cdot \left[\frac{1 + D}{1 - \frac{K^2}{\omega_2^2}} \right],$$

где $D = \sqrt{A^2 + B^2}$.

Окончательно динамическая модель волновой цепной передачи:

$$P = \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{E_{ци} F_{он}}{l} + \frac{12P_{np}^3}{q_1^2 l^3} \right) \cdot \frac{J_n}{J_0} \cdot \left[\frac{1 + \sqrt{\sin^2 \alpha \left[1 + \operatorname{ctg}^2 \left(\left(0,065 + \frac{9,35 \cdot l^2 \times 10^{-3}}{f^2} \right) t \right) \right]}}{1 - 0,13\omega_2^2 - \frac{0,0187 \cdot l^2}{f^2 \cdot \omega_2^2}} \right]$$

Выводы

Динамическая модель волновой цепной передачи позволяет определять усилия в цепном контуре, возникающие при работе привода.

Перспективным является проведение исследований при работе привода на основе волновой цепной передачи с машинами и механизмами, требующими высокой точности позиционирования, различных отраслей тяжелого машиностроения.

Литература

- 1 Крупко В.Г., Дорохов Н.Ю., Алешичев П.В. Применение волнового цепного привода в исполнительных органах землеройных машин с целью совершенствования процесса копания. Наукові праці ДонНТУ, №83. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – 306с.
- 2 Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник: В 3 т./ В.Н. Беляев, Н.С. Ачеркан, Т.П. Болотовская, А.А. Готовцев/ Под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1969. – Т.3. – 471 с.
- 3 Воробьев Н.В. Цепные передачи. - М.: Машиностроение, 1961. – 471 с.
- 4 Хвильовий ланцюговий редуктор: Пат. 68716 А Україна, МКВ⁷ F16G13/02 №2003109006; Заявл. 06.10.2003; Опубл. 16.08.2004, Бюл. № 8.

УДК 612.74.34

Приходько О.В., Яровенко А.О.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ И АЛГОРИТМА
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ
СТРУКТУРЫ И МОЩНОСТИ СТАЛЕЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ**

The technique and algorithm of optimum designing structure and capacity foundry works of heavy mechanical engineering are developed.

Одним из наиболее сложных в организационно – техническом отношении переделом в тяжелом машиностроении является литейное производство. Проектирование литейных цехов является трудоемким и сложным творческим процессом, т.к. приходится учитывать большое количество исходных данных.

Проблема получения качественных отливок в заданном количестве может быть решена только при комплексном анализе всех этапов производственных процессов. В связи с этим возникает необходимость рассмотрения технологического процесса изготовления отливок как системы и системного подхода для решения задач, связанных с организацией работы цеха.

В настоящее время развитие тяжелого машиностроения привело к значительному повышению требований, предъявляемых к качеству стальных и чугунных отливок, к усложнению отдельных элементов технологического процесса и резкому увеличению обрабатываемой информации из-за усложнения структуры литейных цехов.

В связи с этим возникла необходимость в разработке методики и алгоритма автоматизированного определения оптимальной структуры и мощности литейного цеха. Автоматизированное проектирование цеха позволяет повысить точность расчетов, исключить возможные ошибки, связанные с субъективным фактором, а так же ускорить этот процесс.

Целью данной работы является разработка методики и алгоритма автоматизированного определения оптимальной структуры литейного цеха а так же мощности его основных переделов.

Разработанная методика включает в себя описание модели сталелитейного цеха с оптимальной структурой и мощностью, а также описание алгоритма. В основу разработки методики положена внутрицеховая технологическая специализация, под которой понимается такое объединение технологических потоков отливок, при котором возможно эффективное применение современных технологических процессов, средств комплексной механизации и автоматизации на основных переделах цеха с достижением наибольшей производительности

труда, высокого качества и наименьшей себестоимости литья. Методика так же позволяет, в зависимости от заданной номенклатуры отливок, аналитически определить оптимальную структуру и мощность литейного цеха на период его строительства или реконструкции.

Оптимальной структурой литейного цеха с разносерийным и многономенклатурным производством, согласно РТМ 24.004.149-99, принято считать такую организацию выпуска отливок, которая позволяет создавать на основных пределах групповые технологические потоки.

Основой создания групповых технологических потоков по переделам является технологическая классификация. Для условий мелкосерийного производства принята следующая классификация по основным переделам:

- по формовочно – заливочно - выбивному переделу на базе унификации модельно-опочной оснастки и единства технологических решений предусмотрена классификация отливок на восемь технологических групп (таблица 1).

Таблица 1 – Классификация отливок на технологические группы по массе

Номер технологической группы	Масса отливки, кг	Унифицированный размер опок в свету, мм
1	До 100	800x700
2	До 500	1200x1000
3	100...1000	1600x1200
4	100...2500	2000x1600
5	500...5000	4000x2500
6	1000...10000	4000x3000
7	1000...30000	5000x5000 7000x4000
8	Более 10000	-

- по стержневому переделу предусмотрена классификация стержней на четыре технологические группы по массе (таблица 2).

Таблица 2 – Классификация стержней на группы по массе

Номер технологической группы	Масса стержня, кг
1	До 6
2	Св. 6...40
3	Св. 40...100
4	Св. 100

- по смесеприготовительному отделению предусмотрена классификация смесей на три группы в зависимости от их назначения (наполнительные, облицовочные, единые).

- по плавильному переделу предусмотрена классификация на две группы в зависимости от рода выплавляемой стали (легированной, углеродистой).

В соответствии с практическими данными и согласно руководящим техническим материалам РТМ 24.004.149-99 в разработанной методике предусмотрено ограничение структуры сталелитейных цехов по массе отливок, а именно:

- в структуре цехов мелкого литья допускается производство отливок массой до 100 кг;

- в структуре цехов среднего литья допускается производство отливок массой св. 100 до 1000 кг;

- в структуре цехов крупного литья допускается производство отливок массой св. 1000 до 3000 кг;

- в структуре цехов тяжелого литья производство отливок более 3000 кг.

Поскольку в цехах с оптимальной структурой может производиться не более четырех технологических групп, модель литейного цеха, с оптимальной структурой и мощностью разработана из расчета четырех смежных групп отливок.

Разработанный алгоритм позволяет использовать количественные методы для решения задачи рационального проектирования и анализа работы существующих литейных цехов.

Укрупненная схема разработанного алгоритма представлена на рис. 1.

Алгоритм состоит из четырех основных этапов.



Рисунок 1 – Схема алгоритма определения оптимальной структуры и мощности литейного цеха

На первом этапе производится подбор номенклатуры выпускаемых отливок и формирование производственной программы проектируемого или реконструируемого цеха.

На втором этапе алгоритма осуществляется анализ сформированной производственной программы в соответствии с технологической классификацией и происходит разбиение входящих в состав программы отливок на группы в зависимости от их массы.

Третий этап алгоритма предназначен для формирования из групп отливок оптимальных технологических потоков.

На четвертом этапе в соответствии с нормами проектирования производится расчет оптимальной производительности основного технологического оборудования и мощностей основных переделов литейного цеха.

Данный алгоритм положен в основу разработанной программы, которая реализована на базе логических условий таблиц решений, выполненных с использованием пакетов программ MathCad и Excel. алгоритм работы которой представлен на рис. 2.

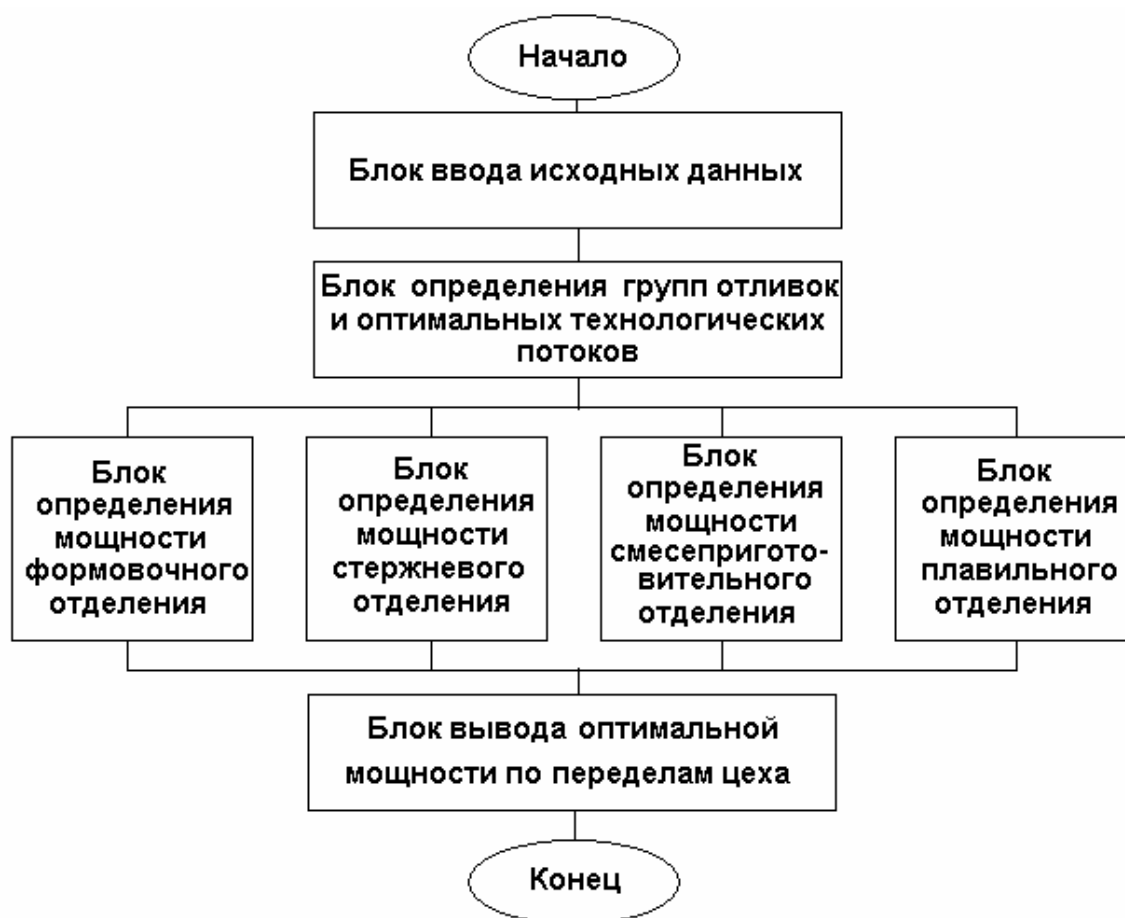


Рисунок 2 – Алгоритм программы

Программа содержит следующие основные блоки

Блок ввода исходных данных. Исходными данными для расчета являются максимальная и минимальная массы отливок производственной программы, действительные годовые фонды времени работы основного технологического оборудования и мощность проектируемого или реконструируемого цеха.

Блок определения групп отливок по массе и оптимальных технологических потоков содержит в себе цепочки логических зависимостей и ограничений, которые, на основании введенных данных, определяют принадлежность цеха к тому или иному классу (мелкого, среднего или крупного литья) и, в соответствии с РТМ 24.004.149-99, по рекомендуемым формулам организует оптимальные технологических потоки. Схема работы блока представлена на рис. 3.

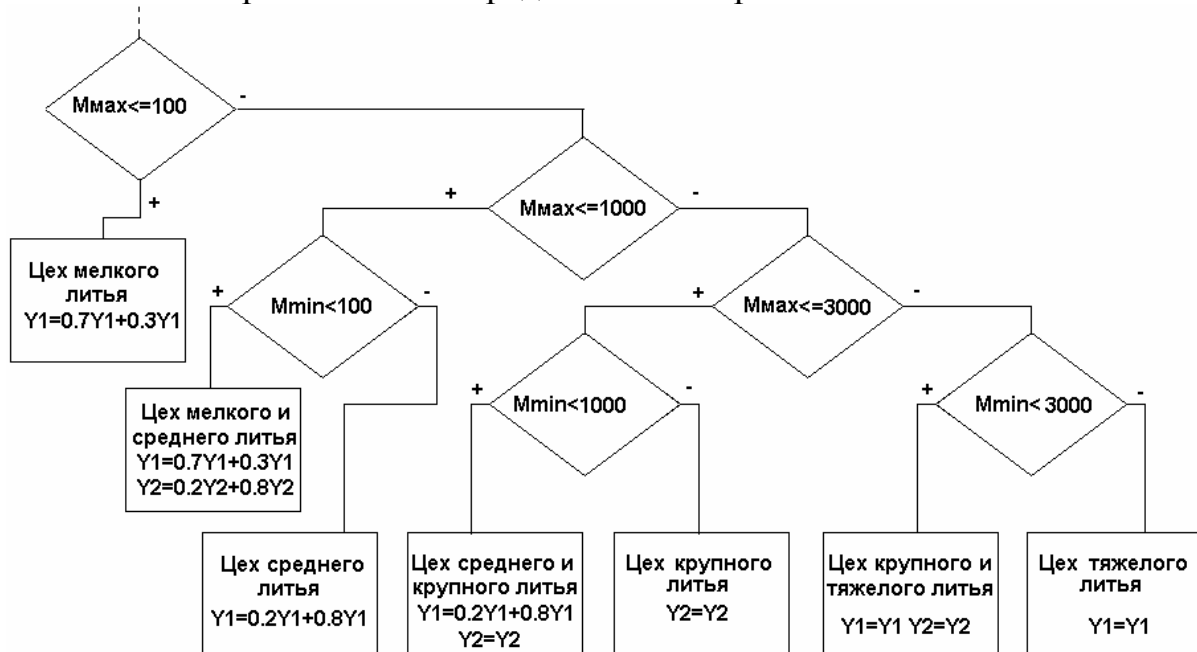


Рисунок 3 – Блок определения класса литейного цеха. В блоке определения мощности формовочного отделения в зависимости от выбранных технологических потоков производится расчет количества форм на программу по каждому из потоков и определяется часовая производительность формовочного отделения. На этом этапе программой также предусмотрена возможность корректировки средней металлоемкости форм в зависимости от габаритов выбранных опок. Определив необходимую мощность формовочных участков, получаем данные об оптимальной часовой производительности формовочного оборудования.

Блок определения мощности стержневого отделения содержит в себе базу нормативных данных усредненного количества стержней на 1 т

годных отливок в зависимости от массовой группы литья. В этом блоке производится расчет количества и массы стержней на программу выпускаемого литья, а так же распределение всей номенклатуры стержней на оптимальные технологические потоки, определяется оптимальная производительность стержневого оборудования.

В блоке определения мощности смесеприготовительного отделения предусмотрена структурированная база данных по нормативному расходу смеси на 1 т годных отливок в зависимости от их массы и габаритов применяемых опок. В блоке предусмотрена возможность выбора (облицовочной, наполнительной или единой) смеси. После этого определяется общее количество выбранных смесей на программу цеха и их часовая потребность.

Блок определения оптимальной мощности плавильного отделения содержит логический элемент, посредством которого задаются условия расчета этого передела (из легированной или углеродистой стали изготавливаются отливки). Из имеющейся базы данных о ТВГ цепочкой логических зависимостей производится выбор необходимого значения и рассчитываются количество жидкого металла на программу и его часовая потребность.

Блоком вывода оптимальной мощности в виде таблицы предоставляется информация о рекомендуемых мощностях по каждому переделу сталелитейного цеха и необходимая часовая производительность. Эта информация должна быть использована для выбора необходимого оборудования. Критерием его оптимального использования на соответствующих групповых потоках является коэффициент загрузки, который должен находиться в пределах 0,75...0,85.

Таким образом, разработанная по приведенному алгоритму программа позволяет:

- анализировать программу выпускаемого литья и определять оптимальную структуру литейного цеха;
- создавать на основных переделах групповые технологические потоки;
- рассчитывать оптимальную мощность и производительность основных переделов литейного цеха.

Разработанная программа может быть легко адаптирована к производственным условиям сталелитейных цехов при их строительстве или реконструкции, а также найти применение в учебных целях при выполнении дипломных работ и проектов.

УДК 621.835.2

Владимиров Э.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

СПОСОБЫ АППРОКСИМАЦИИ ПРОФИЛЕЙ КУЛАЧКОВ ПО ЗАДАНЫМ ПОЛОЖЕНИЯМ ВЕДОМОГО ЗВЕНА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ПАРАМЕТРОВ

The article considers the ways of approximation of cam structures of various kinds on several positions of conducted link, the formulas for definition of coordinates of an axis of rotation of a mill are given while processing of cam on the programmed machine tool.

Введение

Кулачки находят широкое применение в механизмах, используемых в различных отраслях промышленности. Для получения необходимого профиля кулачка в процессе его изготовления на фрезерном станке с ЧПУ нужно знать координаты достаточного количества точек профиля.

Анализ исследований и публикаций по проблеме

В литературе [1, 2] рассматриваются различные методы задания формы профиля, когда исходные данные содержат чаще всего величину полного хода выходного звена механизма и аналитические зависимости, описывающие законы его перемещения, изменения скорости или ускорения. Актуальной задачей синтеза кулачков является построения профиля по нескольким промежуточным положениям ведомого звена.

Целью настоящей работы является решение двух таких задач для схем кулачковых механизмов, представленных на рис. 1.

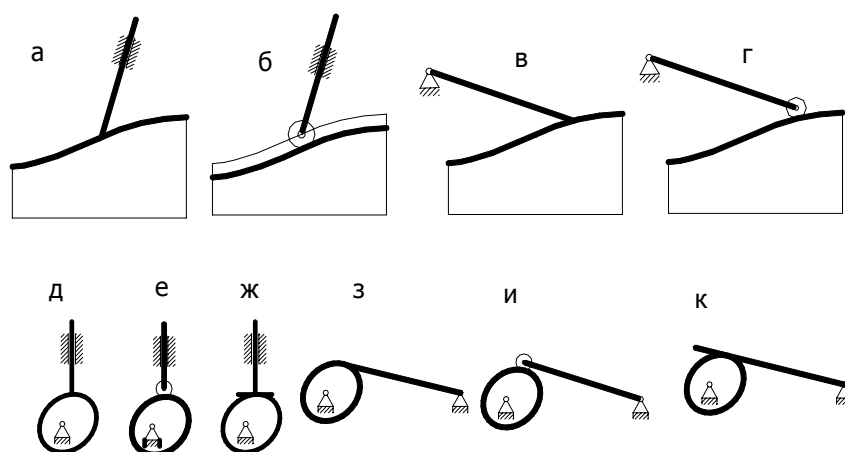


Рисунок 1- Типы кулачковых механизмов

Они могут быть сформулированы следующим образом: по нескольким точкам, принадлежащим профилю кулачка, или по нескольким положениям

тарелки или касающегося коромысла построить весь профиль кулачка.

Методика работы

Под построением профиля кулачка следует понимать определение зависимости $Y=f(x)$ в декартовой системе координат для поступательно движущегося кулачка (рис. 1а,б,в,г) или $\rho=f(\varphi)$ в полярной системе координат для вращающегося кулачка (рис. 1д,е,ж,з,и,к).

Для нормальной работы кулачкового механизма следует обеспечить непрерывность функции, описывающей профиль кулачка, а также её первой и второй производной по аргументу x или φ .

Ниже рассмотрены различные виды аппроксимации профиля кулачка по нескольким заданным точкам, которые будем называть узловыми. Во-первых, это интерполяция полиномом n -ой степени вида:

$$Y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_nx^n \quad (1)$$

Если известны $m=n+1$ парных значений аргумента x и функции y (или φ и ρ), то можно составить систему m линейных уравнений вида (1) и в результате её решения определить неизвестные коэффициенты $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$. После этого по выражению (1) можно определить значения функции для любого значения аргумента. Весьма актуальным является возможность задания значений первой и второй производной на концах интервала интерполирования, что необходимо в случае, когда профиль состоит из нескольких участков, которые должны быть состыкованы с соблюдением условий непрерывности.

В этом случае к системе уравнений (1) следует добавить уравнения вида:

$$\begin{aligned} Y' &= a_1 + 2a_2x + 3a_3x^2 + \dots + na_nx^{n-1} \\ Y'' &= 2a_2 + 6a_3x + 12a_4x^2 + \dots + n(n-1)a_nx^{n-2} \end{aligned} \quad (2)$$

Решение перечисленных задач основано на решении системы линейных уравнений методом Гаусса [3].

Выражение (1) может быть записано в форме Лагранжа, что позволяет избежать решения системы уравнений:

$$Y(x) = \sum_{i=0}^n y_i \frac{(x-x_0)\dots(x-x_{i-1})(x-x_{i+1})\dots(x-x_n)}{(x_i-x_0)\dots(x_i-x_{i-1})(x_i-x_{i+1})\dots(x_i-x_n)} \quad (3)$$

В этом случае приходится вычислять сомножители при y_i , которые называются коэффициентами Лагранжа.

Ещё одним способом является интерполирование тригонометрическим полиномом (конечным рядом Фурье), который записывается в форме:

$$Y = a_0 + \sum_0^n (a_k \cos kx + b_k \sin kx) \quad (4)$$

Этот вид интерполяции особенно удобно использовать при расчёте

циклических механизмов с периодом 2π рад.

Степень полинома Лагранжа n на единицу меньше числа узлов интерполирования n_y . Для аппроксимации функции полиномом, степень которого меньше n может быть использован метод наименьших квадратов, когда профиль кулачка может и не проходить через некоторые или все узловые точки, однако минимизируется сумма квадратов отклонений профиля от узловых точек.

Особый интерес представляет аппроксимация профиля кулачка кубическим сплайном, поскольку этот метод легко реализовать на компьютере в среде AutoCad. Сплайновая аппроксимация характеризуется тем, что на каждом участке между соседними узлами профиль описывается выражением вида

$$S_i(x) = a_i + b_i(x - x_{i-1}) + c_i(x - x_{i-1})^2 + d_i(x - x_{i-1})^3 \quad (5)$$

Причём коэффициенты этого кубического многочлена вычисляются на каждом участке между соседними узлами с учётом неразрывности профиля, а также равенства первой и второй производных в точке стыковки соседних участков.

Если толкатель или коромысло снабжены роликом, как это представлено на рис.1 б, г, е, и, то сначала строится так называемый центральной профиль, представляющий собой траекторию центра ролика относительно кулачка в виде $y_c = f(x_c)$, после чего определяется действительный профиль как огибающая семейства окружностей радиусом ролика r_p в обращённом движении ролика относительно кулачка.

При этом координаты действительного профиля поступательно движущегося кулачка (см.рис.1б,г) могут быть рассчитаны по формулам

$$y = y_c + \frac{r_p}{\sqrt{1 + y_c'^2}} \quad \text{и} \quad x = x_c - (y - y_c)y_c' \quad (6)$$

Для вращающегося кулачка, центральной профиль которого задан в полярной системе координат $\rho = f(\varphi)$, координаты действительного профиля являются корнями системы параметрических уравнений

$$\begin{aligned} (x - \rho \cdot \cos \varphi)^2 + (y - \rho \cdot \sin \varphi)^2 - r_p^2 = 0 \\ x(\rho' \cdot \cos \varphi - \rho \cdot \sin \varphi) + y(\rho' \cdot \sin \varphi + \rho \cdot \cos \varphi) - \rho \cdot \rho' = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Поскольку центральной и действительный профили являются эквидистантными кривыми, эта задача легко решается в среде AutoCad при задании профиля сплайном. При этом используется команда построения подобного объекта, в данном случае действительного профиля, отстоящего от центрального на величину радиуса ролика r_p .

Для схем кулачковых механизмов, представленных на рис.1 ж,к нами получены аналитические решения задачи построения профиля кулачка, когда он является общей огибающей для нескольких положений тарельчатого толкателя или касающегося коромысла.

На рис.2а показано одно положение тарелки, которая проходит через точку Т, лежащую на продолжении радиуса r_0 некоторой окружности, от которой отсчитывается отрезок s , определяющий положение тарелки, перпендикулярной радиус-вектору. В результате аппроксимации по нескольким узловым точкам получен закон изменения положения тарелки в форме $s=f(\varphi)$. Тогда декартовы координаты искомого профиля для различных значений параметра φ могут быть определены по формулам

$$X=(r_0 +s) \cdot \cos(\varphi)- s' \cdot \sin(\varphi) \quad (8)$$

$$Y=[(r_0 +s)-X \cos(\varphi)]/\sin(\varphi). \quad (9)$$

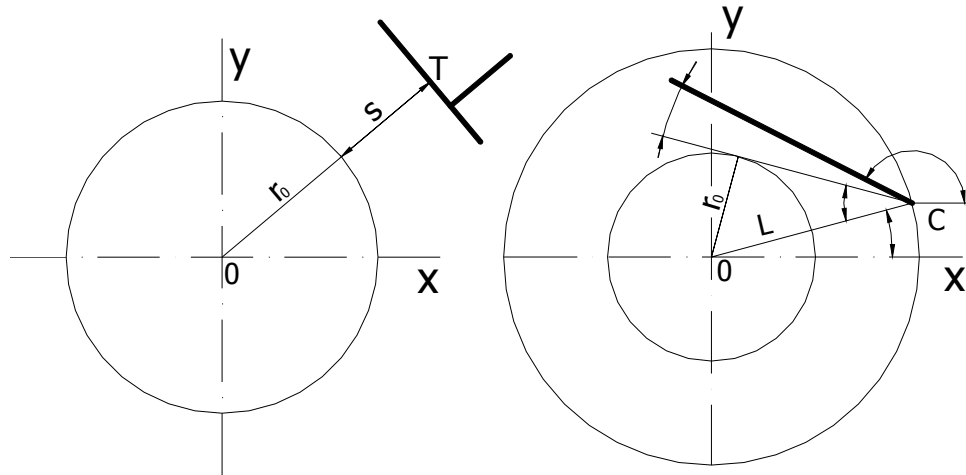


Рисунок 2-Схемы положения тарелки и касающегося коромысла

На рис. 2 б показано одно положение коромысла, ось которого проходит через точку С, лежащую на окружности радиуса L и соответствующую некоторому углу φ в обращённом движении. На рис.2б угол γ представляет крайнее положение коромысла, когда оно касается окружности радиуса r_0 .

Угол ψ , определяющий промежуточное положение коромысла, отсчитывается от положения этой касательной.

Тогда декартовы координаты искомого профиля для различных значений параметра φ могут быть определены по формулам

$$X = L \cdot \cos \varphi \cdot \left[\frac{\cos^2(\gamma + \psi - \varphi)}{\psi' - 1} + 1 \right] - \frac{L \cdot \sin \varphi}{2(\psi' - 1)} \sin[2(\gamma + \psi - \varphi)]. \quad (10)$$

$$Y = L \sin \varphi + (L \cos \varphi - X) \operatorname{tg}(\gamma + \psi - \varphi) \quad (11)$$

На основе рассмотренных алгоритмов разработаны программы на языке Паскаль для аппроксимации всеми рассмотренными выше способами профилей кулачков по схемам, представленным на рис.1. При этом программы рассчитывают также первую и вторую производные профиля по обобщённой координате, что может оказаться необходимым для определения кривизны профиля в любой точке. При аппроксимации профиля сплайном эту задачу удобно решать в среде AutoCad.

Поскольку при интерполяции профиль кулачка проходит через узловые точки (за исключением способа наименьших квадратов), а характер профиля между узлами трудно предсказуем, разработана программа для визуального сравнения профилей, построенных различными способами аппроксимации, что необходимо для выбора оптимального профиля с точки зрения кинематических и динамических свойств кулачкового механизма.

Зная выражения, описывающие профиль кулачка, можно получить зависимости для определения координат оси вращения фрезы диаметром D_f при обработке профиля на станке с ЧПУ. При этом траектория центра фрезы в движении относительно заготовки представляет собой линию, эквидистантную профилю кулачка и отстоящую от него на величину радиуса фрезы.

Тогда координаты траектории центра фрезы при обработке профиля поступательно движущегося кулачка могут быть определены по формулам (6), а для вращающегося кулачка – по формулам (7). При этом вместо радиуса ролика следует подставлять радиус фрезы. Если профиль кулачка имеет вогнутые участки, радиус фрезы должен быть меньше минимального радиуса кривизны.

Анализ полученных результатов и основные выводы

В результате проведенной работы получено следующее:

- разработаны алгоритмы и программы для аппроксимации профиля кулачка по нескольким положениям ведомого звена кулачкового механизма различными способами;

- найдено, что профили, аппроксимируемые разными способами, могут существенно различаться, что при возможности их сравнения даёт предпосылки для их оптимизации как с точки зрения динамики механизма, так и экономических показателей при изготовлении кулачка;

- получены выражения для определения координат оси вращения фрезы при обработке профиля на станке с ЧПУ с возможностью корректировки профиля в зависимости от параметров имеющегося инструмента;

- полученные результаты могут быть использованы для формирования и изготовления любых сложных профилей, ограниченных плоскими лекальными кривыми.

Литература

- 1 Я.Т.Кіницький. Теорія механізмів і машин. -Київ:Наукова думка,2002.-660 с.
- 2 С.А.Попов. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин./Под ред. К.В.Фролова.-М.: Высшая школа, 1986.-295 с.
- 3 Л.И.Турчак, П.В.Плотников. Основы численных методов.-М.: Физматлит,2002.-300 с.

УДК 621.9

Пермяков А.А., Фадеев А.В., Яковенко И.Э.
ХНТУ "ХПИ", г. Харьков, Украина

КОМПОНОВКИ УЗП МНОГОПОЗИЦИОННЫХ АГРЕГАТИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ИХ КЛАССИФИКАЦИОННЫЕ ПРИЗНАКИ

On the basis of a statistical analysis of layouts of locating - clamping device of unit-type machine tools the basic classification tags permitting to conduct systematization and to develop the unified general-arrangement diagrams of locating - clamping device are determined.

Установочно-зажимные приспособления (УЗП) агрегатированных технологических систем механообработки (АТСМ) являются сложным, функционально самостоятельным узлом, состоящим из определенного набора элементов, каждый из которых выполняет свою подфункцию в его работе. Сложность выбора основы для классификации установочно-зажимных приспособлений АТСМ определяется в первую очередь многообразием признаков, которыми они обладают. В связи с этим классификатор должен содержать в качестве основы несколько наиболее существенных факторов. Наиболее полной является классификация, в основу которой положены конструктивные особенности УЗП, так как именно они служат основанием для разработки их компоновки. В процессе классификации приспособлений выполнен анализ конструкций УЗП агрегатных станков (АС) среднего габарита по материалам Харьковского СКБ АС с выделением наиболее существенных компоновочных решений с предварительной систематизацией по типу узла зажима. На рис.1 приведены примеры компоновочных решений УЗП многопозиционных АС среднего габарита. По типу узла зажима УЗП АС можно разделить на три основные группы: с механизмом двухстороннего клина, одностороннего клина и прямого действия. По расположению основного цилиндра: с вертикальной и горизонтальной осью цилиндра. По количеству закрепляемых заготовок: одноместные и двухместные. Анализ вариантов компоновочных решений позволил выявить схожие признаки в каждой из трех основных групп и предложить необходимый и достаточный набор классификационных признаков УЗП АС (рис.2.).

Предложенная схема классификации описывает как приспособление в целом, так и конструкцию его основных функциональных элементов: узел зажима и его расположение; привод и его расположение; схему базирования детали с набором базовых элементов и их расположением; корпус. Рассмотрим более подробно каждый из классификационных признаков.

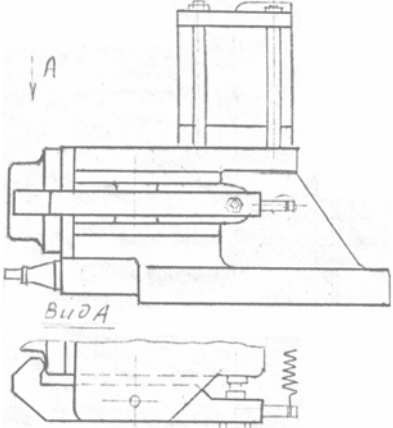
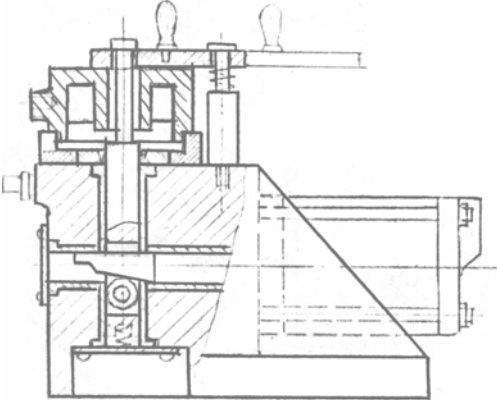
 <p data-bbox="209 674 767 813">Одноместное с горизонтальной осью основного цилиндра, клиноплунжерным механизмом и поворотными рычагами-прихватами</p>	 <p data-bbox="815 678 1374 817">Одноместное с вертикальной осью основного цилиндра, клиноплунжерным механизмом и поворотными рычагами-прихватами</p>
 <p data-bbox="201 1265 775 1404">Одноместное с горизонтальной осью основного цилиндра, клиновым зажимом, вертикальным плунжером-тягой и откидывающейся шайбой</p>	 <p data-bbox="855 1265 1334 1404">Одноместное с вертикальной осью основного цилиндра, клиновым зажимом и поворотным рычагом-прижимом</p>
 <p data-bbox="209 1843 767 1939">Одноместное с вертикальной осью основного цилиндра и откидывающейся шайбой</p>	 <p data-bbox="855 1809 1334 1917">Одноместное с вертикальной осью основного цилиндра и поворотным рычагом-прижимом</p>

Рисунок 1 – Примеры типовых компоновок УЗП АС

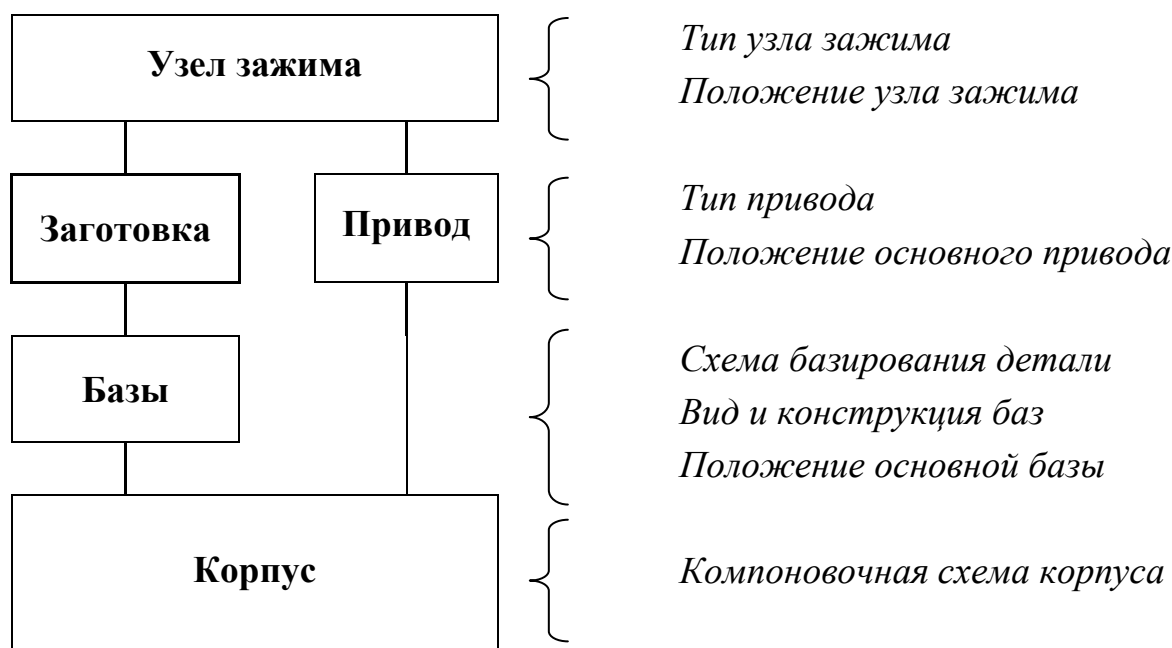


Рисунок 2 – Функциональная схема и классификационные признаки УЗП АС

В табл.1 приведены варианты основного механизма узла зажима, в табл.2 – типы привода, в табл.3 – схемы базирования заготовок. Положение основного цилиндра, узла зажима и основной базы классификации не подлежали, поскольку в каждом конкретном случае оно зависит как от сочетаний функциональных элементов УЗП, так и пространственной ориентации детали в системе координат станка относительно режущих инструментов, а значит многовариантно.

Ниже приводятся результаты статистического анализа применимости компоновок УЗП по каждому из классификационных признаков.

Таблица 1 – Тип основного механизма узла зажима

№ п/п	Тип основного механизма узла зажима:
1	Двухсторонний самоустанавливающийся клин
2	Двухсторонний самоцентрирующий клин
3	Односторонний клин с плунжером-толкателем
4	Односторонний клин с плунжером-тягой
5	Рычажная система
6	Механизм прямого действия
7	Механизм с многосколым клином
8	Винтовой или винто-рычажный механизм
9	Кулачково-эксцентриковый механизм

Таблица 2 – Тип привода

№ п/п	Тип привода
1	Пневмопривод
2	Ручной привод
3	Пневмопривод с ручным дублирующим
4	Пневмопривод с ручным дополнительным
5	Пневмопривод с ручным предварительным
6	Гидропривод
7	Электромеханический
8	Пневмо-гидропривод

Таблица 3 –Схема базирования заготовки

№ п/п	Схема базирования
1	ОНУ (основная – направляющая – упорная)
2	ОЦП (основная – центрирующая – поворотная)
3	ННУП (двойная направляющая –упорная – поворотная)
4	ННЦ (двойная направляющая – центрирующая)
5	ЦЦН (центрирующая – центрирующая – направляющая)
6	ННУ (двойная направляющая - упорная)
7	ОЦ (основная – центрирующая)
8	ЦЦУ (центрирующая – центрирующая – упорная)

На рис.3 показана гистограмма, отображающая характер использования различных видов приводов в приспособлениях. Среди них явным лидером является пневматический привод. Наименее используемые приводы УЗП – ручной, электромеханический и различные комбинированные приводы.

На рис.4 показана интенсивность использования в приспособлениях агрегатных станков различных видов основных механизмов узла зажима. Наибольшее применение нашли механизмы на основе двухстороннего самоустанавливающегося клина, механизмы прямого действия и односкосый клин с плунжером-тягой. Реже всего применяются механизмы с многосторонним клином. Из дополнительных механизмов узла зажима, чаще всего используют рычаг с жестким одноточечным прижимом и прямую призму-ползун.

По числу одновременно устанавливаемых деталей, наибольшее применение нашли одноместные однопозиционные УЗП (рис.5).

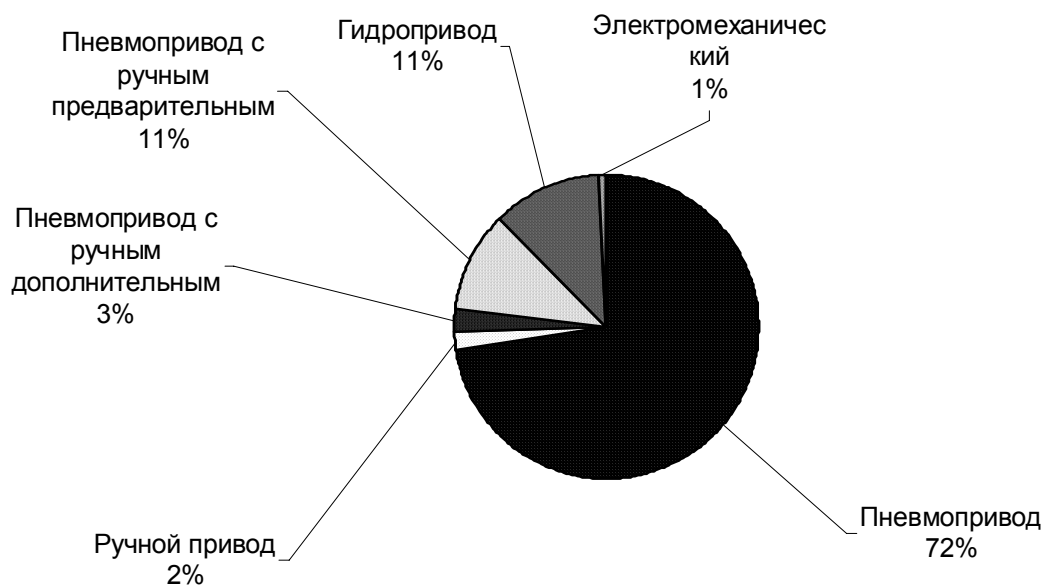


Рисунок 3 – Распределение УЗП по типу привода

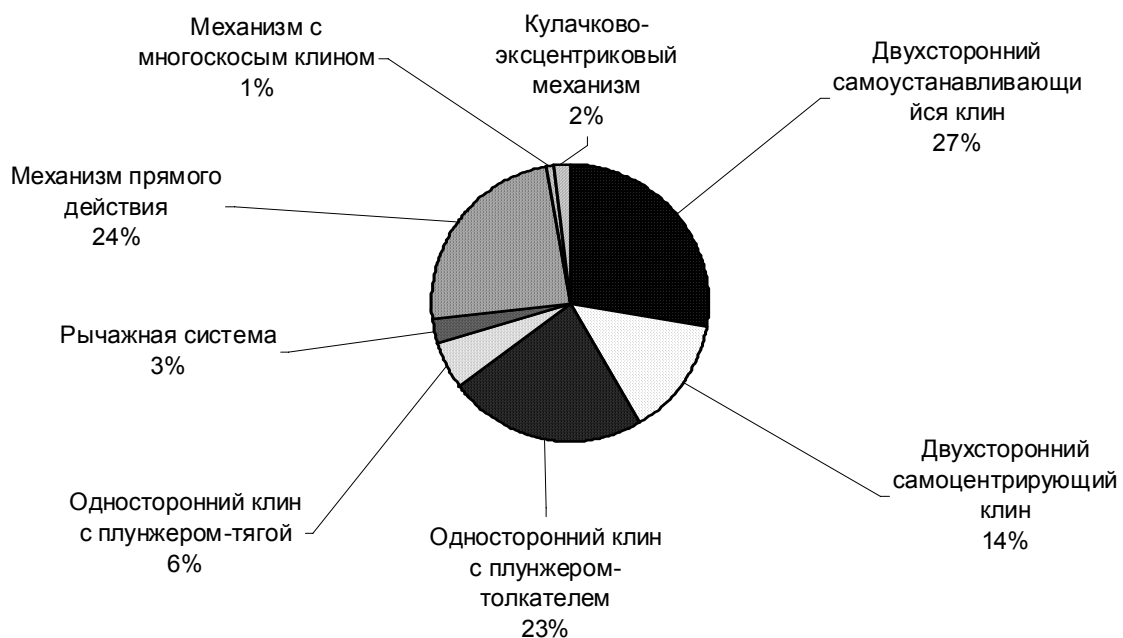


Рисунок 4 – Распределение УЗП по типу механизма зажима

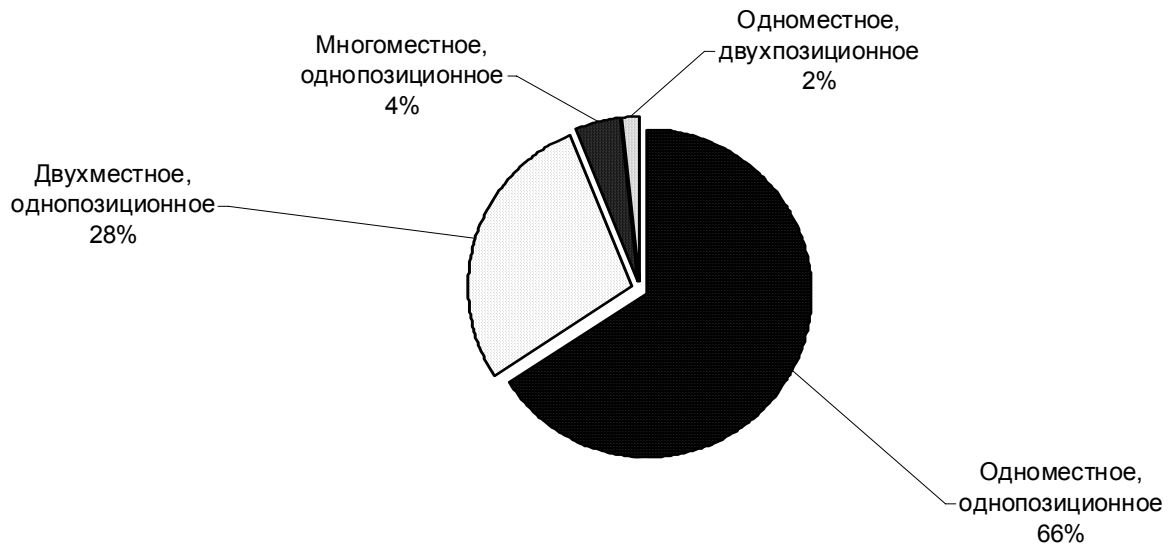


Рисунок 5 – Распределение УЗП по числу одновременно устанавливаемых деталей

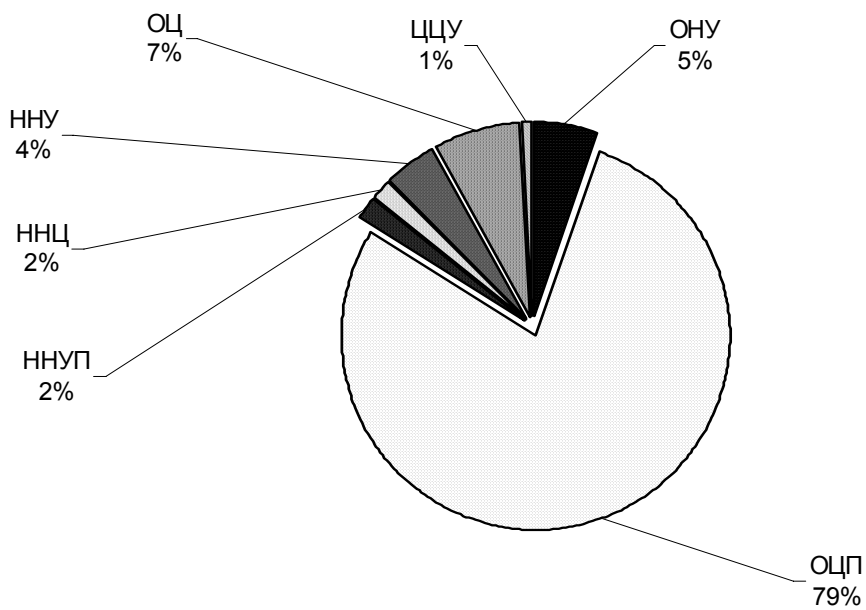


Рисунок 6 – Распределение УЗП по схеме базирования детали

В соответствии с принятыми сокращениями, технологические базы обозначаются О – опорная, Н – направляющая, Ц – центрирующая, У – упорная, П – поворотная. Как видно из рис.6, в приспособлениях преимущественно используется схема базирования – ОЦП. Реже всего используются схемы базирования с двойной направляющей и двойной центрирующей базами.



Рисунок 7 – Схема кодирования УЗП АС

Систематизация компоновок УЗП АС позволила разработать систему кодирования. Схема кодирования УЗП АС приведена на рис.7. Каждая позиция в цифровом коде отведена для значений одного признака в соответствии с функциональной схемой и классификационных признаков (рис.2). Значение каждого признака кодируется в соответствии с классификационными таблицами компоновочных схем УЗП АС для которых выполнена систематизация.

Система кодирования предусматривает возможность ее дальнейшего развития и информационного наполнения без изменения уже разработанной части. Код приспособления содержит пять групп признаков, разделенных символом «/». Первая классификационная группа описывает корпус УЗП, вторая привод, третья узел зажима, четвертая базиремую деталь и пятая установочные базы. Общая схема классификации и кодирования приспособления описывает как приспособление в целом, так

и конструкцию основных функциональных элементов и их положение в системе координат приспособления.

На основе систематизации основных компоновочных схем УЗП АС были разработаны модели компоновок, используемых в дальнейшем для синтеза вариантов УЗП. В пределах каждой компоновочной схемы вариантность определяется характером взаимного пространственного положения привода (основного цилиндра) и узла зажима.

Выводы

Дальнейшее повышение эффективности АС должно состоять в снижении трудоемкости проектирования и изготовления УЗП за счет унификации компоновочных схем и элементной базы. В этом случае в полной мере может быть реализовано одно из основополагающих достоинств принципа агрегатирования – обратимость, которая позволит решать насущную проблему агрегатированного технологического оборудования, связанную с повышением технологической гибкости.

На основе анализа и систематизации основных компоновочных схем УЗП АС определены классификационные признаки, позволяющие осуществить конструкторскую унификацию множества разных исполнений приспособлений путем приведения этого множества к целесообразному минимуму.

На основе статистического анализа компоновок УЗП определены приоритетные компоновочные схемы для последующей структурно-параметрической унификации.

Систематизация компоновок УЗП АС позволила разработать систему кодирования. Принцип агрегатирования и блочная структура УЗП позволяет обозначать любую компоновку с помощью структурных формул. Каждая позиция в цифровом коде отведена для значений одного признака в соответствии с функциональной схемой и классификационных признаков УЗП АС.

Унификации компоновочных схем УЗП и их элементной базы является одним из направлений решения актуальной научно-технической задачи по дальнейшему развитию принципа агрегатирования при создании технологического оборудования.

Литература

- 1 Ю.В.Тимофеев, В.Д.Хицан, М.С.Васерман, В.В.Громов. Агрегатные станки средних и малых размеров. – М.:Машиностроение, 1985. – 248 с.

Оглавление

<i>Хаев Г.Л., Мироненко Е.В., Гузенко В.С., Медведева О.А.</i> Циклы развития технических и социальных систем: модели роста	3
РАЗДЕЛ 1 Процессы и инструменты механообработки	
<i>Равская Н.С., Скрынник П.В., Андронов А.Ю.</i> Применение метода группового учета аргументов для модерирования эксплуатационной прочности инструментов	14
<i>Залога В. О., Криворучко Д. В., Сорокін А. М.</i> До питання підтвердження адекватності скінчено-елементної моделі процесу прямокутного різання	18
<i>Васильченко Я.В., Ковалев В.Д.</i> Управление процессом обработки на тяжелых станках с помощью алгоритма оптимального регулирования	24
<i>Ивченко Т.Г.</i> Теоретические исследования теплового состояния торцовых фрез	33
<i>Кириченко И.А., Витренко А.В., Мухина О.С., Кузьменко Н.Н.</i> Профилирование режущего обкаточного инструмента	40
<i>Виговський Г.М., Громовий О.А., Білявський М.Л.</i> Високошвидкісне торцеве фрезерування. Зони вібростійкої роботи	45
<i>Матюха П.Г., Стрелков В.Б., Полтавец В.В.</i> Определение оптимальных режимов при алмазном шлифовании твердых сплавов	50
<i>Кривий П.Д., Кобельник В.Р.</i> Вплив головного заднього кута спірального свердла на осьову силу і крутний момент при свердлінні	58
<i>Колот О.В.</i> Методика проектування фасонних фрез з дискретно розташованими різальними лезами	65
<i>Лубенская Л.М., Покинтелица Н.И., Николаенко А.П.</i> Влияние вибрационной обработки на износостойкость изделий	71
<i>Воронцов Б.С.</i> Гиперболоидные инструменты для изготовления цилиндрических колес с произвольным профилем зуба	76
<i>Покинтелица Н.И.</i> Исследование процесса износа и стойкости инструмента при термофрикционной обработке	82
<i>Маковецкий А.В., Маковецкий В.В.</i> Исследование инструментов ротационной обработки усовершенствованной конструкции	88

РАЗДЕЛ 2 Качество и надежность металлорежущего оборудования

<i>Ковалёв В.Д., Бабин О.Ф., Соловьёв М.Г.</i> Применение гидростатической червячно-реечной передачи в тяжёлых станках повышенной точности	96
<i>Павленко І.І., Мажара В.А.</i> Конструктивно-кінематична структура двозахватних пристроїв промислових роботів	104
<i>Кузнецов Ю.Н., Фарук Вахид Эль-Дахаби</i> Синтез высокоскоростных зажимных патронов методом морфологического анализа	110
<i>Рогов В.А., Позняк Г.Г., Соловьёв В.В., Гузенко В.С.</i> Исследование динамических характеристик узлов в рабочем пространстве вертикально-фрезерного станка	118
<i>Литвин А.В.</i> Точность автоматического манипулирования	124
<i>Ковалев В.Д., Пономаренко А.В., Куриленко Я.С.</i> Исследование эксплуатационных характеристик гидростатических опорных узлов для тяжелых станков	130
<i>Цыганиш В.Е., Гермак В.С.</i> Особенности модели для решения задачи оптимального управления гидроприводом	138
<i>Мицык В.Я.</i> Технологические возможности и конструктивные особенности виброустановки со встречнодвижущимися потоками рабочей среды в резервуаре	146
<i>Кушик В.Г.</i> Повышение эксплуатационной точности элементов целевых механизмов металлообрабатывающего оборудования	153
<i>Ковалев В.Д., Гаков С.А.</i> Синтез адаптивных систем для комплексного управления процессом сложнопрофильной обработки	159

РАЗДЕЛ 3 Технология машиностроения

<i>Михайлов А.Н.</i> Общий подход в создании функционально-ориентированных технологий машиностроения	165
<i>Клименко С.А., Манохин А.С., Мельничук Ю.А.</i> Шероховатость поверхности, обработанной безвершинным точением инструментом, оснащённым пстм на основе КНБ	174
<i>Ковалевский С.В., Тулунов В.И.</i> Поверхностная обработка импульсным магнитным полем деталей машин	181
<i>Гусев В.В.</i> Обеспечение эксплуатационных требований к изделиям из технической керамики при разработке операции алмазного шлифования	185

<i>Заблоцкий В.К., Дьяченко Ю.Г.</i> Влияние активатора на формирование износостойких борхромированных покрытий на инструментальных углеродистых сталях	191
<i>Кривий П.Д., Бондаренко О.Л., Сенник А.А.</i> Гармонічний аналіз точності форми згортних втулок приводних роликів і втулкових ланцюгів	196
<i>Гурей Т.А.</i> Визначення температури в зоні контакту при фрикційному зміцненні	202
<i>Мишура Е.В.</i> Использование сухого резания на полустойковых и чистовых технологических операциях механообработки валков холодного проката	207
<i>Заблоцкий В.К., Лапченко А.В.</i> Особенности формирования диффузионных титановых покрытий на инструментах из углеродистых сталей	213
<i>Гулько И.И., Порожня С.В., Жирков А.С.</i> Дозатор для приготовления смеси ХТС с автоматическим изменением параметров	218
<i>Косячков В.А., Фесенко М.А., Фесенко А.Н.</i> Перспективные технологии получения биметаллических чугуновых отливок для тяжелого машиностроения	222

РАЗДЕЛ 4 Моделирование и оптимизация элементов технологической систем

<i>Клименко Г.П., Андронов А.Ю.</i> Вероятностный подход к определению размеров режущей пластины инструмента с учетом накопления его повреждений	227
<i>Мироненко Е.В., Казакова Т.В., Колесник В.Д.</i> Моделирование систем инструментального обеспечения в среде технологической системы	235
<i>Мельничук П.П., Крижанівський В.Б.</i> Програмні засоби для моделювання процесів в поверхневому шарі при механічній обробці	242
<i>Петраков Ю.В., Біланенко В.Г.</i> Математична модель процесу точіння у САМ-системі верстатів з ЧПУ	247
<i>Неченаев В.Г., Гнисько А.Н.</i> Методика оценки адекватности моделей функционирования устройств удаления стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов	255
<i>Колот О.В., Колот В.О.</i> Теоретичні аспекти формування залишкових напружень на основі їх фізичної сутності	262

<i>Ткаченко Н.А.</i> Моделирование отказов твердосплавного инструмента	267
<i>Ковалевский С.В., Гитис В.Б., Поставная Е.Ю.</i> Модель динамического равновесия технико-экономических показателей продукции промышленного предприятия	273
<i>Борискина Н.А., Сердюк А.А.</i> Решение частного функционала оптимизации процессов фрезерования для игрового алгоритма управления	279
<i>Крупко В.Г., Дорохов Н.Ю., Алешичев П.В.</i> Динамическая модель волновой цепной передачи	284
<i>Приходько О.В., Яровенко А.О.</i> Разработка методики и алгоритма автоматизированного определения оптимальной структуры и мощности сталелитейных цехов	289
<i>Владимиров Э.А.</i> Способы аппроксимации профилей кулачков по заданным положениям ведомого звена и определение их параметров	295
<i>Пермяков А.А., Фадеев А.В., Яковенко И.Э.</i> Компоновки УЗП многопозиционных агрегатированных технологических систем и их классификационные признаки	300

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ
ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

Збірник наукових праць
Випуск №19

Наукове видання

Постанова президії ВАК України
від 9 червня 1999 р., №1-05/7
Рішення вченої ради ДДМА, протокол № 11 від 25.05.2006

Підп. до друку 25.05.2006

Друк ризографіч.

Тираж 100 прим.

Формат 60×84^{1/16}

Ум. друк. арк. 19,5

Зам. №133

ДДМА. 84313, м. Краматорськ, вул. Шкадинова, 72